

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

Facultad de Ingeniería Mecánica



Diseño de un Rodillo
Compactador Vibratorio de
Propulsión Eléctrica de 1000 kg.

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECANICO

Rony I. Fernandez Caprístan

PROMOCION 1980-I

LIMA-PERU

1993

TABLA DE CONTENIDOS

PROLOGO	08
CAP. 1: INTRODUCCION	13
CAP. 2: GENERALIDADES	17
2.1. Objetivo de la Tesis	17
2.2. Función de la Máquina Propuesta	17
2.2.1. Funcionamiento de la Máquina	18
2.2.2. Aplicaciones diversas	21
2.3. Máquinas similares existentes	22
2.3.1. Placas Vibrantes	23
2.3.2. Rodillo Vibratorio de Llanta Lisa	24
2.3.3. Compactadores Vibratorios Patas de Cabra	27
2.3.4. Supercompactadores Pesados Remolcados	28
2.3.5. Apisonadores de Impacto	28
2.3.6. Identificación de la Máquina propuesta	28
2.3.7. Ventajas y desventajas de los Rodillos Vibrantes	29
2.4. Ilustraciones y Cuadros del Capítulo 2	31
CAP. 3: ASPECTOS TEORICOS DE LA COMPACTACION	44
3.1. Tipos de Suelo	44
3.2. Reconocimiento Práctico del grado de Humedad	46
3.3. Distribución del Tamaño de grano	46
3.4. Clasificación de suelos	48
3.5. Compactación de suelos	48
3.5.1. Necesidades y Beneficios de la Compactación	49
3.6. Métodos para compactar suelos	50
3.6.1. Por compresión o fuerza estática ...	51
3.6.2. Por choque o fuerza de impacto	51
3.6.3. Por vibración	51
3.7. Ensayo de densidad Proctor y métodos de Campo	53

3.7.1.	Ensayo de densidad Proctor	53
3.7.2.	Métodos de ensayo de campo	60
3.8.	Factores para seleccionar máquinas de compactación	64
3.8.1.	Calidad del suelo	64
3.8.2.	Condiciones físicas del lugar de trabajo	66
3.8.3.	Especificaciones requeridas	66
3.9.	Comportamiento del suelo bajo cargas vibratorias	68
3.9.1.	Cargas de pequeña amplitud	68
3.9.2.	Cargas de gran amplitud	69
3.9.3.	Principio de deformación lineal ...	70
3.9.4.	Principales características físicas de los suelos	70
3.9.5.	Condición natural de un suelo sin cohesión	73
3.9.6.	Cambio de volumen en suelos sin cohesión bajo cargas cíclicas	75
3.10.	Ilustraciones y Cuadros del Capítulo 3 ...	78
CAP. 4:	DISEÑO DE LA MAQUINA	94
4.1.	Parámetros de diseño	94
4.1.1.	Frecuencia de Operación	95
4.1.2.	Amplitud Nominal	103
4.1.3.	Relación adimensional Mx/mr	112
4.1.4.	Peso estático (W)	120
4.1.5.	Velocidad de traslación del Rodillo (V)	122
4.2.	Dimensiones principales del Rodillo Vibratorio	123
4.2.1.	Ancho de Rodillo (B)	123
4.2.2.	Diámetro de Rodillo (D)	124
4.3.	Modelo Matemático	125
4.3.1.	Método de análisis para el modelo matemático	129
4.3.2.	Evaluación de las constantes de resorte	134
4.3.3.	Cálculos preliminares de las frecuencias naturales y amplitudes del Rodillo Compactador y del bastidor	142

4.4.	<i>Cálculo y diseño del sistema de vibración</i>	147
4.4.1.	<i>Diseño del Rodillo</i>	147
4.4.2.	<i>Cálculo y diseño de las volantes y sus contrapesos</i>	149
4.4.3.	<i>Cálculo de la potencia de operación</i>	161
4.4.4.	<i>Selección del motor eléctrico</i>	164
4.4.5.	<i>Selección del sistema de transmisión</i>	169
4.4.6.	<i>Cálculo y diseño del eje de las volantes</i>	172
4.4.7.	<i>Selección de los rodamientos</i>	183
4.4.8.	<i>Diseño de las placas soporte de las chumaceras de los rodamientos</i>	187
4.5.	<i>Cálculo y diseño del sistema de traslación</i>	188
4.5.1.	<i>Diseño del bastidor</i>	188
4.5.2.	<i>Cálculo de la potencia de traslación</i>	189
4.5.3.	<i>Selección del motorreductor</i>	192
4.5.4.	<i>Cálculo y selección del sistema de transmisión</i>	193
4.5.5.	<i>Diseño del eje muñón motriz y del muñón chumacera</i>	202
4.5.6.	<i>Diseño de las bocinas del sistema de traslación</i>	209
4.6.	<i>Cálculo de pesos reales y recálculo de la fuerza centrífuga y contrapesos</i>	211
4.6.1.	<i>Peso del Bastidor y sus componentes "W2"</i>	211
4.6.2.	<i>Peso del Rodillo "W1"</i>	212
4.6.3.	<i>Peso Total del compactador</i>	213
4.6.4.	<i>Recálculo de la fuerza centrífuga y contrapesos</i>	213
4.7.	<i>Pruebas de campo efectuadas con el compactador</i>	216
4.8.	<i>Recálculo de las frecuencias críticas y amplitudes</i>	223
4.9.	<i>Estimación de la producción y energía transmitida al suelo</i>	225
4.10.	<i>Sistema de alimentación general de corriente eléctrica y tablero de control eléctrico</i>	229
4.10.1	<i>Selección cable de alimentación</i> ...	230

4.10.2	Sistema de control para el motor de vibración	232
4.10.3	Sistema de control para el motorreductor de traslación	234
4.11.	Ilustraciones y Cuadros del Capítulo 4	235
CAP. 5:	ESTUDIO ECONOMICO	265
5.1.	Costo de Fabricación del Rodillo Compactador	265
5.1.1.	Costo total de los componentes mecánicos a fabricar	266
5.1.2.	Costo total de los componentes estándar del sistema mecánico	268
5.1.3.	Costo total de los componentes estándar del sistema eléctrico y de control	268
5.1.4.	Costo total de la Máquina y valor de venta	269
5.2.	Costo Horario del Rodillo Compactador	270
5.2.1.	Cálculo del Costo Hora - Máquina (CHM)	271
5.2.2.	Cálculo del Costo Horario	273
5.2.3.	Comparación de costos horarios con una máquina accionada con motor de combustión interna	273
5.3.	Cuadros del Capítulo 5	276
CONCLUSIONES		293
RECOMENDACIONES		307
BIBLIOGRAFIA		308
CATALOGOS		312
PLANOS		313
APENDICE		314
Cuadro No. 16	: Control de Frecuencias en un Rodillo Compactador Vibratorio (ALBARET)	315
Cuadro No. 17	: Aplicación de las máquinas y guía de selección (BOMAG)	316
Cuadro No. 18	: Tasas de Producción en suelos	318
Cuadro No. 19	: Tasas de Producción en asfalto	320

PROLOGO

Al diseñar la presente máquina de compactación vibratoria y al ponerla en operación se demuestra que es posible analizar los diseños de máquinas similares producidas en otros países, simplificarlos y adaptarlos a nuestra realidad.

La compactación de suelos en sí, es una materia difícil y la redacción de cualquier teoría relacionada con ella es una labor delicada, porque el problema aún no es bien conocido. Sin embargo, se ha tratado de resumir los aspectos teóricos de suelos para conocer hasta cierto grado los requerimientos de un suelo para su compactación y las cualidades que debe reunir el compactador para cumplir con dicha labor.

En un suelo se puede conseguir diferentes grados de densidad, dependiendo de factores condicionantes tales como: el tipo de suelo, el contenido de humedad, la energía de compactación y la forma de aplicación de esta energía. Con respecto a lo último los compactadores pueden ser estáticos ó vibratorios. En los vibratorios, adicionalmente

el peso del compactador, que es la carga estática, se superpone una carga dinámica que corresponde a la fuerza centrífuga de un peso excéntrico.

Los suelos reaccionan de manera diferente a los efectos de la vibración, dependiendo de su granulometría y plasticidad o cohesión. La eficacia de la vibración está en razón inversa con la cohesión del suelo. Influye también la forma del compactador, si es un cilindro o es una placa. La ventaja principal de la vibración, está en la posibilidad de consolidar capas de mucho mayor espesor que los compactadores estáticos lo que se traduce en rapidez y economía.

Según las estadísticas mundiales de 1987, los compactadores vibratorios de poco peso dirigidos manualmente, se vendieron más que cualquier otra máquina compactadora, preferidos tal vez, porque reúnen muchas ventajas para casi todo tipo de servicio de suelos.

Se sabe que las máquinas importadas están en constante innovación tecnológica. Existen máquinas con control numérico de mediciones de amplitud de vibración y adaptación de la frecuencia de la máquina a la frecuencia natural de resonancia del suelo, haciéndolas cada vez más costosas. Hay que tener en cuenta que el operador de estas máquinas no es un técnico especializado, sino un obrero de

construcción civil, por lo que la labor más importante es la del control de densidades que muchas veces se realiza ineficientemente. No se puede comparar dos máquinas de compactación si no se puede medir correctamente los resultados, por eso se ha resumido en uno de los capítulos de la tesis los métodos de campo para comprobar densidades y humedades.

Después de la Introducción del tema en el Capítulo I, en el Capítulo II sustento el objetivo, la función de la máquina, incluyendo una breve descripción del funcionamiento y aplicaciones, se concluye, enumerando y describiendo las principales máquinas similares existentes, para identificar el compactador, materia del diseño, dentro de la amplia variedad de equipo de compactación. Posteriormente, en el Capítulo III se analiza los aspectos teóricos de la compactación definiendo los tipos, características y clasificación de los suelos, la necesidad de compactarlos y los ensayos de control a que deben ser sometidos en el laboratorio y campo para lograr una buena compactación. Al final de este capítulo, se analiza los factores que tienen en cuenta los constructores civiles para seleccionar una máquina de compactación. El Capítulo IV muestra lo referente al diseño y cálculos, presentados en tal forma que sean de fácil entendimiento y con una secuencia lógica para cada uno de los componentes del sistema, por lo que se plantea en primer lugar los

parámetros de diseño y un análisis de modelo matemático del Rodillo visto primero desde el punto de vista teórico y posteriormente de una manera práctica. Debido a que existen factores de resonancia en el bastidor de la máquina, fue necesario que la amplitud y la frecuencia de vibración se regularan en el campo. Terminando este capítulo se detallan los cálculos de los elementos mecánicos y estructurales, la selección de los motores eléctricos y sus respectivos tableros de control.

En el Capítulo Final, se hace un análisis de costos, obteniéndose los costos de fabricación y operación de la máquina, teniendo en cuenta que el alcance del trabajo comprende el planteo de una solución funcional que se ha llevado a cabo con tecnología nacional. Finaliza el desarrollo del tema con las conclusiones, recomendaciones y los respectivos planos de fabricación.

Tengo el deber de agradecer a todas las personas que me han ayudado de diversa manera para la conclusión de este trabajo, principalmente al Ingeniero Gonzalo Roselló Truel, quién me dio la oportunidad de fabricar la presente máquina para la Cía Minera Agregados Calcáreos S.A., asesorándome tanto en el aspecto técnico como en el de la perseverancia y confianza para construir máquinas nacionales, cualidad muy innata en él. De igual manera el agradecimiento al Ingeniero Ronald Cueva, por su valiosa asesoría en el

desarrollo de la presente tesis.

Espero que esta tesis con sus limitaciones inherentes, sirva para fortalecer el espíritu creativo del Ingeniero Mecánico, así como también sirva de base para futuros diseños de máquinas similares y la contribución sea un grano de arena en el amplio campo de las máquinas que trabajan con vibración.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene por finalidad encontrar una solución para la compactación de suelos, mediante un rodillo compactador vibratorio liviano con dirección manual, accionado por energía eléctrica y reversible, tomando en cuenta diversos factores, tales como: características del suelo, frecuencias y amplitudes de vibración adecuadas, etc.

Se debe considerar además que la solución planteada, sea funcional, económica y que se realice con tecnología de nuestro medio.

La compactación de suelos con este tipo de máquinas, actualmente se realiza con maquinaria importada, debido a que la industria nacional no las fabrica.

La compactación de un suelo consiste en la densificación artificial de éste con ayuda de medios mecánicos a los efectos de conseguir unas condiciones límites impuestas por las necesidades funcionales de la obra que forma parte. En el grado de densidad que puede conseguirse en una obra de tierra hay varios factores importantes, tales como: tipo de suelo, contenido de humedad, energía de compactación y la

forma de aplicación de ésta.

En el caso de compactadores vibratorios, a la carga estática que es el peso del compactador se superpone una carga dinámica que corresponde a la fuerza centrífuga de un peso excéntrico.

El trabajo realizado se planteó, ante la necesidad de un Rodillo Compactador Vibratorio para compactar el terreno de una Planta Procesadora de Agregados Calcáreos; motivo por el cual se optó por la propulsión eléctrica. Se escogió la propulsión eléctrica, porque ésta alternativa comparada con la de usar un motor a gasolina o diesel, era la más económica para la empresa, desde el punto de vista de la inversión y operación; además, porque ya existían tomas de corriente eléctrica en diferentes zonas de la planta.

Esta máquina tendrá aplicación en la construcción y reparación de bases para cimentaciones de edificios y maquinaria, losas de almacenaje, pistas, veredas, compactación de concreto asfáltico entre otros que se describirán en el Capítulo II.

En Ingeniería Civil, a los rellenos de tierra o piedra, que se usan para compensar el nivel de suelo requerido para ciertas aplicaciones o para mejorar la calidad de los mismos se le llaman "terraplenes o pedraplenes",

respectivamente.

Antiguamente estos rellenos se compactaban a pulso, por esa época existía la idea de compactación solamente con un criterio intuitivo.

El estudio sistemático de la compactación se inicia recién a comienzos de este siglo, impulsado por la necesidad de perfeccionar la construcción de presas de tierra, no así para mejorar las carreteras porque sobre ellas no circulaban cargas tan pesadas como las actuales. A los terraplenes o pedraplenes no se les considera sólidos, sino seudosólidos o sólidos particulados, compuestos de tres fases: sólida, líquida y gaseosa. La compactación reduce el volumen de aire, no reduce el sólido ni el agua. El apisonado dinámico no produce, salvo en suelos muy permeables (arenas gruesas y limpias), la expulsión del agua; o sea, que la reducción del volumen se debe a la expulsión o compresión del aire y disolución del mismo en el agua. Cuando se elimina completamente el aire, el suelo queda saturado, la compactación dinámica no puede llegar a este extremo.

Queda entendido que el problema de compactación dinámica de suelos es un problema complejo desde el punto de vista del suelo y por otro lado de la máquina vibradora que deberá entregar toda la energía de vibración posible al

suelo. El bastidor de la máquina que lleva los motores y otras piezas de transmisión, deberá estar perfectamente aislado, para reducir al máximo la vibración transmitida al hombre que la conduce. Estos problemas limitantes que comprenden el diseño de la máquina, serán resueltos durante el desarrollo del tema de una forma práctica, analizando la información de catálogos de compañías especializadas y aplicando un modelo matemático aproximado para establecer el grado de amplitud de vibración permisible en el hombre que la conduce, ayudándonos para este efecto de ciertas pruebas de campo. No se han efectuado pruebas minuciosas sobre la producción de la máquina, pero se han compactado grandes áreas con efectividad. Los datos que se adoptarán durante la tesis respecto a la producción, son el resultado de la comparación con modelos de similares características en peso y fuerza centrífuga.

Espero que el presente estudio contribuya al desarrollo nacional de la máquinas para construcción civil que concierne al Ingeniero Mecánico y que sirva de referencia para trabajos similares posteriores. Se ha tratado en todo momento de aprovechar la información de textos y catálogos disponibles, muy escasos en nuestro medio respecto a estas máquinas, por lo que considero que este trabajo puede ser mejorable.

CAPITULO 2 GENERALIDADES

2.1. Objetivo de la Tesis

El objetivo de ésta tesis es diseñar un Rodillo Compactador Vibratorio, fácilmente maniobrable de fabricación sencilla, con elementos fáciles de conseguir en el mercado y que trabaje con eficiencia. Deberá ser económico y ser usado especialmente en la construcción de plantas industriales, aunque podría tener muchas otras aplicaciones como se verá posteriormente.

El sistema de propulsión del Rodillo Compactador consta de motores eléctricos y elementos de transmisión, por considerárseles más económicos y de fácil operación. Integrando tecnología nacional con motores fabricados en el país, para obtener "Rodillos Compactadores" netamente nacionales.

En la actualidad, la industria nacional no construye este tipo de maquinaria y sólo se obtienen mediante la importación.

2.2. Función de la Máquina Propuesta

La función que cumple la máquina propuesta dentro

de una obra de construcción, es la de reducir el volumen de aire contenido en los rellenos de tierra o en cualquier suelo removido, haciendo que el suelo se comporte como una masa uniforme y de alta resistencia. A esta función se le conoce como "Densificación Artificial del Suelo". Para cumplir eficientemente con ella, el compactador debe lograr hasta cierta profundidad del suelo, una densidad previamente establecida, con el menor número de pasadas, estando el suelo en un valor óptimo de humedad.

2.2.1. Funcionamiento de la Máquina

La máquina consiste de un cilindro que va apoyado en el suelo, interiormente lleva un eje con pesas excéntricas que gira a una determinada RPM para conseguir una fuerza centrífuga. El motor eléctrico de accionamiento (que en otro caso, podría ser a gasolina o diesel), va colocado en un bastidor que con un sistema de amortiguamiento se apoya en el cilindro, la transmisión es por fajas. En el mismo bastidor va un motorreductor que con un sistema de transmisión de cadenas hace girar el cilindro para darle traslación al compactador.

El motorreductor gira en los dos sentidos para

darle reversibilidad a la máquina. La dirección de la máquina es manual; es decir un hombre guía el rodillo caminando tras de él. El rodillo gira alrededor de sí mismo.

La frecuencia y la amplitud del movimiento se consigue variando la velocidad del eje y las pesas de las excéntricas respectivamente.

Una de las características importantes de las máquinas vibratorias es su peso estático, ya que el efecto vibratorio sobre el suelo es función del peso estático de la máquina y del movimiento vertical y horizontal producido por la fuerza centrífuga. En la Fig. 2.01 se ve claramente la influencia de ambas fuerzas.

Siendo P el peso estático del vibrador y F la fuerza centrífuga generadora de la vibración, al comienzo de la primera vuelta de las masas de la vibración, las dos fuerzas P y F , se suman produciendo una fuerza aplicada sobre el terreno $P + F$. Al continuar girando las masas alcanzan una segunda posición, horizontal y paralela al suelo, de forma que la fuerza F tiende a impulsar el apisonado transmitiendo al terreno unas fuerzas

horizontales muy importantes. En este caso, la fuerza vertical es igual a P . En la posición siguiente las masas están creando la fuerza F en oposición vertical a P y la fuerza sobre el suelo será $P - F$. Como generalmente $F > P$, la fuerza real sobre el suelo será cero, habiéndose elevado realmente la máquina sobre el suelo. La cuarta posición de las masas, da un estado de fuerzas simétricas al de la segunda y de similares consecuencias. Cuando las masas vuelven a la primera posición se obtiene un efecto claro de percusión sobre el suelo con la fuerza $P + F$, como resultante. Dependerá de la velocidad de traslación de la máquina compactadora el número de impactos por metro lineal de terreno recorrido. Por esta razón es importante la velocidad de avance. Cuanto más lento sea el movimiento de traslación se lograrán más impactos por metro.

A continuación se definirán la frecuencia de vibración y la amplitud nominal, dos conceptos importantes en el análisis de vibración de estas máquinas.

2.2.1.1. Frecuencia de Vibración

Se mide en Hertz (Hz), y es

equivalente a las vibraciones por segundo o vibraciones por minuto (Vpm), mientras más pequeña la máquina, más alta la frecuencia de operación.

2.2.1.2. Amplitud Nominal

Se mide en m.m. y es la mitad del desplazamiento vertical de cilindro durante una revolución. Aumenta con el tamaño de la máquina excediendo de 1.5 m.m. para grandes compactadores diseñados para trabajos de gruesas capas de rellenos de rocas, disminuyendo hasta 0.2 m.m. o menos para los rodillos de asfalto más pequeños. La amplitud real puede ser de hasta 3 veces la amplitud nominal.

2.2.2. Aplicaciones Diversas

La máquina propuesta gracias al movimiento vibratorio, podrá compactar desde terrenos granulares tales como capas de piedras pequeñas, arenas, gravas, cascajo hasta materiales cohesivos de granulometria fina. Tendrá aplicación en lugares donde se cuente

con energía eléctrica, tales como plantas industriales y comerciales, locales privados o públicos, zonas urbanas rurales o forestales que cuenten con grupos electrógenos, etc. y servirá para efectuar diversos trabajos tales como:

- Preparación de suelos para pavimentación de caminos rurales y forestales.
- Preparación de suelos para cimientos de máquinas y edificios.
- Preparación de suelos para losas de almacenamiento.
- Preparación de suelos para construcción de aceras, zonas para peatones, pistas para bicicletas, tenis, campos de recreo.
- Compactación de capas asfálticas o bituminosas.
- Trabajos de mantenimiento y reparación de caminos, etc.

2.3. Máquinas Similares Existentes

Las máquinas de compactación se pueden clasificar de la siguiente manera:

GRUPO 1: Aparatos Activos por Compresión

- Rodillos con llantas lisas.
- Rodillos de neumáticos.
- Rodillos de pies (Patas de Cabra).

GRUPO 2: Aparatos Activos por Choque

- Placas
- Vibropisones
- Caída de masas.

GRUPO 3: Aparatos Activos por Vibración

- Placas Vibrantes.
- Rodillos Vibrantes.

En el cuadro No. 1 "Clasificación de las máquinas de Compactación", se aprecia la clasificación del Comité de Equipos de Construcción Europeo. Y en el cuadro No. 2, otra clasificación más detallada.

A continuación se hará una descripción de las principales máquinas compactadoras por vibración.

2.3.1. Placas Vibrantes

Consiste en una plancha base que produce un golpeteo vertical, debido al movimiento giratorio de un plato excéntrico accionado por un motor. Las fuerzas vibratorias son mayores que el peso de la máquina y ésta se levanta del

suelo en cada ciclo de rotación del plato, el movimiento de traslación se consigue utilizando parte de la energía de vibración (Ver Fig. 2.02).

Estas máquinas aplican a los suelos vibraciones de baja amplitud y alta frecuencia. Para arenas finas se usan frecuencias de 3,000 a 6,000 RPM, mientras que para bases de arena gruesa y gravas la frecuencia del excitador alcanza de 1,500 a 3,000 RPM.

Son útiles para trabajos pequeños como relleno de zanjas, paseos, etc., y producen buenos resultados en suelos cohesivos, arenas y gravas.

En la Fig. 2.03, se muestran dos tipos de placas vibradoras, una con el excitador montado centralmente y la otra con montaje delantero.

2.3.2. Rodillo Vibratorio de Llanta Lisa

Estos rodillos pueden ser Rodillos Vibratorios Autopropulsados y Rodillos Vibratorios Remolcados.

2.3.2.1. Rodillos Vibratorios Autopropulsados

Son máquinas que están entre las apisonadoras estáticas clásicas y el rodillo vibratorio remolcado. Son muy útiles para trabajos en que la maniobrabilidad es importante o que se requiera previamente a la vibración un planchado. Se usan en suelos granulares bien graduados sobre todo en tajos estrechos donde no hay espacio para dar vuelta a los rodillos remolcados (Ver Fig. 2.04).

Los más livianos de estos rodillos son los que tienen un solo Rodillo Vibrante y dirección manual (Ver Fig. 2.05), le siguen en peso los de 2 ruedas vibrantes, llamados Rodillos Vibrantes Dobles o Duplex (Ver Fig. 2.06), en el cual ambos Rodillos están casi pegados, las excéntricas de ambos rodillos giran en el mismo sentido y desplazados en 180 grados, consiguiendo así que la carga transmitida al suelo sea constante, de manera que siempre un rodillo

permanezca en contacto con el suelo. En estas condiciones la velocidad de avance de la máquina no está sometida a oscilaciones y la máquina tiene un buen equilibrio (Ver Fig. 2.07). También existen compactadores de 2 Rodillos Vibrantes (Tándem) o con uno de ellos estático y el otro vibrante con asiento para conductor.

2.3.2.2. Rodillos Vibrantes Remolcados

Son los que tienen la mayor variedad de pesos y tamaños, los hay desde diámetros de 1 m. hasta de 2 m. y en pesos desde 5 hasta 10 Toneladas.

Son muy apropiados para compactar arenas y gravas no cohesivas o ligeramente cohesivas, así como terrenos naturales rocosos, siempre que los fragmentos de roca sean pequeños. En suelos coherentes no dan buen resultado, pues la vibración que producen en las partículas, no suele ser suficiente para vencer la cohesión existente entre ellas y como consecuencia el efecto sobre el

material, es puramente estático.

Estas máquinas no dan problemas y se consigue trabajarlas sin más paradas que las necesarias para su mantenimiento. El mayor cuidado hay que tenerlo con las que llevan motor incorporado, ya que por muy bien aislado que se encuentre de la vibración propia de la máquina, es imposible hacerla desaparecer totalmente (Ver Fig. 2.08).

2.3.3. Compactadores Vibratorios - Patas de Cabra

Son aplicables en la compactación de suelos coherentes y en terrenos arcillosos, pues concentra las fuerzas estáticas y dinámicas sobre áreas pequeñas rompiendo las fuerzas de cohesión entre sus partículas.

Las patas de estos Rodillos producen una acción mezcladora y rompedora muy beneficiosa, sobre todo si el terreno no es homogéneo (Ver Fig. 2.09).

2.3.4. Supercompactadores Pesados Remolcados

Tienen un peso propio entre 8 y 16 Tn. y están indicados para la compactación de suelos rocosos no coherentes o ligeramente coherentes.

Realizan el mismo trabajo que los anteriores, pero con mayores espesores de capa de suelo compactado. El espesor de la capa debe ser función del tamaño máximo de la partícula y del porcentaje de partículas finas para la compactación de roca (Ver Fig. 2.10).

2.3.5. Apisonadores de Impacto Vibratorios

Estos apisonadores producen altas fuerzas de impacto, necesarias para la compactación de suelos cohesivos. Debido al alto número de golpes por minuto que van de 500 a 800, se induce una vibración en la tierra. Gracias a la acción vibratoria acoplada con el impacto, estos apisonadores también pueden ser usados en suelos granulados o mixtos (Ver Fig. 2.11).

2.3.6. Identificación de la Máquina Propuesta

El presente trabajo corresponde al diseño de un compactador tipo "Rodillo Vibrante Autopropulsado con Conducción Manual", descrito en el acápite 2.3.2.1.

Desde hace poco parece reconocerse que este tipo de máquina tiene una eficacia comparable a la de una máquina dúplex del mismo peso. Según la revista *Internacional Construction* de Julio de 1988, los compactadores de Rodillo de Conducción Manual, fueron los más vendidos en el mundo con 8,750 unidades en 1987 (Ver Fig. 2.12).

2.3.7. Ventajas y Desventajas de los Rodillos Vibrantes

2.3.7.1. Ventajas

- Son sumamente eficaces y casi irremplazables para ciertos materiales con ángulo de rozamiento interno elevado y para arenas secas con granulometría cortada.
- Dan una mejor compactación en profundidad.
- Precisan sólo un pequeño número de pasadas.
- Son máquinas relativamente ligeras.

2.3.7.2. Desventajas

- *No compactan en superficie y a veces pueden descompactarla.*
- *Su rendimiento es pequeño por su reducida velocidad de desplazamiento, lo que hace también necesario cargarlos en un vehículo o remolque para desplazarlos de una obra a otra.*
- *Pueden conducir, cuando su empleo es defectuoso, a ondulaciones y costras. Si se aumenta mucho el número de pasadas pueden fragmentar los elementos de la grava que se quiere compactar.*
- *Los Rodillos Vibrantes, así como cualquier otra máquina vibrante, pueden crear una segregación vertical. Este inconveniente es menos acusado cuando el material tiene una buena granulometría.*

CAPITULO 2

ILUSTRACIONES Y CUADROS

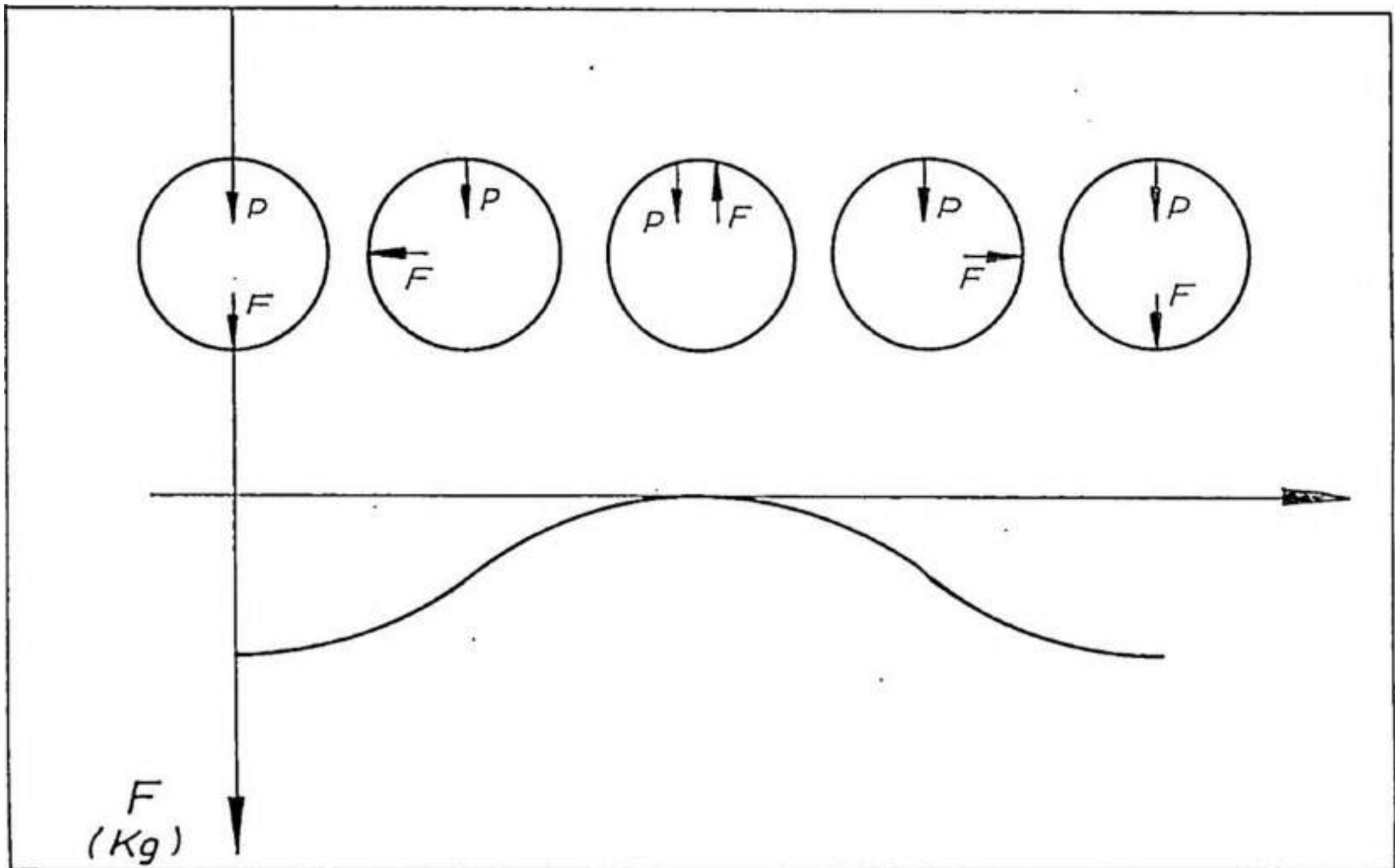


Figura N° 2.01 : Composición de Fuerzas en una Compactación Vibratoria.

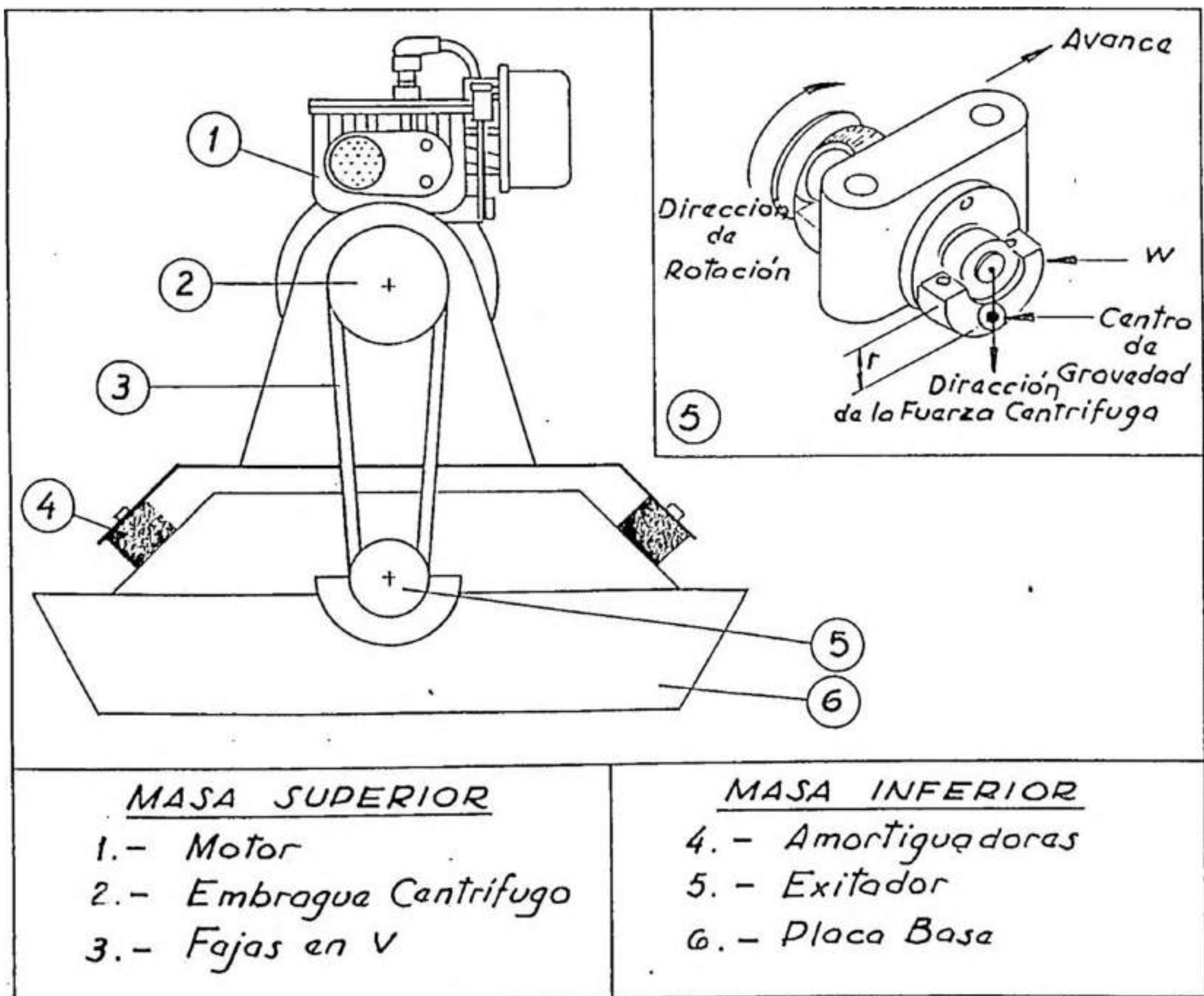


Figura N° 2.02 : Placa vibrante y detalla del Excitador.

