

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica

**“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN DINAMOMETRO
PARA LA MEDICION DE FUERZA DE TIRO EN
TRACTORES AGRICOLAS”**

PROYECTO DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

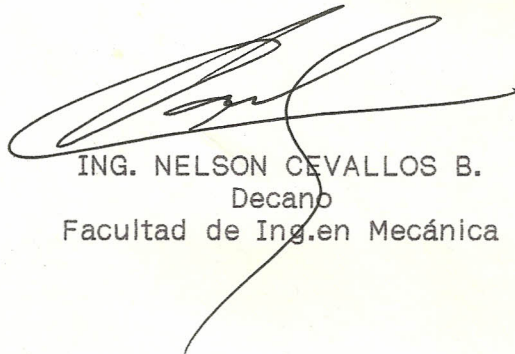
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

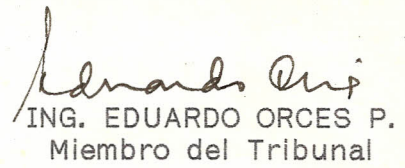
John A. Quintana Intriago

Guayaquil - Ecuador

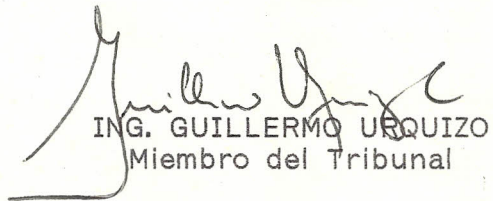
1990



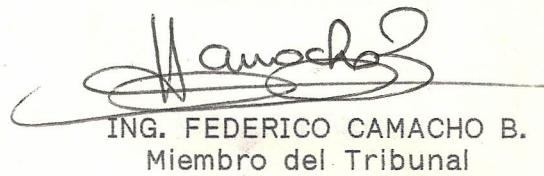
ING. NELSON CEVALLOS B.
Decano
Facultad de Ing.en Mecánica



ING. EDUARDO ORCES P.
Miembro del Tribunal



ING. GUILLERMO URQUIZO
Miembro del Tribunal



ING. FEDERICO CAMACHO B.
Miembro del Tribunal

DEDICATORIA

A MIS PADRES, quienes con su guía y apoyo constante han logrado conducirme a esta etapa de mi vida.

Para ellos quedo eternamente agradecido y en deuda.

A MIS HERMANAS.

A MI ESPOSA, sin cuya paciencia y comprensión no habría podido alcanzar aquella meta que algún día nos propusimos.

A MIS HIJOS.

AGRADECIMIENTO

A LA ESPOL, por la formación recibida en sus aulas.

Al Ing. GUILLERMO URQUIZO C., Director del Proyecto de Grado, por la colaboración e interés prestados durante la ejecución del mismo.

Al Ing. MARCELO ESPINOZA L., por la guía brindada para la elaboración del presente trabajo.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y, el Patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Tópicos de Graduación)

.....

JOHN ARTURO QUINTANA INTRIAGO

RESUMEN

El producto de la fuerza necesaria, empleada por un Tractor, para arrastrar un implemento por la velocidad real a la que avanza el conjunto se conoce como Potencia a la Barra. La determinación de las curvas de potencia a la barra para un Tractor o la medición de la fuerza de tiro empleada por éste en una labor específica desarrollada en condiciones particulares, permitirá establecer qué tan adecuado es el Tractor para esta u otras labores. Para poder determinar lo anterior es necesario un dispositivo que mida la fuerza con la que tira el Tractor del Implemento o Remolque, esto es un Dinamómetro, cuyo diseño y construcción son los objetivos de este Proyecto de Grado. Con estos antecedentes se proyecta un dispositivo anular que emplea extensómetros de resistencia eléctrica como transductores de deformación que a través de la identificación de la relación deformación-carga aplicada obtenida de una prueba de calibración permite cuantificar la fuerza de tracción aplicada a éste.

Finalmente, se realiza una prueba de campo con el instrumento, permitiendo de esta forma conocer su respuesta a las condiciones de trabajo a las que normalmente se someterá y posteriormente se realiza una evaluación del diseño con miras a sugerir correctivos para futuros trabajos en esta área.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	IX
INDICE DE TABLAS	XI
NOMENCLATURA	XII
INTRODUCCION	XIV
1. GENERALIDADES	
1.1 Necesidad de conocer la capacidad de tiro de un tractor	16
1.2 Potencia de la barra	19
1.3 Pruebas de aceptación	20
2. CRITERIOS EMPLEADOS EN EL DISEÑO DEL DINAMOMETRO	
2.1 Capacidad del Dinamómetro	22
2.2 Empleo de Extensómetros de resistencia eléctrica	24
2.2.1 Justificación	24
2.2.2 Diseño propuesto	27
2.3 Dimensiones de los componentes principales	29
2.3.1 Anillo	29
2.3.2 Brazos	34

3.	CONSTRUCCION Y MATERIALES	
3.1	Construcción de las partes	
3.1.1	Anillo	37
3.1.2	Brazos	37
3.1.3	Enganches	38
3.2	Montaje del Conjunto	38
3.3.	Instrumentación	38
4.	CALIBRACION Y PRUEBA	
4.1	Equipo empleado en la calibración	40
4.2	Procedimiento	42
4.3	Resultados y Curva de Calibración	43
4.4	Prueba desarrollada empleando el Dinamómetro	48
4.5	Evaluación del Diseño	55
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:	57
	APENDICES	60
	BIBLIOGRAFIA	80

INDICE DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
1.1	Curvas de Deslizamiento, Potencia y Consumo de Combustible en el ensayo a la barra de un Tractor	21
2.1	Tiro Vs. Velocidad de un Tractor de 54 Kw.	23
2.2	Dinamómetro a base de Pista Rodante . . .	25
2.3	Dinamómetro a base de Resortes	26
2.4	Dinamómetro tipo anillo, (a) instrumentación, (b) diagrama de cuerpo libre, (c) detalle de la sección del anillo	28
2.5	Tracción aplicada Vs. deformación esperada	36
4.1	Utilaje empleado en la Prueba de Calibración	41
4.2	Desarrollo de la Prueba de Calibración . .	44

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
4.3	Tracción aplicada Vs. Deformación Indicada	47
4.4	Prueba de Tiro de Troncos	51
4.5	Prueba de Tiro de Troncos	52
4.6	Prueba de Tiro de Troncos	53
4.7	Prueba de Tiro de Troncos	54
A-1	Circuito Puente de Wheatstone	64
B-1	Anillo grueso sometido a tensión	73

INDICE DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>Pág.</u>
I	Tracción necesaria para las diversas máquinas 1 7
II	Respuestas teóricas a Cargas de Tracción. 35
III	Resultados de la Prueba de calibración del Dinamómetro. 45
IV	Resultados de la Prueba de Medición de Fuerza de Tiro empleada por un Tractor al tirar de troncos. 50

NOMENCLATURA

- b Ancho de la sección del anillo.
- c Distancia del centro de la sección transversal de una viga a las fibras extremas.
- d_i Diámetro interior.
- d_o Diámetro exterior.
- e Distancia entre el eje centroidal y el eje neutro de una viga curva.
- e_a Deformación en las fibras interiores de las secciones radiales normales a la dirección de la tracción.
- e_t Deformación total registrada por los extensómetros.
- h Altura de la sección del anillo.
- I Momento de inercia.
- k_i Factor de corrección para fibras interiores de vigas curvas.
- K_o Factor de corrección para fibras exteriores de vigas curvas.
- μd Micro deformaciones.
- n Factor de seguridad.
- P Carga de tracción.
- S Esfuerzo normal.
- S_a Esfuerzos en las secciones radiales normales a la dirección de la tracción.

- S_t Esfuerzos en secciones radiales paralelas a la dirección de tracción.
- S_m Esfuerzos producidos por momento flector.
- S_p Esfuerzos debido a la carga de tracción.
- S_y Resistencia a la fluencia.

INTRODUCCION

En los países desarrollados los tractores, previa su comercialización, son sometidos a pruebas de aceptación con el fin de evaluar su real capacidad de trabajo. Esto permite dimensionar de manera óptima la maquinaria agrícola a emplearse en la ejecución de labores determinadas dadas las características particulares de éstas.

Uno de los parámetros de trabajo que se evalúan es la potencia en la barra de tiro del tractor a través de ensayos normalizados que requieren para su realización de equipos e infraestructura. Entre los equipos necesarios para esta prueba destaca el dinamómetro que mide la fuerza de tracción empleada por el tractor durante el ensayo.

El diseño y construcción de un dinamómetro para la medición de la fuerza de tiro en tractores agrícolas es el propósito del presente trabajo. Este equipo puede emplearse para realizar ensayos como el mencionado anteriormente u otras pruebas que conduzcan a la evaluación de la capacidad de tracción de un tractor en condiciones particulares. Para alcanzar el objetivo descrito se define primeramente la capacidad del instrumento y

luego se plantea su construcción empleando el diseño de una celda de carga de forma anular la cual utiliza extensómetros de resistencia eléctrica que unidos a un sensor de deformaciones permite relacionar la deformación del instrumento bajo la acción de las cargas de tracción a las que se somete con el valor de las mismas. El equipo se construyó en el taller mecánico de la ESPOL, la calibración del mismo se realizó en el Laboratorio de Mecánica de Sólidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y una prueba de trabajo fue implementada con éste en el Aserrío San Miguel de la ciudad de Quevedo.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 NECESIDAD DE CONOCER LA CAPACIDAD DE TIRO DE UN TRACTOR

En operaciones de mecanización agrícola existen variables tales como la labor sobre el suelo, tipo de suelo, ancho y profundidad de la labor, posición de los aperos, etc., que toman valores particulares en función del cultivo para el que se implementan . Siendo tan diversas las condiciones de trabajo es fácil inferir que un tractor que es adecuado para desarrollar una labor en ciertas condiciones no responderá, necesariamente, en la misma forma ante otras.

El parámetro que permite cuantificar la capacidad de un tractor para realizar un trabajo es la potencia del mismo. Así la potencia a la barra de un tractor es una medida de su capacidad de tiro y como tal permite determinar si un tractor puede realizar en forma óptima labores que impliquen arrastre de implementos, ajustadas a condiciones particulares.

TABLA I
TRACCION NECESARIA PARA LAS DIVERSAS MAQUINAS

Subsolador:		
Suelos ligeros	125-195N (12-19Kg) por cm. de profundidad
Suelos pesados	195-280N (19-28 Kg) por cm. de profundidad.
Cultivador con rejas:		
escarificadoras 7-13 cm. de profundidad	1.400-4.400N por m. (140-440 Kg. por m.).
Cultivador entre líneas:		
Labor superficial	585-1.200 N. por m.
Labor profunda	115-230N por cm. de profundidad.
Grada de discos pesada.		2.600-3.800N por m.
Grada de discos ligera.		750-1.300N por m.
Grada de discos media.		1.300-2.600N por m.
Grada de púas flexibles.		1.100-3.000N por m.
Grada de púas rígidas.		295 - 875 N por m.
Rodillo desterronador.		295-2.200N por m.
Grada de cuchillas rota		450-1.500N por m.

Siembra:

Sembradora en líneas (maíz, soya, algodón, sólo la siembra	445 - 800N por m.
Idem, con todos los elementos de la máquina.	1.100-2.000N por línea.
Sembradora de cereales	445-1.500N por metro.

Recolección:

Segadora:	2.5 Kw a la barra por metro más 1.5 Kw a la toma de fuerza por metro.
Segadora-acondicionadora barra de corte.	2.5-3.5 a la barra por m., más 5-6 Kw. a la t.d.f. por metro.

En la Tabla I se muestran valores para algunas operaciones típicas de mecanización.

El desconocimiento de la real capacidad de tiro del tractor nos puede llevar a cometer errores tales como utilizar implementos que necesiten demasiada tracción para el tamaño del tractor disponible ocasionando de esta forma, debido a pérdidas por deslizamiento, el consumo de mayor cantidad de combustible y la necesidad de más tiempo para finalizar la labor.

1.2 Potencia a la barra.-

El producto de la fuerza necesaria para arrastrar un implemento por la velocidad real a la que avanza el conjunto se conoce como potencia a la barra (9). El ensayo de potencia a la barra tiene como finalidad elaborar las curvas de deslizamiento y potencia a la barra de un tractor para cada una de las marchas de velocidades del mismo, junto con estas curvas se elaboran las de consumo de combustible asociadas a las anteriores, la Figura 1.1 muestra las curvas del ensayo a la barra de un tractor.