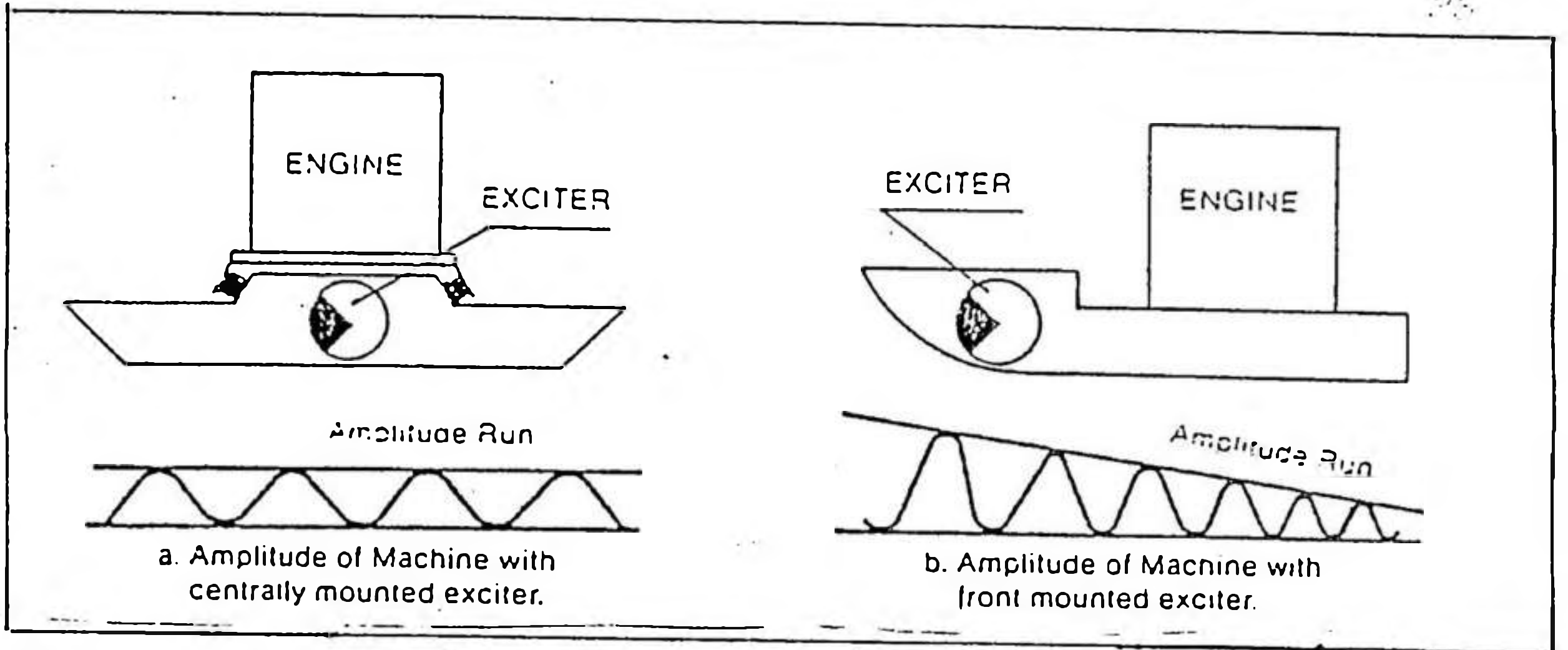


Figura N° 2.03.- Tipos de placas vibratorias.

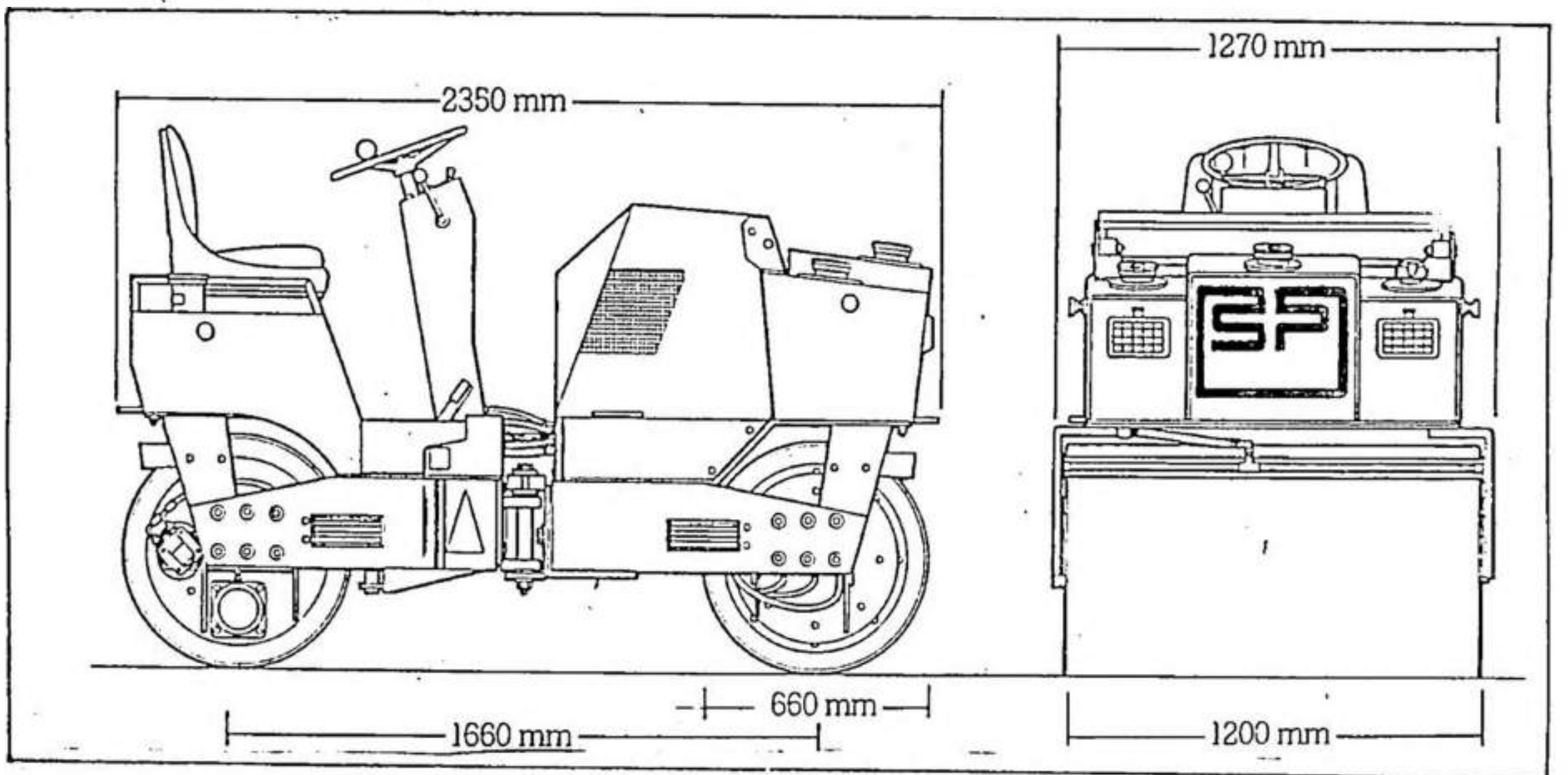


Figura N° 2.04.- Rodillo Vibratorio autopropulsado

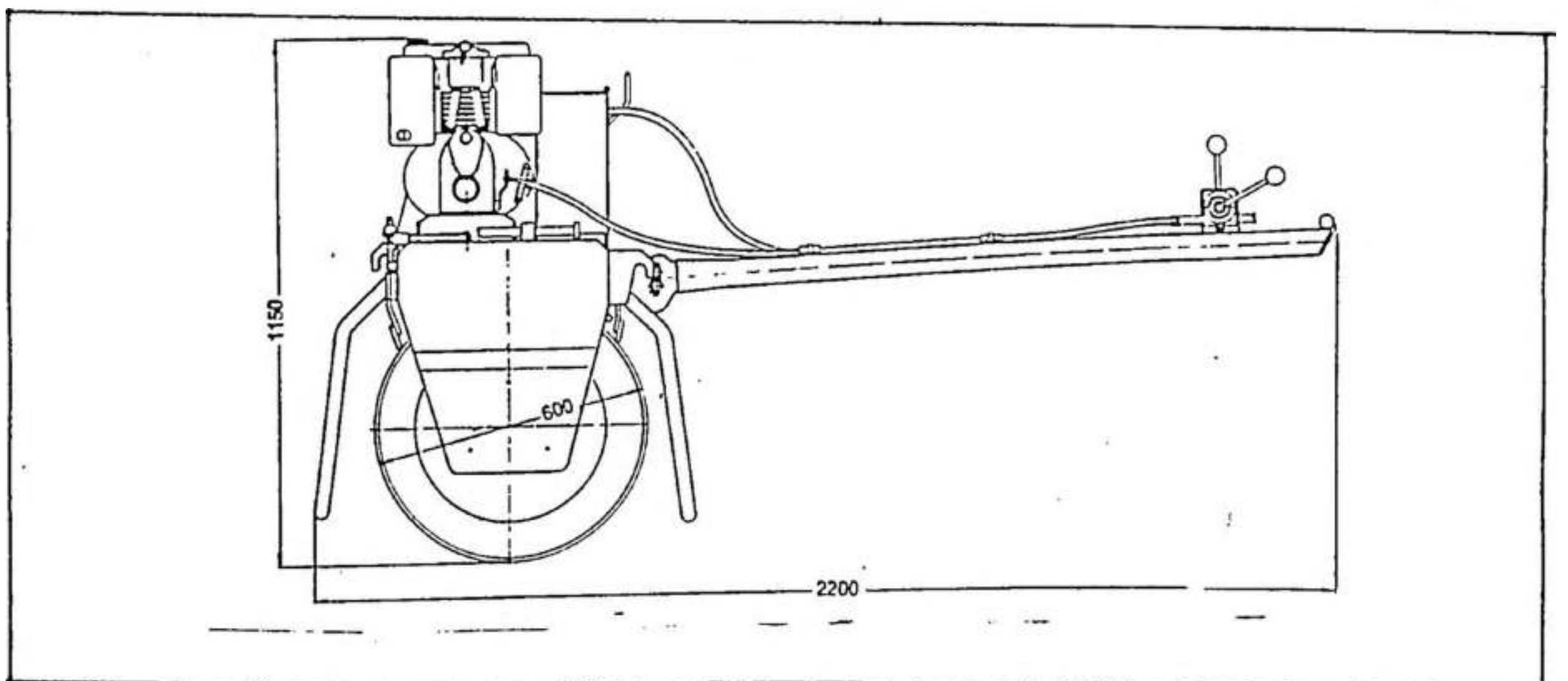


Figura N° 2.05 Rodillo vibratorio autopropulsado con dirección manual.

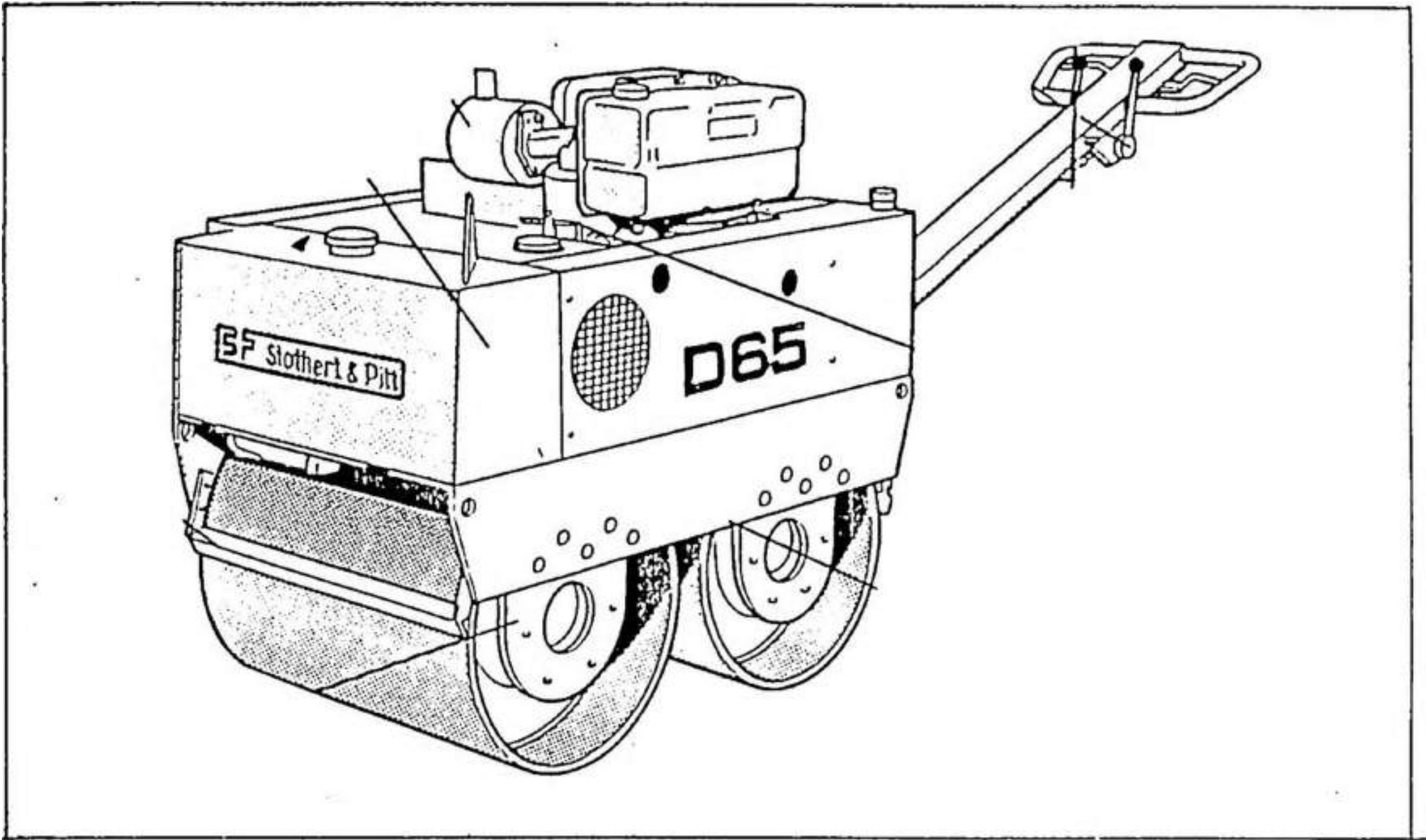


Figura N° 2.06.- Rodillo vibratorio autopropulsado dúplex con dirección manual. (R.V.A.D.)

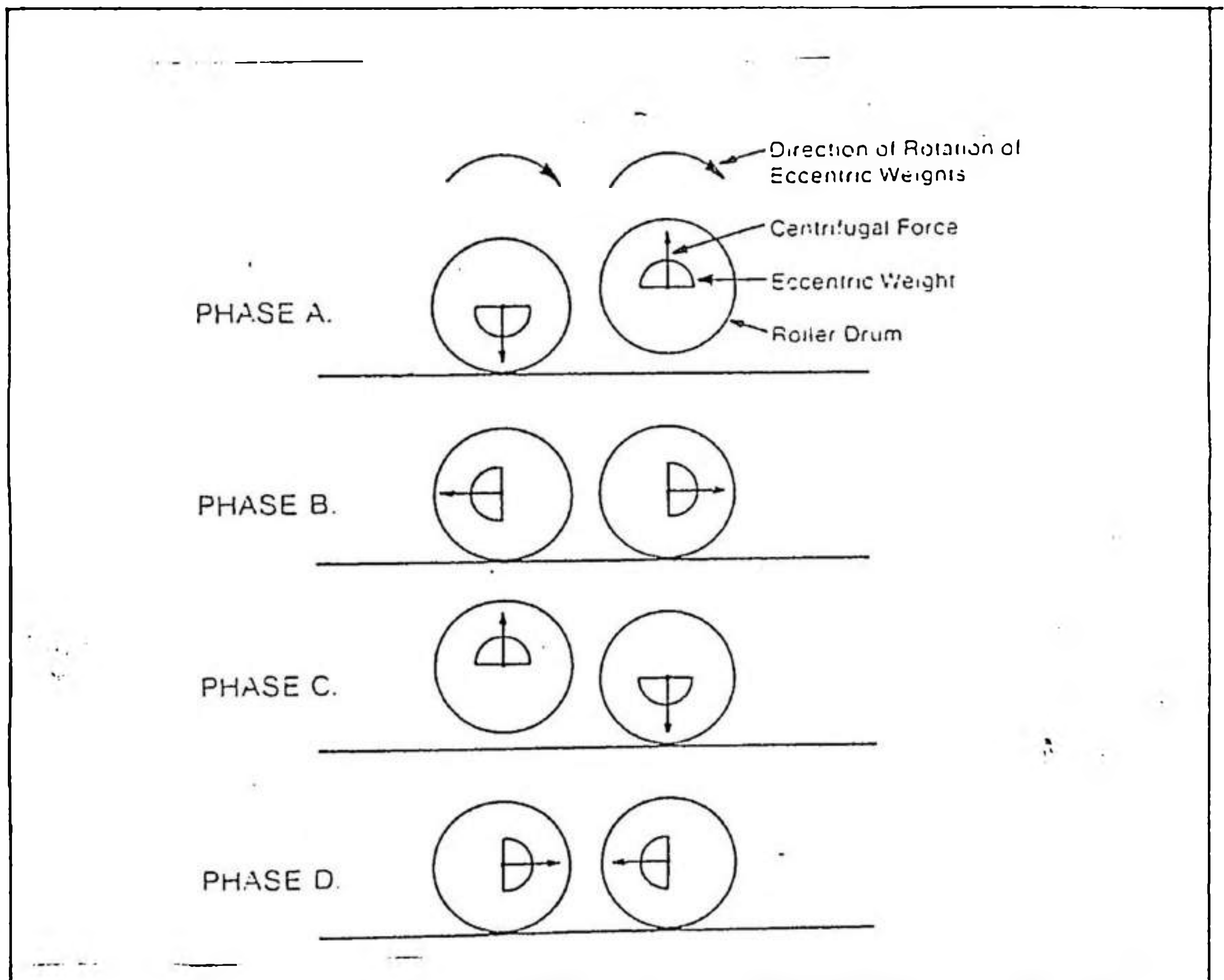


Figura N° 2.07.- Dirección de fuerzas centrífugas en un R.V.A.D.

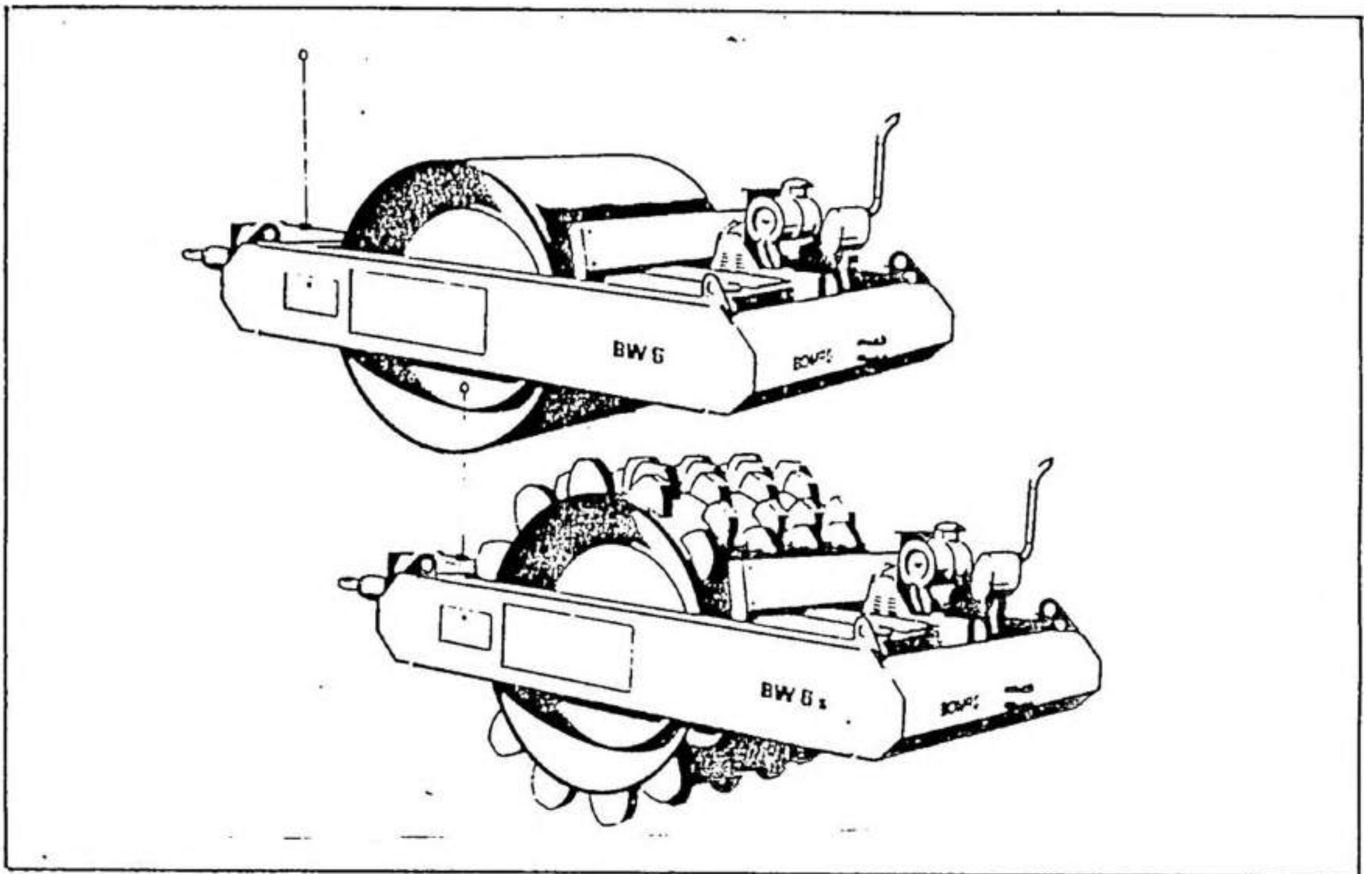


Figura N° 2.08. — Rodillos vibratorios remolcados.

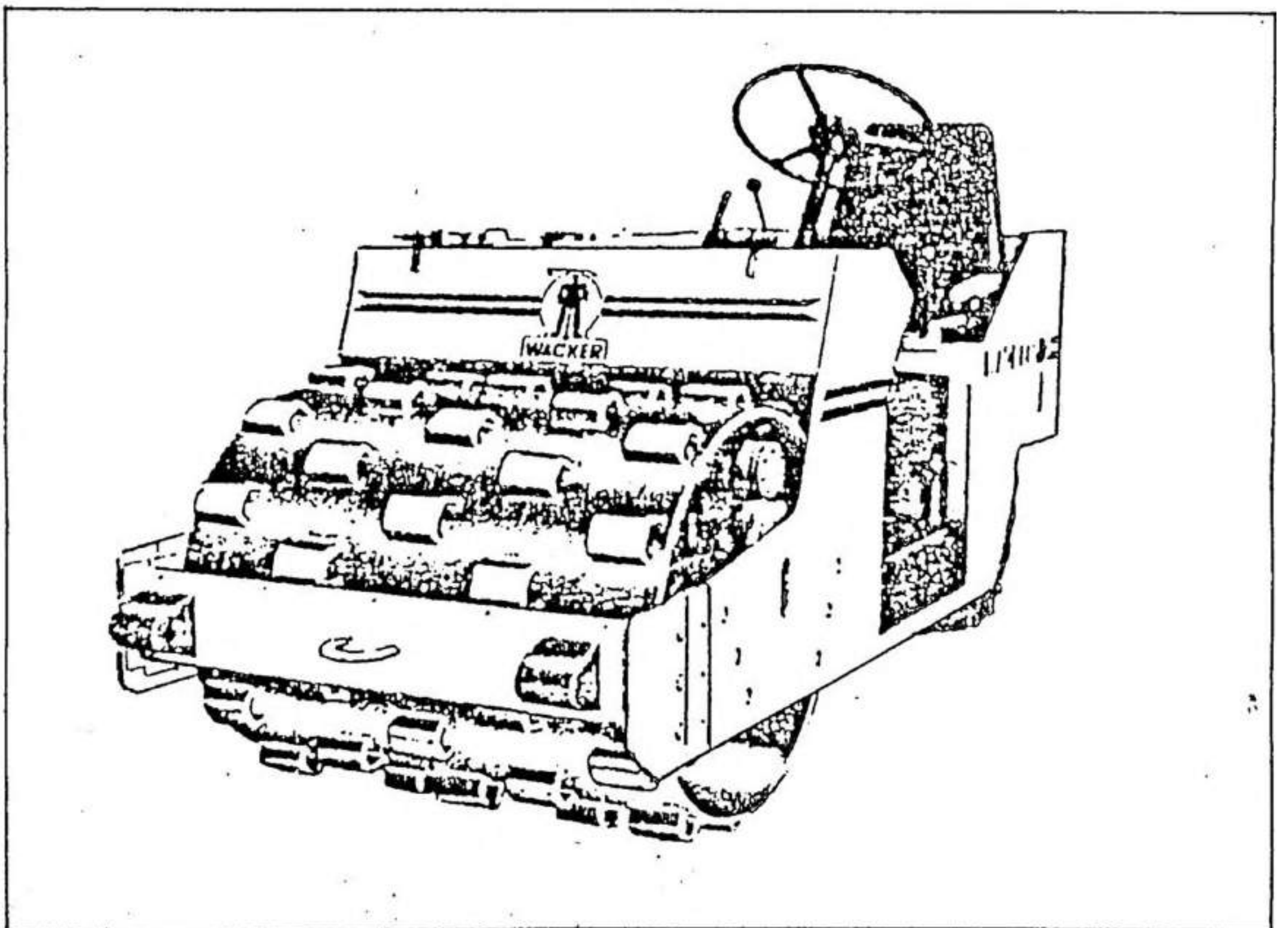


Figura N° 2.09. — Compactadores de rodillo "Patas de Cabra".

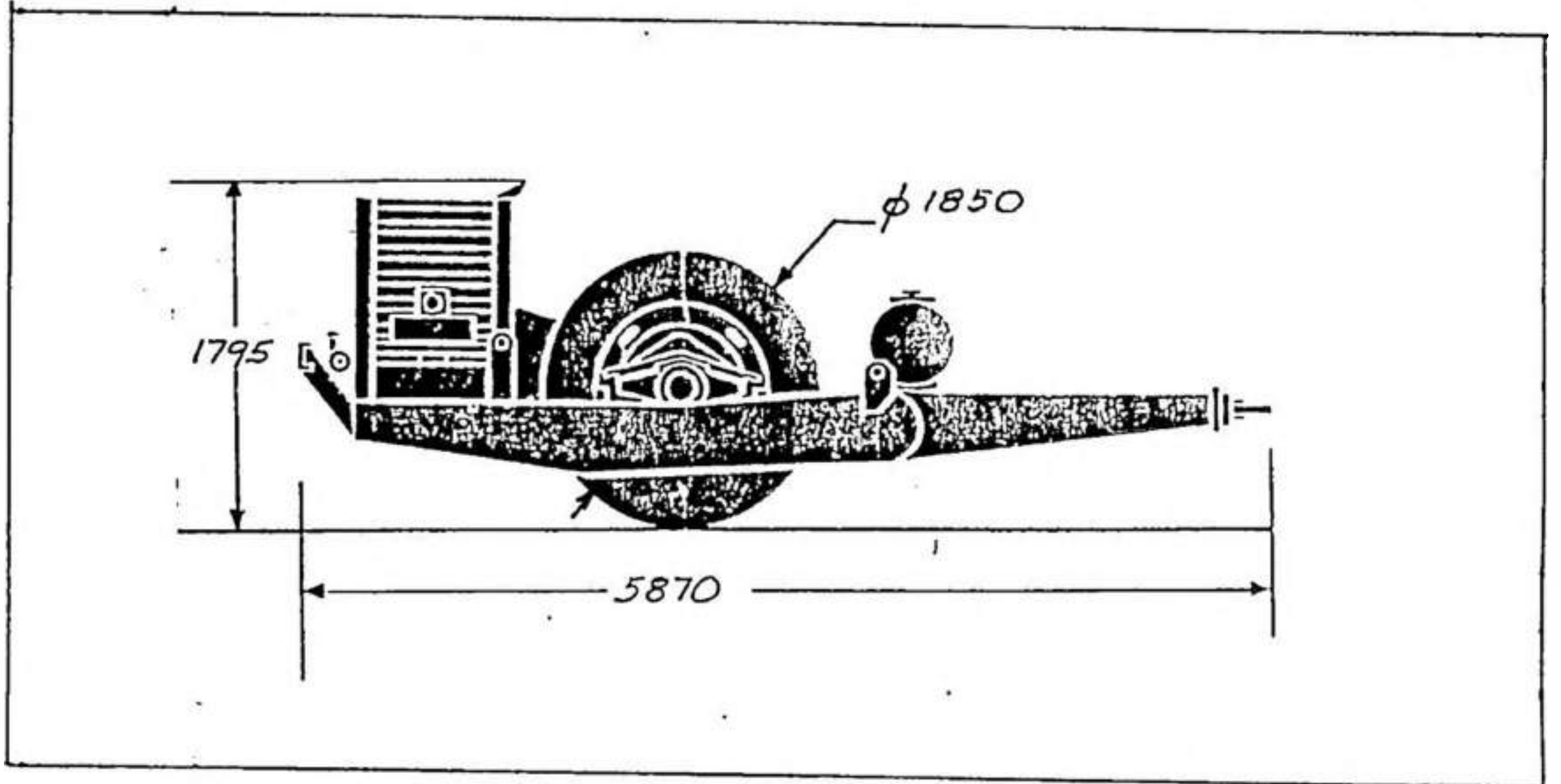
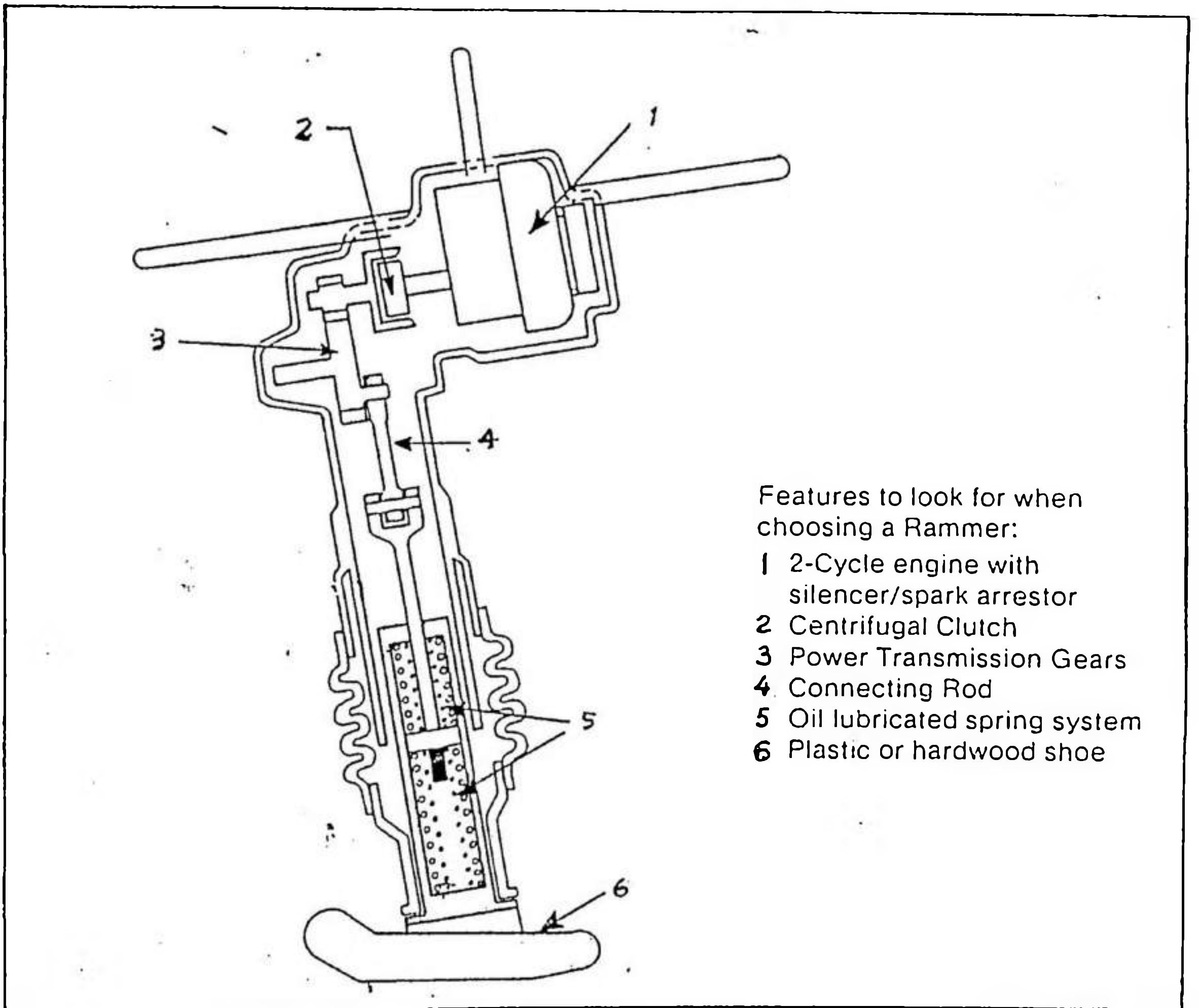


Figura N° 2.10.- Supercompactores Pesados remolcadas



- Features to look for when choosing a Rammer:
- 1 2-Cycle engine with silencer/spark arrestor
 - 2 Centrifugal Clutch
 - 3 Power Transmission Gears
 - 4 Connecting Rod
 - 5 Oil lubricated spring system
 - 6 Plastic or hardwood shoe

Figura N° 2.11.- Apisonador de Impacto. (Corte Transversal).

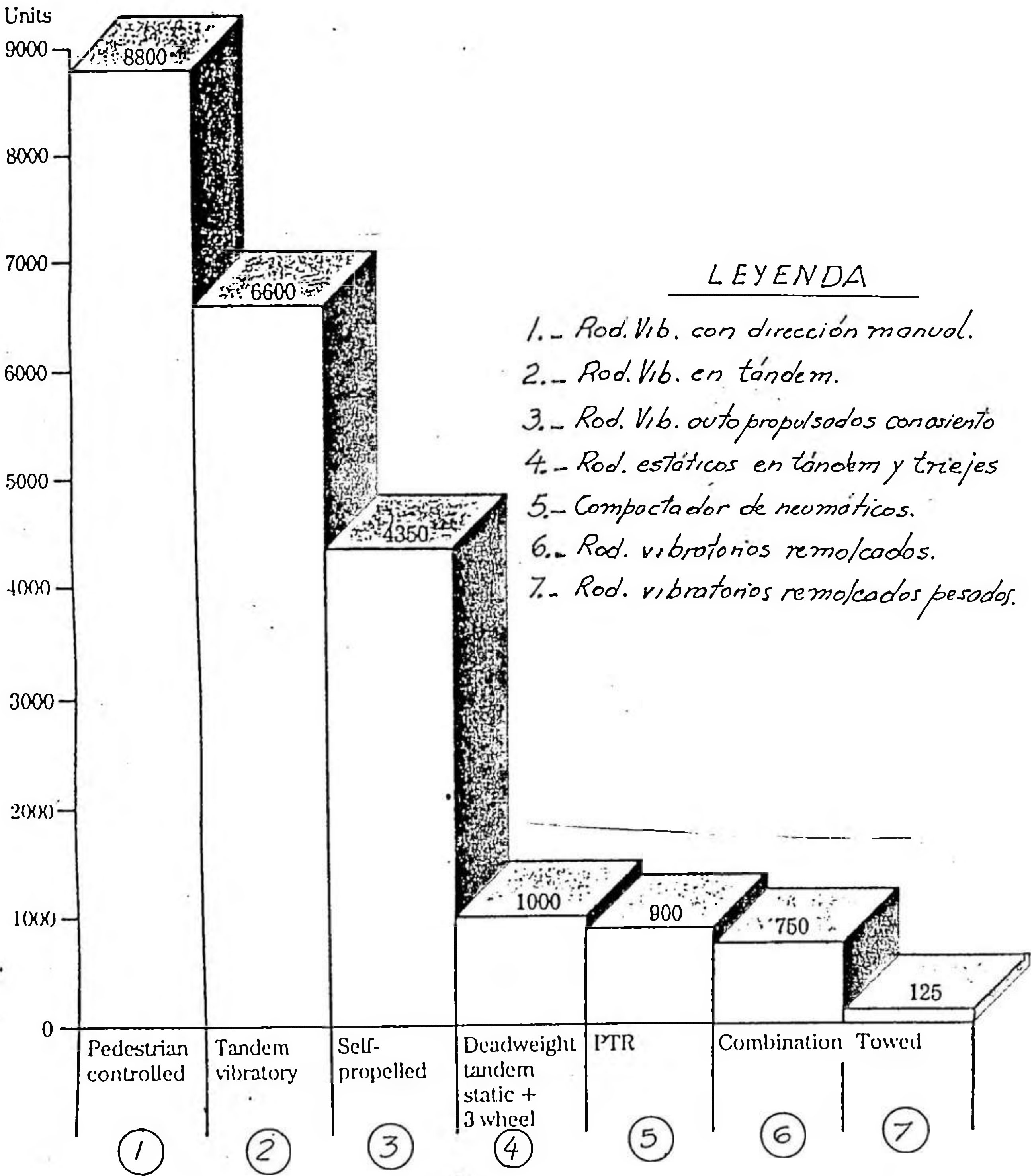


Figura N° 2.12.- Ventas de compactadores a nivel mundial, año 1987.
 (Revista: International Construction, Julio 1988).

CUADRO No. 1

(Hoja 1 de 3)

Clasificación de las Máquinas de Compactación, según C.E.C.E. v F.N.T.P.

(Commite for European Construction Equipment)	Fichas F.N.T.P. (Federation National Travaxx Publics)
<p>1. <u>Rodillos Compresores Estáticos</u></p> <p>Rodillo compresor de llantas lisas:</p> <p>1.1.1.a - Rodillo compresor triciclo diesel 7.300</p> <p>1.1.1.b - Rodillo compresor triciclo a vapor 7.300</p> <p>1.1.2. - Rodillo compresor tandem 7.300</p> <p>1.1.3. - Rodillo compresor de tres ejes</p>	<p>- Rodillo compresor triciclo 7.300</p> <p>- Rodillo compresor triciclo 7.300</p> <p>- Rodillo tandem 7.300</p> <p>- No existe.</p>
<p>1.2. Rodillo de pata de cabra:</p> <p>1.2.1. - Rodillo de pata de cabra remolcado</p> <p>1.2.2. - Rodillo de pata de cabra automoto- rizado</p> <p>1.2.3. - Rodillo de rejilla remolcado</p> <p>1.2.4. - Rodillo compresor triciclo a patin</p>	<p>- Rodillo de pata de cabra re- molcado 7.305</p> <p>- No existe.</p> <p>- No existe.</p> <p>- No existe.</p>
<p>1.3. Compactadores de neumáticos:</p> <p>1.3.1. - Compactador de neumáticos remolcado con una sola fila de ruedas</p> <p>1.3.2. - Compactador de neumáticos remolcado con doble fila de ruedas.</p> <p>1.3.3. - Compactador de neumáticos autopro- pulsado</p>	<p>- Rodillo de neumáticos pesado remolcado. 7.302</p> <p>- Rodillo de neumáticos pesado remolcado. 7.305</p> <p>- Rodillo de neumáticos auto- propulsado 7.301</p>

CUADRO No. 1

(Continuación, Hoja 2 de 3)

2.	<u>Rodillos Compresores Vibrantes</u>	
2.1.	Rodillo compresor vibrante de llantas lisas:	
2.1.1.	- Rodillo vibrante de un solo rodillo con dirección manual	7.303
2.1.2.	- Rodillo vibrante de un solo rodillo remolcado.	7.303
2.1.3.	- Rodillo vibrante de un solo rodillo autopulsado de dirección manual	
2.1.3.a	- Rodillo vibrante de un solo rodillo autopulsado con rueda direccional	
2.1.3.b	- Rodillo vibrante de dos rodillos de dirección manual	
2.1.4.	- Rodillo vibrante de dos rodillos con rueda direccional y asiento de conductor.	
2.1.5.	- Rodillo triciclo con rueda delantera vibrante	
2.1.6.	- Rodillo vibrante tándem.	
2.1.7.	- Rodillo vibrante de tres ejes	
		- Rodillo vibrante autopulsado 7.303

CUADRO No. 1

(Continuación, Hoja 3 de 3)

2.2.	Rodillos vibrantes de pata de cabra o similares:	
2.2.1.	- Rodillo vibrante de pata de cabra remolcado.	- No existe.
3.	<u>Compactador de Placas Vibrantes</u>	
3.1.	- Documentación sin completar. . . .	Compactador de Placas Vibrante - 7.304

CUADRO No. 2

(Hoja 1 de 3)

Clasificación General de Compactadoras

CLASE	GRUPO	GENERO	TIPO	Gama de utilización (indicación somera)		
Rodillos estáticos	Rodillo de llantas lisas	Rodillo triciclo	Autopropulsado	<ul style="list-style-type: none"> - Flanchado diario en las obras de tierra. - Aglomerados (detrás de otra máquina). - Macadam y balastro (empleo en desuso). 		
		Rodillo tandem				
		Rodillo "trieje" (1)				
	Rodillo de pata de cabra o similares	Rodillo de pata de cabra	Remolcado	<ul style="list-style-type: none"> - Terraplenes de suelos finos o de elementos finos. 		
		Rodillo de rejilla	Autopropul.			
		Rodillo de segmentos	Remolcado	<ul style="list-style-type: none"> - Suelos de elementos gruesos friables (calcareos). 		
	Compactador de Neumáticos		Compactador de neumáticos de una fila de ruedas.	Remolcado	<ul style="list-style-type: none"> - Suelos finos o elementos finos. 	
				Autopropul.		
			Compactador de neumáticos de dos filas de ruedas.	Remolcado		<ul style="list-style-type: none"> - Gran gama de aplicación: - Suelos finos; - Capas de bases de firmes; - Aglomerados (inmediatamente detrás de la extendidora); - Tratamientos superficiales
				Autopropul.		

CUADRO No. 2.

(Continuación, Hoja 2 de 3)

Rodillos Vibrantes Cilindros	Rodillos de llantas lisas de una sola rueda vibrante	Rodillo vibrante de una sola rueda	Remolcado Autopropul.	Gran gama de aplicaciones salvo quizá los suelos puramente cohesivos: - Suelos de gran angularidad. - Capas de base de firmes. - Anglomerados (inmediatamente detrás de la extendidora).
		Rodillo vibrante triciclo.	Autopropul.	
		Rodillo vibrante tándem.	Autopropul.	
		Rodillo vibrante "trieje" (1).	Autopropul. articulado	
	Rodillos de llantas lisas de dos ruedas vibrantes	Rodillo vibrante tándem.	Remolcado Autopropul.	Problema gran gama de aplicaciones: Combinación de las aplicaciones de las máquinas especiales corrientes y de los rodillos vibrantes de llanta lisa; eficacia mal conocida (2).
		Rodillo vibrante doble	Remolcado Autopropul.	
	Rodillos vibrantes de pata de cabra o similar	Rodillo vibrante pata de cabra (2).	Remolcado Autopropul.	Problema gran gama de aplicaciones: Combinación de las aplicaciones de las máquinas especiales corrientes y de los rodillos vibrantes de llanta lisa; eficacia mal conocida (2).
		Compactador vibrante de neumáticos	Remolcado Autopropul.	

(Continuación, Hoja 3 de 3)

Rodillos mixtos	Cilindros	Compactador (3) de neumáticos + rueda de llanta lisa vibrante	Compactador de neumáticos con una sola fila de ruedas Compactador de neumáticos autopulsado de doble fila de ruedas	Conjunto autopulsado Con rueda vibrante tractora Con rueda vibrante libre	Probable gran gama de aplicaciones: - Eficacia mal conocida. - Fue de ser excelente.
Máquinas de placas vibrantes	Placas	Compactador de monoplaca vibrante Compactador de multicapas vibrantes	Placa Vibrante Multiplacas Vibrantes.	Autopropul. Remolcado o llevado Autopropul.	- Sueño de gran angularidad. - Capas de base de firmes. - Aglomerados.
Máquinas compresoras por percusión	Placas	Máquinas de Pisón Vibro-pisones	Pisón ligero Pisón pesado Pisón sobre pala Vibro-pisón		- Compactación en gran espesor (para ciertas máquinas sólo). - Compactación en sitios reducidos. - Compactación en pequeñas obras.
Máquinas Especiales.		Empalmes Trincheras Ensanches			Campo de empleo especial.

CAPITULO 3 ASPECTOS TEORICOS DE LA COMPACTACION

Para tener un conocimiento teórico de la compactación, es necesario definir que es un suelo, los tipos y clases que existen y la necesidad de su compactación.

El suelo se define como la capa más superficial de la corteza terrestre constantemente en evolución, afectada por los agentes atmosféricos y orgánicos, formada por rocas desintegradas y descompuestas, en la cual tienen lugar fenómenos biológicos, físicos, químicos, etc.

El suelo, en su estado natural, es un material constituido por granos sólidos discretos, y una proporción de huecos, variable según su estado de consolidación, que pueden estar llenos de agua, aire o de ambas cosas a la vez.

3.1. Tipos de Suelo

Los suelos pueden ser divididos en 4 grandes grupos de acuerdo al tamaño de sus partículas (Ver Fig. 3.01).

a. Arcillas

Cuyas partículas van desde 0.00024 pulgadas (0.006 m.m.) a menos.

b. Limos

Cuyas partículas van desde 0.00024 pulgadas (0.006 m.m.) hasta 0.003 pulgadas (0.08 m.m.).

c. Arenas

Cuyas partículas van desde 0.003 pulgadas (0.08 m.m.) hasta 0.08 pulgadas (2 m.m.).

d. Gravas

Cuyas partículas van desde 0.08 pulgadas (2 m.m.) hasta 3 pulgadas (76 m.m.).

La A.A.S.H.O. (American Association of State Highway Officials), clasifica los suelos como Granulares y Cohesivos sobre un análisis de Tamiz (Ver Fig. 3.02).

Un suelo Granular, es un suelo que consiste principalmente de arenas y gravas.

Un suelo Cohesivo, es un suelo que consiste principalmente de limos y arcillas.

En un suelo granular, las partículas son mantenidas en su posición debido a la fuerza friccional que existe en las superficies de contacto. En estado seco, estas partículas pueden ser fácilmente separadas e identificadas. En estado húmedo puede tomar la forma

que uno quiere, pero se desmoronará fácilmente apenas es tocado.

En un suelo cohesivo, la fuerza que mantienen unidas a las partículas es la fuerza de cohesión, la cual es debida a la atracción material entre las moléculas. Los suelos cohesivos son muy duros en estado seco. Cuando están húmedos, son plásticos y pueden ser moldeados casi a cualquier forma.

3.2. Reconocimiento Práctico del Grado de Humedad de un Suelo para Compactarlo

Para reconocer el grado correcto de humedad que debe contener un suelo para compactarlo eficientemente, existe un método simple que consiste en tomar un puñado de suelo en la mano y apretarlo formando una masa de forma y tamaño de una bola de tenis y luego dejarla caer al piso. Si el material se desintegra en pocos fragmentos casi uniformes el suelo está cerca a su humedad óptima; si con el suelo no se puede conformar la bola, es probable que este muy seca y si al caer la bola no se rompe en fragmentos, entonces está demasiado húmedo y hay que dejarlo secar.

3.3. Distribución del Tamaño de Grano de los Suelos

Desde que un suelo puede contener diferentes

tamaños de partículas, es importante conocer la cantidad de cada tamaño presente en el suelo. Para saberlo, se seca una muestra de suelo, se desmorona para separar las partículas y luego se pasa por una serie de tamices estándares de diferentes tamaños. Se anota la cantidad de suelo retenida en cada tamiz y se calcula como un porcentaje del peso total de la muestra. Los porcentajes obtenidos son graficados versus los tamaños de malla para obtener la "Curva de Distribución de Granos", como se muestra en la Fig. 3.03.

La forma de la curva así obtenida da una indicación de la graduación del suelo. Un suelo "bien graduado" se define como un suelo que contiene un amplio rango de tamaños de granos. Un suelo bien graduado se distingue por tener una recta como curva, similar a la curva A de la Fig. 3.03.

Un suelo al que le falta ciertos tamaños de partículas tendrá una curva con una porción horizontal como la indicada en la Curva C de la Fig. 3.03, tal suelo es llamado de granulometría cortada.

El punto marcado en la curva D de la Fig. 3.03, muestra que el 48% de peso del suelo es más fino que el tamiz 200.

Un suelo bien graduado se compacta a una densidad relativa más alta que un suelo mal graduado y así tiene una capacidad de carga superior. Esto es porque los granos finos pueden apretarse entre ellos mismos en las cavidades que quedan entre las partículas de mayor tamaño. Si los granos finos no estuvieran presentes, estas cavidades podrían mantenerse sin llenar, convirtiéndose en poros de aire y debilitando al suelo.

3.4. Clasificación de Suelos

Diversas clasificaciones de suelos existen para indicar la calidad de suelo como material de construcción. Estos sistemas de clasificación toman en consideración los tamaños de las partículas, la distribución del tamaño de grano y el efecto de la humedad sobre el suelo. Una clasificación importante es el sistema de clasificación unificado. Un resumen de esta clasificación se muestra en la Fig. 3.04.

3.5. Compactación de Suelo

Se llama compactación a la densificación artificial de un suelo con ayuda de medios mecánicos a los efectos de conseguir unas condiciones impuestas por las necesidades funcionales del elemento de obra que forma parte.

En la compactación se aplica energía al suelo para consolidar y remover cualquier hueco, esto incrementa la densidad del suelo.

3.5.1. Necesidades y Beneficios de la Compactación

Necesariamente todas las estructuras y construcciones son soportadas por el suelo.

Durante la construcción de una obra, la estructura del suelo es alterada de su estado natural por diversos motivos, tales como: nivelación, excavado de zanjas, etc. Cuando esto ocurre el aire se infiltra en el suelo y este incrementa su volumen, entonces es necesario remover estos vacíos para obtener una masa sólida y uniforme, con un suelo de alta resistencia.

Los Beneficios de la Compactación de suelos son:

A. Incrementa la Capacidad de Carga

Los vacíos de aire causan debilidad e incapacidad para soportar cargas pesadas. Con todas las partículas del suelo completamente comprimidas cargas mayores

serán soportadas por el suelo debido a que las partículas mismas se soportan mejor.

B. Impide Asentamientos del Suelo

El asentamiento del suelo bajo la estructura de un edificio, causa que la estructura se deforme o se quiebre completamente.

C. Reduce Filtraciones de Agua

El suelo compactado reduce la penetración del agua; especialmente cuando hay vacíos de aire, el agua penetra al suelo provocando una hinchazón durante el período húmedo y una contracción durante el período seco.

D. Impide los Daños por Heladas

El agua se expande y aumenta de volumen al congelarse. Esta acción a menudo causa que el pavimento se hinche y las paredes y las losas del piso se agrieten.

3.6. Métodos para Compactar Suelos

Generalmente 3 métodos son usados para compactar suelos, ellos son:

3.6.1. Por Compresión o Fuerza Estática

Se logra la compactación mediante una máquina pesada que compacta al suelo sin la presencia de movimientos vibratorios.

Como ejemplos tenemos a los rodillos de neumáticos, de llantas lisas y los rodillos de patas de cabra estáticos.

3.6.2. Por Choque o Fuerza de Impacto

La densidad de la tierra se incrementa mediante un apisonado por golpes a gran velocidad en carreras alternativas sucesivas.

Como ejemplo se tienen a los Vibropisones o Apisonadores, aparatos activos por placas o caída de masas, ver Fig. 2.11 (Capítulo 2).

3.6.3. Por Vibración

La compactación es lograda mediante la aplicación de vibraciones de alta frecuencia y baja amplitud al suelo. Se realiza mediante las Flacas Vibrantes que tienen poco peso, ver Fig. 2.02 y 2.03 (Capítulo 2).

También se usan combinaciones de estos

métodos, por ejemplo los rodillos vibratorios y las grandes placas vibrantes combinan el peso estático con la vibración para lograr una mejor compactación.

Los Suelos Granulares, son compactados mejor por VIBRACIÓN. Esto se debe a que la acción vibratoria reduce las fuerzas friccionales en las superficies de contacto, permitiendo así que las partículas caigan libremente por su propio peso. Al mismo tiempo, se van separando momentáneamente unas de otras, quedando libres para girar y desviarse hasta llegar a una posición que limita su movimiento. Esta acción de asentamiento y reubicación de partículas ocasiona la "Compactación del Material". Todos los poros de aire que estuvieron presentes en la masa del suelo son reemplazados por un suelo sólidamente compacto.

Los Suelos Cohesivos, por el contrario, no se asientan bajo vibración, debido a las fuerzas naturales de ligación entre las diminutas partículas sólidas. Estos suelos tienden a aglutinarse formando laminaciones continuas con espacios de aire entre ellas. Las partículas de arcilla especialmente,

representan un problema por su extremado peso liviano que hace que se ponga muy fluida cuando hay exceso de humedad. Además tienen una forma plana alargada, la cual impide la caída libre hacia los vacíos cuando vibran. Por esta razón, estos suelos se compactan eficazmente usando fuerza de impacto, que produce un efecto de corte que hace que las laminaciones se juntan comprimiendo los poros de aire hacia la superficie.

Las mezclas que contienen hasta el 35% de suelo cohesivo, pueden ser compactadas usando vibración comportándose de la misma manera que el suelo granular, sin embargo si el contenido cohesivo sobrepasa este 35%, se deberá usar fuerza de impacto.

3.7. Ensayo de Densidad Proctor y Métodos de Ensayo de Campo

3.7.1. Ensayo de Densidad Proctor

El suelo compactado se mide en relación a su densidad en Kg/m^3 . El suelo suelto, puede tener una densidad de $1,605 \text{ Kg}/\text{m}^3$. Después de la compactación, el mismo suelo puede tener una densidad de $1,925 \text{ Kg}/\text{m}^3$.

Para determinar el valor de la densidad del suelo con respecto al sitio de una obra dada, se lleva una muestra del suelo a un laboratorio de ensayo y se realiza un ensayo proctor (Ver Fig. 3.05).

Los objetivos del Ensayo Proctor son:

- a) Mide e indica la densidad obtenible de un suelo dado como norma.
- b) Determina el efecto de la humedad en la densidad del suelo.

En este ensayo se compacta una muestra del suelo en un recipiente standard de 101.6 m.m. de diámetro por 116.43 m.m. de altura con una capacidad de 0.00094 m³. El recipiente se llena con 3 capas y cada capa del suelo se compacta empleando una pesa de 2.5 Kg. que se eleva a una distancia de 0.3048 m. y se deja caer 25 veces uniformemente sobre cada capa del suelo. Obteniéndose una muestra del suelo que ha recibido un total de 60.579 m. x Kg. de energía por metro cúbico (m Kg/m³).

Después de golpear la superficie del recipiente, la muestra del suelo se pesa (peso húmedo) y luego de secarla en un horno, se pesa

otra vez (peso en seco). La diferencia entre estos pesos representa el peso del agua que contenía el suelo.

La densidad del suelo seco puede ahora indicarse en Kg/m³ y la cantidad de agua o de humedad también puede indicarse como un porcentaje del peso en seco. :

$$\begin{array}{l} \text{DENSIDAD DEL} \\ \text{SUELO SECO} \end{array} = \frac{\text{Peso del suelo seco (Kg.)}}{0.00094 \text{ m}^3}$$

$$\begin{array}{l} \text{PORCENTAJE DE} \\ \text{HUMEDAD (\%)} \end{array} = \frac{\text{Peso del agua perdida (Kg.)}}{\text{Peso del suelo seco (Kg.)}}$$

$\text{Peso del agua pérdida} = \text{Peso húmedo} - \text{Peso en seco.}$

El procedimiento se repite añadiendo al suelo distintas cantidades de agua para cada repetición, anotando los pesos del suelo, lo mismo que los porcentajes de humedad como se hizo anteriormente.

Se grafican los resultados obteniéndose una curva de Humedad - Densidad o de Control, Fig. 3.06.

De este gráfico, obtenemos las siguientes conclusiones:

- Con cierta humedad, el suelo llega a su densidad máxima cuando se aplica una cantidad específica de energía de compactación.
- La densidad máxima que se obtiene bajo estas condiciones se llama Densidad Proctor 100%.
- El valor de la humedad en el punto de densidad máxima se denomina Humedad Óptima.
- Cuando se compacta el suelo para obtener una humedad superior o inferior a la óptima, usando el mismo esfuerzo de compactación, la densidad del suelo es menor que la obtenida cuando se compacta con humedad óptima.
- El Valor Proctor 100% que así se obtiene se utiliza como base para medir el grado de compactación del suelo. Este valor de Densidad Proctor 100% puede entonces considerarse como la medida standard para la compactación.

Para expresar el grado de compactación de un terreno, primero se obtiene de su curva humedad - densidad, el valor PROCTOR 100% que

representa la Densidad máxima Proctor.

Suponiendo que el mismo suelo haya sido compactado a una densidad en seco de valor "X" Kg/m³, el grado de compactación para el suelo se indica entonces como sigue:

$$\frac{\text{GRADO EN PORCENTAJE}}{\text{PROCTOR}} = \frac{X}{\text{PROCTOR 100\%}} \quad (\times 100)$$

Existen dos ensayos de laboratorio PROCTOR:

El Ensayo Proctor Standard descrito anteriormente y desarrollado por R.P. Proctor en USA en 1930 y el Modificado, que ha aumentado las exigencias de las especificaciones de compactación.

Los principios y procedimientos para estos ensayos son muy semejantes. El cuadro No. 3 muestra los requisitos para ambos.

El Ensayo Proctor Modificado se realiza en suelos de estructuras de gran peso, como centrales de energía nuclear y pistas para aviones.

Cada suelo reacciona de manera diferente con respecto a la densidad máxima y humedad óptima, por lo que cada tipo de suelo tendrá su propia curva de Control o de Humedad - Densidad. Ver Fig. 3.07 "Curvas de Control de varios suelos".

El Ensayo Proctor Standard es norma A.A.S.H.O.T-99 y A.S.T.M. D698 y el Proctor Modificado es norma A.A.S.H.O. T-180 y ASTM D - 1557.

Al establecerse la curva Proctor para el suelo y determinar su densidad de 100%, se podrá especificar el porcentaje Proctor para el cual el suelo debe ser compactado.

Es muy posible que un suelo pueda ser compactado hasta más del 100% Proctor. Esto es debido a que el grado 100% Proctor se obtiene empleando una cantidad específica de energía durante la compactación. Si se pone más energía al suelo, pueden producirse mayores densidades, ver en Fig. 3.08 "Las Curvas de Compactación al variar la Energía".

En la Fig. 3.08 como también en la Fig. 3.07 en el lado derecho se aprecia una curva de

saturación, es decir cuando el suelo está saturado de agua y los huecos de aire desaparecen, esto representaría la compactación ideal, pero la compactación dinámica nunca llegará a este punto. A continuación se analizará la ecuación de esta curva.

Haciendo:

P_d : Peso específico del suelo seco.

P_s : Peso específico de los granos sólidos
(Valores entre 2.6 y 2.8).

P_w : Peso específico del agua (igual a 1).

w : Humedad del suelo.

a : % del volumen ocupado por el aire
respecto al volumen total del suelo.

Entonces:

$$a = 1 - \frac{P_d}{P_s} - \frac{w P_d}{P_w} \quad (3.01)$$

Para representar la curva de saturación, haremos $a = 0$ (haciendo $P_w = 1$) y despejando P_d , se obtiene:

$$P_d = \frac{P_s}{1 + w P_s} \quad (3.02)$$

La ecuación (3.02) es la curva de saturación que corta al eje de los "Pd" en el punto de ordenada Ps. La deducción de la ecuación (3.01) puede encontrarse en cualquier texto de Mecánica de Suelos.

3.7.2. Métodos de Ensayo de Campo

Hay dos métodos principales que se emplean actualmente para comprobar la compactación en el sitio de trabajo.

a) Método de Cono de Arena:

Se excava un hueco de 15 cm. de diámetro por 15 cm. de profundidad en el suelo compactado. Se pesa el suelo extraído del hueco, luego se le seca completamente y se vuelve a pesar. La cantidad de agua perdida, dividida entre el peso en seco da por resultado el porcentaje de humedad del suelo.

Un aparato de cono y frasco que contiene granos finos y uniformes de arenas especiales se coloca sobre el agujero y el agujero se llena con arena. Ver Fig. 3.09 "Aparato de Ensayo de Cono de Arena".

El frasco se pesa antes de llenar el agujero determinándose de esta manera el volumen de arena que se requiere para llenar el agujero.

Dividiendo el peso en seco del suelo que se extrae, entre el volumen de la arena que se requiere para llenar el agujero, se obtiene la densidad del suelo compactado en Kg/m³. La densidad que así se obtiene se compara con la densidad máxima de un Ensayo Proctor, obteniéndose la densidad Proctor Relativa. El método de cono de arena ha sido empleado por mucho tiempo, es bien conocido y aceptado.

Sin embargo, los que realizan las pruebas en el sitio de trabajo a veces cometen varios errores que pueden causar la inexactitud de la prueba.

Se emplea arena uniforme en la suposición de que la arena no se puede compactar. Sin embargo, puesto que las partículas de arena no son completamente redondas, las vibraciones en el sitio de trabajo pueden compactar la arena y la prueba mostrará una

densidad más baja que la real. En el ensayo de cono de arena se utilizan varios tipos de arena, pero cada aparato de cono de arena se calibra para utilizar un solo tipo de arena.

Los errores pueden resultar del empleo del tipo de arena incorrecto según el aparato de ensayo utilizado. Como el ensayo dura varias horas, realizarlas después de cada pasada de compactación no es práctico y existe la posibilidad de que se realice mucha o muy poca compactación.

b) Método Nuclear

Opera según el principio de que suelos densos absorben más radiación que suelos sueltos. El medidor nuclear se coloca directamente sobre el suelo que se va a comprobar y se conecta para que funcione. Ver Fig. 3.10 "Medidor Nuclear".

Los Rayos Gamma de una fuente radiactiva, penetran en el suelo y según sea el número de vacíos de aire que existan, un número de los rayos se reflejan y vuelven a la superficie.

Estos rayos que se reflejan, son registrados en el contador; luego la lectura de contador se compara con los datos en una carta que indica la densidad del suelo en Kg/m³.

Esta densidad se compara con la densidad máxima de un ensayo Proctor y se obtiene la densidad relativa Proctor como se hizo anteriormente.

El método nuclear es un ensayo preciso y rápido, dura 3 minutos y el suelo no es alterado. El costo inicial puede ser de varios miles de dólares, sin embargo, el tiempo ahorrado por ensayo es considerable cuando se compara con el Método del Cono de Arena.

Los cuadros 4 y 5 muestran otros métodos que también pueden ser usados.

La energía de compactación suele medirse en la obra contando el número de pasadas de la máquina. Con el equipo disponible se realiza un pequeño ensayo a escala natural, antes de iniciar las obras para determinar

de esta forma el número de pasadas necesarias y evitar posteriores pérdidas de tiempo debidas a una compactación defectuosa o a un derroche de horas de trabajo inútiles de la máquina.

Es importante que la humedad sea lo más uniforme posible, por eso se deberá llevar un buen control de ella de una manera rápida y eficiente.

3.8. Factores para Seleccionar Máquinas de Compactación

Los factores que se toman en consideración para seleccionar un equipo para un trabajo de compactación específico son:

- Calidad del Suelo
- Condiciones Físicas del lugar de trabajo.
- Especificaciones requeridas.

3.8.1. Calidad del Suelo

Puede ser granular o cohesivo.

a) Suelo Granular

Se ha determinado en el acápite 3.1, que la compactación con vibración en estos suelos es la más efectiva y económica.

El efecto de la vibración penetra profundamente en el suelo haciendo que se compacten capas de mayor espesor. Las placas vibrantes son las máquinas ideales para estos suelos por ser confiables, relativamente baratas y muy productivas. Los rodillos vibratorios son usados cuando se necesitan mayores rendimientos de producción. También podrían usarse, apisonadores de impacto vibratorio vistos en el acápite 2.3.5 (Capítulo 2). Cada suelo granular tiene una Frecuencia Natural de Resonancia diferente, definida como la frecuencia que ocasiona el mayor movimiento del suelo.

Mientras la partícula sea más pequeña su frecuencia natural será más alta y, mientras más grande su frecuencia natural será más baja. Por eso las placas vibratorias de poco peso con una frecuencia alta de 6,250 vibraciones por minuto y baja amplitud son los mejores compactadores para arenas finas. Otros tipos de compactadores con frecuencia alrededor de 1800 vibraciones por minuto y alta amplitud son necesarias para arenas gruesas, gravas y mezclas que contengan

partículas cohesivas.

Para una óptima compactación la placa o el rodillo deberán tener una frecuencia igual o cercana a la frecuencia natural de las partículas sólidas a compactar.

b) Suelo Cohesivo

Como se describió en el acápite 3.1, estos suelos necesitan impacto. Esta fuerza es proporcionada por los Apisonadores de Impacto Vibratorio (Ver el acápite 2.3.5, Capítulo 2) y, los rodillos estáticos y vibratorios de patas de cabra (descritos en el acápite 2.3.3, Capítulo 2).

3.8.2. Condiciones Físicas del Lugar de Trabajo

Las dimensiones físicas y las restricciones en el lugar de trabajo determinan el tamaño y modelo de la máquina a usar. Por ejemplo, si no hubiera espacio para girar la máquina en uno de los extremos del terreno a compactar será necesario usar una máquina reversible.

3.8.3. Especificaciones Requeridas

Una máquina se selecciona de acuerdo a las

siguientes especificaciones.

- a) Valor Proctor de la densidad.*
- b) Humedad.*
- c) Espesor de la capa de suelo a compactar.*
- d) Número de pases de la máquina.*

La mayor parte de fabricantes de compactadores indican el máximo espesor de capa que cada máquina puede compactar bajo condiciones ideales. El espesor de la capa a ser compactada no deberá ser menor que un tercio ($1/3$) del máximo espesor de capa indicado por el fabricante.

Muchos equipos son diseñados para proporcionar del 95 al 100% de la densidad Proctor con 3 ó 4 pases, cuando la humedad del suelo está cerca a la óptima.

Se recomienda no sobrecompactar. Tan pronto como la densidad sea alcanzada, la compactación debe pararse. Si la máquina continúa compactando las partículas del suelo, empezarán a moverse hacia los lados bajo el efecto de la presión continua, rompiendo así la estabilidad y disminuyendo la densidad.

3.9. Comportamiento de un Suelo bajo Cargas Vibratorias

3.9.1. Cargas de Pequeña Amplitud

La respuesta de un suelo sometido a esfuerzo - deformaciones de pequeña amplitud está gobernada por la velocidad de la propagación de la onda elástica a través del suelo y es el factor crítico que determina la respuesta dinámica de cimentaciones soportadas directamente sobre el suelo.

Aunque la elasticidad es una propiedad inherente en todo cuerpo natural, los suelos pueden ser considerados como cuerpos elásticos bajo ciertas consideraciones desde que ellos son formaciones naturales complejas.

Las características de la curva esfuerzos y deformaciones, determinan los rangos de deformaciones asociados con la respuesta elástica e inelástica. Cuando se evalúan las respuestas dinámicas de los suelos a cargas de pequeña amplitud, se consideran las partículas sólidas como perfectas esferas elásticas.

Para las deformaciones dinámicas del orden de magnitud de aquellas desarrolladas debajo de

las cimentaciones de máquinas se ha encontrado que los suelos tienen un comportamiento aproximadamente ELÁSTICO. Se dispone de métodos, útiles para propósito de diseño, para evaluar las características cuasi - elásticas de los suelos.

Los suelos cohesivos (mientras no se destruyan las capas estructurales y con pequeños desplazamientos de partículas), se comportan como elásticos, lo cual es confirmado por la propagación de las oscilaciones elásticas. Si el ciclo de carga destruye las capas estructurales y se le aplican nuevos ciclos de carga y descarga, el suelo volverá a comportarse elásticamente.

3.9.2. Cargas de Gran Amplitud

Si un suelo es cargado y descargado con una determinada carga (la cual es mayor que su resistencia estructural), se producirán en él deformaciones elásticas y residuales (plásticas), siendo las residuales mucho mayores que las elásticas; sin embargo, con otra carga y descarga repetitiva adicional el suelo adquirirá gradualmente un estado compactado elástico, el cual, se caracterizará

por sus propiedades elásticas constantes (para las condiciones de carga dadas).

Si la carga es incrementada por encima de la que causa el estado compactado elástico, aparecerán apreciables deformaciones residuales, de modo que tras un gran número de ciclos de carga y descarga el suelo adquirirá un nuevo estado elástico compactado, con un gran módulo de elasticidad.

3.9.3. Principio de Deformación Lineal

Cuando la capacidad portante del suelo es del orden de 1 a 3 Kg/cm^2 o más (para suelos duros hasta de 5 - 7 Kg/cm^2) la relación entre los esfuerzos y las deformaciones puede tomarse como lineal.

Para suelos débiles (cuando la capacidad portante es del orden de 1 Kg/cm^2), sin embargo la relación entre esfuerzos y deformaciones debe tomarse como no lineal.

3.9.4. Principales Características Físicas de los Suelos

Las características de principal interés

son: la Resistencia al Corte, el Cambio de Volumen (asentamiento), el Módulo Dinámico y el Amortiguamiento Interno.

Para los suelos, la curva de esfuerzos cortantes Vs. esfuerzo normal es como se muestra en la Fig. 3.11, en la cual se muestra el campo plástico y elástico.

La Ley de Coulomb expresa la relación entre ambos esfuerzos como sigue:

$$T = C + (\delta - u) \operatorname{tg} \theta \quad (3.03)$$

Campo Plástico: Si $T > C + (\delta - u) \operatorname{tg} \theta$

Campo Elástico: Si $T \leq C + (\delta - u) \operatorname{tg} \theta$

Siendo:

δ : Esfuerzo normal total en el plano de falla.

C : Cohesión (en los materiales granulares $C = 0$).

u : Presión que ejercen los vacíos (intersticial).

θ : Ángulo efectivo de fricción interno.

T : Esfuerzo Cortante.

$\operatorname{tg} \theta$: Coeficiente de fricción interno.

Si $u = \delta$, entonces se producirán deslizamientos (el suelo se comporta como un fluido).

De esta manera la "Condición de Compactación" queda establecida como:

$$T > C + (\delta - u) \operatorname{tg} \theta \quad (3.04)$$

De un ensayo de corte para determinado tipo de arena la Fig. 3.13 (a) muestra como varía el esfuerzo cortante con la deformación producida al mantener constante determinado esfuerzo normal. Se observa que a un determinado esfuerzo cortante la deformación se hace inelástica para un cierto esfuerzo normal, estos esfuerzos se grafican en la Fig. 3.13 (b) originando la curva típica de esfuerzos cortantes Vs esfuerzos normales.

En la Fig. 3.14, se observa las curvas "T" Vs "d" para una arena floja y otra densa, se nota que para la arena densa se necesita aplicarle mayor esfuerzo cortante para llegar al estado plástico.

La amortiguación en los suelos se incrementa

con la amplitud de vibración. Para el orden de magnitud de vibración debajo de las zapatas de cimentaciones el decremento logarítmico es menor que 0.2. Para altas amplitudes el decremento logarítmico puede elevarse hasta 2 veces el valor inicial.

3.9.5. Condición Natural de un Suelo sin Cohesión

Se considera partícula gruesa a aquella mayor que 60 micras y fina a la menor de 60 micras. Cuando las partículas gruesas están en proporción mayor que el 65% el suelo se considera sin cohesión (granular permeable) y si las partículas finas están en proporción mayor que el 35% se considera cohesivo (sin rozamiento interno).

La condición natural de un suelo se analiza desde el punto de vista de la Densidad Relativa (DR), que queda definida por:

$$DR = \frac{e_{\text{máx}} - e}{e_{\text{máx}} - e_{\text{mín}}} \quad (3.05)$$

Siendo:

e: relación de poros del suelo, definido por la siguiente fórmula:

$$e = \frac{\text{Volumen de poros por unidad de volumen de suelo}}{\text{Volumen de partículas sólidas por unidad de volumen}} = \frac{n}{m} \quad (3.06)$$

De tal manera que $n + m = 1$

El valor de "e" puede variar desde 0.2 hasta 1.5 para tierras minerales y de 2 a 12 para tierras orgánicas minerales (cuando $e < 1$, el suelo está bien compactado).

*e*_{máx}: Relación de poros cuando el suelo tiene un peso específico lo más bajo posible.

*e*_{mín}: Relación de poros cuando el suelo tiene un peso específico lo más alto posible.

Si:

$DR \leq 1/3$: el suelo se considera flojo.

$DR = 1/3$ a $2/3$: el suelo se considera medio.

$DR = 2/3$ a 1 : el suelo se considera denso.

También se puede expresar *DR* en función de los pesos unitarios secos:

$$DR = \frac{\frac{1}{\bar{\Phi}_{\min}} - \frac{1}{\bar{\Phi}}}{\frac{1}{\bar{\Phi}_{\min}} - \frac{1}{\bar{\Phi}_{\max}}} \quad (3.07)$$

Mediante ensayos de laboratorio (según ASTM standard VOL. II, D - 204-9), se estiman los pesos unitarios ($\bar{\Phi}$) máx y mín de los suelos sin cohesión.

Habiendo determinado la densidad relativa DR , el máximo asentamiento Z que podrá experimentar una capa de suelo con una altura inicial H , será:

$$Z = \frac{e - e_{\min}}{1 + e} H \quad (3.08)$$

3.9.6. Cambio de Volumen en Suelos sin Cohesión bajo cargas Cíclicas

Para determinar los cambios de volumen en suelos sin cohesión ocasionados por cargas repetitivas, se han efectuado ensayos sobre muestras confinadas. La Fig. 3.15 muestra un aparato de ensayo usado por WHITMAN para muestras confinadas sometidas a cargas repetitivas de presión de aire. En la Fig. 3.16

se muestran los resultados típicos obtenidos.

Para evaluar la influencia de la aceleración vertical en la compactación de suelos sin cohesión, al aparato de ensayo de la Fig. 3.15 se le hizo pequeñas modificaciones. La presión de aire aplicada a la membrana en la parte superior de la muestra fue mantenida constante y la cámara de confinamiento fue colocada en una mesa vibratoria. El mecanismo de accionamiento de la mesa se podía ajustar a la frecuencia y amplitud deseada. Desarrollando de este modo vibraciones sinusoidales con un determinado rango de aceleraciones pico. La Fig. 3.17 muestra el resultado para una arena de duna. Estas muestras no tenían presión de sobrecarga y fueron puestas en la celda en su estado más flojo (emáx). Como el valor de la aceleración máxima es el producto de la amplitud por el cuadrado de la frecuencia, se usaron diferentes valores de amplitud para desarrollar la misma aceleración a diferentes frecuencias. Los resultados mostraron un marcado incremento en el peso específico seco (decremento en volumen) cuando la aceleración se aproximaba a la aceleración de la gravedad "g", con el efecto máximo producido a "2g"

aproximadamente. Para aceleraciones mayores que "2g" la muestra comenzaba aflojarse nuevamente.