La referencia (1) señala detalles de ensayo antes mencionado.

1.3 Pruebas de aceptación.-

En países de Europa y otros, las organizaciones de agricultores exigen a los fabricantes de tractores el cumplimiento de pruebas de aceptación que tienen como finalidad conocer la capacidad real de la que dispone el tractor previa su comercialización.

En nuestro país no existen dichas pruebas, debiendo por ello el agricultor, allanarse a lo que señala el catálogo del fabricante, esto justifica, el establecimiento de normas de aceptación de tractores agrícolas adecuadas a nuestro medio a fin de racionalizar el parque de maquinaria agrícola necesario para el país.

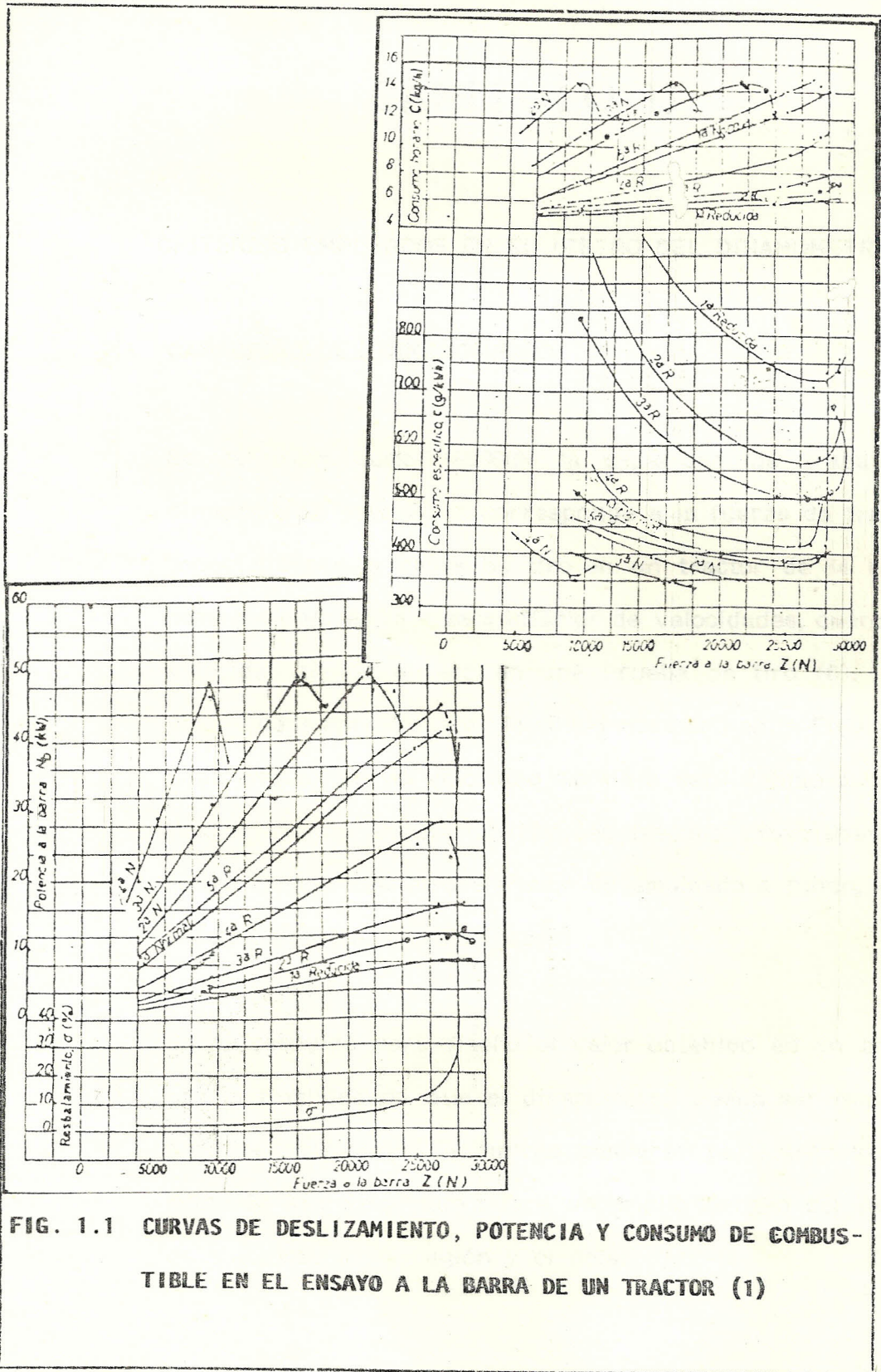


FIG. 1.1 CURVAS DE DESLIZAMIENTO, POTENCIA Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN EL ENSAYO A LA BARRA DE UN TRACTOR (1)

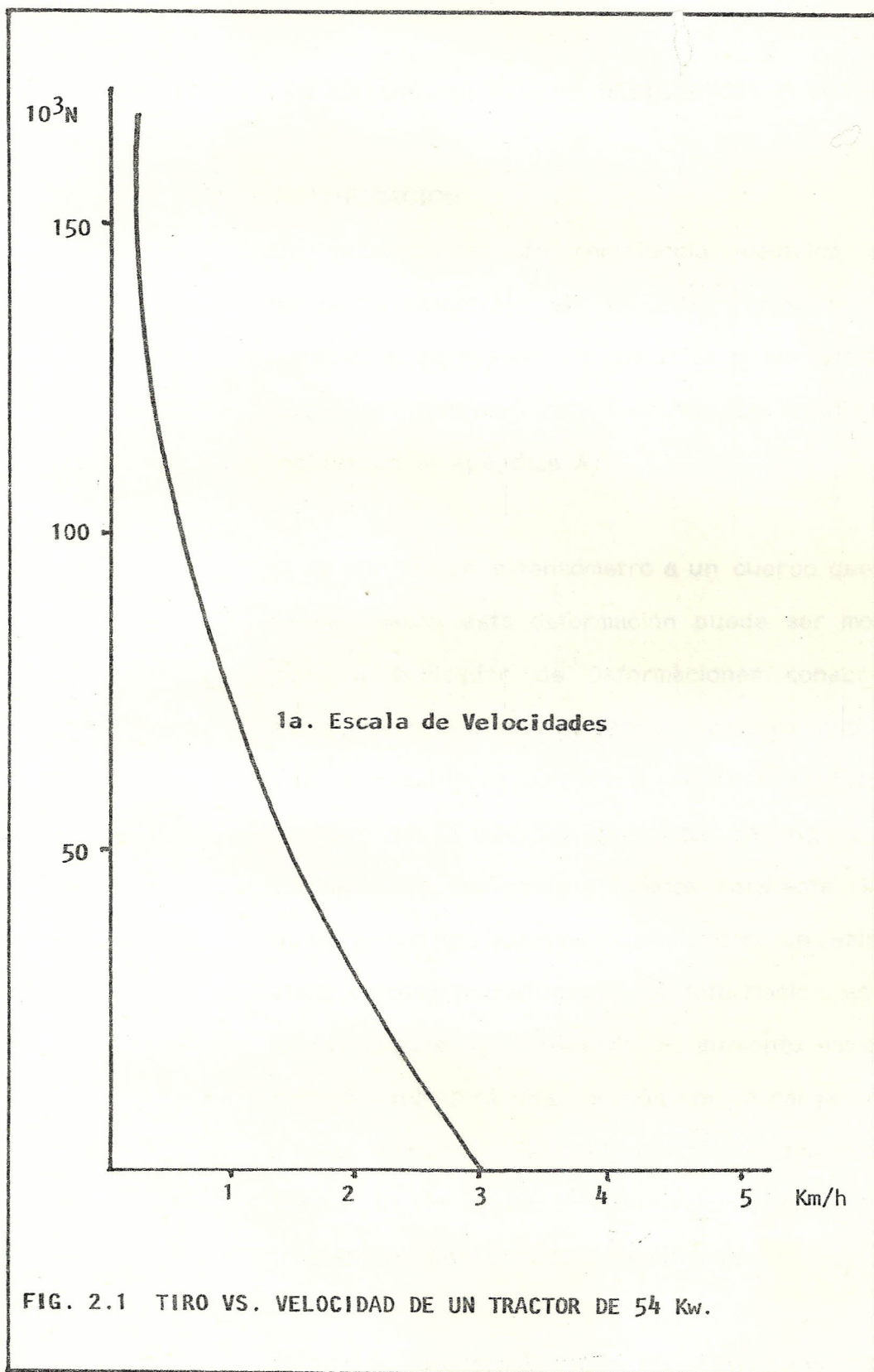
CAPITULO II

CRITERIOS EMPLEADOS EN EL DISEÑO DEL DINAMOMETRO

2.1 CAPACIDAD DEL DINAMOMETRO

Se establece como 180000N la capacidad de trabajo de dinamómetro, este valor corresponde a la fuerza de tracción soportada por la barra de tiro en un tractor de 54 Kw de potencia neta en la escala inferior de velocidades, cuando su velocidad tiende a cero en una prueba de tiro (6). Este valor puede apreciarse en la curva mostrada en la Figura 2.1. Cabe anotar que la velocidad tiende a cero debido a que el tractor, en un ensayo de tiro, es frenado externamente al mismo tiempo que el acelerador es empleado a fondo, en la escala más baja de velocidades.

Se ha escogido para diseño el valor obtenido en un ensayo con la finalidad de que el dinamómetro pueda ser empleado para la confección de curvas similares para tractores de hasta 54 Kw, valor que cubre un amplio margen del parque de tractores de la región y el país.



2.2 EMPLEO DE EXTENSOMETROS DE RESISTENCIA ELECTRICA

2.2.1 JUSTIFICACION

Un extensómetro de resistencia eléctrica es un conductor eléctrico en el que varía, en forma apreciable, su resistencia eléctrica al ser sometido a pequeñas deformaciones (información adicional se incluye en el Apéndice A).

Si se adhiere un extensómetro a un cuerpo que luego es deformado, esta deformación puede ser mostrada por un Indicador de Deformaciones conectado al extensómetro o grupo de éstos. Por otro lado, existe una gran cantidad de formas de medir la fuerza de tracción con la que tira un tractor, las figuras 2.2 y 2.3 muestran dos equipos usados para este fin. En nuestro caso emplearemos extensómetros de resistencia eléctrica como transductores de deformación, es decir, la deformación que registre un elemento sometido a tracción guardará una relación con la carga aplicada a dicho elemento. Esta relación puede identificarse a través de la aplicación de valores conocidos de tracción en una prueba de calibración.

El uso de extensómetros de resistencia eléctrica

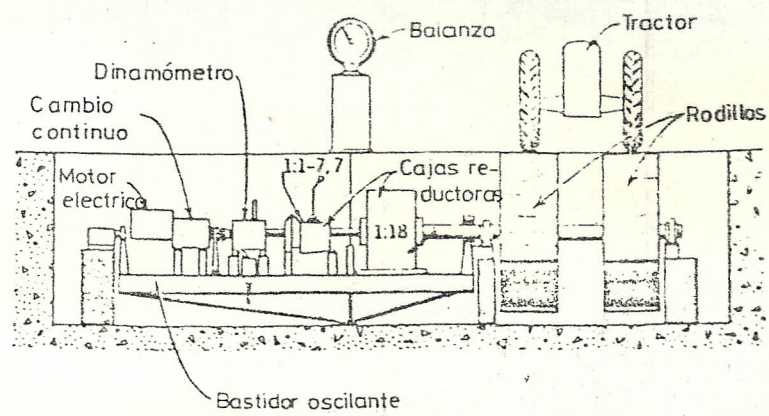


FIG. 2.2 DINAMOMETRO A BASE DE PISTA RODANTE

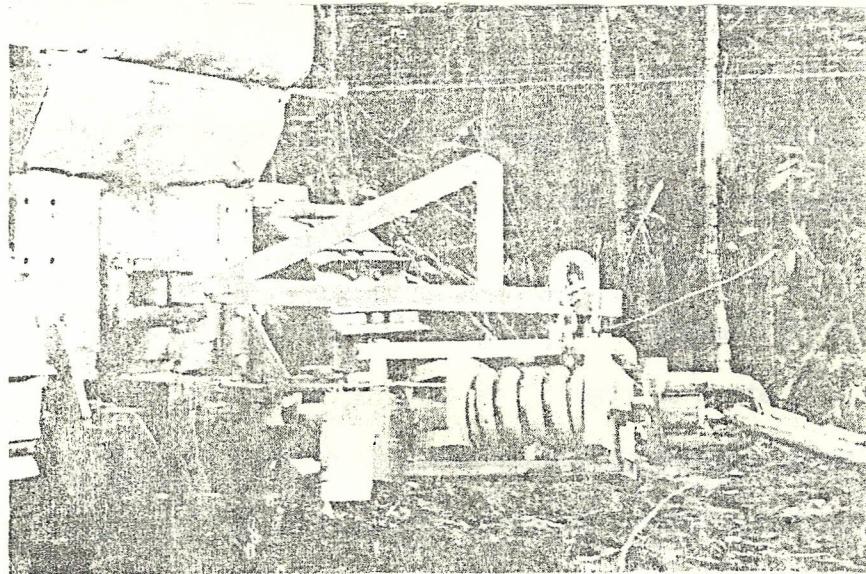
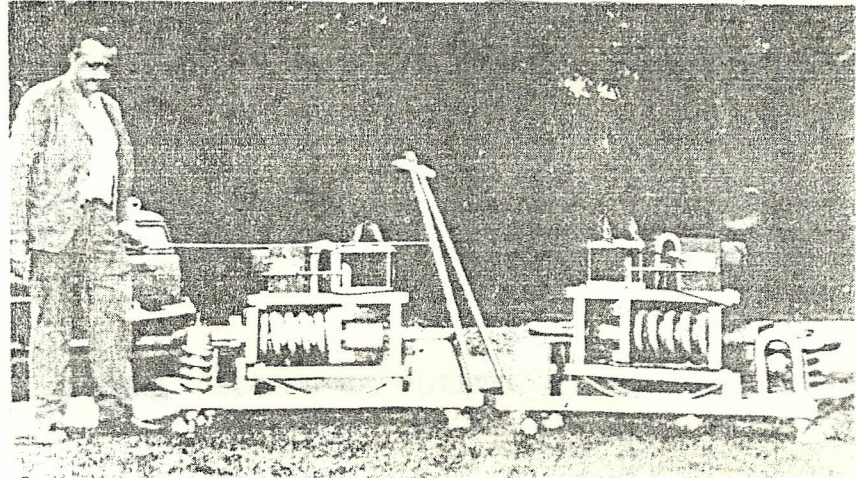


FIG. 2.3 DINAMOMETRO A BASE DE RESORTES

reviste algunas ventajas, podemos citar el bajo costo de éstos, rápida y fácil instalación, relativa alta confiabilidad, capacidad de contrarrestar los efectos de dilatación térmica en la estructura del dinamómetro debido a cambios de temperatura en el ambiente de trabajo, entre otras.

2.2.2 DISEÑO PROPUESTO

Se propone diseñar un medidor de tracción tipo anillo, como el que muestra la Figura 2.4. La conducta del anillo, al someterse a tensión, es tal que éste se flexiona en la vecindad de los extensómetros R_1 , R_2 , R_3 , y R_4 . Luego, bajo esta carga tensil R_2 y R_4 son sometidas a compresión y R_1 , R_3 son sometidas a tensión. La disposición de los extensómetros en el anillo proporciona completa compensación por temperatura y no hay necesidad de implementar el llamado arreglo de Poisson con este fin. La principal ventaja de este medidor de tensión es su relativa alta sensibilidad de carga sin un correspondiente sacrificio en rigidez transversal, la Figura 2.4 muestra también la disposición de los extensómetros y las conexiones necesarias para formar un circuito puente de Wheatstone que nos proporcionara la señal para el

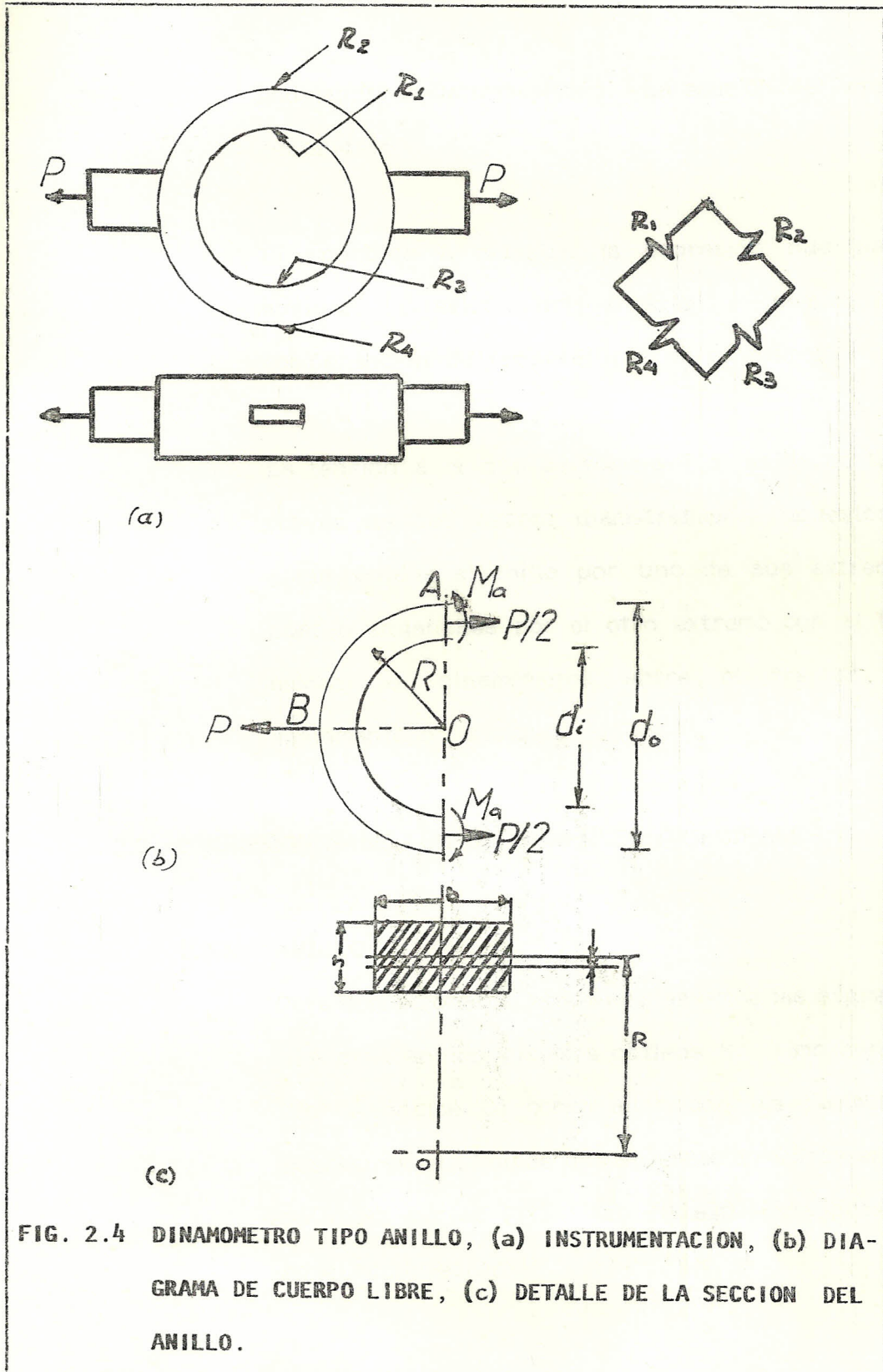


FIG. 2.4 DINAMOMETRO TIPO ANILLO, (a) INSTRUMENTACION, (b) DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, (c) DETALLE DE LA SECCION DEL ANILLO.

Indicador de Deformaciones. La sección del anillo es rectangular.

El apéndice A muestra la expresión que permite evaluar la salida del arreglo y demuestra la compensación de temperaturas en el mismo.

La tensión a la que se someterá el anillo se hará a través de dos brazos diametralmente opuestos que están unidos al anillo por uno de sus extremos y poseen enganches por el otro extremo con el fin de colocar el dinamómetro entre el tractor y el implemento o remolque.

2.3 DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

2.3.1 ANILLO

Para dimensionar el anillo emplearemos las expresiones que para anillos gruesos obtiene S. Timoshenko (2) (Ver Apéndice B) combinadas con las de Wilson y Quereau para cálculos de esfuerzos en fibras extremas de vigas curvas (11). Así, los esfuerzos producidos en el anillo serán:

EN LAS SECCIONES NORMALES A LA DIRECCION DE LA TRACCION

$$S_a = S_p + S_m \quad (1)$$

$$S_a = P / (2b \cdot h) + K_i \cdot (M_a \cdot C) / I$$

Por otro lado

$$M_a = (P \cdot R / 2) (1 - 2/\Pi \cdot (1 - e/R)) \quad (2)$$

$$e/R = 0.33 / (R/c)^2 + 0.089 / (R/c)^4 \quad (3)$$

$$I = b \cdot h^3 / 12 \quad (4)$$

Reemplazando las Ecs. (2) y (4) en la Ec. (1) y teniendo presente que $c = h/2$.

$$S_a = P / b \cdot h (0.5 + 1.5 K_i (R/c) (1 - 2/\Pi \cdot (1 - e/R))) \quad (5)$$

Para una relación R/c igual a 3, K_i toma el valor de 1.30 (11)

Luego $e/R = 0.038$

y

$$S_a = 2.77 P / b \cdot h \quad (6)$$

EN LAS SECCIONES PARALELAS A LA DIRECCION DE LA TRACCION

$$S_b = K_i \cdot M \cdot C / I \quad (7)$$

En estos puntos el momento Flector M es máximo y viene dado por la expresión:

$$M = P \cdot R / \Pi \cdot (1 - e/R) \quad (8)$$

Reemplazando las ecuaciones (4) y (8) en la ecuación (7) podemos llegar a:

$$S_b = 0.955 P / b \cdot h \cdot K_i \cdot (R/c) \cdot (1 - e/R) \quad (9)$$

Para la relación escogida de $R/c = 3$, tenemos:

$$S_b = 3.58P/b.h \quad (10)$$

Podemos advertir que:

$$S_b = 1.29 S_a \quad (11)$$

Por tanto dimensionaremos el anillo a partir de S_b . Considerando que se construirá el anillo con un acero SAE 1020 con una resistencia a la fluencia de 240 MPa y empleando un factor de seguridad de 1.67, valor relativamente bajo pero adecuado en razón de necesitarse de valores de deformación apreciables, tenemos la siguiente expresión:

$$S_y/n = S_b = 3.58 P/b.h$$

En la sección 2.1 se estableció el valor de P en 180000 N, luego:

$$b.h = 3.58P / (240 \times 10^6 / 1.67) \quad (12)$$

$$b.h = 0.0045 m^2$$

Si tomamos para h el valor de 0.076 m, el valor de b será 0.059 m.

Luego las dimensiones del anillo serán:

$$h = 0.076 \text{ m}$$

$$b = 0.059 \text{ m}$$

$$D_0 = 0.152 \text{ m}$$

$$D_i = 0.076 \text{ m}$$

Para estos valores calculemos la deformación total esperada en la región donde se localizarán los extensómetros.

Sustituyendo el valor de $b \cdot h$ en la ecuación (6)

$$S_a = 616 P$$

De la ley de Hooke tenemos:

$$e_a = S_a / E$$

Luego:

$$e_a = 3.08 \times 10^{-9} P \quad (13)$$

Según se demuestra en el Apéndice A

$$e_t = 3.25 e_a$$

finalmente:

$$e^t = 10^{-6} P \quad (14)$$

A partir de la Ecuación (14) confeccionamos la Tabla II y la Figura 2.5.

2.3.2 BRAZOS

Los brazos estarán sometidos a tracción pura y la resistencia a la fluencia del material con el que se construirán es de 240 MPa, luego el diámetro de las barras para su construcción será:

$$S_y/n = S = 4P/\pi D^2$$

$$D = \sqrt{4P/\pi S_y}$$

Reemplazando P y S_y por sus valores y dando a n el valor de 1.5 tenemos:

$$D = 0.037 \text{ m}$$

La longitud de los brazos se fija en 0.080 m.