La Fig. 3.18 ilustra la influencia de la presión de aire de sobrecarga en la variación de la relación de poros "e" para diferentes valores de aceleraciones aplicadas. Es importante notar que un incremento en la presión vertical incrementa el nivel de aceleración requerida para iniciar el cambio en la relación de poros, es decir, el cambio de volumen de la muestra.

Los resultados mostrados en las Figuras 3.17 y 3.18 demuestran que un cambio de volumen en suelos sin cohesión, producido por cargas de impacto o vibración, depende de la presión de confinamiento y de la intensidad de carga dinámica. Así como también de la relación de poros inicial y las características del suelo.

CAPITULO 3

ILUSTRACIONES Y CUADROS

Clasificación General	Material Granular										Material Cohesivo más del 35% del total de la muestra que pasa por el cedazo No. 200		
Clasificación POR GRUPO	A - 1		A - 1-b	A - 3	A-2-4	A-2-5	A-2-6	A-2-7	A - 4	A - 5	A - 6	A - 7	
	A-1-a												
Análisis con Cedazo % que pasa.	No. 40 -----	30 máx	50 máx	51 min		35 máx	35 máx	35 máx	36 min	36 min	36 min		
	No. 200 -----	15 máx	25 máx	10 máx		35 máx	35 máx	35 máx	36 min	36 min	36 min		

Figura No. 3.02 : Clasificación de Suelos según A.A.S.H.O.

<i>SIMBOLO DEL GRUPO</i>	<i>DESCRIPCION</i>	<i>ADAPTABILIDAD COMO MATERIAL DE CONSTRUCCION</i>
<i>GW</i> <i>GP</i> <i>GM</i> <i>GC</i>	<i>Grava bien graduada.</i> <i>Grava mal graduada.</i> <i>Grava limosa.</i> <i>Grava arcillosa.</i>	<i>Excelente</i> <i>Excelente a buena</i> <i>Buena</i> <i>Buena</i>
<i>SW</i> <i>SP</i> <i>SM</i> <i>SC</i>	<i>Arena bien graduada.</i> <i>Arena mal graduada.</i> <i>Arena limosa.</i> <i>Arena arcillosa.</i>	<i>Excelente</i> <i>Buena</i> <i>Regular</i> <i>Buena</i>
<i>ML</i> <i>CL</i> <i>OL</i>	<i>- Limo inorgánico de poca plasticidad.</i> <i>- Arcilla inorgánica de poca plasticidad</i> <i>- Limo orgánico de poca plasticidad.</i>	<i>Regular</i> <i>Buena a regular</i> <i>Regular</i>
<i>MH</i> <i>CH</i> <i>OH</i>	<i>- Limo inorgánico de mucha plasticidad.</i> <i>- Arcilla inorgánica de mucha plastic.</i> <i>- Arcilla orgánica de mucha plasticidad.</i>	<i>Mala</i> <i>Mala</i> <i>Mala</i>
<i>PT</i>	<i>Terreno Turboso, cubierta retenedora de humedad y suelos con alto contenido orgánico.</i>	<i>No conviene</i>
<i>CLAVES:</i>	<i>G - Grava</i> <i>S - Arena</i> <i>M - Limo</i> <i>C - Arcilla</i> <i>O - Orgánico</i>	<i>W - Bien graduado</i> <i>P - Mal graduado</i> <i>L - Límite de líquido bajo</i> <i>H - Límite de líquido alto</i> <i>PT - Terreno Turboso</i>

Figura No. 3.04: Sistema de Clasificación Unificada de Suelos.

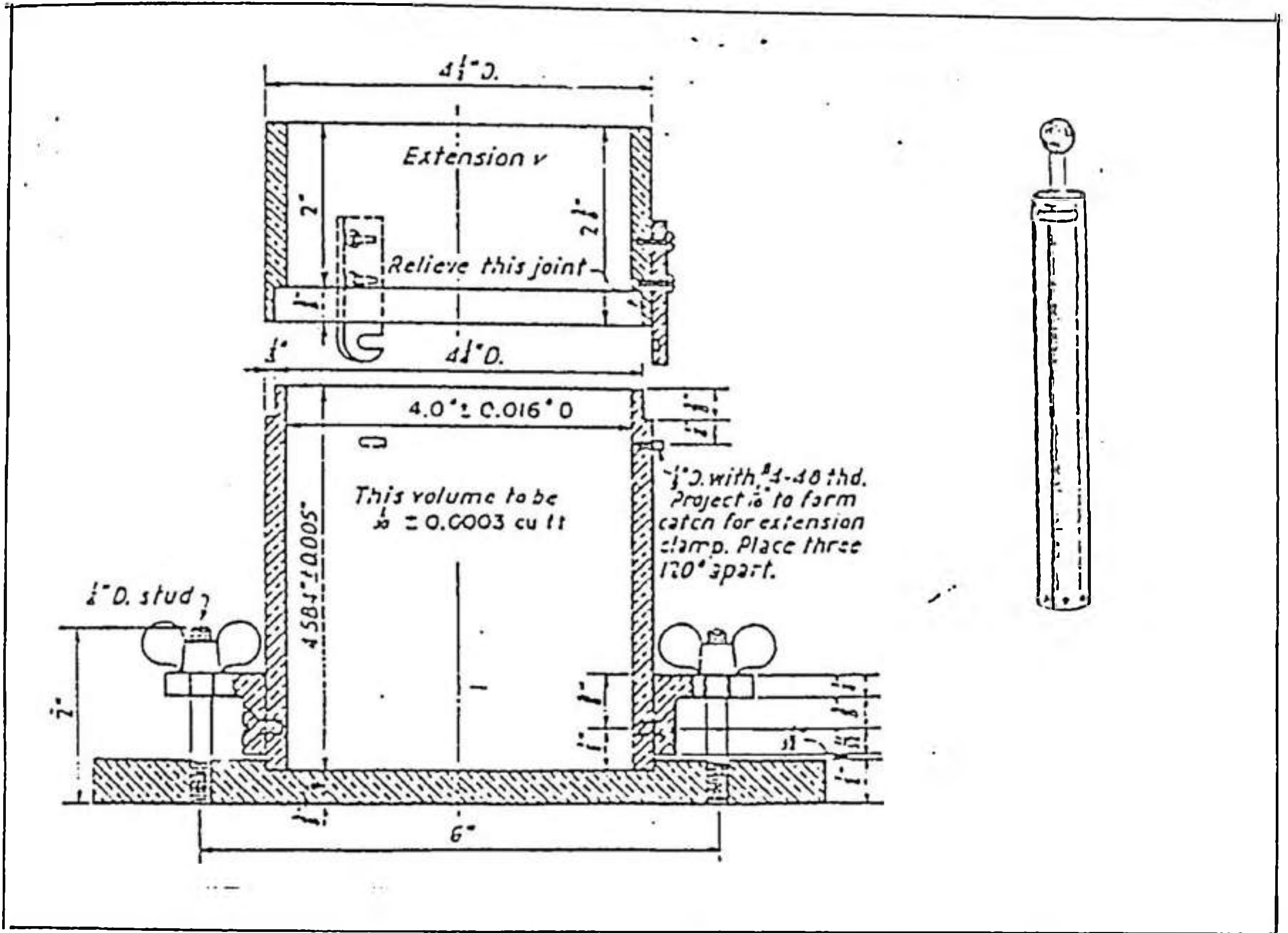


Figura N° 3.05.- Molde cilíndrico y pesa para efectuar ensayo Proctor.

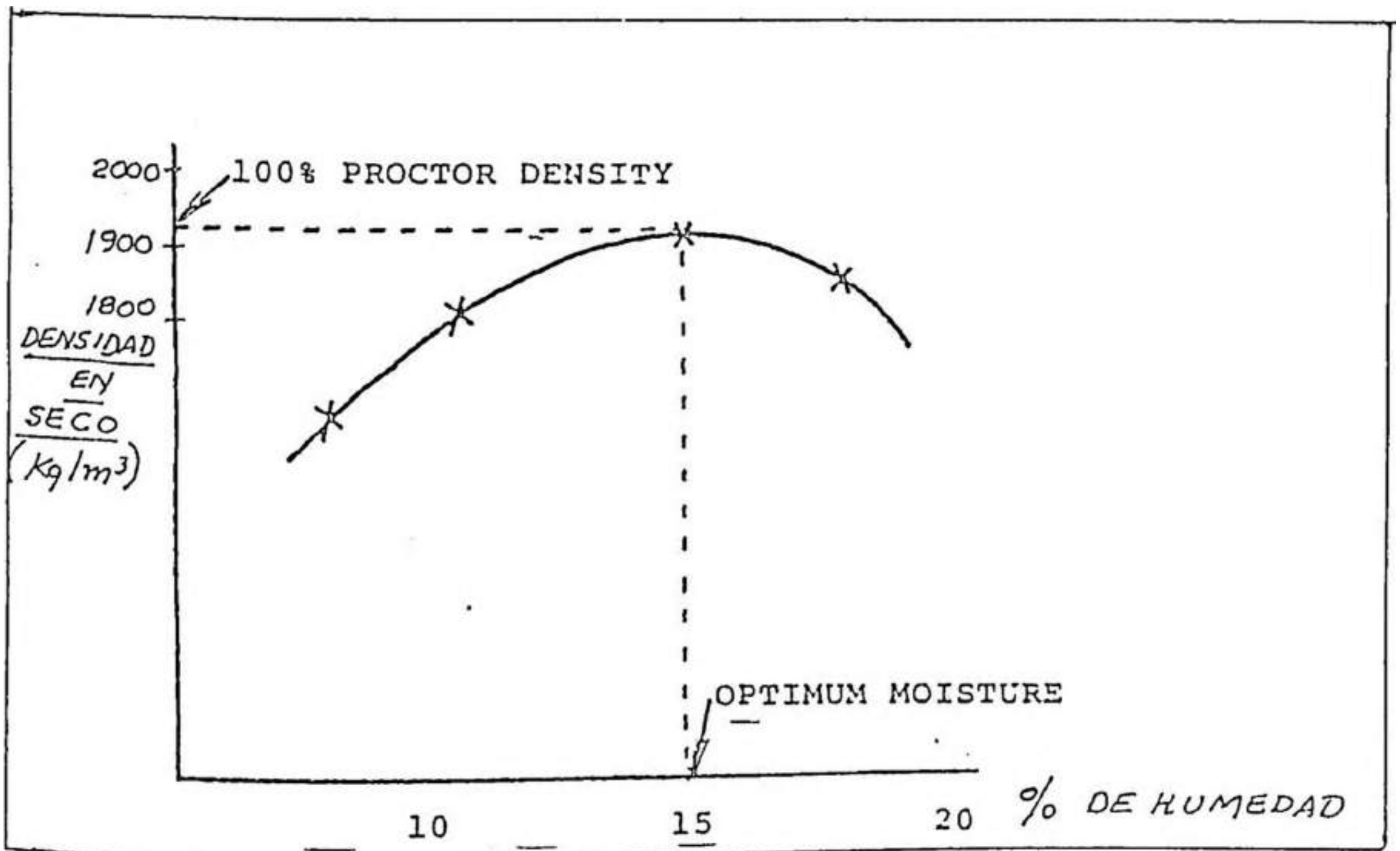


Figura N° 3.06.- Curva de Humedad-Densidad.

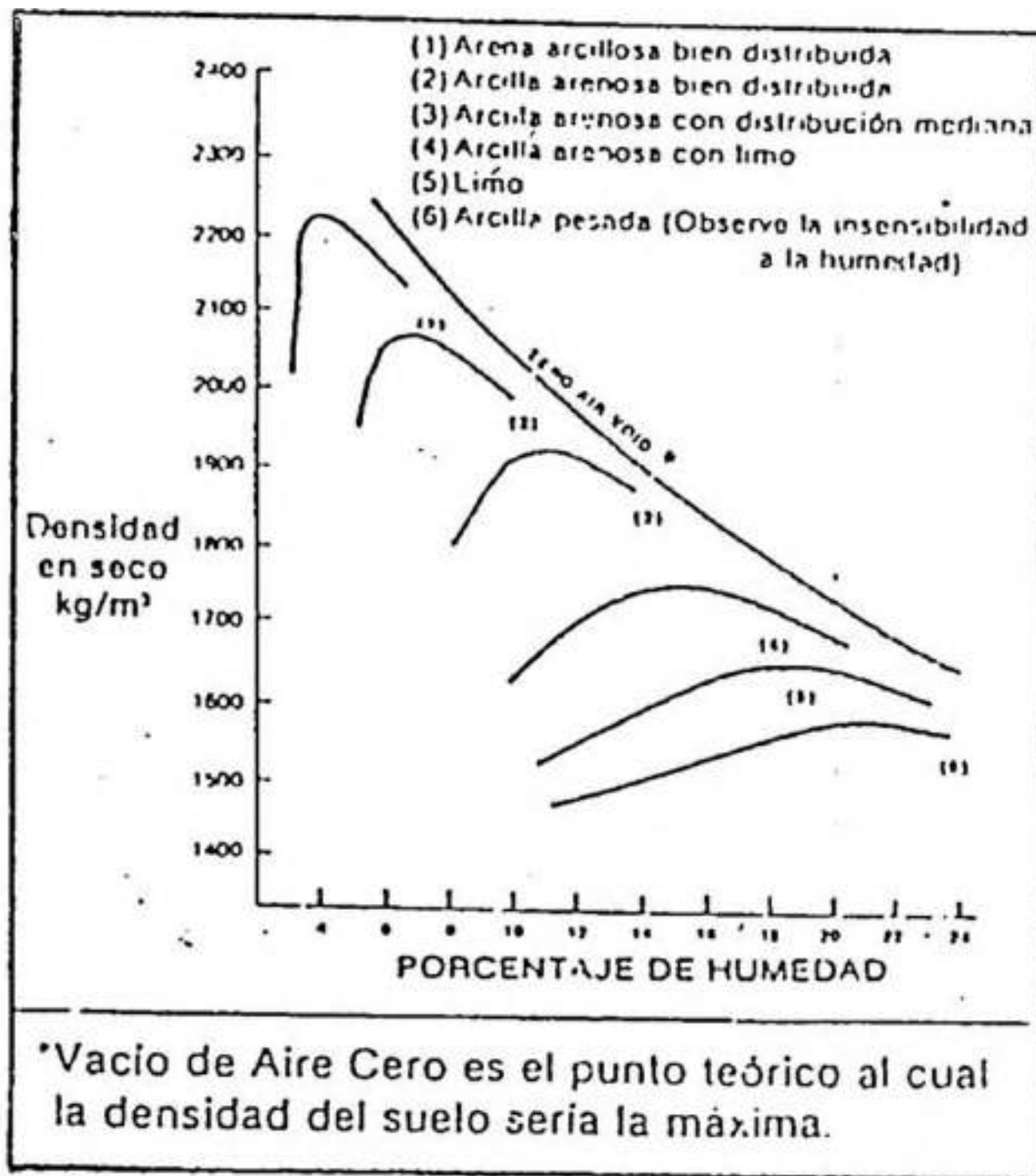


Figura N° 3.07. Curvas de control para varios suelos.

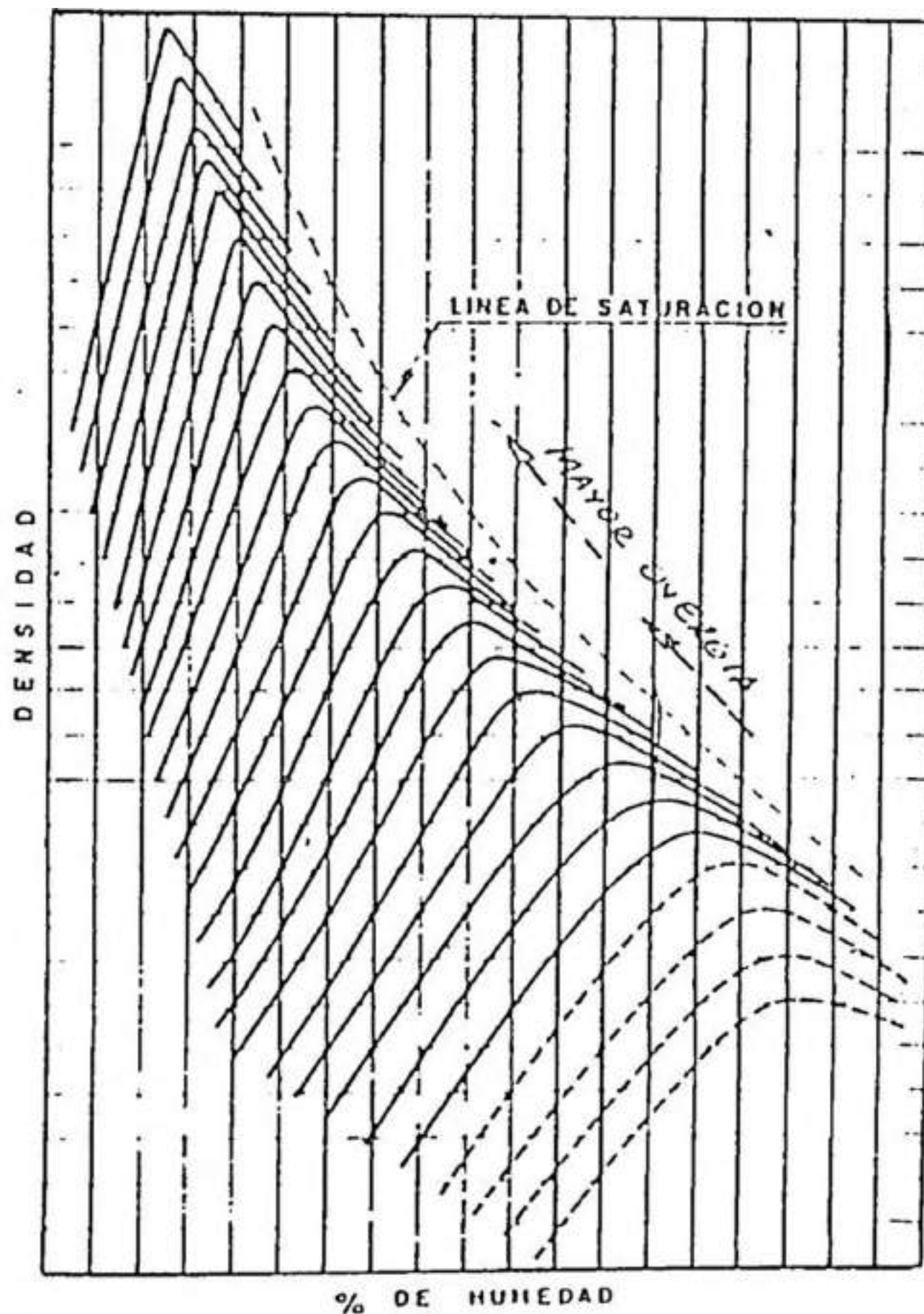
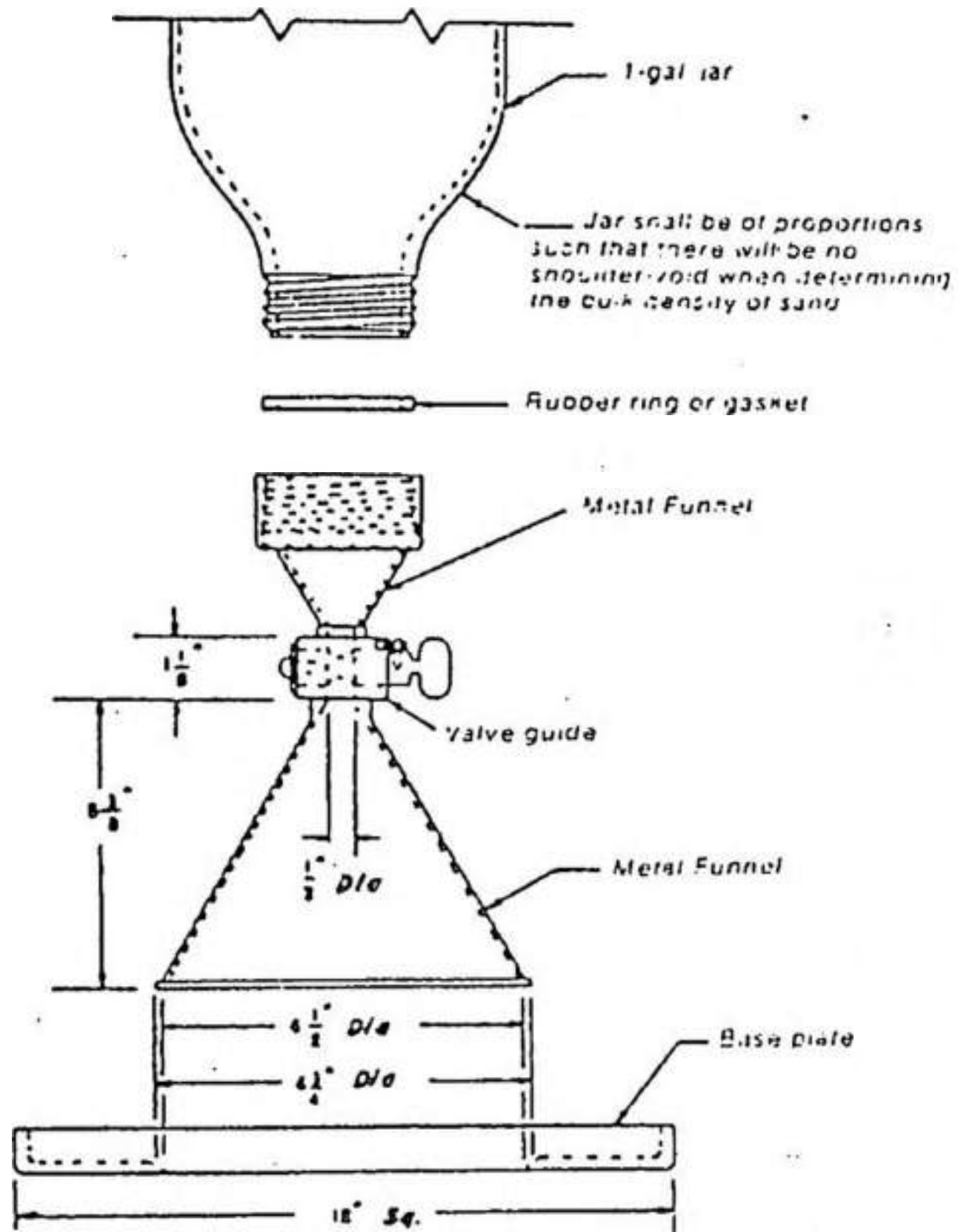


Figura N° 3.08. Curvas Proctor al variar la energía de compactación.



"Reprinted, with permission, from ASTM D 1558, American Society for Testing and Materials, 1916 Race Street, Philadelphia, PA 19103 Copyright."

Figura N° 3.09.- Aparato de ensayo de Cono de Arena.

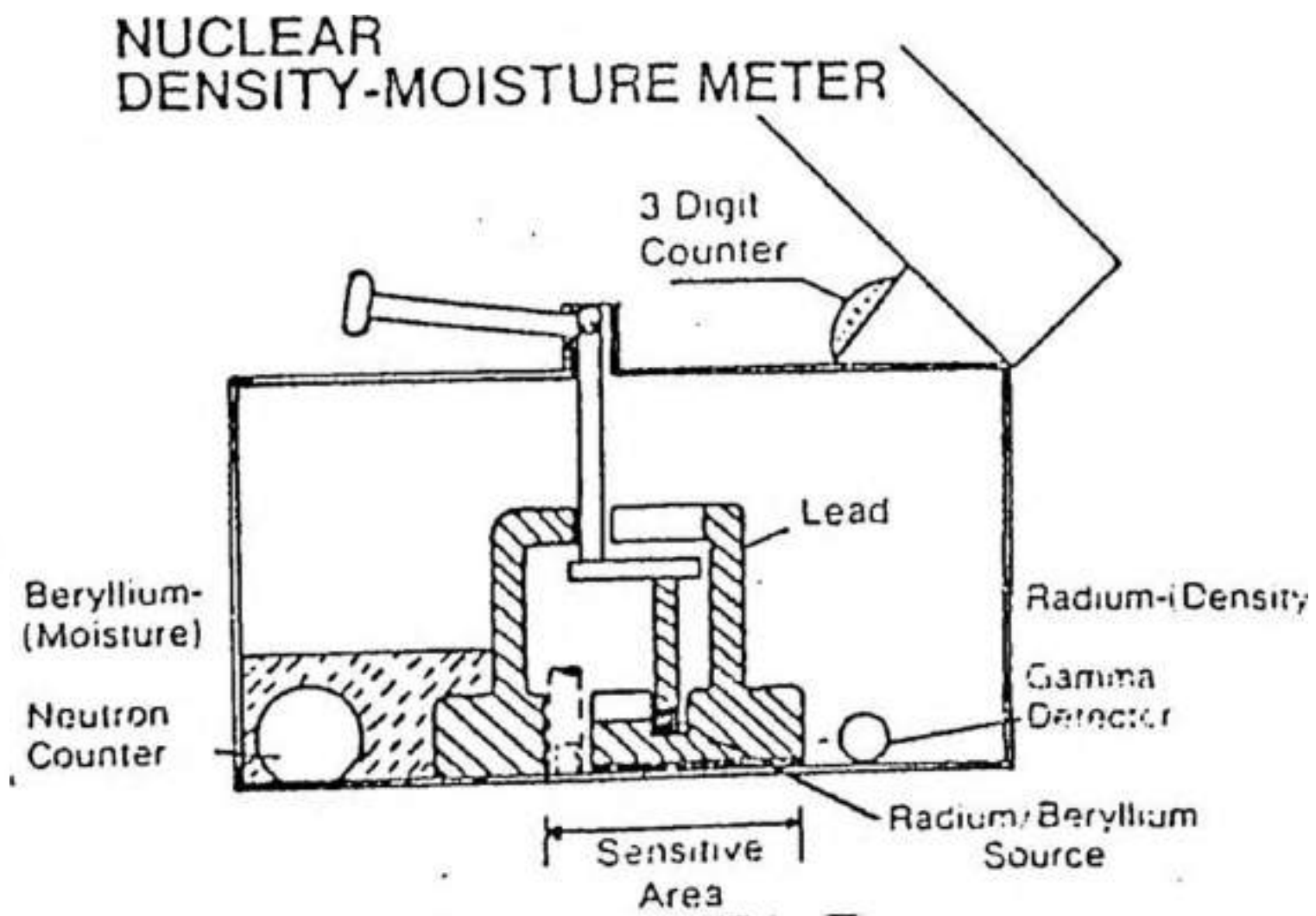


Figura N° 3.10.- Medidor nuclear de Densidad-Humedad.

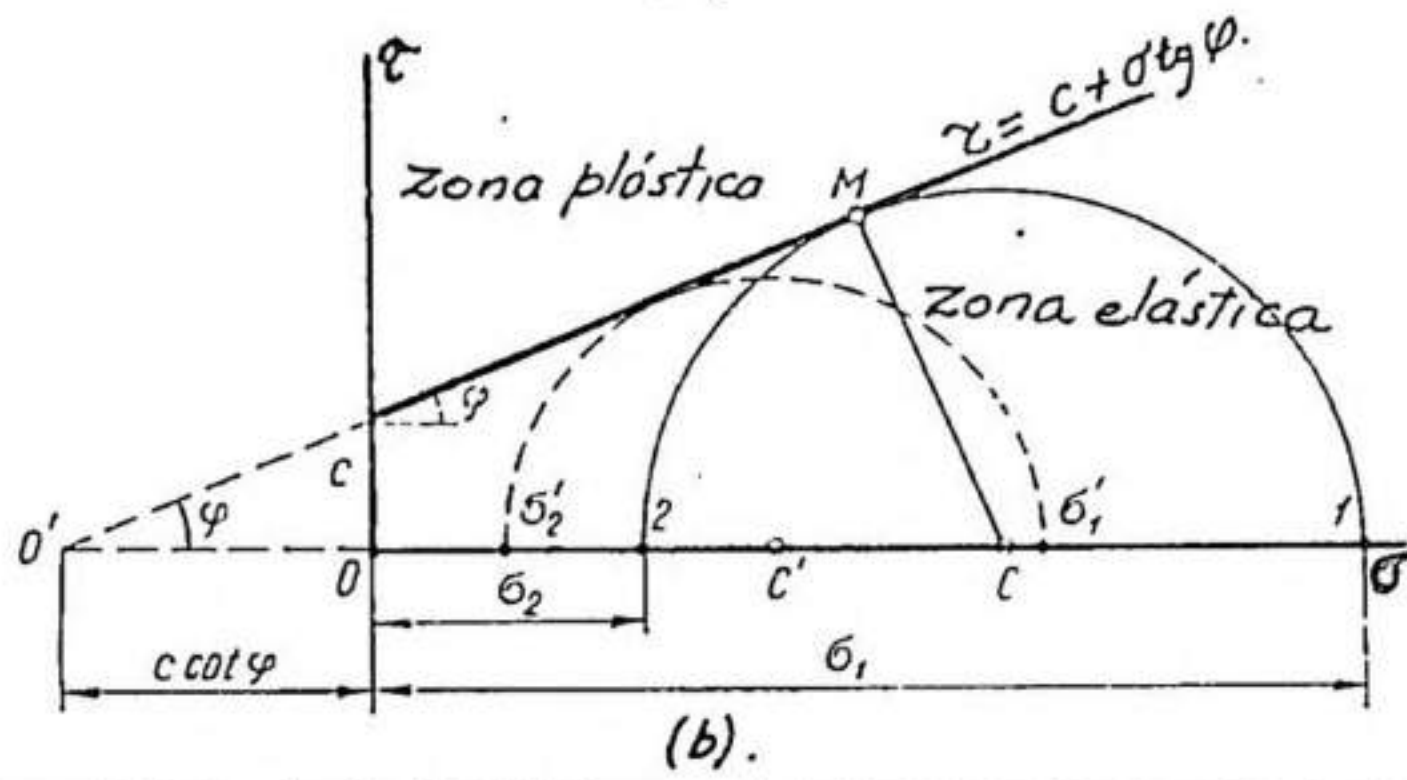
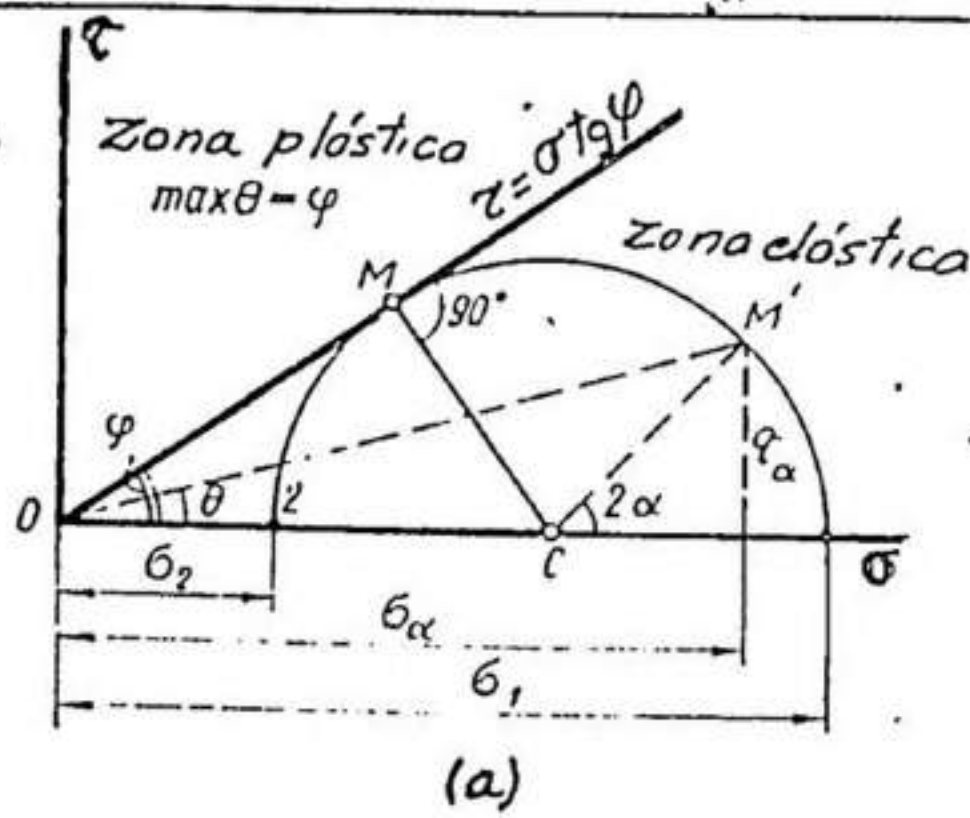


Figura N° 3.11.- Esfuerzos cortantes - Esfuerzos normales. (a) Suelos granulares (b) Suelos cohesivos.

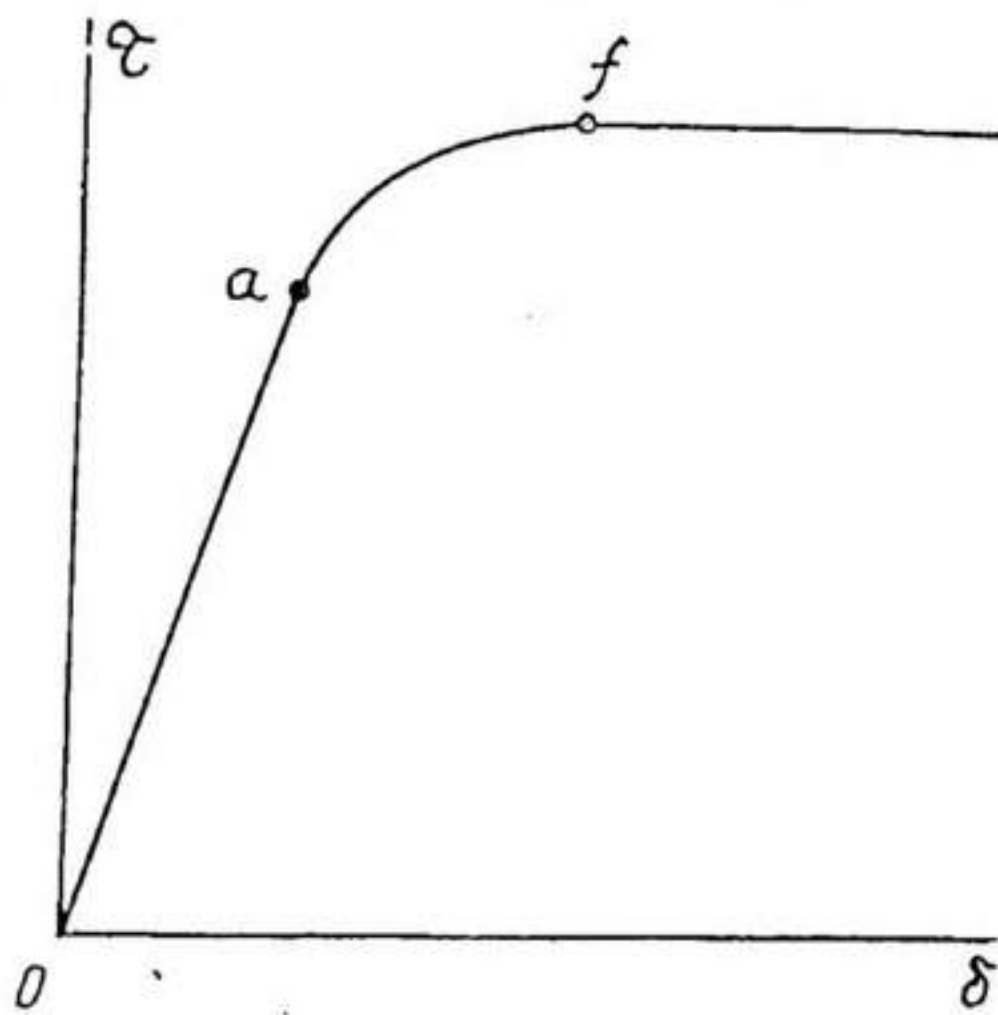


Figura N° 3.12.- Esfuerzo cortante vs deformación (Esf. normal constante)

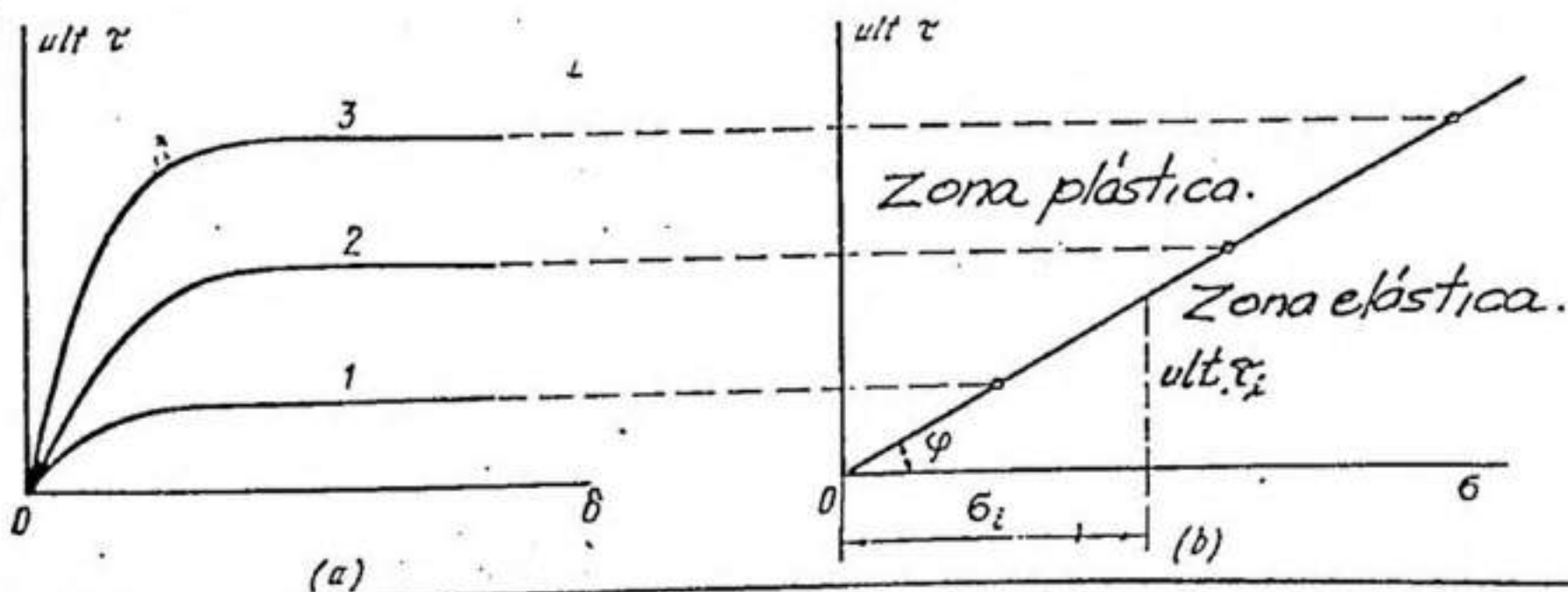


Figura N° 3.13.- (a) Desplazamiento por corte (b) Resistencia última al corte para suelos granulares.