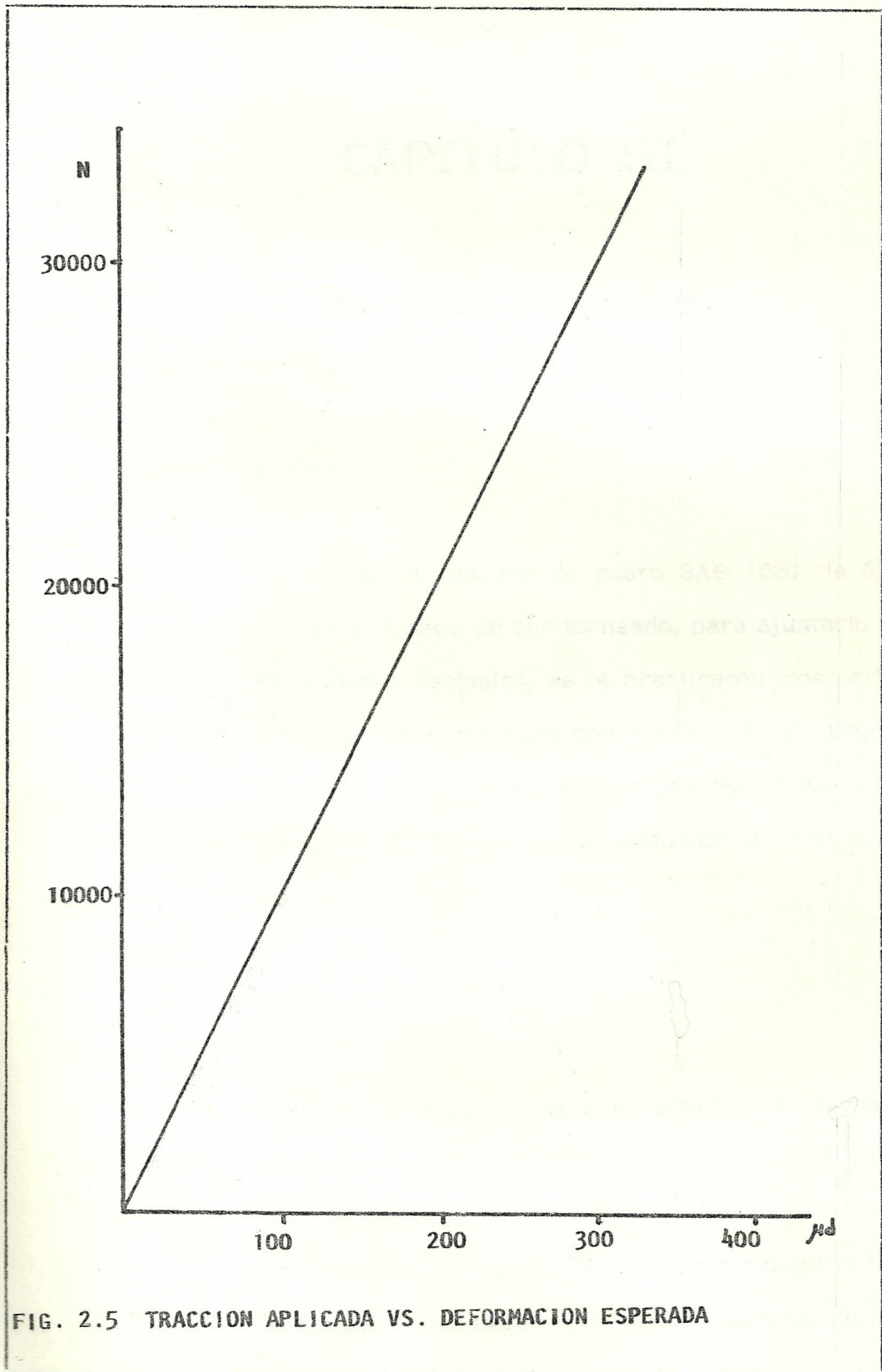


FIG. 2.5 TRACCION APLICADA VS. DEFORMACION ESPERADA

CAPITULO III

CONSTRUCCION Y MATERIALES

3.1 CONSTRUCCION DE LAS PARTES

3.1.1 Anillo.-

Se empleó un pedazo de acero SAE 1020 de 6" de diámetro. Luego de ser torneado, para ajustarlo a las dimensiones deseadas, se le practicaron dos orificios diametralmente opuestos con la intención de alojar en ellos los extremos de los brazos de forma que se mantuviesen colineales al momento de unirse con soldadura al anillo.

3.1.2 Brazos.-

Para su construcción se emplearon barras de sección circular, de 1.25" de diámetro, de acero SAE 1020.

Los extremos de estas barras fueron mecanizadas de forma que coincidiesen con los orificios practicados en el anillo, por un lado, y con los enganches por otro.

3.1.3 Enganches.-

Se utilizó plancha de acero con el espesor adecuado en la que fueron cortadas sus partes y, mediante operaciones en la fresadora y torno, llevadas a la forma y dimensiones fijadas.

3.2 MONTAJE DEL CONJUNTO

El anillo, los brazos y las partes que constituyen el enganche fueron unidas mediante soldadura eléctrica empleando electrodos E6010, previamente y con ayuda de un utilaje se fijaron las partes a la posición requerida.

El tamaño de los cordones, en las uniones de los extremos de los brazos, requirió que se hicieran pausas entre cada pasada del electrodo para dar tiempo, de esta forma, a un alivio de tensiones en los brazos y así evitar su deformación debido a tensiones producidas por el desprendimiento de calor del proceso.

3.3 INSTRUMENTACION

En los lugares previstos para ello se fijaron extensómetros de resistencia eléctrica (Measurements Group, Inc.), con las

siguientes características:

TIPO:	EA - 13 - 120LZ - 120
RESISTENCIA	120 \pm 0.3 % OHMS
FACTOR DE MEDICION:	2.095 \pm 0.5% A 75 °F

Para la colocación de los extensómetros se emplearon las técnicas y materiales recomendados por el fabricante (13).

Con el fin de facilitar sus conexiones con el equipo indicador de deformaciones, se utilizó cable de cuatro conductores y enchufes tipo banano para éstas. Adicionalmente se confeccionó con cable del mismo tipo una extensión de tres metros con la intención de colocar en una posición cómoda y segura al indicador de deformaciones al momento de realizar mediciones en un tractor, no sin antes verificar que la longitud y calidad de los conductores del cable no incidan, en forma apreciable, en la respuesta del diámetro.

CAPITULO IV

CALIBRACION Y PRUEBA

4.1 EQUIPO EMPLEADO EN LA CALIBRACION

La calibración del dinamómetro se efectuó en el laboratorio de Mecánica de Sólidos de la ESPOL y para ello se dispuso de los siguientes equipos:

- Máquina Universal de ensayos Instron 1128
- Indicador de deformaciones Micro Measurements

Además se requirió del uso de un utilaje que permitiese acomodar el dinamómetro a los elementos de tracción de la máquina, el utilaje que se empleó se improvisó a partir de uno ya existente para otros fines que permitían la aplicación de 3000 Kilos de carga de tracción, la Figura 4.1 muestra el utilaje empleado.

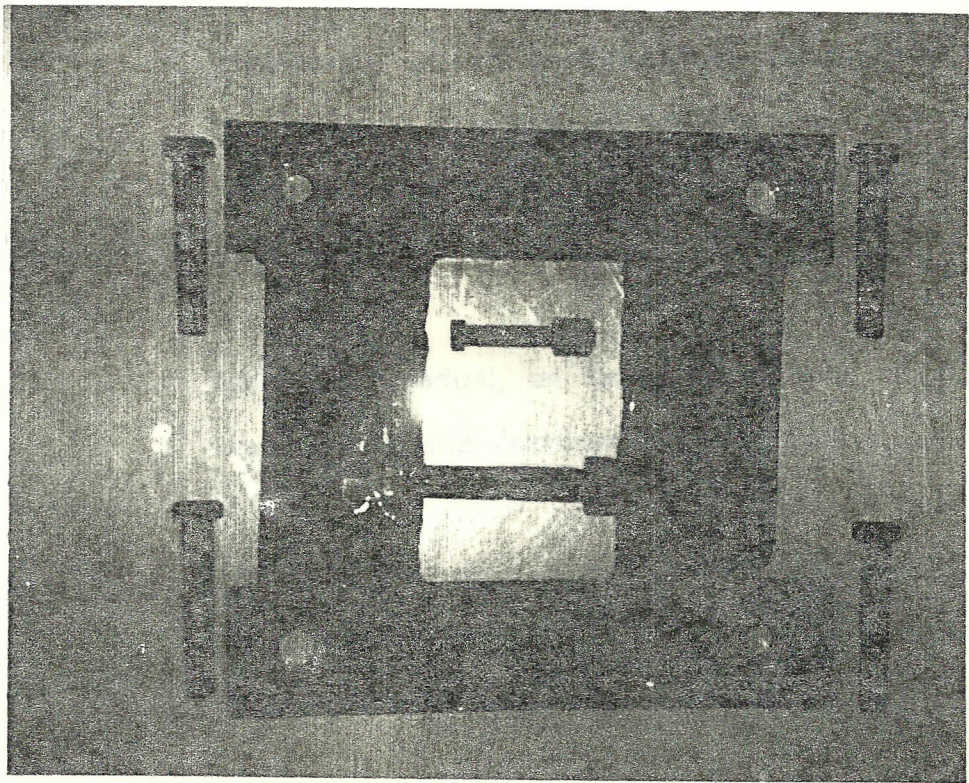


FIG. 4.1 UTILAJE EMPLEADO EN LA PRUEBA DE CALIBRACION

4.2 PROCEDIMIENTO

Una vez montado el dinamómetro en la máquina, se realizaron dos pruebas, el procedimiento empleado para dichas pruebas de calibración, básicamente fue el siguiente:

- Balancear el puente de Wheatstone del dinamómetro, esto es, colocar en cero el display del indicador de deformación cuando cargas de tracción aún no han sido aplicadas.
- Aplicación gradual, en forma ascendente, de cargas de tracción con una velocidad de ensayo de 1 mm/min.
- Tomar lecturas del indicador de Deformaciones al momento de incrementarse en 100 Kilo la carga aplicada hasta que ésta alcance los 3000 kilos.
- Aplicación gradual en forma descendente de cargas de tracción con una velocidad de ensayo de 1 mm/min.
- Tomar lecturas del Indicador de Deformaciones al momento de decrecer en 100 kilos la carga aplicada hasta que ésta sea nula.

4.3 RESULTADOS Y CURVA DE CALIBRACION

Las pruebas para la calibración del dinamómetro se realizaron el día jueves 28 de setiembre de 1989 a las 14h0 en el Laboratorio de Mecánica de Sólidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL, la figura 4.2 muestra el instante en que se preparaba el equipo para las pruebas.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla III. Con los valores de carga aplicada y deformación indicada se construyó la curva que se muestra en la Figura 4.3 y aplicando el método de mínimos cuadrados para ajuste de curvas (Ver Apéndice C) se obtuvo la siguiente expresión:

$$P = 72.1 e_t$$

Donde e_t es la deformación total mostrada por el indicador de deformaciones en micro deformaciones, ésto es, micrómetro/metro y la unidad de P es Newton.

El apéndice B muestra las especificaciones del instrumento construido.

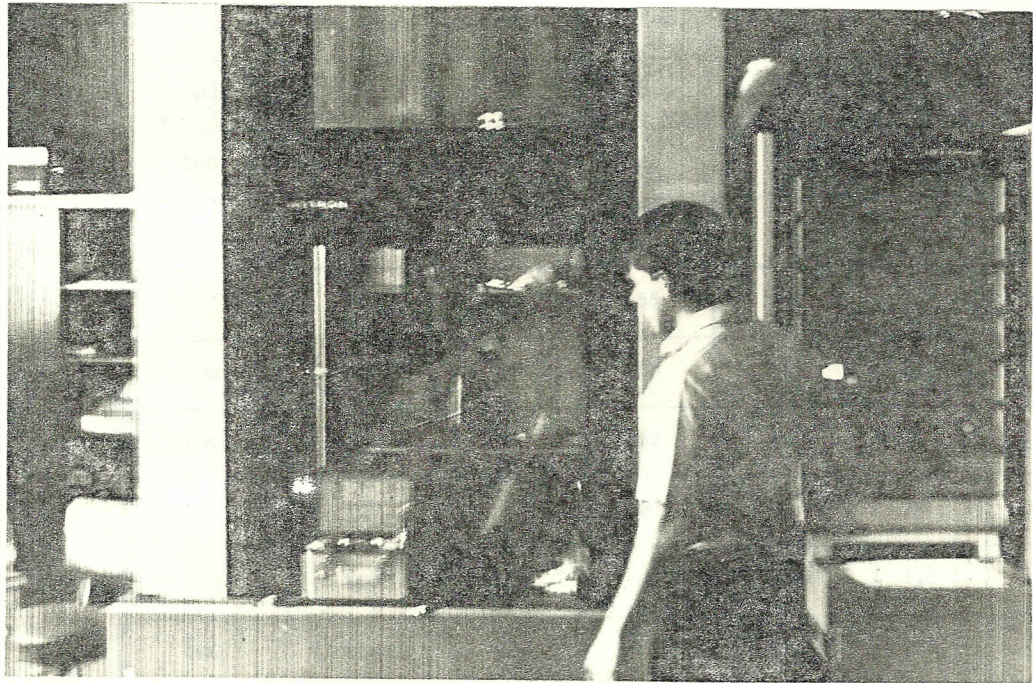


FIG. 4.2 DESARROLLO DE LA PRUEBA DE CALIBRACION

TABLA III
 RESULTADOS DE LA PRUEBA DE CALIBRACION EN EL
 DINAMOMETRO

CARGA APLICADA P(K)	DEFORMACION INDICADA e (μ d)					
	1ra. PRUEBA		2da. PRUEBA		PROMEDIO	(*) e'
	1a. Lec.	2a. Lec.	1a. Lec.	2a. Lec.		
100	15	14	14	14	14	14
200	28	28	27	27	28	27
300	41	40	41	42	41	41
400	56	55	55	55	55	54
500	70	68	69	70	69	68
600	83	83	82	83	83	82
700	97	96	96	97	96	95
800	110	109	110	109	110	109
900	123	123	123	124	123	122
1000	137	136	137	137	137	136
1100	151	150	150	151	151	150
1200	165	164	163	164	164	163
1300	177	176	176	177	177	177
1400	191	190	191	191	191	190
1500	205	204	205	205	205	204
1600	219	217	218	218	218	218

CARGA APLICADA P (K)	DEFORMACION INDICADA e (μ d)					
	1ra. PRUEBA		2da. PRUEBA		PROMEDIO	(*) e'
	1a. Lec.	2a. Lec.	1a. Lec.	2a. Lec.		
1700	232	231	232	231	231	231
1800	246	244	245	243	244	245
1900	259	259	259	258	259	259
2000	273	272	273	272	273	272
2100	287	285	287	286	286	286
2200	300	299	299	299	299	299
2300	313	313	313	313	313	313
2400	326	326	326	328	326	327
2500	341	340	341	341	341	340
2600	354	354	354	353	354	354
2700	367	369	367	366	367	367
2800	381	381	382	381	381	381

(*) e' es el valor de deformación obtenido empleando la expresión $e = 0,136P$ derivada de la ecuación de calibración.

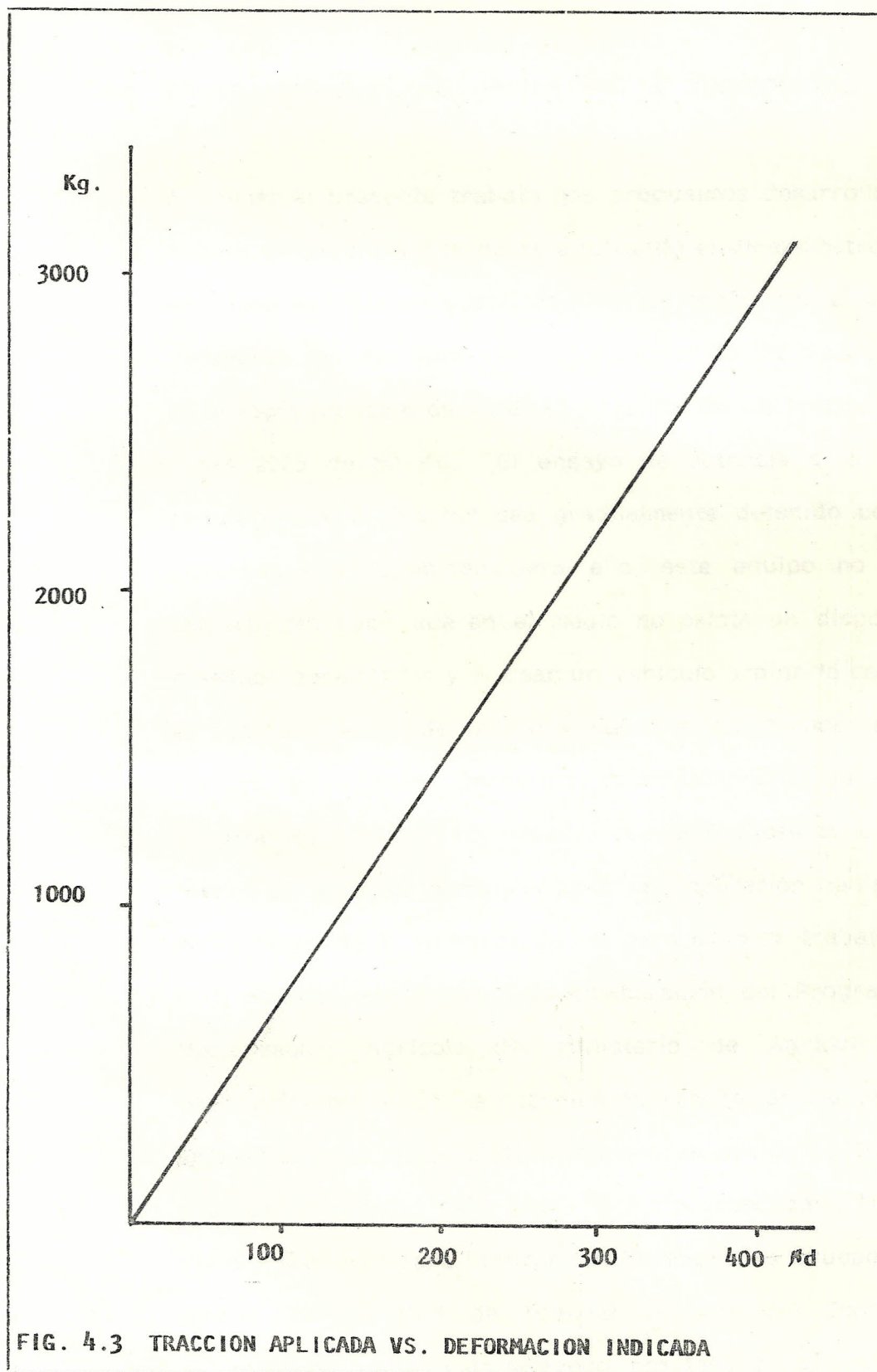


FIG. 4.3 TRACCION APLICADA VS. DEFORMACION INDICADA

4.4 PRUEBA DESARROLLADA EMPLEANDO EL DINAMOMETRO

Al iniciar el presente trabajo nos propusimos desarrollar un ensayo de potencia a la barra empleando el dinamómetro, con esta idea se hicieron gestiones a fin de contar con el equipo necesario, es así que las Autoridades de la Escuela de Tecnología Agrícola de la ESPOL facilitaron un tractor John Deere 2025 de 50 Kw. El ensayo de potencia a la barra requiere que el tractor sea gradualmente detenido por un remolque con capacidad para ello, este equipo no pudo conseguirse dado que en el medio no existe un dispositivo diseñado para tal fin y el usar un vehículo ordinario conlleva el costoso riesgo de inferirle daños a los frenos u otro sistema del vehículo. Descartada la posibilidad de un ensayo se propuso efectuar un estudio que permitiese conocer la fuerza de tracción necesaria para una operación de laboreo en términos de la variación de un parámetro de trabajo, con éste objetivo se consiguió la colaboración del Programa de Mecanización Agrícola del Ministerio de Agricultura y Ganadería con quien se coordina la realización de pruebas empleando rastras de distinto tamaño en suelos de Quevedo y Daule. En virtud de lo cual, en fecha acordada el suscrito viajó a Quevedo para realizar las mencionadas pruebas, más existió la dificultad de localizar al Jefe del Centro de Mecanización Agrícola de Quevedo, por tal motivo se obvió lo

anterior y en su lugar se desarrolló una prueba de tiro de troncos en el aserrío San Miguel del Sr. Miguel Jadán, en la Parroquia San Camilo del Cantón Quevedo, empleando para ello un tractor Zetor Cristal 81 de 50 Kw y troncos de Salsafra y Matapalo.

La prueba consistió en medir la fuerza de tiro del tractor con troncos de madera distintas y dimensiones distintas sobre una pista de lastre con la primera marcha de velocidades. Los resultados obtenidos se indican en la Tabla IV, las Figuras 4.4 a 4.7 muestran escenas del desarrollo de esta prueba.

Es de anotar que de no haberse improvisado la prueba anterior como una sustitutiva de otra, se hubiese planeado mejor la mencionada prueba de forma que los resultados obtenidos tuviesen valor práctico, como conocer la influencia sobre la fuerza de tiro de uno u otro tipo de terreno, la relación entre ésta y el volumen del tronco de una madera específica, la incidencia de cada una de las escalas de velocidades, etc. Por esta razón los resultados numéricos de la prueba realizada no merecen mayor atención, mas es importante señalar la óptima respuesta del instrumento al ambiente de trabajo al que regularmente será sometido y particularmente es necesario citar que, dada la dinámica de

TABLA IV

RESULTADOS DE LA PRUEBA DE MEDICION DE FUERZA DE TIRO
EMPLEADA
POR UN TRACTOR AL TIRAR DE TRONCOS

MADERA	LONGITUD	DIAMETRO	DEFORMACION INDICADA	FUERZA DE TIRO
Matapalo	4.2 m.	0.98 cm.	250 μ d	18025N
Salsafra	4.2 m.	0.41 cm.	30 μ d	2163N

5)