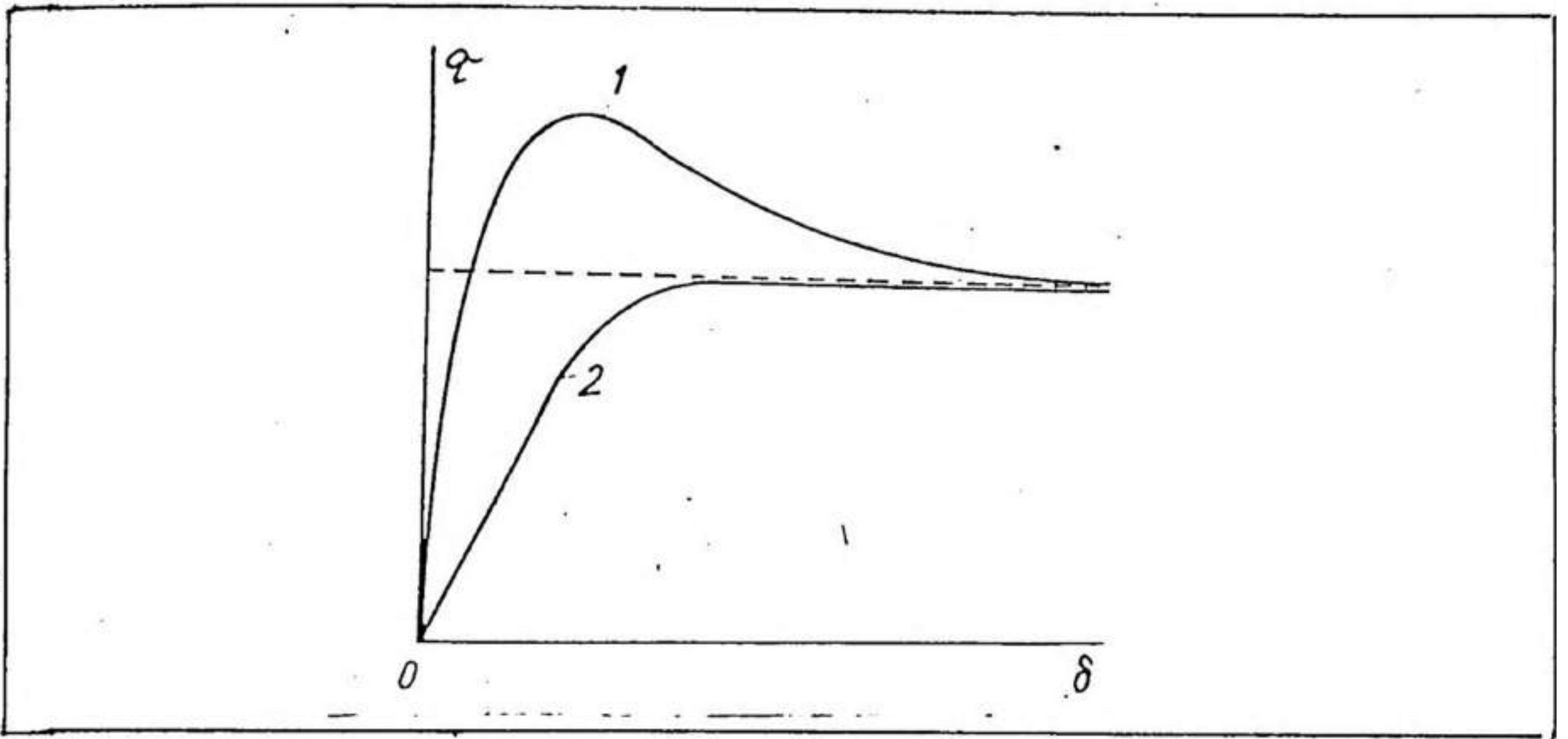


Figura N° 3.14.- Diagrama de deformaciones horizontales en el plano de corte para una arena densa (1) y una arena floja (2).

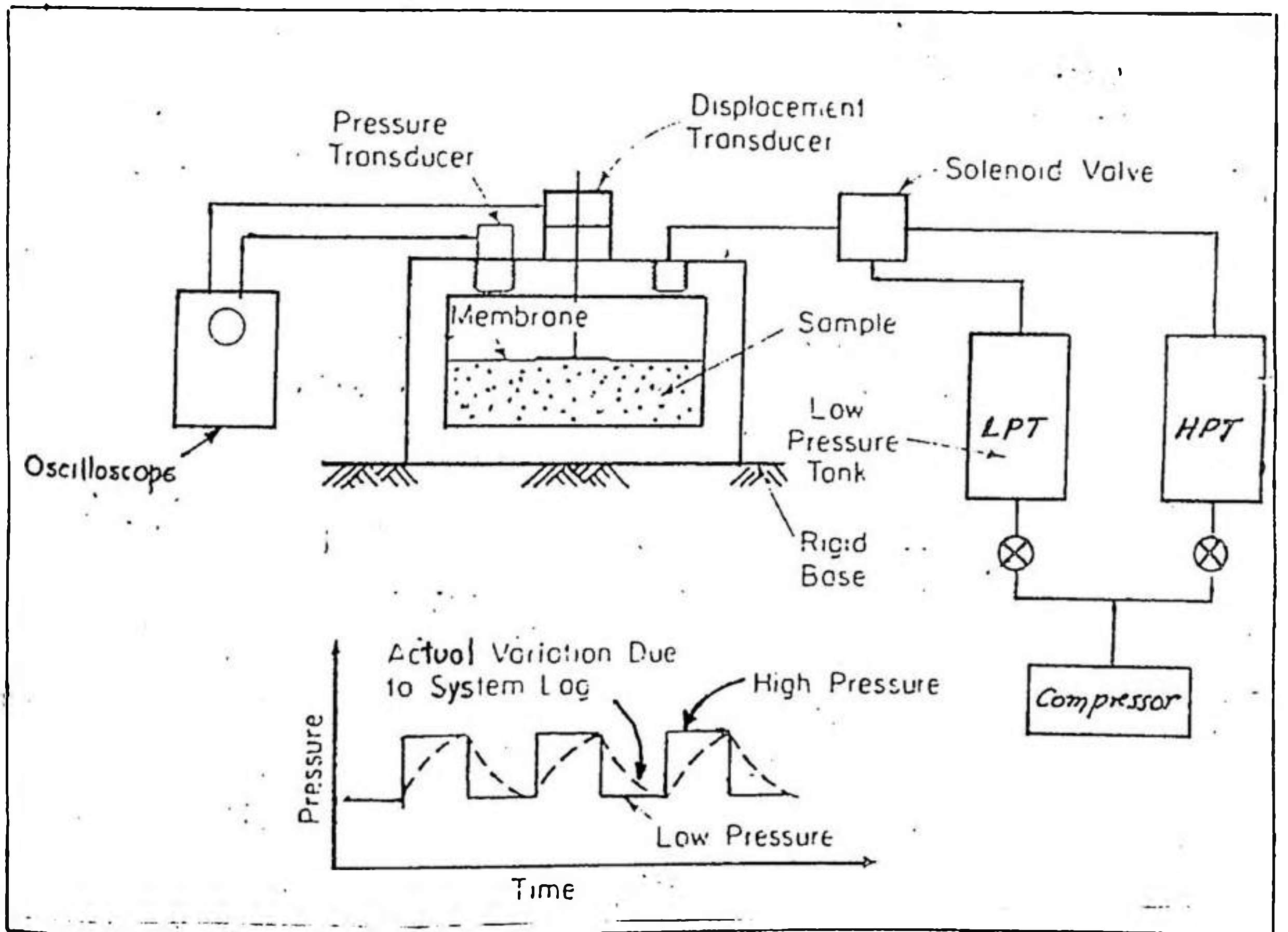


Figura N° 3.15 Aparato de ensayos con cargas cíclicas controladas.

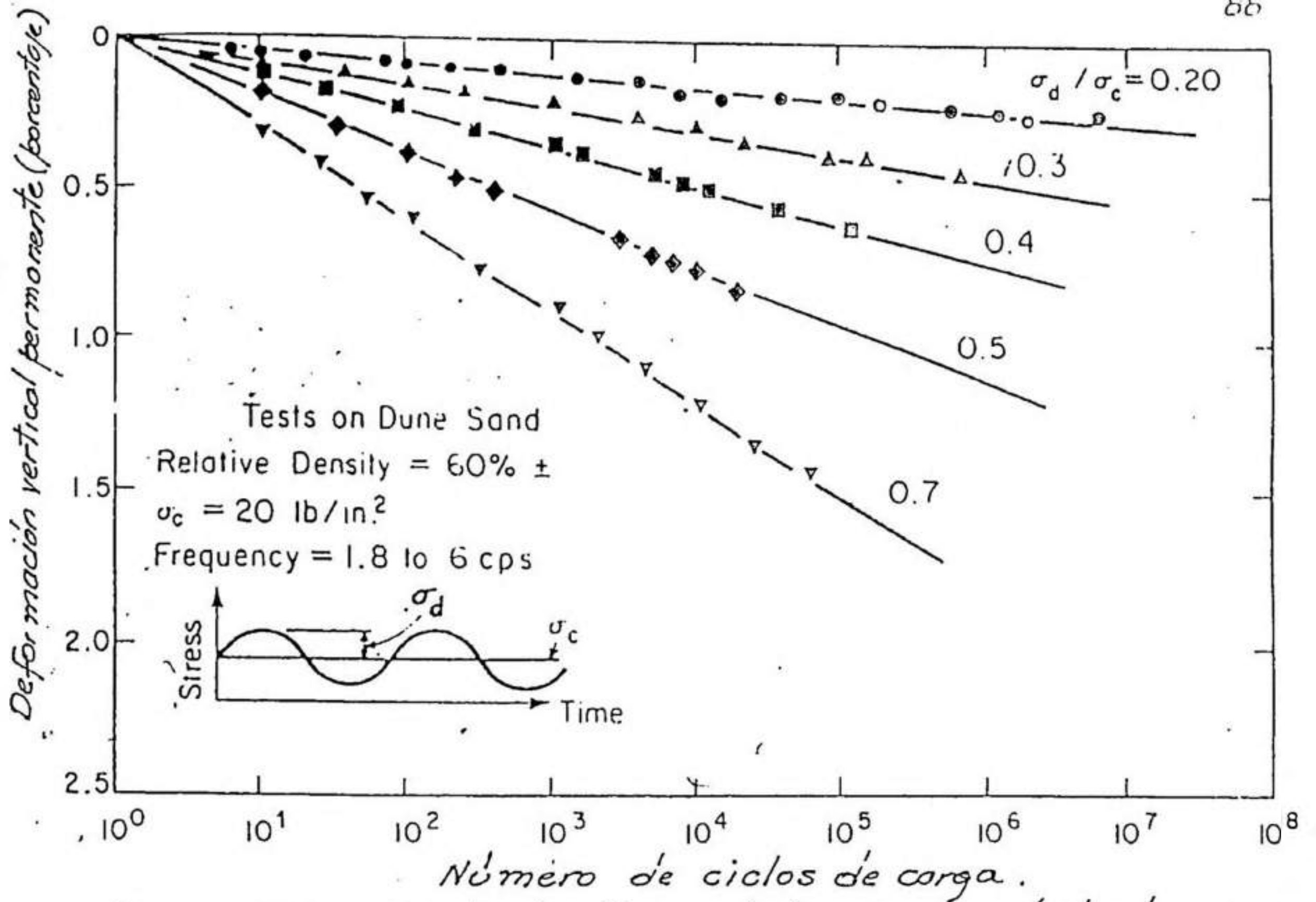


Figura N° 3.16.- Resultados típicos de los ensayos efectuados con cargas repetidas en una sola dirección.

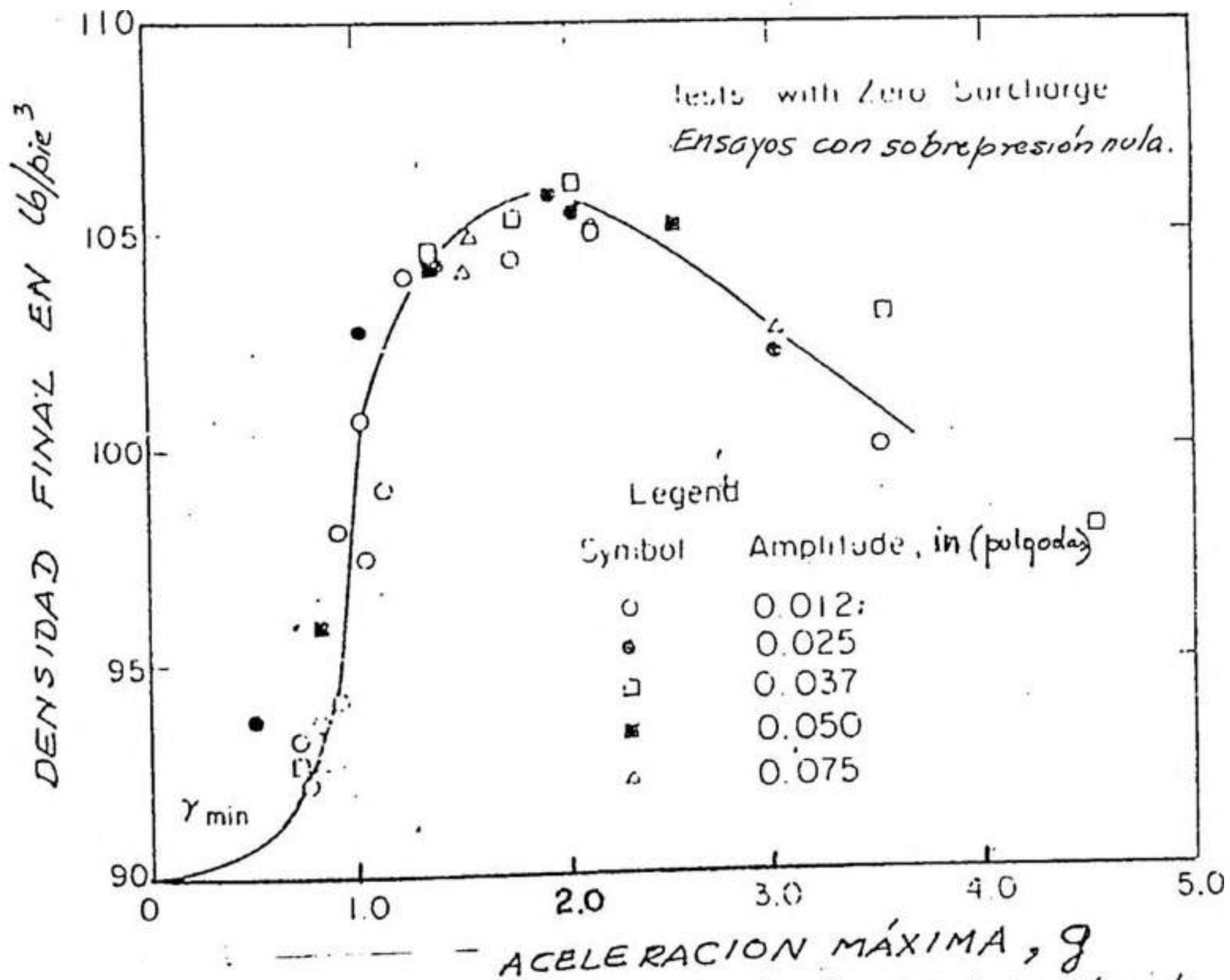
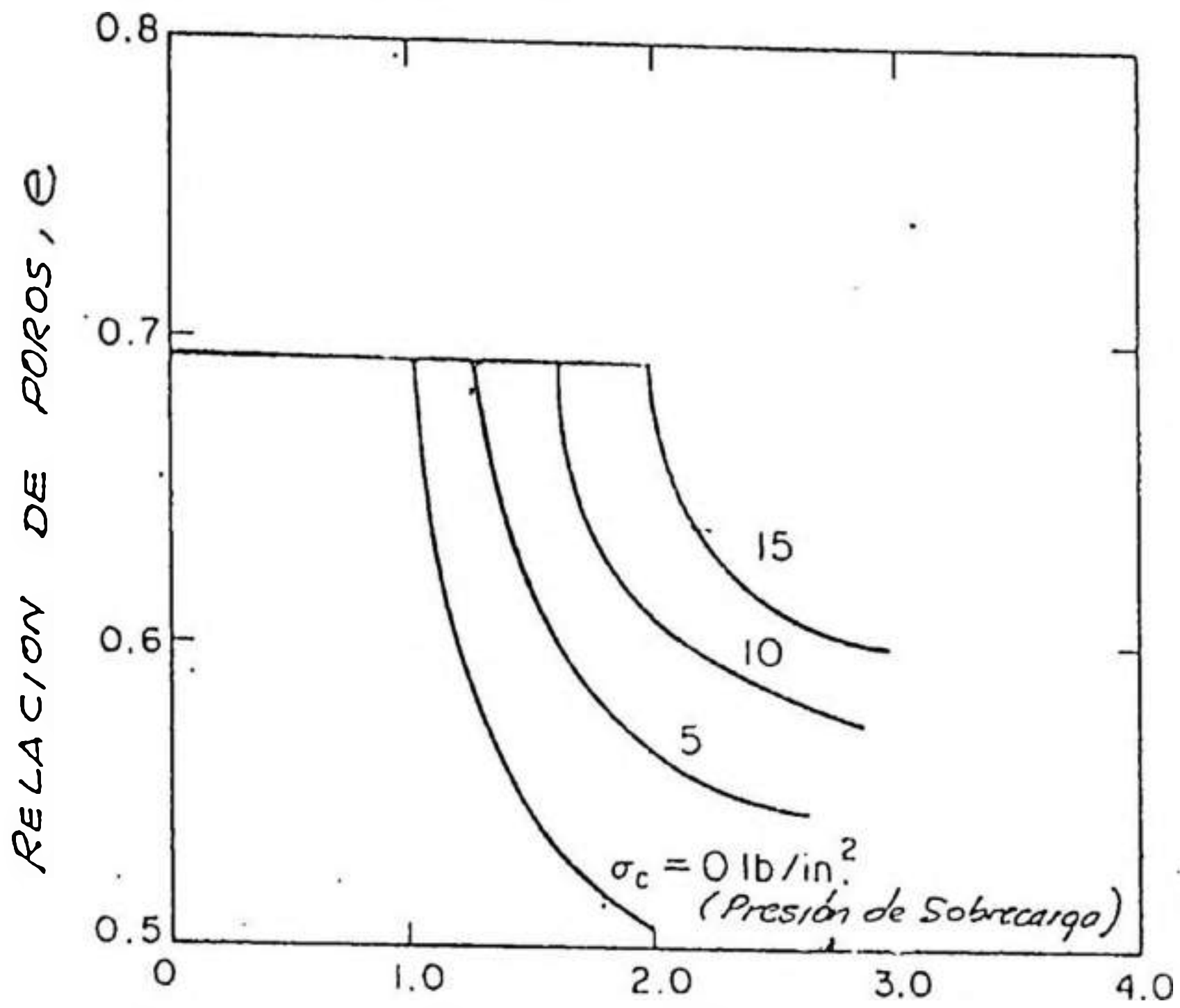


Figura N° 3.17.- Correlación entre la densidad final y la aceleración máxima.



ACCELERACION MAXIMA, g.

Figura N° 3.18.- Relación de poros "e" vs aceleración máxima para diferentes valores de presión de aire de sobrecarga.

CUADRO No. 3

Requisitos para Ensayos Proctor Standar v Modificado

ESPECIFICACIONES	PROCTOR STANDAR	PROCTOR MODIFICADO
Peso del Martillo (kg.)	2.50	4.536
Distancia del golpe (cm.)	30.48	45.72
Número de Capas del Suelo	3	5
Número de Golpes en C/Capa	25	25
Volumen del Receptáculo de prueba (m ³).	0.00094	0.00094
Energía transmitida al suelo mkg/m ³ .	60.579	274.786

CUADRO No. 4Método de Control por medida de peso específico Seco

			OBSERVACIONES
(1) Medidas del peso específico seco (densidad seca).	Por peso y volumen	Arena	
		Aceite	
		Escayola	
		Membrana normal	
	Por métodos nucleares	Membrana grande	
		Sonda puntal: DR 10 DR 18 DR 30 DR 50	
		Sonda Superficial Fija	
		Sonda Superficial móvil	
(2) Ensayo mecánico (punzonamiento, módulos diversos, deflexiones).	Aguja Proctor		
	Ensayos con Placas		
	Prueba del Compactador		Problemas del contenido de humedad.
	Deflectógrafo Lacroix		
	Deflectógrafo de terraplén.		

CUADRO No. 5

(Hoja 1 de 2)

Medidas de Humedad

	Estufa a 150° C	Infrarrojos	Quemado con Alcohol	Quemado en Sartén	Pictómetro de aire	Pictómetro de agua	Carburo Cálcico
- Rapidez de ejecución	12 h	30 a 60 min	30 min.	45 min.	5 min.	15 min.	10 min.
- Peso de la muestra	Cualquiera	Según potencia del aparato	Cualquiera	Cualquiera	1.2 a 1.5 Kg	Según características del aparato.	< 20 g
- Utilizable con suelos: * no cohesivos * cohesivos	Si. Si.	Si. Si.	No. Si.	No. Si.	Si (1) Si.	No (1) Si.	Si. Si (2)
- Precisión de la medida	Preciso	Preciso	Bastante impresiso	Bastante impresiso	Preciso	Bastante Preciso	Bastante Preciso
- Valores relativos aproximados	< 5%	< 5%	> 5%	> 5%	± 1 punto en valor absoluto	≥ 5%	≥ 5%

CUADRO No. 5

(Continuación, Hoja 2 de 2)

- Principales Ventajas . . .	1° Precisión 2° Método de referencia.	1° Precisión 2° Rapidez relativa	1° Rapidez 2° Sencillez	1° Rapidez 2° Sencillez	1° Precisión 2° Rapidez 3° Gran campo de empleo.	1° Relativa Precisión 2° Sencillez	1° Rapidez 2° Sencillez
- Principales inconvenientes	Lentitud necesita corriente eléctrica.	Necesita corriente eléctrica	Peligro de quemar el suelo, exige paciencia (algunas veces quemados sucesivos).	Peligro de quemar el suelo.	Resultados sobre los muy plásticos, vigilar la temperatura del aparato y de las muestras.	Gran in-fluencia de las burbujas de aire.	Resultados poco precisos con suelos muy plásticos no utilizable con suelos discontinuos.

(1) Medida poco precisa, no obstante tomar precauciones.

(2) Salvo en suelos con elementos gruesos y arcillas muy plásticas.

CAPITULO 4 DISÑO DE LA MAQUINA

Para efectuar el diseño de la máquina, se ha considerado importante detallar primeramente los principales parámetros de diseño, luego las características físicas de la máquina propuesta con su justificación correspondiente, posteriormente se analizará un modelo matemático para investigar las amplitudes del movimiento del bastidor puesto que afectará al hombre que conduce la máquina.

Se continuará diseñando y calculando los elementos de máquina involucrados en el diseño y por último se seleccionarán los sistemas motrices y su comando eléctrico.

4.1. Parámetros del Diseño

Los parámetros más importantes que se necesitan para diseñar un rodillo compactador vibratorio son: la frecuencia de operación, la amplitud nominal, la relación adimensional Mx/mr (donde "M", es la masa del compactador; "x", es la amplitud en mm; "m", la masa de los volantes desbalanceadas y, "r" su excentricidad), el peso estático del compactador "w" y la velocidad de traslación del rodillo.

Definidos los valores de la frecuencia y la amplitud, el valor de la fuerza centrífuga determinará la excentricidad que hay que dar a las volantes desbalanceadas para conseguir tal fuerza.

Se analizará separadamente cada uno de estos parámetros, luego se les relacionarán con una fórmula obtenida de la relación adimensional Mx/mr y los catálogos comerciales, fórmula de utilidad práctica en el diseño de compactadores.

4.1.1. Frecuencia de Operación

La frecuencia es la velocidad a la que gira el eje con las volantes desbalanceadas que se encuentran en el interior del rodillo. Este giro hace que el rodillo se desplace hacia arriba y abajo en un revolución, determinando así los golpes por minuto que recibirá el suelo a compactar.

La frecuencia que ocasiona el mayor movimiento de las partículas es la frecuencia de resonancia (frecuencia natural) del suelo.

Mientras más pequeña sea la partícula del suelo, más alta será su frecuencia de

resonancia, por el contrario, mientras más grande la partícula, menor será su frecuencia de resonancia.

Las revoluciones por minuto que determinan la frecuencia de vibración del compactador deberán ser lo más próximas a la frecuencia de resonancia del suelo para causar en él la mayor amplitud de movimiento. Por esta razón, para compactar arenas finas se necesitan altas frecuencias del orden de 3000 a 6000 RPM, mientras que para rellenos con arena gruesa es necesario compactarlos con frecuencias en el rango de 1500 a 3000 RPM. Así mismo, para trabajos en asfalto se necesitan frecuencias del orden de 1900 a 3000 RPM.

4.1.1.1. Cálculo Teórico de la Frecuencia de Resonancia

H. Lamb, estudió los efectos producidos por un simple impulso que actuaba sobre una superficie de sólido semi-infinita, isotrópica, homogénea y elástica. Reissner's obtuvo una solución que podría ser usada para aproximar el comportamiento de una

masa vibrante que descansa sobre una superficie de sólido semi-infinito. La solución consideraba que la presión de contacto estaba uniformemente distribuida sobre una área circular.

La fuerza periódica vertical que actuaba sobre la superficie del sólido era generada por un vibrador con una fuerza independiente de la frecuencia ω , por un vibrador mecánico consistente de pesos excéntricos rotatorios.

Las figuras 4.01. (a - b) y 4.02. (a - b), muestran los resultados, teniendo en cuenta que el área de contacto es un círculo de radio r_0 , los parámetros del que dependen las características dinámicas suelo vibrador son los siguientes:

- 1) Área de carga, función de r_0 .
- 2) Masa total del vibrador, m_0 .
- 3) Amplitud de la Fuerza dinámica, aplicada F_0 .
- 4) Distribución de la presión de

contacto sobre la base del vibrador.

- 5) La relación de Poisson ν , la densidad de masa ρ y el módulo de corte G del suelo.

Un término importante en el análisis, resultó ser la Relación de masa "b", valor adimensional definido por:

$$b = \frac{m_0}{\rho r_0^3} = \frac{W_0}{\gamma r_0^3} = \frac{\pi P_0}{\gamma r_0} \quad (4.01)$$

Donde γ es el peso específico del suelo. W_0 el peso del Vibrador y P_0 el valor de la presión de contacto.

También se utilizó otro término adimensional "a" denominado "relación de frecuencias", expresado como sigue:

$$a_0 = w r_0 \sqrt{\rho/G} = 2\pi f_0 r_0 \sqrt{\rho/G} \quad (4.02)$$

en la cual f_0 es la frecuencia

resonante para la vibración forzada y w es la frecuencia circular natural del sistema.

Para determinar la frecuencia de resonancia, se procede de la siguiente manera:

- 1) Se calcula el radio " r_0 " equivalente con el área de contacto asimilando a un círculo de radio r_0 .
- 2) Se calcula la relación de masa " b ".
- 3) Con el dato " b " se va a la Figura 4.02 (a) de donde con el coeficiente de poisson " ν " del suelo, se halla la relación de frecuencias " a_0 ".
- 4) De la fórmula (4.02) se despeja " f_0 " y con los datos anteriores se calcula la frecuencia resonante del sistema.
- 5) Si se quiere determinar la amplitud máxima del sistema se va a la Figura 4.02 (b), con el dato

"b" y la relación de poisson "u" del suelo se hallará A_{max} (1) y la amplitud "A" del sistema quedará determinada por la expresión indicada en la misma figura.

Así, si el compactador tuviera una área de contacto de 1200 mm x 15 mm (área del cilindro sobre el suelo) y con un peso propio de 1000 Kg. tendríamos:

$$1) \text{ Área de contacto} = 120 \times 1.5 = 180 \text{ cm}^2$$

2) Radio r_0 :

$$r_0 = \sqrt{\frac{180}{\pi}}$$

$$r_0 = 7.57 \text{ cm} = 0.076 \text{ m.}$$

3) Relación de masas b, asumiendo una densidad del suelo de 1300 Kg/m³, y de la ecuación (4.01).

$$b = \frac{1000}{(1300) (0.076)^3}$$

$$b = 1,752$$

4) Con $b = 1.752$ se va a la figura

4.02 (a) y se aproxima el valor de $a_0 = 0.2$, luego de la ecuación (4.02) despejando f_0 se obtiene:

$$f_0 = \frac{a_0}{2\pi r_0} \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (4.03)$$

Reemplazando valores asumiendo $G = 2500 \text{ PSI} = 1.76 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2$ y sabiendo que $\rho = \gamma/g$ donde $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

$$f_0 = \frac{0.2}{2\pi (0.076)} \sqrt{\frac{1,76 \times 10^6 \times 9.8}{1300}}$$

$$f_0 = 48.26 \text{ Hz} = 2895 \text{ RPM}$$

Así 2895 RPM sería la frecuencia de resonancia del sistema. este ejemplo permite observar que cuando el área de apoyo aumenta la frecuencia de resonancia disminuye, esto explica porque los cilindros de mayor tamaño son operados con menor frecuencia.

Este análisis es usado para determinar la frecuencia de resonancia y la amplitud de zapatas sometidas a

vibraciones y sólo lo se ha usado para efectuar someras comparaciones.

4.1.1.2. Selección de la Frecuencia de Diseño

De acuerdo a la aplicación del compactador, materia del presente trabajo se seleccionará una frecuencia de operación 2100 RPM (35 HZ).

Con esta frecuencia, el compactador podrá compactar suelos granulares desde gravas (75 mm ϕ) hasta arenas gruesas (2 mm ϕ) o mezclas que contengan partículas cohesivas hasta un 50%.

También servirá para el compactado de carpetas asfálticas.

Hay que observar que lo que limita a usar una frecuencia más elevada es la lubricación de los rodajes del eje de vibración, diseñados en primera instancia para usar grasa como se verá posteriormente.

4.1.2. Amplitud Nominal

La amplitud nominal es una medida del movimiento del rodillo que se define como la mitad del desplazamiento vertical del tambor durante una revolución, Ver Figura 4.03.

La amplitud está directamente relacionada al peso del rodillo y a la conformación de las volantes desbalanceadas. También depende de la elasticidad y propiedades del suelo, su valor se incrementa conforme aumenta el tamaño de la máquina, excediendo de 1.5 mm para grandes compactadores diseñados para compactar rellenos de roca y alcanza hasta 0.2 mm o menos para los rodillos de asfalto más livianos.

Para la compactación del sub - bases granulares, se requieren amplitudes del orden de 0.5 - 2 mm. y frecuencias en el rango de 25 a 40 Hz (1500 - 2400 RPM).

Para trabajos en asfalto se necesitan bajas amplitudes del orden de 0.4 a 0.8 mm. y altas frecuencias en el rango de 33 a 50 Hz (1980 - 3000 RPM).

Mientras más alta sea la amplitud mayor será

la fuerza de impacto. Por ejemplo, para conseguir la compactación de un material muy elástico se requiere de una elevada amplitud y una baja frecuencia para romper el material cohesivo resistente.

4.1.2.1. Cálculo Teórico de la Amplitud Nominal (Elevación del Rodillo)

La expresión que define el movimiento del tambor cuando éste se eleva desde el suelo en una revolución (Ver Figura 4.04) queda determinada como sigue:

$$F_0 (\text{sen } \phi) - W = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (4.04)$$

Donde:

F_0 = Fuerza Centrifuga

W = Peso del Rodillo Vibrante

m = Masa del Rodillo

ϕ = ωt

ω = frecuencia circular

t = tiempo

Para determinar el instante en que

el rodillo comienza a elevarse se hace el peso "W" igual a la componente vertical de la fuerza centrífuga " F_c " y se obtiene el ángulo ϕ_1 .

$$F_c \text{ sen } \phi_1 = W$$

$$\text{sen } \phi_1 = W/F_c$$

$$\boxed{\phi_1 = \text{arc sen}(W/F_c)} \quad (4.05)$$

Considerando:

$$\boxed{R = F_c/W} \quad (4.06)$$

Entonces:

$$\boxed{\phi_1 = \text{arc sen}(1/R)} \quad (4.07)$$

El ángulo ϕ_1 , define el instante en que el tambor comienza a elevarse. De igual manera se calcula el ángulo ϕ_2 que expresa el ángulo en el cual el tambor ha terminado de elevarse y comienza a caer. así se tiene que:

$$\boxed{\phi_1 = \phi_2} \quad (4.08)$$

El ángulo que expresa el tiempo que el tambor permanece en elevación es ϕ_a y queda determinado por (expresado en radianes):

$$\phi_a = \pi - \phi_1 - \phi_2$$

$$\phi_a = \pi - (\phi_1 + \phi_2)$$

$$\boxed{\phi_a = \pi - 2\phi_1} \quad (4.09)$$

El tiempo " t_a " (en segundos) que el tambor permanece elevándose se calcula por:

$$t_a = \frac{\phi_a}{w}$$

$$\boxed{t_a = \frac{\pi - 2\phi_1}{w}} \quad (4.10)$$

Donde " w " es la frecuencia angular del movimiento rotatorio, expresado en radianes por segundo.

Asumiendo que la velocidad vertical inicial V_1 del tambor cuando comienza a elevarse es igual a cero, se calculará la velocidad V_2 cuando el

tambor comienza a caer usando la ecuación impulso - cantidad de movimiento de la siguiente manera:

$$m V_2 - m V_1 = \int_1^2 F dt$$

Como $V_1 = 0$

$$\boxed{m V_2 = \int_1^2 F dt} \quad (4.11)$$

Reemplazando F de la ecuación (4.04)

$$V_2 = \int_1^2 \frac{[F_0 (\text{sen } wt) - W]}{m} dt$$

Siendo $m = W/g$

$$V_2 = \left[\frac{-F_0 g \cos wt}{w W} \right]_1^2 - \frac{W}{m} \left[t \right]_1^2$$

$$V_2 = \frac{F_0 g}{w W} (-\cos wt_2 + \cos wt_1) - g (t_2 - t_1)$$

De la Fig. 4.04:

$$wt_2 = \phi_0 + \phi_1 \quad \text{y} \quad t_2 - t_1 = t_0$$

$$V_2 = \frac{F_0 g}{w W} [-\cos(\phi_0 + \phi_1) + \cos \phi_1] - g(t_0) \quad (4.12)$$

También:

$$\cos(\phi_0 + \phi_1) = -\cos \phi_1$$

$$t_0 = \frac{\pi - 2\phi_1}{w}$$

Reemplazando en (4.12):

$$V_2 = \frac{F_0 g}{w W} (2 \cos \phi_1) - \frac{g}{w} (\pi - 2\phi_1) \quad (4.13)$$

Factorizando g/w y haciendo $R = F_0/W$ en (4.13)

$$V_2 = \frac{g}{w} [2R(\cos \phi_1) - \pi + 2\phi_1] \quad (4.14)$$

Integrando la ecuación (4.04) tenemos:

$$\frac{-F g}{w W} (\cos wt) - gt + K_1 = \frac{dx}{dt} \quad (4.15)$$

$$\text{Para } \left[\begin{array}{l} wt = \pi - \phi_1 \\ \frac{dx}{dt} = V_2 \quad ; \quad K_1 = \text{Cte. de integración} \end{array} \right.$$

$$\text{Tambi3n } \cos wt = \cos (\pi - \phi_1) = -\cos \phi_1$$

Entonces reemplazando la ecuaci3n (4.13) en la (4.15) para calcular la constante K_1 .

$$\frac{F_0 g}{w W} (\cos \phi_1) - g \frac{(\pi - \phi_1)}{w} + K_1 = \frac{F_0 g}{w W}$$

$$(2 \cos \phi_1) - \frac{g}{w} (\pi - 2 \phi_1)$$

Despejando K_1 y simplificando:

$$K_1 = \frac{F_0 g}{w W} (\cos \phi_1) + \frac{g}{w} (\phi_1) \quad (4.16)$$

Para $F_0/w = R$

$$K_1 = \frac{Rg}{w} (\cos \phi_1) + \frac{g}{w} (\phi_1) \quad (4.17)$$

Integrando la ecuación (4.15) se tiene:

$$\boxed{-\frac{F_0 g}{W w^2} (\text{sen } wt) - \frac{gt^2}{2} + K_1 t + K_2 = X} \quad (4.18)$$

Para $\left[\begin{array}{l} X = 0 \\ t = \frac{\phi_1}{w} \end{array} \right.$

Reemplazando el valor de K_1 de la ecuación 4.17 en la ecuación 4.18 y con las condiciones límites se tiene:

$$-\frac{F_0}{W w^2} g (\text{sen } \phi_1) - g \frac{\phi_1^2}{w^2} + R \left(\frac{g}{w^2} \right) (\text{Cos } \phi_1)$$

$$(\phi_1) + K_2 = 0$$

Despejando K_2 se tiene:

$$\boxed{K_2 = \frac{g}{w^2} \left[R (\text{sen } \phi_1) + \frac{\phi_1^2}{2} - R (\text{Cos } \phi_1) \phi_1 \right]} \quad (4.19)$$

Luego reemplazando los valores de K_1 y K_2 de las expresiones 4.17 y 4.19 en la ecuación 4.18, se

tiene la ecuación de la trayectoria vertical del tambor para un tiempo t .

$$X = \frac{-Rg (\text{sen } \omega t)}{\omega} - \frac{g (t)^2}{2} + \left[\frac{Rg}{\omega} (\text{Cos } \phi_1) + \frac{g}{\omega} \phi_1 \right] \quad (4.20)$$

$$t = \frac{g}{\omega^2} \left[R (\text{sen } \phi_1) + \frac{\phi_1^2}{2} - R (\text{Cos } \phi_1) (\phi_1) \right]$$

Para calcular la amplitud nominal A se hará:

$$\omega t = \pi - \phi_1$$

$$x = 2A$$

Sabiendo que la máxima elevación del tambor es igual a $2A$.

$$\text{También } \text{sen } (\pi - \phi_1) = \text{sen } \phi_1$$

Reemplazando en la ecuación (4.20) y simplificando se tiene:

$$2A = \frac{g}{\omega^2} \left[\frac{-\pi^2}{2} + 2\pi \phi_1 + R (\text{Cos } \phi_1) (\pi - 2 \phi_1) \right] \quad (4.21)$$

La expresión 4.21 ratifica el hecho de que la

amplitud nominal depende de la relación R , este enfoque es teórico desde el punto de vista que no incluye la elasticidad del suelo.

4.1.2.2. Selección de la Amplitud Nominal

Se operará con una amplitud del orden de 0.4 - 0.6 mm. que cumple con los requerimientos del suelo a trabajar.

Estos valores se ajustan a las amplitudes de compactadores similares de diversos fabricantes a nivel mundial tanto para rellenos de tierra como para carpetas asfálticas.

4.1.3. Relación Adimensional M_x/m_r

Luego de hacer un estudio de los diferentes tipos de máquinas de compactar mediante rodillos, se llegó a la conclusión que los fabricantes agrupan estas máquinas según la relación M_x/m_r . Antes de explicar la forma como se realizó este estudio, se revisará el significado de la relación M_x/m_r en los sistemas de vibración forzada sin y con amortiguamiento y también el de la transmisibilidad en dichos sistemas.

4.1.3.1. Vibración Forzada - No amortiguada y Transmisibilidad

En la figura No. 4.05 se muestra una masa soportada por resortes, que se desplaza hacia arriba una distancia X bajo la acción de la fuerza de inercia de una masa " m " que rota con una velocidad angular " w " alrededor de un punto fijo en el bloque. " M " es la masa total del cuerpo libre mostrado que incluye la masa rotatoria " m ".

Después de desarrollar la ecuación del movimiento del cuerpo libre y de efectuar ciertas simplificaciones, (cálculos que se pueden encontrar en los textos de Dinámica), la amplitud del movimiento queda determinada por la siguiente ecuación:

$$\frac{Mx}{mr} = \frac{(w/w_n)^2}{1 - (w/w_n)^2} \quad (4.22)$$

Donde:

w = frecuencia circular del movimiento

w_n = frecuencia natural circular $\sqrt{K/m}$

La Figura No. 4.06 muestra la gráfica de ésta ecuación, se observa que cuando $w = w_n$ la amplitud se hace infinita, es decir el sistema entra en resonancia.

La Transmisibilidad "TR", se define como la relación entre la fuerza transmitida por los resortes al piso y la fuerza de inercia F_o . Para vibraciones forzadas no amortiguadas se expresa con la siguiente ecuación:

$$TR = \frac{F \text{ transm.}}{F_o} = \frac{1}{1 - (w/w_n)^2} \quad (4.23)$$

La Figura No. 4.07 muestra la gráfica de esta ecuación.

4.1.3.2. Vibración Forzada Amortiguada y Transmisibilidad

El amortiguamiento sirve para reducir las amplitudes de la vibración. La Figura No. 4.08 muestra la masa vibratoria en la que se ha agregado un amortiguador hidráulico

para introducir amortiguamiento mediante la resistencia del fluido.

La fuerza de la resistencia del fluido viscoso es proporcional a la velocidad de la masa M y de signo contrario a la velocidad.

La amplitud del movimiento queda determinada por la ecuación No. 4.24 y graficada en la Figura No. 4.09 para diferentes valores de factores de amortiguamiento $c/M\omega_n$.

$$\frac{Mx}{mr} = \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [(c/M\omega_n) (\omega/\omega_n)]^2}} \quad (4.24)$$

La Transmisibilidad para la vibración forzada amortiguada "TR" queda expresada por la ecuación No. 4.25 y graficada en la Figura No. 4.10 para diferentes valores del factor de amortiguamiento $c/M\omega_n$.

$$TR = \frac{F_{trasm}}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + [(c/M\omega_n) (\omega/\omega_n)]^2}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [(c/M\omega_n) (\omega/\omega_n)]^2}} \quad (4.25)$$

4.1.3.3. Significado de la relación adimensional Mx/mr en el diseño del compactador

Para grandes valores de relaciones de

masa "b" (Ecuación 4.01). y según la Figura No. 4.11 que establece la relación "x" entre las frecuencias resonantes obtenidas considerando al suelo como un cuerpo elástico semi-infinito que tiene peso, con uno sin peso para oscilaciones verticales con un oscilador de masa rotativa, se observa en la curva I de trazo lleno, que ésta relación "x" es igual a la unidad, es decir el suelo puede considerarse como un resorte elástico sin peso. Este es el caso de compactadores que tienen poca área de contacto pero grandes presiones y por lo tanto grandes relaciones de masa.

El rodillo compactador puede considerarse como una masa vibrante apoyada en un resorte elástico sin masa que es el suelo (no se toma en cuenta la amortiguación del bastidor soporte del motor), de esta forma el sistema puede asemejarse al de la Figura No. 4.08 y No. 4.09 que describen la vibración forzada amortiguada. El rodillo debe transmitir al suelo la máxima energía de vibración posible, sin causar daños a la máquina, es decir debe de ser capaz de trabajar en su máxima transmisibilidad "TR", para ello en

la Figura No. 4.10 se observa que para bajos factores de amortiguamiento (en el caso de suelos de 0 a 0.25) la frecuencia de operación " w " para $w > w_n$ debe estar entre $1.2 w_n$ y $1.5 w_n$ para obtener $TR = 1 - 3$ respectivamente y para $w < w_n$ entre $0.8 w_n$ y $0.9 w_n$ para obtener $TR = 2.5 - 4$ respectivamente, donde w_n es la frecuencia de resonancia del sistema. Haciendo un análisis y llevando estos valores de frecuencias a la Figura No. 4.09 se observa que el valor de M_x/m_r debe de estar entre 2 y 3 para $w > w_n$ y entre 1.5 y 3 para $w < w_n$, siendo todos estos valores aproximados. Se ha de notar que en todos estos casos no se llega a la resonancia pura ($w = w_n$) para evitar dañar la maquinaria. Posteriormente se demostrará que en los compactadores de rodillos comerciales los valores de M_x/m_r están entre 1.5 y 3. Corroborando lo afirmado anteriormente.

Los datos disponibles en los catálogos comerciales de compactadores son: la amplitud nominal " x " en mm., la frecuencia de operación " f " en

Hertz. la fuerza centrífuga " F_o " en Kg. y el peso " W " en Kg., con estos datos se puede expresar la relación Mx/mr en función de la fuerza centrífuga, peso y frecuencia.

La fuerza centrífuga es:

$$F_o = m \omega^2 r \quad (4.26)$$

$$F_o = m (2\pi f)^2 r$$

$$F_o = 39.47 f^2 mr \quad (4.27)$$

De (4.27) despejando " mr " y reemplazando en la expresión Mx/mr , se tiene que:

$$mr = \frac{F_o}{39.47 f^2}$$

$$\frac{Mx}{mr} = \frac{Mx f^2 (39.47)}{F_o} \quad (4.28)$$

Teniendo en cuenta: $M = W/g$ para $g = 9800 \text{ mm/s}^2$, la ecuación No. 4.28 se convierte en:

$$\frac{Mx}{mr} = \frac{(39.47) W x f^2}{(9800) F_0}$$

$\frac{Mx}{mr} = \frac{W x f^2}{248.3 F_0} \quad (4.29)$
--

Donde:

W : Peso del Compactador en Kg.

x : Amplitud nominal en mm.

f : Frecuencia en Hz.

F_0 : Fuerza centrífuga en Kg.

Usando la relación 4.29, a partir de los datos de los catálogos comerciales de la firma ROMAG se evaluaron los valores de Mx/mr para cada tipo de compactador de rodillos vibratorios. Se llegó a la conclusión que cada tipo de compactador tiene un valor característico Mx/mr que está comprendido entre 1.5 y 3. Estos valores se han agrupado y tabulado en el cuadro No. 6.

El compactador de rodillo del presente diseño corresponde al tipo I,

"Compactador Vibratorio liviano conducidos a mano" para el cual el valor de Mx/mr es igual a 2.8. Este dato será muy importante en el diseño del rodillo para determinar la fuerza centrífuga y dimensionar las volantes desbalanceadas.

4.1.4. Peso Estático (W)

Es el peso total de la máquina que actúa sobre el suelo. Comprende: el peso de la masa vibrante (rodillo) con todas sus partes, el peso del bastidor (soporte de las unidades motrices) y su sistema de amortiguamiento. Al "Peso Estático", también se le llama "Peso Operacional".

La masa vibrante es la porción del compactador que vibra durante la compactación. Con grandes masas vibrantes el rendimiento de compactación se incrementa, lográndose compactar mayores espesores de capa de suelo.

La gama de pesos es bastante amplia, va desde las máquinas muy ligeras de tamaño pequeño, destinadas a pequeños trabajos en zonas de difícil acceso (con obstáculos) hasta

las muy potentes destinadas a la compactación de bases en grandes obras industriales.

Los rodillos vibratorios conducidos a mano tiene pesos operacionales que van desde 450 Kg. hasta 1500 Kg. como máximo.

Se asumirá que el rodillo, materia del presente diseño, tiene un peso aproximado de 1200 Kg., ubicándose dentro de los más pesados y eficientes de su clase.

En los compactadores de rodillos la presión de contacto es difícil de definir. En efecto, sobre un suelo muy rígido el rodillo parece que se apoyara siguiendo una de sus generatrices, mientras en realidad, hay un ligero aplastamiento del material que crea una superficie de contacto constituida por un rectángulo muy alargado en el sentido del ancho de la máquina. Se puede afirmar que las presiones de contacto son elevadas y que aumentan para el mismo punto a medida que prosigue la compactación, hasta llegar a un límite determinado.

Un valor importante en la eficiencia de un

compactador es la carga por centímetro de generatriz (o peso lineal estático), valor que será considerado posteriormente al determinar el ancho del rodillo.

4.1.5. Velocidad de Traslación del Rodillo (V)

Desde que el rodillo se traslada mientras vibra, es obvio que el suelo recibirá más vibraciones (golpes por minuto) a medida que la velocidad de traslación sea más lenta.

Con una velocidad de traslación lenta, a una cierta frecuencia de vibración, el número de vibraciones por unidad de superficie será mayor que cuando se opera con una velocidad mayor.

Con una velocidad demasiado alta en relación a la frecuencia de vibración, los golpes sobre el suelo resultarán más espaciados, reduciendo la cantidad de compactación por pase, ocasionando un mayor número de pases y posiblemente produciendo una superficie ondulada en el caso de una compactación asfáltica.

Las velocidades recomendadas por la firma BOMAG son las siguientes:

a) Para suelos : De 1 a 3 Km/h

b) Para asfalto : De 2 a 4 Km/h

A partir de estas recomendaciones, se tomará el valor más bajo para reducir la fatiga en el hombre que conduce la máquina, reduciendo a la vez la potencia del motor de traslación, a costa de perder producción de suelo compactado (menos metros cúbicos de suelo compactado por hora).

La velocidad será de 2 Km/h (0.55/s), adecuada, tanto para suelos como para asfalto.

4.2. Dimensiones Principales del Rodillo Vibratorio

Las dimensiones principales que deberán considerarse para proyectar el diseño de la presente máquina son: el ancho y el diámetro del rodillo.

4.2.1. Ancho del Rodillo (B):

Es el ancho de trabajo del rodillo compactador expresado en mm. Para las máquinas livianas hasta de un peso máximo de 3000 Kg. varía de 750 mm. a 1250 mm.

Un dato importante en la compactación de

suelos es el "peso lineal estático" que resulta de dividir el peso estático entre el ancho de trabajo del rodillo.

Los pesos lineales estáticos varían entre 6.15 y 10 Kg/cm para rodillos livianos de pesos entre 400 Kg. y 2000 Kg. respectivamente.

Se tomará un ancho de 1240 mm., que con el peso del rodillo estimado en 1200 Kg., arroja un peso lineal estático de 9.7 Kg/cm que es un buen valor para efectuar la compactación.

4.2.2. Diámetro del Rodillo (D)

Es el diámetro exterior del rodillo expresado en mm. Para las máquinas livianas con pesos operacionales entre 400 Kg. y 1300 Kg. los diámetros van desde 400 mm. hasta 650 mm. respectivamente.

Cuanto más carga, mayor será el diámetro, aumentando así el área de contacto con el suelo, haciendo más efectiva la transferencia de energía.

Se estimará un diámetro de 650 mm. En el diámetro interior de este rodillo se alojará en

cada uno de los extremos, un neumático de automóvil tipo: G8 - 6.95 x 14, estos servirán de suspensión al bastidor.

El neumático inflado tiene un diámetro exterior aproximado de 618 mm. y como el espesor de la plancha del rodillo será de 16 mm. (5/8 de pulgada) el diámetro exterior resultante será de $618 + 16 + 16 = 650$ mm.

4.3. Modelo Matemático

Para reducir la complejidad del modelo matemático, se considera sólo el modo vertical de vibración del rodillo, por ser el más importante en la compactación.

Este modelo servirá para calcular con aproximación moderada las amplitudes y frecuencias críticas de vibración.

El valor de la amplitud de vibración del bastidor soporte de los motores es importante desde el punto de vista del confort del operador que conduce la máquina, mediante un brazo rígido que va unido al bastidor (Ver Fig. 4.12). Con el valor de esta amplitud y la frecuencia de operación se podrá entrar a la Figura 4.13 para determinar la zona de confort en que se

encuentra el operador.

El valor de la amplitud de vibración del rodillo puede ser diferente a la amplitud de vibración de un punto M cualquiera del suelo. Si " X " es la posición instantánea del punto M en un instante " t " y " A " la amplitud del desplazamiento de este punto, se tiene que:

$$X = A \operatorname{sen} (2\pi Nt + \phi) \quad (4.30)$$

Siendo N la frecuencia de las vibraciones, ϕ el desfase con relación al rodillo que produce la vibración.

Mediante un determinado número de hipótesis (especialmente de la rigidez de la superficie de apoyo sobre el suelo), Barkan expone que es posible demostrar que la amplitud $A(z)$ de las oscilaciones verticales a la profundidad z está ligada a la amplitud " A_0 " del vibrador por la siguiente ecuación:

$$A(z) = A_0 e^{-z/d} \quad (4.31)$$

Siendo " d " un coeficiente con unidades de longitud y que J. Caitore da la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{d} = \frac{2\pi N}{450} + \frac{0.92}{a} \log_{10} \left(\frac{350}{2\pi Na} \operatorname{sen} \frac{2\pi Na}{70} \right) \quad (4.32)$$

Siendo N la frecuencia de las vibraciones y " $2a$ " el ancho de la superficie de compactación expresado en metros.

De esta ecuación se observa como el ancho de la superficie de contacto, así como también la frecuencia de operación son importantes para conseguir compactar mayores espesores de capa de suelo.

En el modelo matemático también se asumirá que el rodillo siempre está en contacto con el suelo: es decir, la reacción del suelo $R(t) = F_v(t) + W$ siempre es positiva y el rodillo no saltará libre sobre el suelo. Realmente esto no es así, porque el rodillo se eleva una cantidad igual al doble de su amplitud y al caer produce un impacto que se disipa en el suelo.

En la elaboración de cualquier modelo matemático, se consideran tres tipos diferentes de elementos: a saber "elementos de masa", supuestos perfectamente rígidos; "elementos de elasticidad", supuestos elásticos sin masa (no disipativos) y "elementos de amortiguamiento", supuestos perfectamente sin masa e inelásticos (disipativos).

Con el propósito de usar el modelo matemático de la Figura 4.14 (a) a continuación se describirá el rodillo compactador identificando cada uno de sus elementos. Ver Figura 4.14 (b) que muestra un corte transversal de la máquina.

- a) El Rodillo, que es un cilindro reforzado en cuyo interior lleva un eje con las volantes desbalanceadas para provocar la vibración del mismo, se considerará como elemento de masa M_1 sujeto a una fuerza perturbadora sinusoidal $F_0 \sin wt$, donde F_0 es el valor absoluto de la Fuerza Centrífuga originada por los contrapesos al girar.
- b) El Bastidor, que es el soporte de las unidades motrices, es una estructura reforzada con platinas de canto que la hacen rígida, se considerará como elemento de masa M_2 libre para moverse en traslación vertical.
- c) El Suelo, se le considerará como un elemento de elasticidad sin masa K_1 , se asumirá además que es isotrópico y homogéneo. Cuando el suelo está flojo (suelto) y comienza a compactarse, se compacta como plástico y a medida que se va compactando como elástico.
- d) Dos Neumáticos Aisladores, considerados como elementos de elasticidad sin masa K_2 . Estos

elementos evitan que toda la vibración del rodillo se transmita al bastidor, logrando disminuir la amplitud de vibración del mismo.

Los elementos de amortiguamiento de la vibración tanto del suelo como de los neumáticos aisladores no han sido considerados en el modelo matemático, porque la intención principal del modelo es aproximar la amplitud de vibración del bastidor y estos la reducen, por lo tanto, esta simplificación es conservativa.

Como la amortiguación es ligera, sólo producirá un pequeño efecto sobre las frecuencias naturales del sistema, por lo tanto es preferible despreciar el amortiguamiento para no complicar el análisis matemático. Experimentalmente, mediante pruebas de campo con la máquina, se comprobará la validez de esta suposición.

4.3.1. Método de Análisis para el Modelo Matemático

A) Cálculo de las Frecuencias Naturales

El número de grados de libertad, es el número de coordenadas que se requieren para describir la posición de un sistema en cualquier momento dado. Como en el modelo

matemático se ha supuesto que el sistema está restringido a moverse únicamente en la dirección vertical, el número de grados de libertad será igual al número de elementos de masa M_1 y M_2 , por lo tanto, el sistema será de dos grados de libertad.

Para determinar las ecuaciones de movimiento, se aplicará la segunda Ley de Newton, al sistema del modelo matemático de la Figura No. 4.14 (a) para cada uno de los elementos de masa M_1 y M_2 , obteniendo:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{X}_1 &= F_0 (\text{sen } \omega t) - K_1 X_1 + K_2 (X_2 - X_1) \\ M_2 \ddot{X}_2 &= K_2 (X_1 - X_2) \end{aligned} \quad (4.33)$$

Replanteando las ecuaciones anteriores se obtendrá las siguientes formas características:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{X}_1 + (K_1 + K_2) X_1 - K_2 X_2 &= F_0 (\text{sen } \omega t) \\ M_2 \ddot{X}_2 + K_2 X_2 - K_2 X_1 &= 0 \end{aligned} \quad (4.34)$$

Luego, suponiendo que la vibración transitoria es disipada rápidamente, la vibración del sistema consiste de un

movimiento armónico de las masas M_1 y M_2 a la frecuencia de excitación w , luego:

$$\begin{array}{l} X_1 = X_1 \text{ sen } wt \\ \ddot{X}_1 = -X_1 w^2 \text{ sen } wt \end{array} \quad \begin{array}{l} X_2 = X_2 \text{ sen } wt \\ \ddot{X}_2 = -X_2 w^2 \text{ sen } wt \end{array} \quad (4.35)$$

Sustituyendo estas expresiones para excitación y respuesta en las ecuaciones diferenciales aplicables, Ecuación No. 4.34, se obtienen las siguientes ecuaciones algebraicas:

$$\begin{array}{l} (-M_1 w^2 + K_1 + K_2) X_1 - K_2 X_2 = F_0 \\ -K_2 X_1 + (-M_2 w^2 + K_2) X_2 = 0 \end{array} \quad (4.36)$$

Las frecuencias naturales se encuentran igualando a cero el determinante formado por los coeficientes de X_1 y X_2 .

$$\begin{vmatrix} (-M_1 w^2 + K_1 + K_2) & -K_2 \\ -K_2 & (-M_2 w^2 + K_2) \end{vmatrix} = 0 \quad (4.37)$$

Este determinante produce una ecuación de segundo grado con w^2 como variable. Haré $(w_1)^2 =$

$K1/M1$ y $(w2)^2 = K2/M2$, donde $w1$ y $w2$ son análogas a las frecuencias naturales cuando $M1$ y $M2$ están desacoplados; empero no pueden existir en el sentido real cuando las masas están conectadas.

La ecuación resultante es:

$$w^4 - w1^2 w^2 - M2/M1 w2^2 w^2 - w2^2 w^2 + w1^2 w2^2 = 0 \quad (4.38)$$

Dividiendo toda la ecuación anterior entre $w1^4$:

$$\left(\frac{w}{w1}\right)^4 - \left[1 + \left(1 + \frac{M2}{M1}\right) \left(\frac{w2}{w1}\right)^2 \right] \left(\frac{w}{w1}\right)^2 + \left(\frac{w2}{w1}\right)^2 = 0 \quad (4.39)$$

Resolviendo esta ecuación de segundo grado para la variable adimensional $w/w1$:

$$\frac{w}{w1} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{ 1 + \left(1 + \frac{M2}{M1}\right) \left(\frac{w2}{w1}\right)^2 \pm \sqrt{ \left[1 + \left(1 + \frac{M2}{M1}\right) \left(\frac{w2}{w1}\right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{w2}{w1}\right)^2 } } \quad (4.40)$$

Este resultado se muestra gráficamente en la Figura

No. 4.15 para diferentes valores de $M2/M1$ y $w2/w1$ y facilita la determinación de las frecuencias naturales de un sistema de dos masas acopladas.

B) Cálculo de las Amplitudes

Las amplitudes de desplazamiento $X1$, $X2$ de las masas $M1$ y $M2$ representadas en el modelo matemático de la Figura 4.14 (a), pueden calcularse directamente a partir de la ecuación No. 4.36, utilizando la regla de Cramer:

$$X1 = \frac{\begin{vmatrix} F_0 & -K2 \\ 0 & (-M2 w^2 + K2) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (-M1 w^2 + K1 + K2) & K2 \\ -K2 & (-M2 w^2 + K2) \end{vmatrix}} \quad (4.41)$$

$$X2 = \frac{\begin{vmatrix} (-M1 w^2 + K1 + K2) & F_0 \\ -K2 & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (-M1 w^2 + K1 + K2) & -K2 \\ -K2 & (-M2 w^2 + K2) \end{vmatrix}} \quad (4.42)$$

Desarrollando los determinantes de las expresiones anteriores y sustituyendo $(w1)^2 = K1/M1$; $(w2)^2 = K2/M2$

y dividiendo numerador y denominador entre $M_1 \cdot M_2 \cdot \omega_1^4$, se obtienen las siguientes expresiones para X_1 y X_2 :

$$X_1 = \frac{\frac{F_0}{K_1} \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)}{\left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^4 - \left[1 + \left(1 + \frac{M_2}{M_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (4.43)$$

$$X_2 = \frac{\frac{F_0}{K_1} \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \right)}{\left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^4 - \left[1 + \left(1 + \frac{M_2}{M_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (4.44)$$

4.3.2. Evaluación de las Constantes de Resorte K_1 y K_2

a) Evaluación de K_1

Para determinar K_1 , es decir, la constante de elasticidad del suelo, se aplicará la teoría de D.D. Barkan que se utiliza en los cálculos de vibraciones de las cimentaciones de máquinas. Esta teoría considera al suelo como un cuerpo elástico ideal, linealmente deforma-

ble y desprecia los efectos de inercia. Supone también que sólo los esfuerzos normales son transferidos a la interfase entre la zapata (rodillo) y el suelo.

El coeficiente de compresión uniforme "Cz" expresa la relación entre la presión ejercida sobre una determinada área de suelo y su asentamiento elástico respectivo. Es decir, si se multiplica este valor por el área de apoyo se obtiene el coeficiente elástico K.

Los valores de los coeficientes de compresión uniforme para diferentes tipos de suelo se muestran en el cuadro No. 7, en el mismo cuadro se indica que para áreas menores que 10 m², el coeficiente de compresión uniforme deberá multiplicarse por un factor de magnificación "f" para obtener el valor real de Cz.

Los coeficientes "Cz" para cargas de impacto son más altos que los normales, considerando que hay factores que afectan las amplitudes vibracionales que no los toma

en cuenta la teoría, tales factores son por ejemplo, las propiedades de inercia del suelo, las cuales pueden ser considerables especialmente con respecto a las vibraciones naturales de las cimentaciones.

Se encontró experimentalmente que "Cz" debería ser asumido más alto para calcular las vibraciones naturales de las fundaciones sometidas a cargas de impacto, este factor de impacto KI, puede considerarse entre 3 y 5.

En el caso del rodillo compactador existe también carga de impacto al elevarse del suelo el rodillo, debido a la fuerza centrífuga y caer por su propio peso.

Se calculará KI con las siguientes aproximaciones:

1) Área de Apoyo "F" del Rodillo Compactador

De la Fig. 4.16 que muestra la distribución de presiones de contacto para un cilindro apoyado sobre una superficie plana, se adoptará la configuración "c", válida para materiales

granulares. Para ésta configuración la distribución de presiones es semicircular con un máximo en el centro de la zona de contacto. Según la teoría de Hertz, el semiancho de contacto "a" resulta ser:

$$a = \left[\frac{4WR}{\pi L} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/2} \quad (4.45)$$

Donde:

L : Longitud del rodillo = 1240 mm.
(124 cm.)

R : Radio del rodillo = 325 mm.

W : Peso del rodillo = 1200 Kg.

u_1 : Relación de Poisson = 0.3, para el rodillo de acero.

E_1 : Módulo de Young = 2.1×10^6 Kg/cm² para el acero.

u_2 : Relación de Poisson = 0.35, para una arena de tamaño medio.

E_2 : Módulo de Young = 850 Kg/cm², para una arena de tamaño medio.

Como el valor de $1 - u_1^2/E_1$ para el acero resulta ser muy pequeño se despreciará, luego la ecuación (4.45) se convierte en:

$$a = \left[\frac{4WR}{\pi L} \left(\frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/2} \quad (4.46)$$

Reemplazando datos:

$$a = 0.648 \text{ cm.}$$

Luego el ancho de la banda de contacto A será:

$$A = 2a = 2 (0.648) = 1.29 \text{ cm.}$$

y el área de apoyo "F":

$$F = L \times A$$

$$F = 124 \times 1.29 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$F = 159.96 \text{ cm}^2$$

2) Factor de Compresión Uniforme C_z

Del cuadro No. 7 se toma un valor promedio de $C_z = 2 \text{ Kg/cm}^2$ para la categoría I (suelo sin compactar).

3) Factor de Magnificación "f"

Como el área es menor que 10 m^2 se aplica el factor dado en el cuadro No.7 , parte inferior.

F : Área en metros cuadrados: 0.015996 m^2 .

$$f = \frac{3.2}{\sqrt{F}}$$

$$f = \frac{3.2}{\sqrt{0.015996}}$$

$$f = 25.30$$

4) Factor por Carga del Impacto "KI"

Se asume $KI = 3$

5) Coefficiente elástico del suelo $K1$

$$K1 = Cz \times f \times KI \times F \quad (4.47)$$

$$K1 = 2 \times 25.30 \times 3 \times 59.96$$

$$K1 = 24,282 \text{ Kg/cm} \quad (4.48)$$

b) Evaluación de $K2$

El resorte $K2$ está compuesto de dos neumáticos en paralelo del tipo G8 - 6.95 X14, Good Year.

En la Fig. No. 4.17 se representa la deformación de un neumático por acción de una carga radial W , y se expresa como la disminución "h" de la distancia desde el eje

de la rueda hasta la superficie de apoyo comparada con el radio libre "r₀" del neumático sin carga. La magnitud "h" se denomina deformación normal del neumático. La deformación radial de los diferentes puntos de la banda de rodadura se determina por la diferencia entre el radio libre de la rueda y el radio del punto correspondiente.

Durante la deformación del neumático, disminuye un tanto el volumen ocupado por el aire, sin embargo en comparación con el volumen total de aire, esta variación es insignificante y por consiguiente se adopta que la deformación no ejerce influencia en la presión de aire del neumático.

A la constante *K* de cada uno de los neumáticos se le denomina "Coeficiente medio (reducido) de rigidez del neumático en la dirección normal" y se expresa de la siguiente forma:

$$K = \frac{W}{h} \quad (4.49)$$

El valor de "K" depende principalmente de

la presión del aire en el neumático (a menor presión, mayor deformación y menor K) y de las dimensiones, estructura y materiales empleados para la fabricación del mismo (a mayor rigidez de la capa exterior del neumático, mayor K).

Entre la deformación normal " h " y la carga " W " no existe una proporcionalidad directa. A medida que crece la carga, la deformación aumenta más lentamente y por ello se puede hablar sobre un valor determinado de " K " sólo al tratarse de una variación de " W " relativamente pequeña.

En el texto "Proyecto y Construcción de Carreteras" Tomo I del autor Georges Jeuffroy, se muestra una curva de deformación versus carga para un neumático comercial de auto de pasajeros en la cual se observa una relación lineal de 5 mm. de deformación por cada 100 Kg. para una gama de cargas hasta de 500 Kg. Esto da un valor de K de 200 Kg/cm.

También en el texto "Fundamentos de la Teoría y Cálculo de Tractores" del autor.

D.A. Chudakor se menciona un valor de 185 Kg/cm para el K del neumático de un auto de turismo con la cantidad de pasajeros máxima.

Se asumirá una relación lineal de K igual a 200 Kg/cm (20 Kg/mm) por neumático. Estando los dos neumáticos en paralelo la constante total del resorte K2 será igual a: 400 Kg/cm (40 Kg/mm).

$$K_2 = 400 \text{ Kg/cm} \quad (4.50)$$

Hay que observar que este valor se cumple para presiones de inflado del neumático del orden de 25 a 30 PSI.

4.3.3. Cálculos Preliminares de las Frecuencias Naturales y Amplitudes del Rodillo Compactador y del Bastidor Soporte de Motores

A partir del análisis del modelo matemático expuesto anteriormente, se evaluarán las frecuencias naturales y las amplitudes del rodillo y el bastidor.

Los cálculos se efectuarán con datos estimados y se ajustarán al final del diseño.

A este nivel ya es posible comparar la amplitud de vibración del bastidor con los permisibles dados en la Fig. No. 4.13.

Además de estos cálculos preliminares, el rodillo deberá ensayarse en el campo a diferentes RPM para comprobar estos valores y hacer los ajustes finales.

Datos

- W_1 : 750 Kg. (Peso estimado del Rodillo)
 W_2 : 450 Kg. (Peso estimado del Bastidor)
 F_c : 1200 Kg. (Fuerza Centrifuga Total, estimada igualando (4.29) al valor de 2.8).
 M_2 : W_2 450
 M_1 : W_1 750
 $\frac{M_2}{M_1} = \frac{450}{750} = 0.6$ (Relación de Masas)
 K_1 : 24,282 Kg/cm = 2428 Kg/mm (Constante Resorte del Suelo).
 K_2 : 400 Kg/cm (Constante Resorte del Neumático).
 w : 2100 RPM (35 Hz) = 220 rad/s (Frecuencia de Operación).
 g : 980 cm/s² (Aceleración de la gravedad).

a) Cálculo de las Frecuencias de Resonancia" ω_0 "

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_1}{M_1}} = \sqrt{\frac{K_1 (g)}{W_1}}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{(24282) (980)}{750}} = 178 \text{ rad/s (1699 RPM)}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_2}{M_2}} = \sqrt{\frac{K_2 (g)}{W_2}}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{400 (980)}{450}} = 29.51 \text{ rad/s (282 RPM)}$$

Relación:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{29.51}{178.00} = 0.166$$

De la Fig. No. 4.15 para:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = 0.166 \quad \text{y} \quad \frac{M_2}{M_1} = 0.6$$

Se observa que la relación $(\omega_0/\omega_1)_1 = 1$ y también $(\omega_0/\omega_1)_2 \leq 0.2$, lo que da dos valores para las frecuencias de resonancia:

$$\omega_1 = \omega_1 \quad y,$$

$$\omega_2 \leq 0.2 \omega_1$$

Luego, reemplazando valores tenemos:

$$\omega_1 = 178.0 \text{ rad/seg} \quad (1699 \text{ RPM})$$

$$\omega_2 = 29.51 \text{ rad/seg} \quad (282 \text{ RPM})$$

Estos son los valores de las frecuencias naturales del sistema.

b) Cálculo de las Amplitudes

b1) Amplitud del Rodillo

Aplicando la ecuación (4.43) calcularé X_1 .

Datos

$$\frac{F_0}{K_1} = \frac{1200}{2428} = 0.494$$

$$1 + \frac{M_2}{M_1} = 1 + 0.6 = 1.6 \quad ; \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = 0.166$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = 0.027 \quad ; \quad \frac{\omega}{\omega_1} = \frac{220}{177.70} = 1.24$$

$$\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2 = 1.54 \quad ; \quad \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^4 = 2.36$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (4.43), se tiene:

$$X1 = \frac{0.494 (0.027 - 1.54)}{2.36 - \left[1 + (1.6)(0.027) \right] (1.54) + (0.027)}$$

$$X1 = \frac{- 0.75}{2.36 - 1.61 + 0.027} = \frac{- 0.75}{0.777}$$

$$\boxed{X1 = - 0.96 \text{ mm.}} \quad (4.51)$$

b2) Amplitud del Bastidor

Aplicando la ecuación (4.44) y, siendo el denominador idéntico al de la ecuación (4.43) aplicada en el Item b1 e igual a 0.777, se tiene:

$$X2 = \frac{0.494 (0.027)}{0.777}$$

$$\boxed{X2 = 0.0172 \text{ (mm)}} \quad (4.52)$$

Se observa que la amplitud del bastidor es bastante pequeña, a pesar de haber despreciado la amortiguación del

neumático, así se garantiza el confort del operador que conduce el rodillo. En la Figura No. 4.13, entrando con la amplitud de $0.0172 \text{ mm} = 0.0006 \text{ pulgadas}$ y con la frecuencia de 2100 ciclos / minuto, se está en una zona de vibraciones fácilmente perceptible por las personas, pero no demasiado severa.

4.4. Cálculo y Diseño del Sistema de Vibración

4.4.1. Diseño del Rodillo

El rodillo puede considerarse como una viga con carga uniformemente distribuida y apoyada en una base flexible (teoría desarrollada por Hetenyi, ver Manual de Roark Pág. 57, en la Bibliografía). El Rodillo está sometido también a una fatiga por esfuerzos de flexión fluctuantes, además del impacto que ocasiona la fuerza centrífuga en cada revolución del eje de vibración: es decir, el rodillo está sometido a una serie de esfuerzos, pero especialmente dos de los factores que influyen en su diseño son la rigidez de construcción para evitar la resonancia a la frecuencia de operación y la resistencia al desgaste ocasionado por la fricción y corrosión al desplazarse sobre

terrenos húmedos.

Interiormente, el rodillo llevará soldados 4 anillos rígidos, que servirán para empernar las placas donde se alojarán los rodajes del eje de las volantes; estas placas actuarán como tabiques confiriéndole la resistencia y rigidez necesaria.

Las dimensiones del diámetro exterior y la longitud quedaron definidas anteriormente a 650 mm x 1240 mm, respectivamente (Ver Sección 4.1).