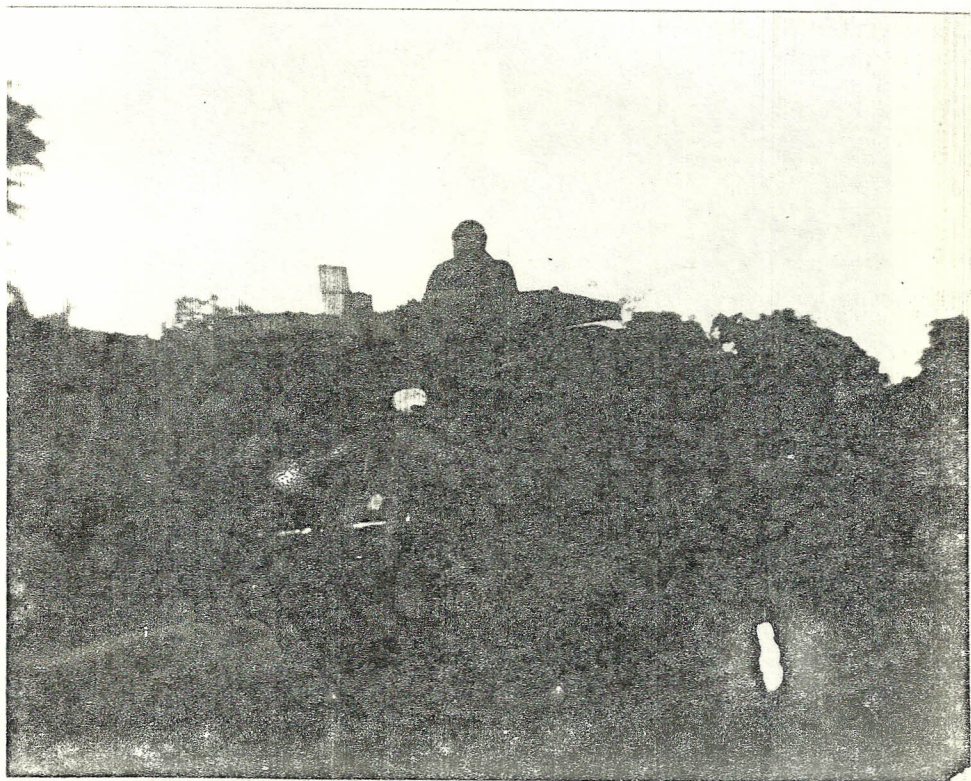


FIG. 4.4 PRUEBA DE TIRO DE TRONCOS

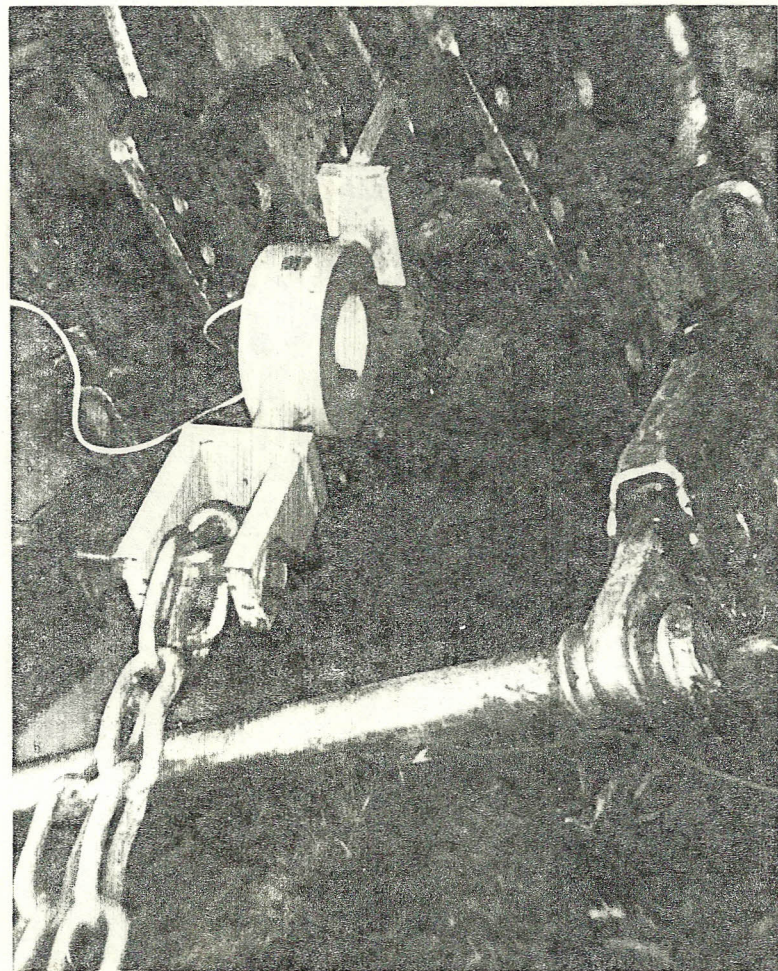


FIG. 4.5 PRUEBA DE TIRO DE TRONCOS

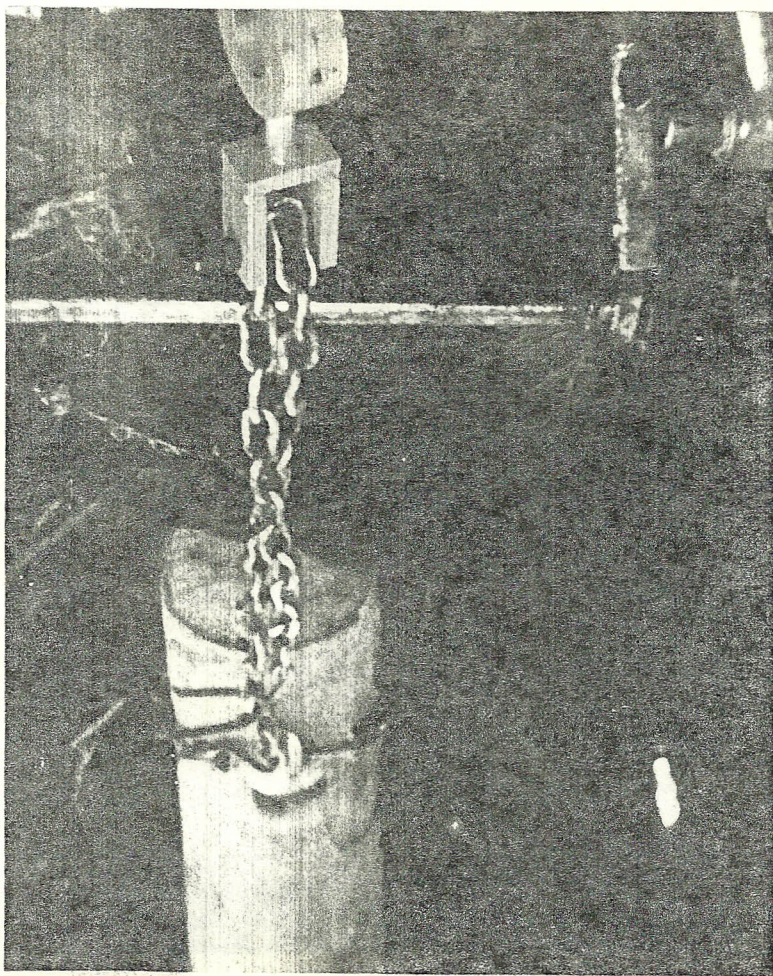


FIG. 4.6 PRUEBA DE TIRO DE TRONCOS

54

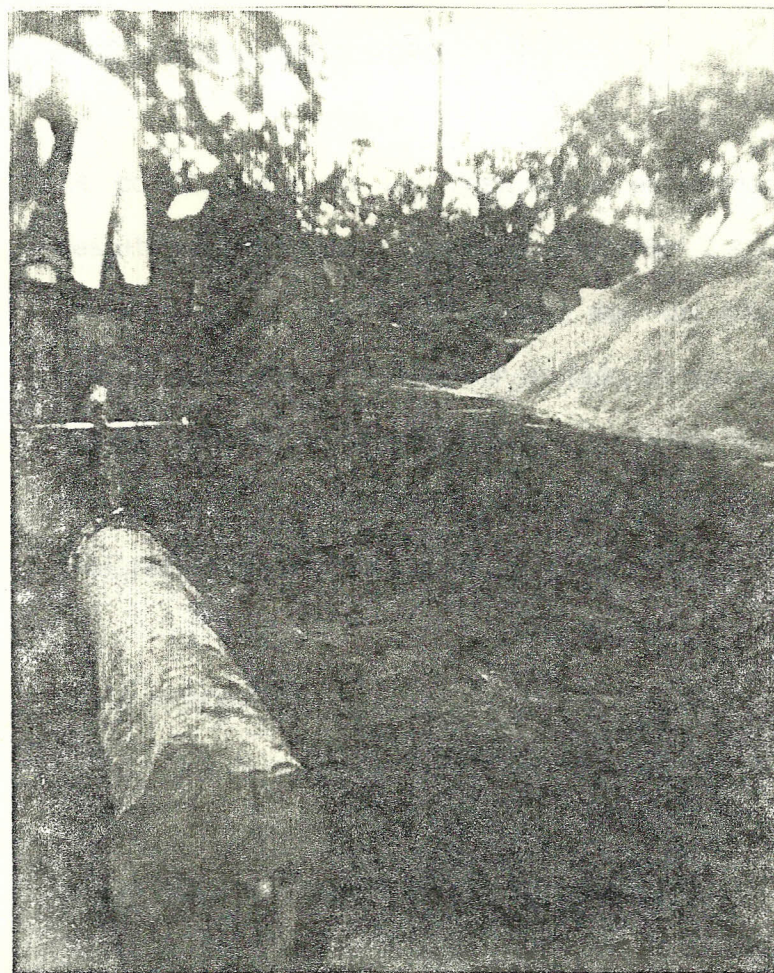


FIG. 4.7 PRUEBAS DE TIRO DE TRONCOS

la prueba, las respuestas obtenidas son un valor medio de un conjunto de valores que oscilaron en torno a ellos.

4.5 EVALUACION DEL DISEÑO

La comparación de los resultados experimentales con los resultados teóricos esperados (sección 2.3.1) nos lleva a establecer que las deformaciones son un 40% mayor de lo que se esperaba. Lo anterior aunado al hecho de que no fue posible someter al dinamómetro a la carga límite de 180000N en la prueba de calibración hace necesaria una evaluación del real factor de seguridad del mismo.

De la expresión:

$$e_t = 0.01387 P \quad (\text{Sección 4.3})$$

reemplazando P por 180000N, tenemos:

$$e_t = 2497 \mu d$$

Ahora establezcamos la relación entre e_t y el mayor esfuerzo al que se somete el dinamómetro, éste es en la fibra interior del anillo en las secciones radiales paralelas a la tracción.

$$S_b = 1.29 S_a$$

$$S_a = E e_a, \quad E = 2000 \text{GP}_a$$

$$e_a = (1/3.25)e_t$$

Luego

$$S_b = 198 \text{ MPa}$$

$$n = S_y/S_b = 1.21$$

Es evidente que el factor de seguridad que hemos hallado es relativamente bajo, lo cual nos lleva a redefinir la capacidad real del dinamómetro. Empleando las relaciones anteriores determinamos que la carga límite que nos permite trabajar con el factor de seguridad inicialmente propuesto de 1.7 es de 12800N y si consideramos cargas de impacto para las que $n = 2$ la carga límite de trabajo será 109000N. Este último valor nos proporciona un rango seguro de trabajo, pues considera la posibilidad de someter al instrumento a cargas de impacto aún cuando si de realizar un ensayo de potencia a la barra se trata, ya no se incluirán equipos con potencias mayores a 40 Kw.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

El análisis de los problemas encontrados durante el desarrollo del presente trabajo y los resultados alcanzados permite afirmar:

1. Se cumplió con el objetivo propuesto, ésto es, diseñar y construir un dispositivo para la medición de la fuerza de tiro en tractores agrícolas.
2. La idea de llegar a realizar un ensayo de potencia a la barra como parte del presente trabajo, ocupó nuestro interés durante el desarrollo del mismo. Con este propósito se realizaron esfuerzos por conseguir el equipo adecuado, dándose el caso de contar con tractores cuya potencia hacía necesario el uso de un remolque acondicionado para la prueba, empresa bastante costosa y demorada; en contraparte, alguna persona ofreció un camión como remolque con la condición, comprensible, de que se trabajase con un tractor de muy baja potencia, lo cual también fue difícil conseguir. Esto nos lleva a asegurar que no existe la infraestructura adecuada para realizar pruebas de este tipo en maquinarias agrícolas.

3. La prueba que se realizó nos hizo conocer las falencias del diseño propuesto, entre ellas podemos anotar la precaria protección de la integridad de los extensómetros y la incomodidad y dificultad para el transporte, dado el peso y tamaño del dinamómetro.
4. El instrumento posee un rango seguro de trabajo que tiene por cota superior 109000N lo cual permite emplearlo en exigentes pruebas de tracción, pero limita su capacidad en ensayos de potencia a la barra a equipos de hasta 40 Kw.

RECOMENDACIONES:

1. Redimensionar y modificar el diseño con miras a ampliar su capacidad de forma que permita su empleo para ensayos en equipos de hasta 60 Kw, cubriendo de esta manera un amplio margen del parque de tractores de la zona y el país y dotar al instrumento de mayor seguridad para los extensómetros y comodidad para el transporte de éste.
2. Trabajar con miras al establecimiento de un ensayo de tracción a la barra con una estructura acorde a nuestro medio, toda vez que la información que proporcionan estas pruebas nos permitirá conocer los valores reales de la

capacidad de trabajo del equipo agrícola disponible, lo cual para un país como el nuestro es económicamente necesario.

3. Implementar un software de adquisición automática de datos que permita evaluar la conducta dinámica de las pruebas a realizar en razón de que el valor de la fuerza de tiro cambia continuamente sin llegar a estabilizarse, durante ciertas pruebas; debiendo establecerse criterios para escoger el más representativo para pruebas específicas, de esta forma la información obtenida sería bastante confiable.

APENDICES

APENDICES

APENDICE A

EXTENSOMETROS DE RESISTENCIA ELECTRICA

INTRODUCCION:

Son dispositivos medidores de deformación unitaria cuya operación se basa en el hecho de que la resistencia eléctrica de un conductor cambia cuando se la somete a deformación mecánica.

Es útil para su estudio precisar los siguientes conceptos:

La deformación unitaria axial e_{ax} está definida por la relación e_{ax} está definida por la relación:

$$e_{ax} = \frac{dL}{L} \quad (A-1)$$

El módulo de Poisson es el cociente definido por la deformación unitaria en la dirección transversal y la deformación unitaria en la dirección axial.

$$\mu = -e_{tz} / e_{ax} = dD/D \quad / \quad dL/L \quad (A-2)$$

La resistencia de un conductor está dada por:

$$R = \rho L / A \quad (A-3)$$

donde:

L = Longitud

A = Area de la sección transversal

ρ = Resistividad del material

Diferenciando la Ecuación (A-3) tenemos:

$$dR/R = d\rho/\rho + dL/L - dA/A \quad (20)$$

Por otro lado:

$$dA/A = 2 dD/D \quad (A-5)$$

La Ecuación (A-5) tiene su origen en el hecho de que el área es proporcional al cuadrado de alguna dimensión transversal a la que llamaremos D.

Introduciendo las Ecuaciones (A-1) y (A-2) tenemos:

$$dR/R = e_{ax}(1+2\mu) + d\rho/\rho \quad (A-6)$$

Se define el factor del medidor, F, como:

$$F = (dR/R) / e_{ax} \quad (A-7)$$

Luego:

$$F = 1 + 2\mu + 1/e_{ax} \cdot d\rho/\rho \quad (A-8)$$

Ahora podemos expresar la deformación unitaria en términos de F, R y R.

$$e = 1/F \cdot \Delta R/R \quad (A-9)$$

Los valores de F y R los proporciona el fabricante de modo que sólo se necesita conocer el valor de ΔR para determinar la deformación unitaria local.

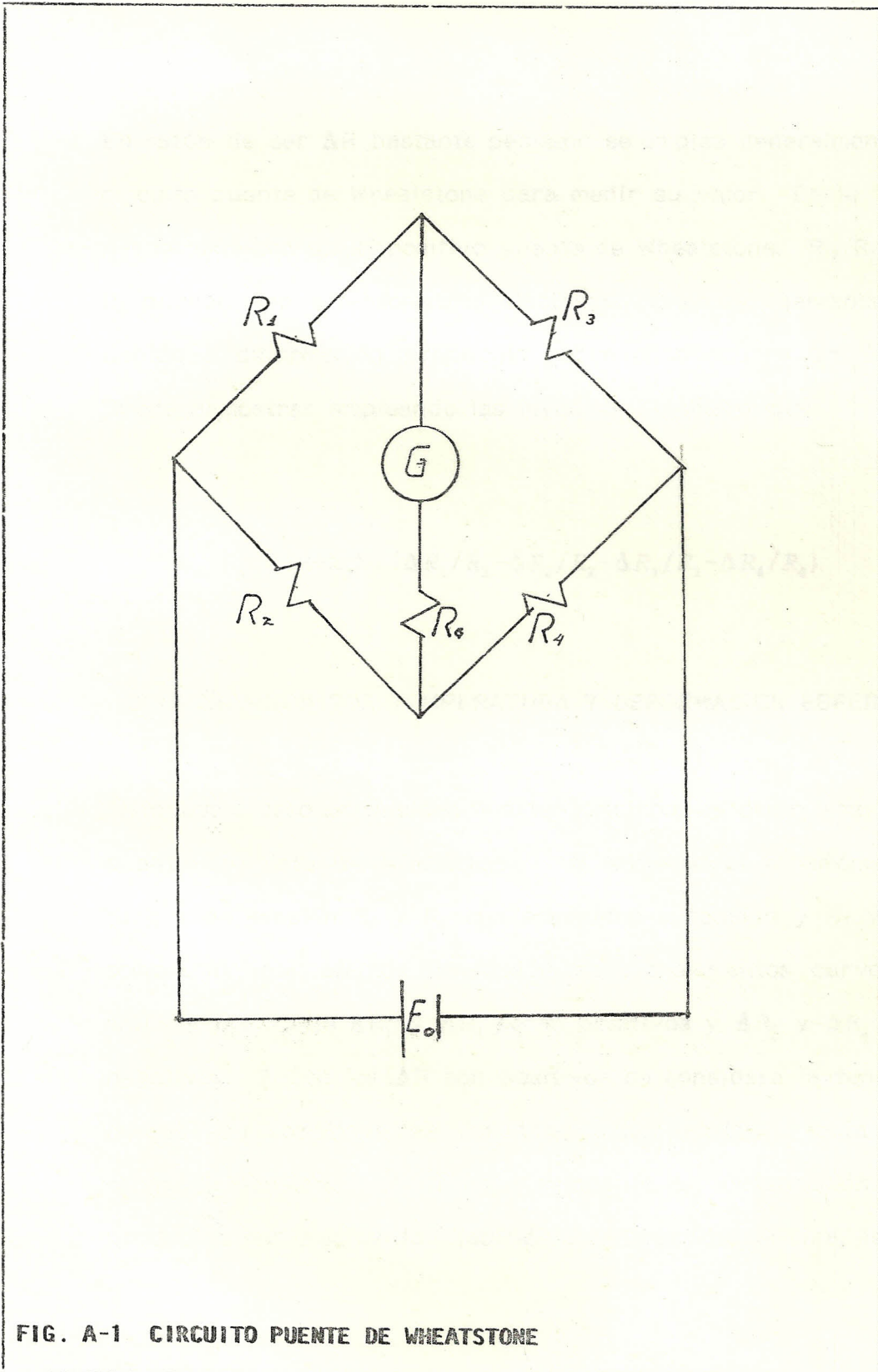


FIG. A-1 CIRCUITO PUENTE DE WHEATSTONE

En razón de ser ΔR bastante pequeño se emplea generalmente un circuito puente de Wheatstone para medir su valor. En la figura A-1 se muestra un dispositivo puente de Wheatstone. R_1 , R_2 , R_3 y R_4 pueden ser extensómetros eléctricos, G es un galvanómetro, debido a deformación producida sobre ellos ocurre un ΔR , se puede demostrar empleando las leyes de Kirchhoff que

(A-10)

$$E_o = E_g / 4 (R + R_g) \cdot (\Delta R_1 / R_1 - \Delta R_2 / R_2 - \Delta R_3 / R_3 - \Delta R_4 / R_4)$$

COMPENSACION POR TEMPERATURA Y DEFORMACION ESPERADA

En nuestro caso se emplean 4 extensómetros, es decir, empleamos puente completo de Wheatstone. Al someter el dinamómetro a cargas de tensión R_1 y R_3 son sometidos a tensión y R_2 y R_4 a compresión por efectos de flexión en los elementos curvos del anillo y por tanto ΔR_1 y ΔR_3 serán positivos y ΔR_2 y ΔR_4 serán negativos. Todos los ΔR son positivos se considera la tensión a la que son sometidas las resistencias por acción directa de la carga de tensión. La última componente de deformación es la producida por efectos de dilatación o contracción termina, esto es:

$$\Delta R_1 = \Delta R_{1T} + \Delta R_{1F} + \Delta R_{1t} \quad (\text{A-11.1})$$

$$\Delta R_2 = \Delta R_{2T} + \Delta R_{2F} + \Delta R_{2t} \quad (\text{A-11.2})$$

$$\Delta R_3 = \Delta R_{3T} + \Delta R_{3F} + \Delta R_{3t} \quad (\text{A-11.3})$$

$$\Delta R_4 = \Delta R_{4T} + \Delta R_{4F} + \Delta R_{4t} \quad (\text{A-11.4})$$

Donde los subíndices t, f y T identifican los componentes de ΔR debidas a tensión, flexión y efectos térmicos, estos últimos tomados positivos para todos los extensómetros.

Reemplazando los valores de los ΔR en la Ecuación (A-10), tenemos:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$$

$$E_o = E_g / 4 (R + R_g) R \cdot (\Delta R_{1t} + \Delta R_{1f} + \Delta R_{1T} - \Delta R_{2t} + \Delta R_{2f} - \Delta R_{2T} +$$

$$\Delta R_{3t} + \Delta R_{3f} + \Delta R_{4T} + \Delta R_{4f} - \Delta R_{4T})$$

Es notorio que las componentes debidas a tensión y efectos térmicos se compensan en razón de ser igual valor para todos los ΔR , pero de signos contrarios, entonces:

$$E_o = \frac{E_g}{4 (R + R_g) R} (\Delta R_{1f} + \Delta R_{2f} + \Delta R_{3f} + \Delta R_{4f}) \quad (A-13)$$

Por otro lado de la ecuación (A-9) se desprende:

$$\Delta R / R = F \cdot e \quad (A-14)$$

Luego:

En nuestro caso tratándose de flexión en vigas curvas

$$\sigma = K\sigma_f \quad (\text{A-16})$$

Donde K es un factor de corrección por el que se deben multiplicar los esfuerzos calculados mediante la fórmula de flexión en barras rectas, para obtener los esfuerzos reales en las vigas curvas (11).

Los valores de K dependen de R/C, donde R es el radio de curvatura de la línea de centros de la viga curva, y C es la distancia desde el centro de gravedad a la fibra interior. Para los valores de diseño del anillo del dinamómetro R/C es igual a 3 (1.1), y por tanto:

$$K_i = 1.30 \quad (\text{A-17.1})$$

$$K_o = 0.81 \quad (\text{A-17.2})$$

K_i es el factor de corrección para la fibra interior y K_o su similar para la fibra externa del anillo.

Reemplazando (A-16) en (A-15)

$$\Delta R/R = F \cdot K \cdot \sigma_f / E \quad (\text{A-18})$$

Luego:

$$\Delta R_{1f}/R = F \cdot K_i \sigma / E \quad (\text{A-19})$$

$$\Delta R_{2f}/R = F \cdot K_o \sigma / E \quad (\text{A-20})$$

Por tanto:

$$\Delta R_{2f} / \Delta R_{1f} = K_o / K_i \quad (\text{A-21})$$

De igual forma:

$$\Delta R_{4f} / \Delta R_{1f} = K_o / K_i \quad (\text{A-22})$$

$$\Delta R_{3f} = \Delta R_{1f} \quad (\text{A-23})$$

Reemplazando las Ecuaciones (A-21), (A-22), (a-23) en (A-13) finalmente nos queda:

$$E_o = E_g / 4R(R_g + R) \cdot (2 \cdot (K_i + K_o / K_i) \cdot \Delta R_1)$$

Reemplazando K_i y K_o por sus valores, Ecs. (A-17), se obtiene:

$$E_o = E_g / 4R(R + R_g) \cdot (3.25 \Delta R_1) \quad (\text{A-24})$$

Es decir:

$$\Delta R_{total} = 3.25 \Delta R_1 \quad (\text{A-25})$$

Por analogía:

$$e_t = 3.25 e_a \quad (\text{A-26})$$

Donde e_a es la deformación unitaria donde se localiza R_1 y e_t es la deformación unitaria total indicada que se espera tener de acuerdo al diseño.

APENDICE B

OBTENCION DEL MOMENTO FLECTOR PARA UN ANILLO GRUESO SOMETIDO A TENSION

Consideremos el anillo sometido a la acción de dos fuerzas P iguales y opuestas, actuando en los extremos de un diámetro, fig. B-1 (b), puede deducirse que en la sección mn la fuerza extensora vale $P/2$ y no existe fuerza cortante. El valor del momento M_0 en esta sección es una magnitud hiperestática que puede hallarse empleando el teorema de Castigliano. Por simetría, la sección mn no rota en la deformación; es decir, el desplazamiento correspondiente a M_0 es nulo, luego:

$$dU/dM_0=0 \quad (B-1)$$

Donde U es la energía de deformación del cuadrante considerado.

El momento flector en una sección cualquiera mn definida por el ángulo Φ , vale:

$$M=M_0-P/2 \cdot R \cdot (1-\text{Cos}\Phi) \quad (B-2)$$

y:

$$dM/dM_0=1 \quad (B-3)$$

Recordemos la ecuación de la Energía total de deformación de una barra curva gruesa que considera no sólo la energía de deformación debida a flexión, sino además la debida a fuerzas longitudinales, N, y cortantes V.

$$U = (M^2/2AEeR + N^2/2AE - MN/AeR + V^2/2AG) ds \quad (B-4)$$

Luego, en nuestro caso:

$$dU/dM_0 = M/AeC - N/AE) d\Phi = 0 \quad (B-5)$$

de donde:

$$M_0 = PR/2 \cdot (1 - 2\pi \cdot e/R) \quad (B-6)$$

finalmente:

$$M = PR/2 (1 - 2/\pi \cdot (1 - e/R)) \quad (B-7)$$

Esta expresión nos permite conocer el valor del momento flector en cualquier sección del anillo.