Del cuadro No. 8, elaborado con datos extraídos del catálogo de Producción de la Cía. Bomag, se observa que para una fuerza centrífuga de 1,000 a 3,000 Kg., el espesor máximo recomendable es de 1/2" (12.6 mm), en el caso de usar acero resistente a la abrasión ASTM A242 (Acero Corten), pero como el acero a usar será el ASTM A-36 (Acero Estructural, producido por Sider Perú bajo la denominación E-24) de menor resistencia, se ha agregado 1/8" adicional para compensar el desgaste y el espesor a usar será de 5/8" (16 mm.)

4.4.2. Cálculo y diseño de las Volantes y las Placas de Contrapesos

Para dimensionar las volantes, es necesario conocer la fuerza centrífuga desarrollada en cada una de ellas por la excentricidad que producen las placas de contrapeso.

La fuerza centrífuga total se estimará usando la expresión (4.29) e igualándola a 2.8, valor tomado del cuadro No. 6, como se explicó en la sección 4.1. Luego se despejará F_o .

$$\frac{Mx}{mr} = 2.8 = \frac{(W)(x)(f)^2}{248.3 (F_o)}$$

$$F_o = \frac{(W)(x)(f)^2}{(248.3)(2.8)}$$

$$F_o = \frac{(1200)(0.6)(35)^2}{(248.3)(2.8)}$$

$$F_o = 1,268.62 \text{ Kg.}$$

Luego redondeando tenemos $F_o = 1270 \text{ Kg.}$ y siendo 2 las volantes, cada una de ellas deberá generar una fuerza centrífuga de $1270/2 = 635 \text{ Kg.}$

4.4.2.1. Cálculo del peso de los Volantes y Contrapeso

A partir de la expresión de la fuerza centrífuga (4.26), se determinará el valor de "mr" necesario, es decir, la masa de la volante con los contrapesos y el radio de excentricidad.

Datos

$$\omega = 2100 \text{ RPM} = 35 \text{ Hz} = 220 \text{ rad/s}$$

$$F_c = 635 \text{ Kg.}$$

$$m = m_v + 2 m_1 \text{ (Volante y 2 placas)}$$

Despejando "mr" de (4.26):

$$mr = \frac{F_c}{\omega^2}$$

$$mr = \frac{635}{(220)^2} \text{ (Kg - s}^2\text{)}$$

$$mr = 0.013 \text{ (Kg - s}^2\text{)} \quad (4.53)$$

La expresión (4.53) en función del peso "w" de la volante y de los contrapesos es:

$$\frac{W_r}{g} = 0.013$$

Como: $g = 981 \text{ cm/s}^2$, entonces:

$$W_r = 0.013 (981)$$

$$W_r = 12.74 \text{ (Kg - cm)} \quad (4.54)$$

Siendo W igual al peso de la volante " W_v " más 2 placas excéntricas de peso " W_i " cada una.

$$W = W_v + 2 W_i \quad (4.55)$$

Luego la expresión (4.54) queda reducida a:

$$(W_v + 2 W_i) r = 12.74 \text{ (Kg - cm)} \quad (4.56)$$

En la Fig. No. 4.18, se muestra un esquema de la volante con sus contrapesos que serán sectores de anillo circular e irán dos por volante. A partir del cálculo del centro de gravedad del conjunto.

resulta:

$$\boxed{W_r = 2 \bar{y}_i \cdot W_i} \quad (4.57)$$

Igualando las expresiones (4.57) con (4.54) se tiene:

$$2 \bar{y}_i W_i = 12.74$$

$$\boxed{\bar{y}_i W_i = 6.37} \quad (4.58)$$

De la Fig. No. 4.19 el centro de gravedad \bar{y}_i y el peso W_i de un sector de anillo circular se calcula por las siguientes expresiones:

$$\boxed{\bar{y}_i = \frac{4}{3} \frac{(a^3 - b^3) \operatorname{sen} \phi/2}{(a^2 - b^2) \phi}} \quad (4.59)$$

$$\boxed{W_i = \frac{p (a^2 - b^2) \phi \times e}{2}} \quad (4.60)$$

Llevando estas expresiones a la ecuación (4.58) y simplificando, se obtiene:

$$\boxed{6.37 = 2/3 \text{ p.e. } (a^3 - b^3) \text{ sen } \phi/2} \quad (4.61)$$

Reemplazando valores en la ecuación
(4.61) con:

$$e = 1/4'' = 0.635 \text{ cm. (espesor de la placa).}$$

$$\text{pacero} : 7.85 \text{ Kg/dm}^3 = 7.85 \times 10^{-3} \text{ Kg/cm}^3.$$

$$\phi : 110^\circ = 1.92 \text{ rad. (asumido)}$$

Se obtiene:

$$\boxed{a^3 - b^3 = 2,337.60} \quad (4.62)$$

Se hará: $a/b = 2$, entonces $b^3 = a^3/8$

Luego:

$$a^3 - \left(\frac{a^3}{8}\right) = 2,337.60$$

$$a^3 = \frac{8 (2337.6)}{7}$$

$$a^3 = 2,671.55$$

$$a = 13.87 \text{ cm} = 139 \text{ mm}$$

$$b = \frac{a}{2} = 6.93 \text{ cm} = 70 \text{ mm.}$$

Los valores a y b , es decir el radio exterior e interior de los contrapesos servirán para dimensionar el radio interior de la llanta y el radio del cubo de la volante respectivamente.

Teniendo en cuenta que el diámetro del eje vibratorio será alrededor de $3''\phi$ (75 mm.) se asumirá el radio del cubo R_o igual a 70 mm. (7 cm.), por lo tanto el radio interior del contrapeso será $b = 70 + 4 = 74$ mm. (por tener la volante un radio de redondeo de 4 mm. entre el cubo y el alma que es donde se apoyará el contrapeso).

Con $b = 74$ mm. se ajustará el valor de " a " según la ecuación (4.62).

$a = 140 \text{ (mm)}$

El radio interior de la llanta de la volante R_i será igual al radio " a " exterior del contrapeso más 4 mm.

$$R_i = a + 4 = 140 + 4 = 144$$

Así se comienza a dimensionar el contrapeso y la volante.

Contrapeso

$$a = 140 \text{ mm}$$

$$b = 7.1 \text{ mm}$$

Volante

$$R_o = 70 \text{ mm} \rightarrow D_o = 2 \times 70 = 140 \text{ mm}$$

$$R_i = 144 \text{ mm} \rightarrow D_i = 2 \times 144 = 288 \text{ mm}$$

Con el diámetro del cubo $D_o = 140$ mm y el diámetro interior de la llanta de la volante $D_i = 288$, se podrá dimensionar la volante a partir de las recomendaciones dadas en la Fig. No. 1.20.

Cálculo del dia. del eje:
(aproximación)

A partir del diámetro del cubo se tiene:

$$D_o = 1.7d + 20 = 140$$

$$d = 70.00 \text{ (mm)}$$

Cálculo de la Longitud del Cubo

$$L_0 = 1.5 (70.00)$$

$$L_0 = 105 \text{ (mm)}$$

Cálculo del Espesor del alma

$$e = (0.3 \div 0.4) L_0$$

$$e = (0.3 \div 0.4) 105$$

$$e = 31.5 \div 42$$

$$e = 35 \text{ (mm)}$$

Cálculo del Ancho de la Llanta

$$L = e + 27$$

$$L = 35 + 27$$

$$L = 62 \text{ (mm)}$$

Cálculo del Espesor de la Llanta

$$t = 0.1 d + 3$$

$$t = 0.1 (70) + 3$$

$$t = 10 \text{ (mm)}$$

Cálculo del dia. exterior de la llanta

$$D_e = D_i + 2 t$$

$$D_e = 288 + 2 (10)$$

$D_e = 308 \text{ (mm)}$

Después de dimensionar la volante y el contrapeso, se procederá a calcular sus pesos y el radio de excentricidad "r" buscado.

Cálculo del peso de la Volante

La volante será de fierro fundido gris, cuya densidad es de 7.25 Kg/dm³. Este cálculo arroja un peso de 28.84 Kg. distribuido de la siguiente manera:

$$W_v = \text{Peso del Cubo} + \text{Peso de llanta} + \text{Peso del Alma}$$

$$W_v = (11.84 + 4.24 + 12.76)$$

$W_v = 28.84 \text{ (Kg)} \quad (4.63)$

Cálculo del peso y centro de gravedad de las Placas - Contrapeso

Según la expresión (4.60), el peso de la placa contrapeso será de:

$$W_i = k \cdot \frac{(a^2 - b^2)}{2} (\phi) (e)$$

$$W_i = \frac{(7.85 \times 10^{-3})}{2} \times (142 - 7.42) \times 1.92 \times 0.635$$

$$W_i = 0.676 \text{ (Kg)} \quad (4.64)$$

También de la expresión (4.58):

$$\overline{y_i} = \frac{6.37}{0.676} = 9.42 \text{ (cm)}$$

1.4.2.3. Cálculo de la excentricidad "r"

De la expresión (4.56), se tiene que:

$$(W_v + 2 W_i) r = 12.74$$

$$r = \frac{12.74}{(W_v + 2 W_i)}$$

$$r = \frac{12.74}{28.84 + 2(0.676)}$$

$$r = 0.422 \text{ cm.}$$

$$r = 0.422 \text{ cm} = 4.2 \text{ mm} \quad (4.65)$$

Hay que observar que las volantes deben ser balanceadas estáticamente para no alterar este radio de excentricidad.

4.4.2.3. Cálculo del Esfuerzo Máximo Radial y Tangencial en la Volante

Se calcularán los esfuerzos máximos como si la volante fuera un disco sólido con espesor constante de radio interior igual a 3.5 cm (35 mm) y radio exterior de 15.4 cm (154 mm). Además se sabe que el esfuerzo permisible para el hierro fundido es de 4,000 PSI (282 Kg/cm²).

Cálculo del Máximo Esfuerzo Radial (SRMáx)

$$SRMAX = \frac{PV^2}{g} \left(\frac{u+3}{8} \right) \left(1 - \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \quad (4.66)$$

$$P = 7.25 \text{ Kg/dcm}^3 = 7.25 \times 10^{-3} \text{ Kg/cm}^3$$

$$V = w r_o = 220 (15.4) = 3388 \text{ cm/s}$$

$$r_o = 15.4 \text{ cm.}$$

$$r_i = 3.5 \text{ cm.}$$

$$u = 0.27 \text{ (Coeficiente de Poisson)}$$

$$g = 981 \text{ cm/s}^2$$

$$SRMAX = \frac{(7.25 \times 10^{-3}) (3388)^2}{981} \left[\frac{3.27}{8} \left(1 - \frac{3.5}{15.4}\right)^2 \right]$$

$$SRMAX = 20.70 \text{ Kg/cm}^2 < 282 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo del Máximo Esfuerzo Tangencial

$$STMAX = \frac{PV^2}{g} \frac{u+3}{4} \left[1 + \frac{1-u}{u+3} \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2 \right] \quad (4.67)$$

Reemplazando valores:

$$STMAX = 70 \text{ Kg/cm}^2 < 282 \text{ Kg/cm}^2$$

Máximo Esfuerzo en la Llanta

Considerando la llanta como un anillo que gira libremente.

$$STMAX = \frac{PV^2}{g}$$

$$S_{TMAX} = 85.00 \text{ Kg/cm}^2 < 282 \text{ Kg/cm}^2$$

4.4.3. Cálculo de la Potencia de Operación

Es necesario estimar la potencia de operación para seleccionar el motor eléctrico y las fajas de transmisión.

La estimación se efectuará a partir de los datos de la amplitud nominal y la frecuencia de operación; considerando que es la potencia necesaria para elevar el compactador una distancia del doble de la amplitud nominal en un tiempo determinado por la frecuencia de operación.

Cálculo del Tiempo de Elevación Aproximado

El arco " θ " que describe la fuerza centrífuga " F_o " en el primer cuadrante para que su componente vertical sea igual al peso del compactador " W ", es decir comience a elevarse, se calcula por:

$$\theta = \text{arc. sen } W/F_o$$

$$\theta = \text{arc. sen } 1200/1270$$

$\theta = 71^\circ$

El arco " ϕ " que describe la fuerza

centrífuga "Fo" a partir de "θ" durante el período de elevación del tambor se calcula por:

$$\phi = 180 - 2 (\theta)^\circ$$

$$\phi = 180 - 2 (71)$$

$$\phi = 38^\circ$$

El tiempo que transcurre para describir el arco ϕ a una frecuencia de operación de 2,100 RPM se calcula por:

$$t = \frac{\phi^\circ}{6 \cdot n} \quad (4.68)$$

Siendo:

$$n = \text{RPM} = 2100$$

$$\phi = \text{En grados Sex.} = 38^\circ$$

$$t = \text{segundos}$$

Esta expresión puede deducirse fácilmente usando reglas de tres simple. Reemplazando valores:

$$t = \frac{38}{6 (2100)}$$

$$t = 0.003 \text{ seg}$$

Luego el tiempo de elevación es de 0.003 seg.

Cálculo de la Potencia

$h =$ Desplazamiento vertical del Compactador
 $= 2$ (Amplitud Nominal).

$h = 2$ (0.6 mm)

$h = 1.2$ mm $= 1.2 \times 10^{-3}$ m

$W =$ Peso a elevar $= 1,200$ Kg.

$t =$ Tiempo de elevación $= 0.003$ seg.

$$\text{Potencia} = \frac{W \times h}{t}$$

$$\text{Potencia} = \frac{(1200 \text{ Kg}) (1.2 \times 10^{-3} \text{ m})}{0.003 \text{ seg.}}$$

$$\text{Potencia} = 480 \frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{s}}$$

Sabiendo que $1 \text{ Kg} - \text{m/s} = 13.3 \times 10^{-3} \text{ HP}$ y considerando una eficiencia de transmisión del 90% se tiene:

$$\text{HP} = \frac{480 (13.3 \times 10^{-3})}{0.90}$$

$$HP = 7.0$$

4.4.4. Selección del Motor Eléctrico

Como la potencia mínima necesaria de operación es de 7.0 HP, se tiene que seleccionar un motor con potencia mayor de 7.0 HP, de tal forma de que el tiempo de arranque sea menor que 10 segundos, es decir, hay que controlar el tiempo de aceleración de las volantes para evitar el calentamiento excesivo del motor.

Después de efectuar los tanteos correspondientes, se ha seleccionado un motor trifásico Jaula de Ardilla, marca Delcrosa, tipo NV 13254 de 9HP x 1740 con $PD^2 = 0.131$ y $TA/TN = 2.3$.

A continuación, se hará el chequeo del tiempo de arranque.

Cálculo de Par Nominal "TN"

$$TN = \frac{7121 \times HP_N}{RPM} \quad (N - m)$$

$$TN = \frac{7121 \times 9}{1740}$$

$$TN = 36.83 \text{ (N - m)}$$

Cálculo de Par Resistente "TR"

$$TR = \frac{7121 \times HP_0}{RPM}$$

$$TR = \frac{7121 \times 7.0}{1740}$$

$$TR = 28.65 \text{ (N - m)}$$

Cálculo de Par Medio de Aceleración "TA"

Se calcula restando del par de arranque del motor el par resistente. Como el par de arranque es 2.3 TN, se tiene:

$$TA = (2.3 \text{ TN}) - (TR)$$

$$TA = 2.3 (36.83) - 28.65$$

$$TA = 56.06 \text{ (N - m)}$$

Cálculo del Momento de Inercia equivalente

"I_o". referido al eje del motor

1) Momento de Inercia del Motor

$$I_M = 0.131 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

2) Momento de Inercia de la Polea Matriz

Suponiendo una polea de ϕ 170 mm ($r = 85$ mm) y un peso estimado de 8 Kg.

$$I_{PMO} = \frac{1}{2} W r^2$$

$$I_{PMO} = \frac{1}{2} (8 \text{ Kg}) (85 \times 10^{-3} \text{ m})^2$$

$$I_{PMO} = 0.029 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

3) Momento de Inercia de la Polea Conducida referida al eje matriz

Suponiendo una polea de ϕ 145 mm ($r = 72.5$ mm) y un peso de 7 Kg.

$$I_{PCO} = I_{PC} \times \left(\frac{2100}{1740} \right)^2$$

$$I_{PCO} = I_{PC} \times 1.45 \quad (4.69)$$

$$I_{PC} = 1/2 W r^2$$

$$I_{PC} = 1/2 (7) (72.5 \times 10^{-3})^2$$

$$I_{PC} = 0.018 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

En el motor, según (4.69)

$$I_{PCo} = (0.018) (1.45)$$

$$I_{PCo} = 0.026 \text{ (Kg} - \text{m}^2)$$

4) Momento de Inercia de las 2 Volantes,
referido al eje motriz

$$I_{PVo} = I_{PV} \times 1.45 \quad (4.70)$$

$$I_{PV} = 2 \left(\frac{1}{2} W r^2 \right)$$

$$I_{PV} = W r^2$$

Con un peso de 28.84 Kg. y un diámetro de 308 mm ($r = 154 \text{ mm}$) se tiene:

$$I_{PV} = 28.84 (154 \times 10^{-3})^2$$

$$I_{PV} = 0.684 \text{ (Kg} - \text{m}^2)$$

Reemplazando en la expresión (4.70)

$$I_{PVo} = 0.684 (1.45)$$

$$I_{PVo} = 0.9918 \text{ (Kg} - \text{m}^2)$$

5) Momento de Inercia I_o equivalente, referido al eje motriz

Sumando los valores obtenidos en los Items 1 al 4:

$$I_o = I_M + I_{PMO} + I_{PCO} + I_{PVO}$$

$$I_o = 0.131 + 0.029 + 0.026 + 0.9918$$

$$I_o = 1.1778 \text{ (Kg} - \text{m}^2\text{)}$$

Cálculo del Tiempo de Arranque

Se aplicará la siguiente fórmula:

$$t = \frac{I_o \cdot n}{9.55 \cdot T_A} \quad (\text{seg})$$

Donde:

I_o = Momento Inercia Equivalente en Kg - m²

I_o = 1.1778 Kg - m²

n = Velocidad de Rotación del Motor RPM.

n = 1740 RPM

T_A = Par medio de Aceleración en N - m.

T_A = 56.06 N - m.

Reemplazando valores:

$$t = \frac{1.1778 \times 1740}{9.55 \times 56.06}$$

$$t = 3.82 \text{ seg.} \quad (\text{Menor que } 10)$$

4.4.5. Selección del Sistema de Transmisión

El sistema de transmisión para el eje vibratorio será con fajas en V. Se procederá a seleccionarlas, usando el texto del Ing. Juan Hori. Las figuras y gráficos mencionados serán de este texto.

Potencia de Diseño "HP_d"

$$HP_{\text{nominal}} = 9 \text{ HP}$$

$$\text{Factor de Servicio} = 1.3$$

$$HP_d = HP \times f.s = 9 \times 1.3$$

$$HP_d = 11.70$$

Selección de la Sección Faja

De la Fig. No. 1 y con 11.70 HP - 2100 RPM, se selecciona: Faja Tipo B (*)

(*) No se seleccionó Tipo A por estar muy cerca del límite con el campo de trabajo de la faja B.

Relación de Transmisión

$$m_g = \frac{2100}{1740} = 1.21$$

Diámetros de Poleas

Tablas Nos. 2 y 3.

Dia. mínimo recomendado = 4.6" = 116.84 mm

Dia. preferidos = 5.4" a 7.5" = 137.16 a
190.50 (mm)

Selección:

Polea Motriz : Dia. Exterior : 169 mm.
Dia. Paso (D) : 160.60 mm.

Polea Conducida: Dia. Exterior : 142 mm.
Dia. Paso (d) : 133.60 mm.

Longitud de Faja

C = Distancia entre centros = 670 mm.

$$L = 2 C + 1.571 (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c}$$

$$L = 2 (670) + 1.571 (133.60 + 160.60) +$$

$$\frac{(160.66 - 133.6)^2}{4 \times 670}$$

$$L = 1802 \text{ mm (72.20 pulgadas)}$$

Selección de Fajas

De la tabla No. 7, se selecciona fajas tipo B71, que tienen una longitud de paso de 1849 mm (72.8 pulgadas) y un $K_L = 0.95$.

Factor de Corrección por Angulo de Contacto

$$\left(\frac{D - d}{C} \right) = \left(\frac{160.60 - 133.60}{670} \right) = 0.040$$

De Tabla No. 5: $K_\theta = 0.995$

Potencia por Faja

De Tabla No. 9:

$$HP/faja = 5.20$$

Potencia Adicional

De Tabla No. 6:

$$HP_{adicional} = 0.00899$$

Número de Fajas

$$N = \frac{HP_{diseño}}{\left[(HP/faja + HP_{adicional}) (K_\theta)(K_L) \right]}$$

$$N = \frac{11.70}{(5.2 + 0.00899) (0.995) (0.95)}$$

$$N = 2.37 = 3$$

Resumen:

- Polea Motriz de 169 Dia. Exterior
- Polea Conducida de 142 Dia. Exterior
- 3 Fajas Tipo B71
- Las Medidas de fabricación de las poleas se muestran en los planos.

4.4.6. Cálculo y Diseño del Eje de las Volantes

Con el objeto de distribuir mejor la carga sobre el rodillo y a la vez poder usar rodajes autoalineantes de rodillos cónicos del menor tamaño posible con la mayor capacidad de velocidad de rotación permisible para el servicio con grasa (ya que la velocidad de operación de 2100 RPM es una velocidad alta), se ha optado por disponer de 4 apoyos para el eje de las volantes. Así se disminuye la deflexión del eje, se reducen las reacciones en los rodajes y se aumenta grandemente la velocidad crítica del eje.

Además, al agregar 4 tabiques interiores al rodillo (donde irán las 4 chumaceras de los rodajes), se le confiere mayor rigidez y peso estático.

Las volantes irán colocadas entre dos apoyos simétricamente dispuestas. En un extremo del eje se colocará la polea conducida que transmite la potencia al eje de las volantes.

A continuación, con la disposición asumida, se procederá a calcular las cargas que actúan sobre el eje, las reacciones en los apoyos y los momentos máximos para las condiciones más críticas, determinando el diámetro del eje correspondiente. También se analizará la deflexión en la zona más crítica.

Carga que actúan sobre el eje

a) Carga de Fajas

Las poleas de la transmisión se encuentran desfasadas en 30° con respecto al eje vertical, tal como lo muestra la Fig. No. 4.21. La carga de fajas transmitida al eje se calcula rápidamente por la siguiente fórmula dada en el catálogo SKF para fajas en V.

$$K_R = 34.63 \times 10^5 \frac{N}{Dn} \quad (4.71)$$

En donde:

K_R : Carga de faja en V, Kg.

N : HP transmitidos = 7 HP

D : Dia. de polea = 142 mm.

n : RPM de polea = 2100 RPM

Luego:

$$K_R = 34.63 \times 10^5 \times \frac{7}{142 \times 2100}$$

$$K_R = 81.29 \text{ Kg.}$$

Los componentes horizontal y vertical de ésta carga sobre el eje son las siguientes:

$$K_{RH} = \text{Componente Horizontal} = K_R \text{ sen}30 = 41 \text{ Kg.}$$

$$K_{RV} = \text{Componente Vertical} = K_R \text{ cos}30 = 71 \text{ Kg.}$$

b) Carga de Volantes

$$W = \text{Peso de volantes y contrapesos} = 30 \text{ Kg}$$

$$F_{cn} = \text{Fuerza centrífuga nominal} = 1270 \text{ Kg.}$$

$$F_{cc} = \text{Fuerza centrífuga para propósitos de}$$

cálculo de esfuerzos = $1270 \times 1.5 = 1905 \text{ Kg.}$

Se ha incrementado la fuerza centrífuga nominal en un 50% con la finalidad de tener holgura para poder corregir y/o regular la amplitud. También se tiene en cuenta el trabajo rudo a que están sometidos los rodajes.

c) Torque Transmitido

$$T = \frac{\text{HP} \times 63,000}{n} \quad (\text{lb} - \text{pulg.})$$

$$T = \frac{7 \times 63,000}{2100} = 210 \text{ lb-pulg} = 2.42 \text{ Kg} - \text{m}$$

Cada volante absorberá un torque de 105 lb - pulg.

Disposición de Cargas en el eje

En la Fig. No. 4.21, se muestra la disposición de cargas en el eje con 4 secuencias de carga, de las cuales sólo 2 son críticas por provocar los mayores momentos y reacciones. Estas son las secuencias A y B.

A continuación se aplicará el Teorema de los 3 momentos para calcular los momentos y reacciones de estas 2 secuencias hiperestáticas.

a) Secuencia "A"Cálculo de los Momentos Flectores

Aplicación del Teorema de tres momentos entre los puntos 1, 2 y 3;

$$M_1 L_1 + 2M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (4.72)$$

Entre los puntos 2, 3 y 4;

$$M_2 L_2 + 2M_3 (L_2 + L_3) + M_4 L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (4.73)$$

Datos

$$L_1 = 0.286 \text{ m}$$

$$L_2 = 0.288 \text{ m}$$

$$L_3 = 0.286 \text{ m}$$

$$F_0 + W = 1905 + 30 = 1935 \text{ Kg.}$$

$$M_1 = 71 \times 0.328 = 23.3 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$\frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} = \frac{1935 (0.153)}{0.286} (0.286^2 - 0.153^2) = 60.41 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\frac{6 A_3 \bar{b}_3}{L_3} = \frac{1935 (0.133)}{0.286} (0.286^2 - 0.133^2) = 57.65 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0$$

$$\frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} = 0$$

$$M_4 = 0$$

Reemplazando estos datos en las ecuaciones (4.72) y (4.73) y simplificando se tiene las siguientes ecuaciones simultáneas:

$$1.148 M_2 + 0.288 M_3 + 67.07 = 0$$

$$0.288 M_2 + 1.148 M_3 + 57.65 = 0$$

Desarrollando se tiene:

$$M_2 = - 48.57 \text{ (Kg - m)}$$

$$M_3 = - 38.09 \text{ (Kg - m)}$$

Cálculo de Reacciones

La reacción R_1 se calcula con sumatoria de momentos en el lado izquierdo del punto 2 y se iguala a M_2 .

$$71 (0.614) + R_1 (0.286) - 1935 (0.133) = - 48.57$$

Despejando R_1 , se tiene:

$$R_1 = 577.13 \text{ (Kg)}$$

Análogamente se calcula R_4 con sumatoria de momentos en el lado derecho del punto 3 e igual a M_3 .

$$- 38.9 = R_4 (0.286) - 1935 (0.133)$$

$$R_4 = 763.36 \text{ (Kg)}$$

De igual manera se calcula R_3 con sumatoria de momentos en el lado derecho del punto 2 e igual a M_2 .

$$- 48.57 = 763.36 (0.574) + R_3 (0.288) - 1935 (0.421)$$

$$R_3 = 1137 \text{ (Kg)}$$

Para el cálculo de R_2 se suman las fuerzas verticales y se igualan a cero:

$$71 + 577.13 + 1137 + 763.36 + R_2 - 1934(2) = 0$$

$$R_2 = 1319.52 \text{ (Kg)}$$

Cálculo del Momento Máximo

El momento Máximo se produce en la ubicación

de la primera volante y se calcula de la siguiente manera:

$$M_{MAX} = 71 (0.328 + 0.153) + 577.13 (0.153)$$

$$M_{MAX} = 122.43 \text{ (Kg - m)} = 10,604 \text{ lb - pulg.}$$

b) Secuencia "B"

Para este caso se procedió de la misma manera que para el caso de la Secuencia A y ambos resultados se encuentran tabulados en el Cuadro No. 9.

Cálculo del Eje

Del Diagrama de Momentos Flectores y Torques Fig. No. 4.22 tomando el momento y el torque máximo en la zona crítica de la ubicación de la primera volante, se tiene:

$$M_{MAX} = 122.43 \text{ (Kg-m)} = 10,604 \text{ lb - pulg.}$$

$$T_{MAX} = 105 \text{ lb - pulg.}$$

$$n = 2100 \text{ RPM}$$

$$S_s = \text{Esfuerzo Permisible al Corte para el} \\ \text{acero SAE 1020 (Eje con chaveteros) =} \\ 6000 \text{ PSI.}$$

Aplicando la fórmula de la ASME:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M)^2 + (K_T T)^2}$$

Para choques repentinos $K_b = K_T = 2$

Reemplazando datos:

$$d^3 = \frac{16}{\pi (6000)} \sqrt{(2 \times 10,604)^2 + (2 \times 105)^2}$$

$$d = 2.62 \text{ pulgadas} = 67 \text{ mm.}$$

$d_{min} = 67 \text{ mm.}$

Cálculo de la Deflexión Crítica

Según la Fig. No. 4.23 se observa que existe una deflexión crítica en el extremo libre (donde se aplica la carga de fajas) que afectará el rodamiento más cercano se calculará ésta deflexión para compararla con la desalineación angular admisible de los rodajes de rodillos a rótulas dados en el Cuadro No. 10. Se supondrá en primera instancia que el diámetro del eje en este extremo es de 65 mm.

Aplicando el Teorema de los 3 momentos según la Fig. No. 4.23 para los puntos 0, 1 y 2.

$$M_0 L_0 + 2M_1 (L_0 + L_1) + M_2 L_1 + \frac{6A_0 \bar{a}_0}{L_0} + \frac{6A_1 \bar{b}_1}{L_1} = 6EI \left(\frac{h_0}{L_0} + \frac{h_2}{L_1} \right) \quad (4.74)$$

Datos

$$M_0 = 0$$

$$M_1 = 23.3 \text{ Kg-m}$$

$$M_2 = -48.57 \text{ Kg-m}$$

$$L_1 = 0.286$$

$$L_0 = 0.328$$

$$\frac{6A_1 \bar{b}_1}{L_1} = \frac{1935 (0.133)}{0.286} (0.286^2 - 0.133^2) = 57.65 \text{ Kg-m}^2$$

$$h_2 = 0$$

Reemplazando datos en (4.74) y despejando $EI h_0$, se tiene:

$$EI h_0 = 3.1388 \text{ (Kg-m}^3\text{)} \quad (4.75)$$

Siendo:

$$E = 2.1 \times 10^{10} \text{ Kg/m}^2$$

$$I = \frac{\pi d^4}{4} = \frac{\pi (0.065)^4}{64} \quad (\text{m}^4)$$

Reemplazando valores en (4.75):

$$h_o = 1.7 \times 10^{-4} \text{ (m)} = 0.17 \text{ mm.}$$

$h_o = 0.17 \text{ mm.}$

Calculando el ángulo del arco que describe la carga en voladizo:

$$\phi = \text{arc.tg} \frac{0.17}{328}$$

$$\phi = 0.03^\circ = 1.8 \text{ minutos angulares}$$

Como ϕ es mucho menor que la desalineación angular admisible para los rodajes de rodillos arótulas, que según el cuadro No. 10 es de 1° , el diámetro de 65 mm. para el eje en el extremo esta OK. Si se compara este valor de ϕ con la

desalineación permisible en los rodajes de rodillos cilíndricos, que es de 2 minutos angulares, estando en el límite y a lo mejor se tendría que aumentar el diámetro del eje, lo cual no convendría.

Cálculo por Fatiga y Velocidad Crítica del Eje

Existen esfuerzos de flexión y torsión por fatiga en el eje, pero la amplitud de estos esfuerzos es pequeña dado que los momentos

mínimo y máximo exceden muy poco para los casos A, B, C, D y la torsión es relativamente pequeña. Se considera que el eje tiene un alto factor de seguridad para la fatiga.

Así mismo, la velocidad crítica del eje es muy alta y bastante superior a 2100 RPM, pues la deformación estática del eje en las volantes es mínima, debido al relativo poco peso de ellas y considerando la cercanía de sus cojinetes.

Diámetro de eje seleccionado

En el lado de la polea tendrá 63 mm. de diámetro y los siguientes diámetros serán determinados por los rodamientos.

4.4.7. Selección de Rodamientos

De acuerdo a la disposición de los apoyos en el eje y para conseguir un buen alineamiento y resistencia a la carga axial imprevista, los rodamientos tendrán que ser autoalineantes y de rodillos esféricos, pues soportan mejor las cargas de choque y las vibraciones que los de bolas.

Los cuatro rodajes se dispondrán en sus

alojamientos de tal manera que uno quede fijo (extremo izquierdo, que tomará la carga axial) y los otros tres sin topes en la pista exterior para eliminar defectos de fabricación, de montaje y permitir cierta dilatación en el eje. Los ajustes serán a presión fuerte en ambas pistas por el rodaje fijo y los otros tres llevarán un ajuste fuerte en el eje y uno medio en la pista exterior. Los rodamientos deberán tener juego interno radial C3 y llevarán agujeros en la parte central de la pista exterior para mejor alimentación de grasa (sufijo W33).

Reacciones Máximas en los Apoyos

$$R_1 = 901.30 \text{ Kg.}$$

$$R_2 = 1319.52 \text{ Kg.}$$

$$R_3 = 1159.00 \text{ Kg.}$$

$$R_4 = 763.35 \text{ Kg.}$$

Se observa que los apoyos interiores 2 y 3 llevan más carga radial que los externos, luego se usará un tipo de rodaje para los interiores y otro para los exteriores.

Apoyos Interiores 2 y 3

Selección

2 Rodamientos SKF No. 22215 C3-W33 diámetro

Selección

- 2 Rodamientos SKF No. 22215 C3-W33 diámetro de eje de 75 mm.
- Capacidad de Carga Dinámica = 13,400 Kg.
- Max. RPM (grasa) = 2,400 RPM
- Peso Unitario = 1.65 Kg.

Chequeo

- Carga Radial Máxima = 1,320 Kg.
- Duración Esperada = 15,000 horas (8 horas de servicio continuo al día, pero no siempre de operación completa).

Duración expresada en millones de revoluciones"L"

$$L = 60 \times 2100 \times 15,000 \times 10^6 = 1,890$$

Seguridad de Carga

$$C/P = (1890)^{0.3} = 9.61$$

Carga Equivalente Requerida

Para el rodamiento 22215, $e = 0.23$ y para $F_a/F_r \leq e$, se tiene $X = 1$ e $Y = 2.9$.

$$P = X F_r + Y F_a$$

$$P = 1 (1320) + 2.9 (0)$$

$$P = 1320 \text{ (Kg)}$$

Capacidad de Base Dinámica Requerida

$$C = 9.61 \times 1320 = 12,685.2 \text{ Kg.}$$

Como $C = 12,655.2$ es menor que $13,400$ Kg. que es la capacidad que tiene el rodaje seleccionado, la selección está OK.

Apoyos Exteriores 1 y 4

Selección

- 2 Rodamientos SKF No. 22213 CS-W33, diámetro de eje de 65 mm.
- Capacidad de Carga Dinámica: 12,500 Kg.
- Vel: RPM (grasa) : 2,800 RPM
- Peso Unitario : 1.45 Kg.

Chequeo

- Carga Radial Máxima : 202 Kg.
- Carga Axial Estimada: 100 Kg.
- Duración Esperada : 15,000 hrs.
- Duración Esperada en millones de Revoluciones "L" : 1590
- Seguridad de Carga C/P : 9.61

Carga Equivalente Requerida

Para el rodaje $e = 0.23$ $X = 1$ $Y = 2.9$

$$P = 1(202) + 2.9(100)$$

$$P = 1192 \text{ Kg.}$$

Capacidad de Base Dinámica Requerida

$$C = 9.61 \times 1192$$

$$C = 11.455 \text{ Kg.}$$

Como $C = 11.455 \text{ Kg.}$ es menor que $12,500 \text{ Kg.}$, que es la capacidad que tiene el rodaje seleccionado, la selección está OK.

4.4.8. Diseño de las Placas soporte de las Chumaceras de los Rodamientos

Para diseñar estas placas circulares, se tiene que garantizar la rigidez para una duración óptima y una vibración mínima de los rodajes. Se debe dar estabilidad elástica suficiente para que la frecuencia natural sea elevada. Esto se consigue haciéndolas de un espesor tal, que garantice estas condiciones y para lo cual he optado por un espesor de 19 mm.

Las placas circulares se amarrarán con pernos al rodillo y tendrán una forma especial, tal como se ve en los planos, que les permite entrar o salir del rodillo interior del rodillo sin dificultad.

Además se ha previsto en las placas unas platinas roladas, que irán soldadas y posteriormente torneadas para darle el centrado

dentro del rodillo.

4.5. Cálculo y Diseño del Sistema de Traslación

4.5.1. Diseño del Bastidor (Chasis Soporte de Motores)

Análogamente al diseño de las placas soporte de las chumaceras de los rodajes tratado en el acápite 4.4.8., el bastidor - chasis debe diseñarse por rigidez más que por resistencia. Se ha preferido un diseño tipo cajón abierto por la parte inferior, compuesto de dos placas laterales de plancha de acero grueso de $5/8''$ (16 mm), un tablero horizontal de plancha de $3/16''$ (4.5 mm) con refuerzos interiores de perfiles angulares que le confieren rigidez estática y dinámica. La parte frontal y posterior a base de plancha $3/16''$. En la parte inferior de las placas laterales irán empernados las chumaceras de las bocinas del sistema de traslación. Todo este cajón es desmontable, es decir, está empernado por facilidad de armado. Se consigue así, la rigidez necesaria para que la frecuencia natural del bastidor sea mayor que 2100 RPM, es decir, no entre en resonancia a la frecuencia de operación.