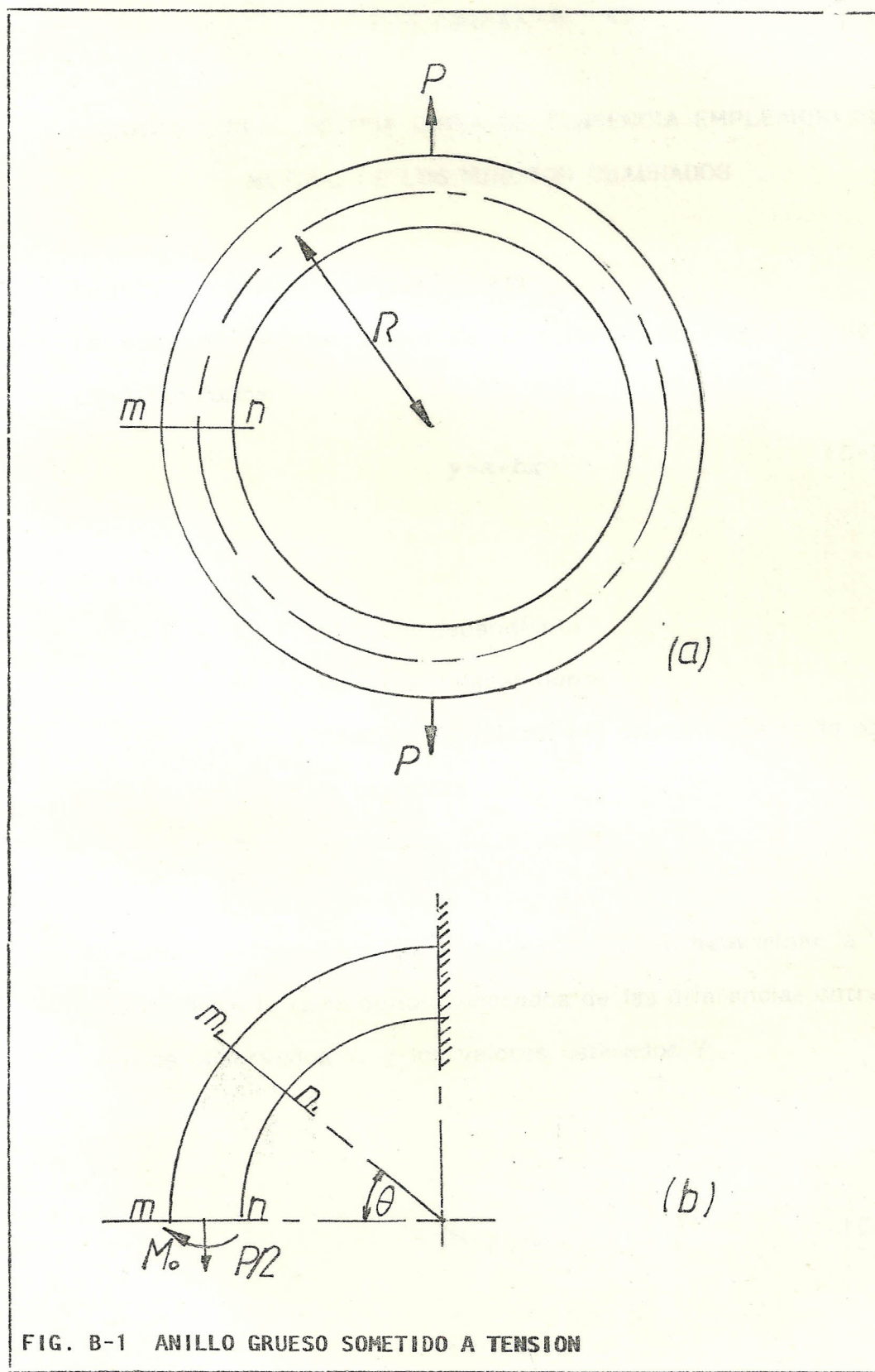


FIG. B-1 ANILLO GRUESO SOMETIDO A TENSION

APENDICE C

AJUSTE LINEAL DE UNA LINEA DE TENDENCIA EMPLEANDO EL METODO DE LOS MINUTOS CUADRADOS

AJUSTES POR MINUTOS CUADRADOS:

La ecuación representativa de una tendencia lineal es de la siguiente forma:

$$y = a + bx \quad (C-1)$$

Donde:

- y = Variable dependiente
- x = Variable independiente
- a = Coeficiente que mide el origen de la recta sobre la ordenada
- b = Pendiente de la recta

El método de los mínimos cuadrados consiste en determinar la línea que minimice la suma de los cuadrados de las diferencias entre los valores observados Y_i y los valores estimados \hat{Y}_i .

Sea:

$$F = (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (C-2)$$

$$F = (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (\text{C-2})$$

reemplazado la Ec. (C-1) en la Ec. (C-2).

$$F = \sum_{i=1}^n (y_i - (\bar{a} + \bar{b}x_i))^2 \quad (\text{C-3})$$

Minimizamos la función derivando con respecto a y b e igualando a cero.

$$\delta F / \delta \bar{a} = -2 \sum (y_i - (\bar{a} + \bar{b}x_i)) = 0 \quad (\text{C-4})$$

$$\delta F / \delta \bar{b} = -2 \sum x_i (y_i - (\bar{a} + \bar{b}x_i)) = 0 \quad (\text{C-5})$$

recordando que $\sum a = n \cdot a$ y realizando las operaciones secundarias

$$n\bar{a} + \bar{b}\sum x_i = \sum y_i \quad (\text{C-6})$$

$$\bar{a}\sum x_i + \bar{b}\sum x_i^2 = \sum x_i y_i \quad (\text{C-7})$$

resolviendo este sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas tenemos finalmente:

$$\bar{b} = (n\sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i) / (n\sum x_i^2 - (\sum x_i)^2) \quad (\text{C-8})$$

$$\bar{a} = \bar{y} - \bar{b}x$$

(C-9)

X, Y, y son los valores medios de las variables independiente y dependiente respectivamente.

DISPERSION DEL AJUSTE:

La varianza es una medida de la dispersión del ajuste, su expresión es la siguiente:

$$S_y^2 = 1/n-2 \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2$$

La raíz cuadrada de la varianza es el desvío estándar. Bajo el supuesto de que los datos siguen la ley de distribución normal de Gauss, y $\pm 2S$ y (suma y resta de dos desvíos estándares), comprendería un interalo de confianza de 95.5% y para $\pm 3S$ y el intervalo será de 99.7%.¹

(Tomado del folleto "Técnicas Modernas para el Planeamiento y Control de la Producción", publicado por la ESPOL, 1986).

APENDICE D
ESPECIFICACIONES DEL DINAMOMETRO

Peso: 16.67 Kg.

Dimensiones:

Longitud total:	594 mm.
Espesor:	59 mm.
Diámetro Ext.:	152 mm.
Diámetro Int.:	76 mm.

Sensibilidad: 72.1 Newtons

Resolución: 0.0139 micro-deformaciones

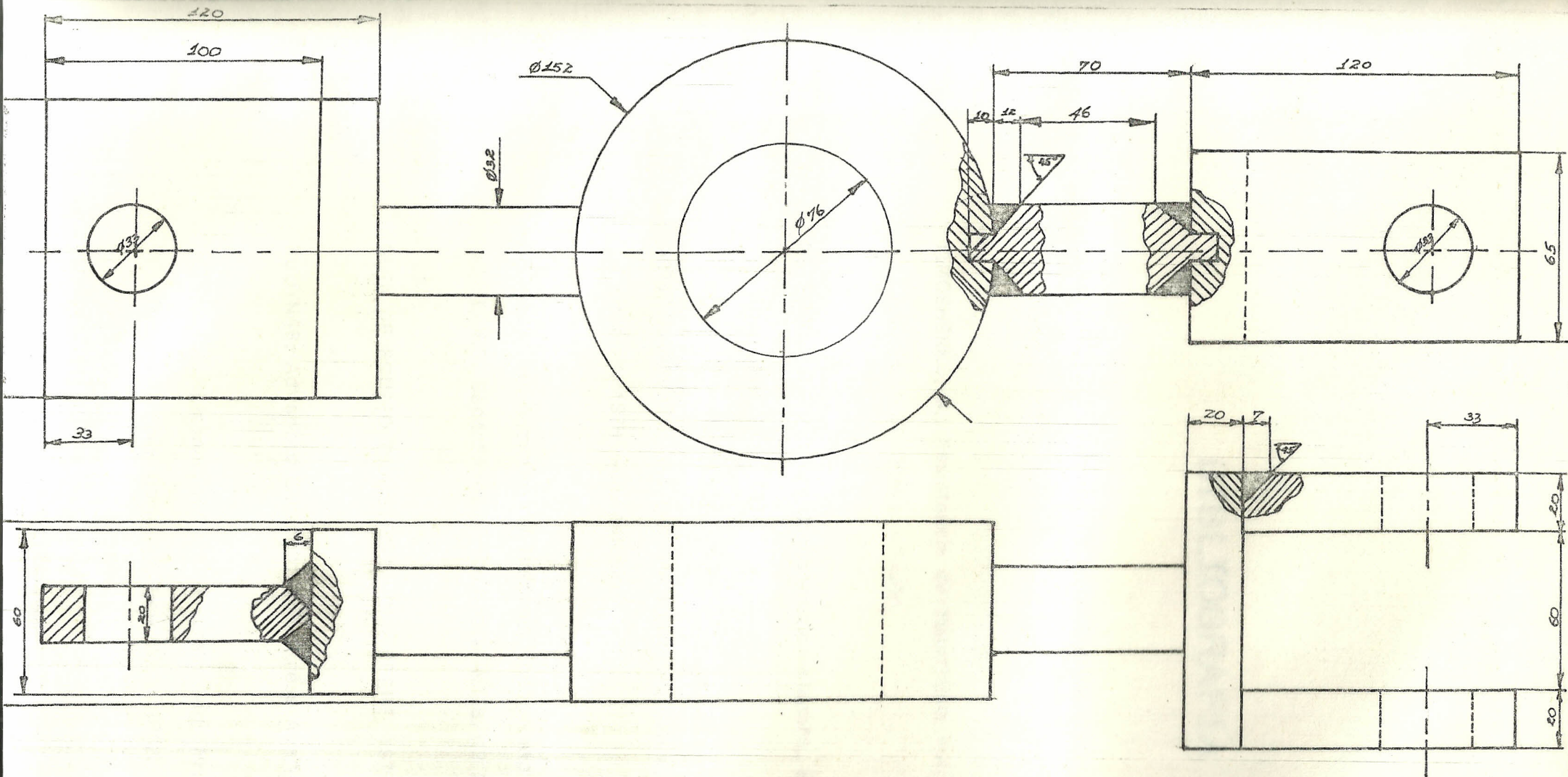
Extensómetros:

Serie:	EZ-13 - 130 LZ - 120
Resistencia:	120 + 0.3 %
Factor del Medidor:	2.095 + 0.5%

APENDICE E

DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL DINAMOMETRO

En Plano adjunto a este Apéndice se indican las dimensiones dadas a los componentes del dinamómetro construido, ésto es, anillo, brazos y enganches; junto con detalles del diseño del mismo.



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DISEÑO	20/01/10	John G. I.		
REVISÓ				
COMPROBÓ				
E				
1:2				
			Dinamómetro tipo anillo	

BIBLIOGRAFIA

CAÑAVATE, J.O.: Técnica de Mecanización Agraria, Tomo I. INIA, Madrid, 1975.

TIMOSHENKO, S.: Resistencia de Materiales, Vol. II. Ed. ESPASA, Madrid, 1957, 29ava. edición.

PETERSON, R.E.: Stress Concentration Factors, Ed. Wiley and Sons Inc., New York, 1974.

ORTIZ CAÑAVATE, J.: Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación. Madrid, 1979, 2da. edición.

BERNACKI, H.: Agricultural Machine, Theory and Construction. Vol. I, V.S. Department of Commerce, NTIS, 1972.

GUIA DE EQUIPO INDUSTRIAL JOHN DEERE, 1977.

BUDYNAS: Advanced Strength and Stress Analysis.

PERRY, C.C., Lissner, H.R.: The Strain Gage Primer, 2da. ed., Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1962.

MARQUEZ, D.: Folleto Agricultura y Sociedad. ESPOL, Guayaquil, 1988.

SEELY, F.B., Smith J.O.: Curso Superior de Resistencia de Materiales. Ed. Nigar, Buenos Aires, 1967, 2da. ed.

SINGER, F.L.: Resistencia de Materiales, Putell, Ed. Harla S.A. de C.V., 1982, Tercera Edición.

SHINGLEY, J., Mitchell L.: Diseño en Ingeniería Mecánica, Ed. Mc. Graw-Hill, 1985, Cuarta Edición.

TECHNICAL NOTES, Micromeasurements.

ESPOL: Técnicas Modernas para el Planeamiento y Control de la Producción. Folleto, Guayaquil, 1986.