Sobre el tablero horizontal irán los motores eléctricos, apoyados en amortiguadores de jebe, así como también el tablero eléctrico.

En la parte posterior tiene la palanca de conducción con un brazo de palanca de 2.23 m. para poder maniobrar fácilmente el compactador cuando está vibrando. También van adosadas sendas llantas laterales de pequeño diámetro, que reducen la fatiga del operador. En la parte frontal tiene un parachoque de tubo de buen diámetro.

4.5.2. Cálculo de la Potencia de Traslación

Cálculo de las RPM del rodillo y RPM en el Motor Reductor

La velocidad de traslación del rodillo es de 2 Km/h (0.55 m/s). Las RPM del rodillo, se calculan con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{60,000 V}{\pi D} \quad (4.76)$$

n = RPM del rodillo

D = Dia. en mm. del rodillo

V = Velocidad en m/s

$$n = \frac{60,000 (0.55)}{\pi (650)} = 16.6$$

Como el rodillo girará a 16.6 RPM, será necesario contar con 2 pasos de cadena con reducción de 2 en cada paso, para seleccionar un motorreductor de 66.4 RPM (16.6 x 2 x 2).

Fuerza de Tracción necesaria para "tirar" el rodillo

Según datos de la casa Caterpillar, la fuerza necesaria para remolcar rodillos con patas de cabra pesados sobre materiales disgregados es de 225 Kg. por tonelada de rodillo remolcado.

Tero se sabe que un rodillo de patas de cabra ofrece mayor resistencia a la traslación que uno liso y en el Cuadro No. 11 se muestra que para una rueda lisa de fierro con cojinetes en palier sobre arena y grava disgregadas la resistencia a la rodadura es de 150 Kg/Ton. y para un suelo pegadizo con baches y desigualdades de 200 Kg/Ton.

Para el presente diseño, se tomará un valor promedio entre 150 y 200, es decir, 175 Kg/ten

con el cual se estimará la potencia de traslación.

También se debe preveer una pendiente superable de 10° , lo que da una fuerza adicional cuyo valor es de $1,200 \text{ sen } 10^\circ = 208 \text{ Kg}$.

Luego el peso total a movilizar W será de:

$$W = 1200 + 208$$

$$W = 1408 \text{ Kg.} = 1.41 \text{ TON.}$$

La fuerza de tracción será de:

$$F = K.W$$

Donde:

$$K = 175 \text{ Kg/Ton}$$

$$W = 1.41 \text{ Ton}$$

Luego:

$$F = 175 \times 1.41$$

$$F = 247 \text{ (Kg)}$$

Potencia necesaria

$$HP = \frac{F \times V}{76 \text{ no}}$$

Donde:

$F =$ Fuerza de tracción en Kg. = 247 Kg.

$V =$ Velocidad de traslación en m/s = 0.55 m/s

$\eta =$ Eficiencia de transmisión = 0.85

Luego:

$$HP = \frac{247 \times 0.55}{76 \times 0.85}$$

$HP = 2.10$

Luego la potencia a ser proporcionada por el motorreductor deberá ser mayor que 2.10 HP.

No se efectúa el cálculo por tiempo de arranque pues las revoluciones del rodillo son pequeñas comparadas con las del motor. El peso del rodillo es considerable comparado con la resistencia a la tracción y el coeficiente de fricción también es alto, luego, se tiene una buena adherencia para la tracción aún en el arranque, es decir, no habrá problemas de patinaje.

4.5.3. Selección del Motorreductor

Con la potencia de 2.1 HP y 66.4 RPM, se selecciona del catálogo Delcrosa un

motorreductor de engranajes helicoidales tipo U25-90L, que tiene una potencia de 2.4 HP y una velocidad de salida de 67 RPM, reducción de 25.725 y un peso de 52 Kg.

Considerando los 2 pasos de cadena, con reducción 2 cada paso para llegar al rodillo, la velocidad real de traslación del rodillo se calcula por:

$$V = \frac{\pi D n}{60,000}$$

$$D = 650 \text{ mm.}$$

$$n = 67/4 = 16.75 \text{ (RPM real del rodillo)}$$

$$V = \text{m/s}$$

$$V = \frac{\pi (650) (16.75)}{60,000}$$

$$V = 0.57 \text{ m/s} = 2.05 \text{ Km/h}$$

4.5.4. Cálculos y Selección del Sistema de Transmisión

En la Fig. No. 4.24 se observa el sistema de transmisión a partir de la salida del motorreductor compuesto de dos pasos de cadena con eje intermedio soportado por 2 chumaceras de pie.

Se procederá a calcular los 2 pasos de cadena, el eje intermedio y sus chumaceras. Se usará el Manual de Diseño del Ing. Juan Hori y el Catálogo Renold. Todas las tablas y figuras mencionadas, pertenecen al Manual del Ing. Hori.

a) Primer Paso de Cadenas

- Relación de transmisión = 2
- RPM del piñón = 67 (Del Motorreductor)
- RPM de la catalina = 33.5 (Del Contraeje)
- No. de dientes del piñón (asumido) = 19
(Z_p).
- No. de dientes de la catalina = $2 \times 19 =$
38 (Z_g).
- Factor de servicio = 1.3 (De tabla No. 3)
- Potencia transmitida = 2.4 HP
- Potencia de Diseño = $1.3 \times 2.4 = 3.12$ HP
- Potencia Nominal Equivalente = 3.12×1
= 3.12 HP.

De la Figura No. 1 y para 3.12 HP y 67 RPM del piñón se selecciona: CADENA ASASO - 1 (paso 1").

De la Tabla No. 1 para Cadena ASASO - 1 se extraen las siguientes características:

- Paso = 1"
- Carga de Rotura = 14,500 lbs. (Fu)
- Peso Promedio = 1.73 lb/pie
- Velocidad Máxima = 170 pie/min
(lubricación manual).
- Diámetros de Paso:

Piñón :

$$dp = \frac{1''}{\text{sen}(180/19)} = 6.076''$$

Catalina:

$$Dp = \frac{1''}{\text{sen}(180/38)} = 12.11''$$

Velocidad de Cadena:

$$V = \frac{\pi (6.076) (67)}{12} = 106.57 \text{ pie/min}$$

Como $V = 106.57 \text{ pie/min}$ es menor que 170 pie/min la cadena satisface el requerimiento de lubricación manual.

Fuerza de Tracción en la Cadena "F":

$$F = \frac{126,000 \text{ HP}}{dp \ n}$$

$$F = \frac{126,000 (2.4)}{(6.076) (67)}$$

$$F = 743 \text{ lbs (338 Kg.)}$$

Longitud de la Cadena: "Lp"

Distancia entre centros = 380 mm = 14.96"

$$Lp = 2 (C) + 0.53 (Zp + Zg) \quad (\text{pasos})$$

$$Lp = 2 (14.96) + 0.53 (19 + 38)$$

$$Lp = 60.13 \text{ pasos}$$

Luego la longitud aproximada de la cadena será de 60 pasos o sea 60 pulgadas = 1524 mm.

La selección del primer paso será de:

Cadena de paso 1" ASA-80, longitud de 1.60 m. con ruedas dentadas de 19 y 38 dientes.

b) Segundo Paso de Cadenas

- Relación de transmisión = 2
- RPM del piñón = 33.5 (Del Contraeje)
- RPM de la catalina = 16.75
- No. de dientes del piñón (asumido) = 19 (Zp).

- No. de dientes de la catalina = $2 \times 19 = 38$ (Z_g).
- Factor de servicio = 1.3 (De tabla No. 3)
- Potencia de Diseño = $1.3 \times 2.4 = 3.12$ HP
- Potencia Nominal Equivalente = 3.12

De la Figura No. 1 y para 3.12 HP y 33.50 RPM del piñón, se selecciona: CADENA ASA100-1 (paso 1.25").

De la Tabla No. 1 para Cadena ASA100-1 se extraen las siguientes características:

- Paso = 1.25"
- Carga de Rotura = 24,000 lbs. (F_u)
- Peso Promedio = 2.50 lb/pie
- Velocidad Máxima = 150 pie/min
(lubricación manual).
- Diámetros de Paso:

Piñón :

$$d_p = \frac{1.25''}{\text{sen}(180/19)} = 7.594''$$

Catalina:

$$D_p = \frac{1.25''}{\text{sen}(180/38)} = 15.137''$$

Velocidad de Cadena:

$$V = \frac{\pi (7.594) (33.50)}{12} = 66.60 \text{ pie/min}$$

Fuerza de Tracción en la Cadena:

Como la velocidad es baja la fuerza de tracción debe ser menor que $F_u/8$ ($24,000/8 = 3,000 \text{ lbs}$).

$$F = \frac{(126,000) (2.4)}{(7.594) (33.50)}$$

$$F = 1,188.68 \text{ lbs.}$$

Longitud de la Cadena: "Lp"

Distancia entre centros = 700 mm = 27.56"
= 22 pasos

$$L_p = 2 \times 22 + 0.53 (19 + 38)$$

$$L_p = 74 \text{ pasos} = 74 \times 1.25" = 92.5 \text{ pulg} = 2.35 \text{ m}$$

Luego la selección del segundo paso será
de:

Cadena de paso 1.25" ASA100, con una longitud de 2.40 m. con ruedas dentadas de 19 y 38 dientes.

c) Cálculo del Eje Intermedio y Chumaceras

En la Fig. No. 4.24 se muestra el eje intermedio con la posición de sus chumaceras y sus cargas de cadena .

Cálculo de Reacciones, Momentos Máximos y Torque

Plano Horizontal

$$M_A = 0$$

$$B_x (9.24) = 728 (4.13) + 594 (12.98)$$

$$B_x = 1160 \text{ lb}$$

$$F_v = 0$$

$$A_x = 162 \text{ lb.}$$

Momento Máximo en el punto B.

$$M_x = 594 \times 3.74 = 2221.56 \text{ lb} - \text{pulg.}$$

Plano Vertical

$$M_A = 0$$

$$B_y (9.24) = - 150 (4.13) + 1028 (12.98)$$

$$B_y = 1377 \text{ lb}$$

$$F_v = 0$$

$$A_y = - 499 \text{ lb.}$$

Momento Máximo en el punto B.

$$M_y = 1028 \times 3.74 = 3844.72 \text{ lb - pulg.}$$

Reacciones Máximas

En el punto B.

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

$$B = \sqrt{(1160)^2 + (1377)^2}$$

$$B = 1800 \text{ lbs. (818 Kg.)}$$

Momento Máximo

En el punto M.

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M = \sqrt{(2251.56)^2 + (3844.72)^2}$$

$$M = 4455 \text{ lb - pulg.}$$

Torque Transmitido

$$T = \frac{\text{HP (63,000)}}{n}$$

$$n: \text{RPM del contraeje} = 33.5$$

$$T = \frac{2.4 (63,000)}{33.5}$$

$$T = 4513.43 \text{ lb} - \text{pulg.}$$

Cálculo del Eje

Para un acero SAE 1020, eje con chaveteros, se tiene:

$$d^3 = \frac{16}{\pi (6000)} \sqrt{(KbM)^2 + (K_T T)^2}$$

$$\text{Para } Kb = K_T = 1.2$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (6000)} \sqrt{(1.2 \times 4455)^2 + (1.2 \times 4513.43)^2}$$

$$d = 1.86'' = 47 \text{ mm.}$$

Se tomará un diámetro de 50 mm. en el lado de las chumaceras, para seleccionar unas chumaceras de pie SY50J de 50 mm. de dia. interior.

Selección de las Chumaceras

Serán 2 chumaceras SY 50 FJ de diámetro 50 mm. con capacidad de carga dinámica de 2700 Kg.

Chequeo de Chumaceras

Carga Radial Máxima = 818 Kg.

Duración Esperada = 15,000 horas

Duración expresada en millones de revoluciones
"L"

$$L = 60 \times 33.5 \times 15,000 \times 10^6$$

$$L = 30.15$$

Seguridad de Carga:

$$C/P = (30.15)^{1/3} = 3.11$$

Carga Equivalente Requerida:

$$\begin{array}{l} F_a \\ \frac{F_a}{F_R} \leq e \\ F_R \\ X = 1 \\ Y = 0 \end{array} \left[\begin{array}{l} P = X (F_R) = 1 (818) \\ P = 818 \text{ Kg.} \end{array} \right.$$

Capacidad de base dinámica requerida:

$$C = 3.11 \times 818 \text{ Kg.}$$

$$C = 2545 \text{ Kg.}$$

Como $C = 2545 \text{ Kg.}$ es menor que 2700 Kg. que es la capacidad que tiene la chumacera seleccionada, la selección está OK.

4.5.5. Diseño del Eje Muñón Motriz y del Muñón - Chumacera

El conjunto se muestra en la Figura No. 4.25.

El eje muñón se encuentra encastrado a presión al muñón chumacera, con un ajuste de interferencia asegurado con puntos de soldadura.

El conjunto se encuentra sostenido por pernos que lo conectan al aro del neumático.

Las cargas que actúan sobre este conjunto son la fuerza de tracción en la cadena de paso 1.25" igual a 1193 libras (542 Kg.) y la reacción en la chumacera de apoyo del bastidor igual a 550 libras (250 Kg.) suponiendo que el bastidor pesa 1100 libras (500 Kg.)

Este conjunto debe ser lo más rígido posible para garantizar el trabajo de las bocinas de bronce, por eso se supondrá el caso crítico que el eje soporta toda la flexión ocasionada por las 2 cargas.

Torque Transmitido

$$T = \frac{HP (63,000)}{n}$$

$$n: \text{RPM de rodillo} = 16.75$$

$$T = \frac{2.4 (63,000)}{16.75}$$

$$T = 9027 \text{ lb} - \text{pulg.}$$

Tracción en la cadena Ft

$$Ft = \frac{2 T}{D}$$

$$Ft = \frac{2 (9027)}{15.137}$$

$$Ft = 1193 \text{ lbs} = 542 \text{ Kg.}$$

Momentos Máximos

$$M_1 = 542 \text{ Kg} \times 0.106 \text{ m} = 55.83 \text{ Kg-m} = 4836 \text{ lb-pulg.}$$

$$M_2 = 542 \text{ Kg}(0.165) - 250(0.059) = 74.68 \text{ Kg-m} = 6468 \text{ lb-pulg.}$$

Diámetro del Eje

Usando la fórmula de la ASME para un acero SAE 1020.

$$d^3 = \frac{16}{\pi (6000)} \sqrt{(K_b M)^2 + (K_r T)^2}$$

$$\text{Para } K_b = K_r = 1.5$$

$$d^3 = \frac{16 \times 1.5}{\pi (6000)} \sqrt{(6468)^2 + (9027)^2}$$

$$d = 2.42'' = 62 \text{ mm.}$$

Se dimensionará el eje con 72 mm. de diámetro en la sección de la bocanasa de la catalina y con 84 mm. en donde se encastra al muñón chumacera.

Cálculo del Espesor de la Placa de Amarre

Según la Fig. No. 4.26 la placa estará sometida a un momento $M = 6468 \text{ lb - pulg.}$ y se aplicará la fórmula para placas planas del Manual de Roark.

El caso será el de una placa simplemente apoyada con un momento central aplicado en el cubo (Caso 5).

$$S_{MAX} = \frac{3 M}{4\pi t^2 r_0} \left[1 + \left(\frac{m+1}{m} \right) \log \frac{2(a - r_0)}{Ka} \right]$$

$$K = \frac{0.49 a^2}{(r_0 + 0.7 a)^2}$$

Datos

$$M = 6468 \text{ lb - pulg.}$$

$$S_{MAX} = 10,000 \text{ PSI (Acero A-36)}$$

$$r_o = 140/2 = 70 \text{ mm} = 2.75 \text{ pulg.}$$

$$a = 270/2 = 135 \text{ mm} = 5.32 \text{ pulg.}$$

$$m = \frac{1}{u} = \frac{1}{0.3} = 3.33$$

$$m + 1 = 4.33$$

$$(a - r_o) = 5.32 - 2.75 = 2.57$$

$$\frac{m + 1}{m} = \frac{4.33}{3.33} = 1.30$$

$$K = \frac{0.49 (5.32)^2}{(2.75 + 0.7 \times 5.32)^2} = 0.33$$

El espesor mínimo será:

$$t^2_{MIN} = \frac{3M}{S_{MAX} \cdot 4\pi r_o} \left[1 + 1.30 \log \frac{2 (2.57)}{0.33 (5.32)} \right]$$

$$t^2_{MIN} = \frac{3(6468)}{(10,000)(4)(\pi)(2.75)} \left[1 + 1.30 \log \frac{2 (2.57)}{0.33(5.32)} \right]$$

$$t^2_{MIN} = 0.09$$

$$t_{MIN} = 0.30'' = 8 \text{ mm.}$$

Luego el espesor será de 16 mm. para darle mayor rigidez.

Cálculo de los Pernos de Amarre

Serán 6 los pernos que sostendrán el muñón chumacera. Los pernos inferiores críticos están sometidos a tracción por flexión, corte directo, corte por torsión.

* Tracción por Flexión

La fuerza que actúa en los pernos inferiores es:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{6468}{9.44} = 685 \text{ lbs.}$$

d = dia. del centro de agujeros = 240 mm = 9.44".

Como son 3 pernos inferiores en cada perno actúa.

$$f_T = \frac{685}{3} = 228 \text{ lbs. (104 Kg.)}$$

$f_T = 288 \text{ lbs} = 104 \text{ Kg.}$

* Corte Directo

$$f_{s1} = \frac{1193 - 550}{6} = 107 \text{ lbs. (49 Kgs.)}$$

* Corte por Torsión

Torque = $T = 9027 \text{ lb.-pulg.}$

Radio = $r = \frac{9.44}{2} = 4.72 \text{ pulg.}$

$$f_{c2} = \frac{T \times r}{\Sigma r^2} = \frac{T r}{6 r^2} = \frac{T}{6 r}$$

$$f_{c2} = \frac{9027}{6(4.72)} = 319 \text{ lbs.}$$

Corte Resultante en el Perno Crítico

$$f_c = \sqrt{f_{c1}^2 + f_{c2}^2}$$

$$f_c = \sqrt{(107)^2 + (319)^2}$$

$$f_c = 336 \text{ lbs.} = 153 \text{ Kg.}$$

Considerando que el perno tome el corte por un ajuste inadecuado, calcularé la carga equivalente por tracción y el diámetro con la fórmula de Seatons.

Carga Equivalente por Tracción "Fe"

Según el criterio de máximo esfuerzo cortante:

$$F_e = \sqrt{f_T^2 + 4 (f_c)^2}$$

$$F_e = \sqrt{(104)^2 + 4 (153)^2}$$

$$F_e = 323 \text{ Kg.}$$

Area de Esfuerzo

Con la fórmula de Seatons - Routhewaite

$$A_s = \left(\frac{6 Fe^{2/3}}{S_y} \right)$$

Para un acero SAE2 - $S_y = 36.6 \text{ Kg./mm}^2$

$$A_s = \left(\frac{6 \times 323^{2/3}}{36.6} \right)$$

$$A_s = 14.10 \text{ mm}^2$$

También:

$$A_s = \frac{Fe}{0.4 S_y}$$

$$A_s = \frac{323}{(0.4)(36.6)}$$

$$A_s = 22 \text{ mm}^2$$

De tablas el perno mín. que cumple estos requerimientos es el perno de 1/4" - 28 UNF, pero por el tamaño de los agujeros en el aro del neumático, se usarán 6 pernos de 1/2" - 20 UNF.

4.5.6. Diseño de las Bocinas del Sistema de Traslación

- Material : Bronce SAE 64
- Diámetro "D" : 110 mm. (11 cm.)
- Longitud "L" : 78 mm. (7.8 cm.)

- Carga "P" : 250 Kg.
- Presión Superficial Permisible: 40 Kg/cm²
(Acero - Bronce).

Carga Unitaria "p"

$$p = \frac{P}{(L)(D)}$$

$$p = \frac{250}{7.8 \times 11} = 2.9 \text{ Kg/cm}^2$$

Velocidad Tangencial

$$v = \frac{\pi(110)(16.75)}{60,000} = 0.10 \text{ m/s}$$

Disipación de Calor por Rozamiento

Debe cumplirse que: $Pn/L \leq 40,000$

P: en Kg.; L: en cm.; n: RPM

$$\frac{Pn}{L} = \frac{(250)(16.75)}{7.8} = 537.00$$

Luego de calcular estos parámetros, se observa que las máquinas trabajarán satisfactoriamente.

4.6. Cálculo de pesos reales y recálculo de la Fuerza Centrífuga y Contrapesos

Después de dimensionar todos los componentes y de trazar los planos de fabricación (incluidos al final de la tesis), se procederá a comprobar los pesos que habían sido estimados tanto para el rodillo como para el bastidor que se apoya en los neumáticos.

4.6.1. Peso del Bastidor y sus componentes "W2"

El peso del bastidor y sus componentes es igual a la carga sobre los neumáticos.

COMPONENTE	PLANO	CANT.	(Kg.) (Peso Unit.)	(Kg.) (Peso Total)
- Bastidor (Estruct.)	A2-RCV-11	01	232.50	232.50
- Motor	--	01	51.50	51.50
- Motorreduc- tor.	--	01	52.00	52.00
- Chumaceras	A3-RCV-7	02	20.50	41.00
- Eje Muñón Chumacera	A3-RCV-13	01	24.00	24.00
- Eje Intermedio	A3-RCV-16	01	8.15	8.15
- Bocinas	A3-RCV-6	02	4.12	8.24
- Muñón Chumacera	A3-RCV-8	01	13.91	13.91
- Piñones	--	02	---	13.30
- Catalinas	--	02	---	30.00
- Cadenas	--	02	---	13.00
- Folea Motriz	A3-RCV-5	01	8.00	8.00
- Chumaceras SY50FJ	--	02	2.75	5.50
- Palanca de accionam.	A1-RCV-3	01	19.50	19.50
				530.70
Tablero, Ferneria, Soportes, etc. (8%)				42.45
Peso del Bastidor W2:				573.15

La carga sobre cada uno de los neumáticos es de $573.15/2 = 286.58$ Kg., menor que 600 Kg. que es la capacidad de cada neumático. La carga real $W2$ difiere en 23% del peso estimado.

4.6.2. Peso del Rodillo "W1"

El peso del rodillo es igual al peso del rodillo propiamente dicho y de sus componentes adicionales:

COMPONENTE	PLANO	CANT.	(Kg.) (Peso Unit.)	(Kg.) (Peso Total)
- Rodillo (Cilindro)	A2-RCV-10	01	370.00	370.00
- Chumacera Ext.	A2-RCV-15	03	34.80	103.80
- Chumacera Int.	A2-RCV-14	03	13.80	37.80
- Volante y C.P.	A3-RCV-12	02	29.51	59.03
- Eje de Volantes	A3-RCV-4	01	57.00	57.00
- Polea Conducida	A3-RCV-5	01	6.10	6.10
- Rodajes	--	01	---	6.20
- Tapas de Chumaceras	--	01	---	22.00
- Neumáticos	--	02	---	40.00
				767.83
Ferrería y otros (5%)				38.35
Peso del Rodillo W1:				806.23

El peso $W1$ es de 806.23 Kg. que difiere en un 8% con el peso estimado en 750 Kg.

4.6.3. Recálculo del Peso Total del Compactador

El peso total se ha incrementado en un 14%, con respecto a la estimación de 1200 Kg. Resultando ser de $306.27 + 573.15 = 1,379.42$ Kg., con este nuevo valor se mejora la carga estática lineal a $1379.42 \text{ Kg.} / 124 \text{ cm.} = 11.13 \text{ Kg/cm.}$

4.6.4. Recálculo de la Fuerza Centrífuga y Contrapesos

Con el peso real del compactador $W = 1380$ Kg., se procederá a recalcular la fuerza centrífuga, usando la expresión (4.29) e igualándola a C.B.

$$F_c = \frac{(W) (x) (f)^2}{(248.3) (2.8)}$$

$$F_c = \frac{(1380 \text{ Kg})(0.6 \text{ mm})(35)^2}{(248.3) (2.8)}$$

$$F_c = 1,460 \text{ Kg.}$$

En cada volante la fuerza centrífuga será de $F = 1460/2 = 730 \text{ Kg.}$ A partir de la expresión (4.26) se deduce:

$$W_r = \frac{F \cdot g}{w^2} \quad (4.77)$$

También de (4.57) $W_r = 2\bar{y}_i W_i$ y relacionándolo con (4.77) se despeja el peso del contrapeso W_i .

$$2\bar{y}_i W_i = \frac{F \cdot g}{w^2}$$

$$W_i = \frac{F \cdot g}{2\bar{y}_i w^2} \quad (4.78)$$

Reemplazando valores con $\bar{y}_i = 9.42$ cm:

$$W_i = \frac{730 (981)}{2(9.42) (220)^2}$$

$$W_i = 0.785 \text{ (Kg.)}$$

Esto equivale a una placa de espesor de 0.29 pulgadas que no es comercial y por eso lo se reemplazará con una placa de 5/16" (0.31 pulgadas) que tiene un peso $W_i = 0.840$ Kg.

Peso del conjunto volante y 2 contrapesos de 5/16 "W"

$$W = W_v + 2W_i$$

$$W_v = 28.84 \text{ Kg.}$$

$$W = 28.84 + 2 (0.84)$$

$$W = 30.52 \text{ Kg.}$$

Radio de excentricidad "r"

A partir de (4.57)

$$r = \frac{2 y_i \cdot W_i}{W}$$

$$r = \frac{2 (9.42) (0.84)}{30.52}$$

$$r = 0.52 \text{ cm.} = 5.2 \text{ mm.}$$

Fuerza Centrifuga Real

$$F = \frac{W}{g} w^2 r$$

$$F = \frac{30.52}{9.81} (220)^2 (0.52)$$

$$F = 783 \text{ Kg. (Por volante)}$$

La fuerza centrífuga total F_0 será $2(783) =$
1566 Kg.

$$F_0 = 1566 \text{ Kg.}$$

4.7. Pruebas de campo efectuadas con el compactador

La máquina en operación normal emplea 4 contrapesos de $5/16''$ (7.93 mm) colocados 2 en cada volante. El radio de excentricidad es de 5.2 mm. El eje de las volantes gira a 2100 RPM, originando una fuerza centrífuga total de 1566 kg. y de 783 Kg. por volante.

Para observar el comportamiento de la máquina se fabricaron adicionalmente 4 contrapesos de $1/8''$ (3.2 mm) y 4 de $3/16''$ (4.5 mm) para ir variando la amplitud nominal.

También se fabricó 3 poleas motrices adicionales con diámetros de paso de 105, 123 y 146 mm. para lograr velocidades en el eje de volantes de 1350, 1600 y 1900 RPM, respectivamente.

Se calcularán las fuerzas centrífugas, con cada uno de los contrapesos a la velocidad de 2100 RPM y para otras velocidades se tabularán en el Cuadro No. 12.

Variación de Fuerzas Centrífugas a la RPM = 2100

Con las condiciones iniciales $F_0 = 1566$ Kg. y $r = 5.2$ mm., se calcularán las variaciones de F_0 que resultan al agregar contrapesos adicionales a la volante original de peso " W " igual a 30.52 Kg. Con el nuevo peso de las volantes " W_n " y el nuevo radio de

excentricidad "r_n" se calcula la nueva Fuerza Centrífuga F_n.

Cálculo de r_n

$$r_n = \frac{y_1 (\sum w_1)}{W + w_n}$$

$$W = 30.52 \text{ Kg.}; y_1 = 94.29 \text{ mm}; \sum w_1 = 1.68 + w_n$$

$$r_n = \frac{94.29 (1.68 + w_n)}{30.52 + w_n} \quad (4.79)$$

w_n : Peso de contrapesos adicionales en Kg.

r_n : Nuevo radio de excentricidad en mm.

Cálculo de la Fuerza Centrífuga

$$F_0 = m w^2 r$$

$$F_n = \left(\frac{F_0}{W r} \right) W_n r_n$$

$$F_n = \frac{1566}{(30.52)(5.2)} \cdot W_n r_n$$

$$F_n = 9.86 W_n r_n \quad (4.80)$$

Donde: W_n = 30.52 + w_n

Haciendo los cálculos para los otros casos:

Caso No. 2: 2 Contrapesos de 5/16" + 2 Contrapesos de 1/8" (por volante)

$w_n = \text{Peso de 2 contrapesos de } 1/8" = 0.676 \text{ Kg.}$

Aplicando (4.79):

$$r_n = \frac{94.29(1.68 + 0.676)}{30.52 + 0.676}$$

$$r_n = 7.12 \text{ (mm)}$$

Aplicando (4.80):

$$F_n = 9.88 (30.52 + 0.676) (7.12)$$

$$F_n = 2190 \text{ Kg.}$$

Caso No. 3: 2 contrapesos de 5/16" + 2 Contrapesos de 3/16" (por volante).

$w_n = \text{Peso de 2 contrapesos de } 3/16" = 1.014 \text{ Kg.}$

Aplicando (4.79):

$$r_n = \frac{94.29 (1.68 + 1.014)}{30.52 + 1.014}$$

$$r_n = 8.00 \text{ (mm)}$$

Aplicando (4.80):

$$F_n = 9.86 (30.52 + 1.014) (8.0)$$

$$F_n = 2437 \text{ Kg.}$$

Caso No. 4 2 contrapesos de 5/16" + 2 contrapesos de 1/8" + 2 contrapesos de 3/16"

w_n = Peso de 2 contrapesos de 3/16" + 2 contrapesos de 1/8".

$$w_n = 1.014 + 0.676 = 1.69 \text{ Kg.}$$

Aplicando (4.79):

$$r_n = \frac{94.29 (1.68 + 1.69)}{30.52 + 1.69}$$

$$r_n = 9.86 \text{ (mm)}$$

Aplicando (4.80):

$$F_n = 9.86 (30.52 + 1.69) (9.86)$$

$$F_n = 3135 \text{ Kg.}$$

Variación de Fuerzas Centrífugas a diferentes RPM

Para otras RPM basta multiplicar los valores de las fuerzas centrífugas obtenidas anteriormente para 2100

RPM por $K = (n/2100)^2$, siendo "n" la nueva RPM. Por ejemplo para 1900 RPM el factor de corrección será $K = (1900/2100)^2 = 0.82$ y los valores de fuerzas centrífugas serán:

Para 2 CP 5/16" (Caso 1):

$$F_0 = 1566 K = 1566/(0.82) = 1284 \text{ Kg.}$$

Para 2 CP 5/16" + 2 CP 1/8" (Caso 2):

$$F_0 = 1794 K = 1799 \text{ Kg.}$$

Para 2 CP 5/16" + 2 CP 3/16" (Caso 3):

$$F_0 = 2457 K = 2039 \text{ Kg.}$$

Para 2 CP 5/16" + 2 CP 1/8" + 2 CP 3/16" (Caso 4):

$$F_0 = 3135 K = 2570 \text{ Kg.}$$

Similarmente se calculan para cualquier velocidad. En el Cuadro No. 12 se muestran para 1350 y 1600 RPM.

Observaciones y Comentarios de las Pruebas efectuadas

- 1) A 1600 RPM, el compactador vibró estrepitosamente, entró en resonancia y el operador no pudo controlarlo. Se comprobó lo calculado teóricamente con una aproximación del 6% por exceso.
- 2) A 2100 RPM sólo se varió el contrapeso según el caso 2, pues se sabía que la carga máxima que podía

soportar el eje era de 2190 Kg. La operación fue normal y fácil de controlar por el operador.

- 3) A 1900 RPM se seleccionó los contrapesos de manera que la fuerza centrífuga no excediera de 2190 Kg., la operación fue normal.
- 4) A 1500 RPM el comportamiento fue normal.
- 5) A 2100 RPM se chequeó el amperaje del motor de vibración indicando 15 Amperios, de la cual se desprende que la potencia transmitida en el sistema de vibración es del orden de:

$$HP = \frac{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \phi \cdot n}{746}$$

$$V = 220 \text{ V}$$

$$I = 15 \text{ A}$$

$$\cos \phi = 0.83 \text{ (Factor de Potencia)}$$

$$n = 84\% \text{ (Eficiencia del Motor)}$$

$$HP = \frac{\sqrt{3} (220)(15)(0.83)(0.84)}{746}$$

HP = 5.33

Concluyéndose que el valor estimado de 7HP para la potencia transmitida estaba correcto.

- 6) A 2100 RPM también se chequeó el amperaje del motor

de traslación indicando 6.0 A luego la potencia transmitida es:

$$HP = \frac{1.35 (220)(6.0)(0.78)(0.79)}{746}$$

$$n = 0.79$$

$$\cos\phi = 0.78$$

HP = 1.89

Concluyéndose que el valor estimado de 2.10 HP para la potencia transmitida era correcto.

- 7) Los tiempos de arranque para ambos motores fueron correctos.
- 8) La presión de inflado de los neumáticos fue de 30 PSI. Se observó que si las presiones de ambos neumáticos no era igual, entonces el rodillo hacia un movimiento vibratorio especial, desplazándose siguiendo una dirección axial y girando alrededor de si mismo.
- 9) Se usó grasa Mobilplex 48.
- 10) Por mal montaje de los neumáticos, pues uno de ellos no habia llegado a su tope, el bastidor se desplazó axialmente, cuando se arrancó el motor de vibración. Esto se corrigió lainando entre el bastidor y una chumacera de traslación.

- 11) Por no contar con aparatos para medir vibraciones, no se evaluaron las amplitudes reales, pero se comprobó al "tacto" la vibración del suelo y bastidor. El rodillo compactó bien en 4 pasadas una tongada de material de afirmado de 20 cm.
- 12) Se observó que al arrancar el motor de traslación arrastraba la palanca de accionamiento, haciéndola girar. Se corrigió la posición de las engrasadoras que estaban mal ubicadas en la parte superior de la chumacera (zona cargada), colocándolas en la parte inferior (zona descargada).
- 13) Se comprobó que el compactador no necesitaba freno para detenerse en su movimiento de traslación.
- 14) El Cuadro No. 12 es importante para el operador, pues en muchos casos se necesita regular la amplitud ó la frecuencia, para obtener mejores resultados.

4.8. Recálculo de las frecuencias críticas y amplitudes teóricas

Con la relación $M2/M1 = W2/W1 = 0.71$ y con la frecuencia de resonancia encontrada en la práctica de alrededor de 1600 RPM (167.43 rad/seg) han variado los valores calculados en el acápite 4.3.3. Se harán los siguientes recálculos.

Constante de resorte del suelo K_1

$$\omega_1 = 167.43 \text{ rad/s} = 1600 \text{ RPM}$$

$$\omega_1 = f \frac{K_1 (g)}{W_1}$$

Despejando:

$$K_1 = \frac{\omega_1^2 \cdot W_1}{g}$$

Reemplazando valores:

$$K_1 = \frac{(167.43)^2 \cdot 806.27}{980}$$

$K_1 = 23.063 \text{ Kg/cm} = 2306 \text{ Kg/mm.}$
--

Frecuencias de Resonancia

$$\omega_{01} = \omega_1 = 167.43 \text{ rad/seg} (1600 \text{ RPM})$$

$$\omega_{02} = \omega_2 = 26.15 \text{ rad/seg.}$$

Amplitudes

Siguiendo la secuencia de cálculos dados en la sección 4.3.3. se llega a los siguientes resultados:

Rodillo : $X_1 = \dots 0.95 \text{ mm.}$

Bastidor: $X_2 = 0.0135 \text{ mm.} = 0.0005 \text{ pulgadas}$

De estos resultados se observa que la amplitud teórica del rodillo ha disminuido, lo mismo sucede con el valor de la amplitud del bastidor que es de 0.0005 pulgadas, mejorando así el confort del operador (Ver figura No. 4.13).

4.9. Estimación de la producción y energía transmitida al suelo

Producción de una Máquina de Compactación

La producción de una máquina de compactación en un suelo dado y para un peso específico fijado como objetivo, es el número de metros cúbicos que el compactador puede conseguir con este peso específico en la unidad de tiempo (en general a la hora).

Si se fija la velocidad de traslación en "V" y se comprueba que se necesitan "N" pasadas para obtener el peso específico seco fijado a una profundidad "e", siendo "l" el ancho que cubre la máquina, la producción P será:

$$P = \frac{V e l}{N} \quad (4.81)$$

La Wacker Corporation, asegura que sus compactadores llegan a la densidad especificada por

Proctor en 3 ó 4 pasadas estando el suelo a la humedad óptima.

Según la BOMAG para un compactador similar al presente diseño, por ejemplo el BW75ADL de peso estático y frecuencia similar, en suelos cohesivos se recomienda 4 pases para espesores de hasta 20 cm. y en suelos granulares 4 pases para espesores de hasta 30 cm.; también se recomienda 6 pases para suelos cohesivos de hasta 30 cm. de espesor y 6 pases en suelos granulares de hasta 40 cm. de espesor (Ver Cuadros Nos. 18 y 19 en el Apéndice). Estos datos son referenciales y tienen que ser chequeados en la obra.

a) Producción para Suelos Granulares

Se estimará la producción normal del rodillo compactador para compactar un espesor de material granular de 15 cm. ($e = 0.15 \text{ m}$) en 4 pases ($N = 4$), siendo $V = 0.57 \text{ m/s}$ y $l = 1.24 \text{ m}$, aplicando (4.8) se tiene:

$$P = \frac{(0.57 \text{ m/s})(0.15 \text{ m})(1.24 \text{ m})}{4} \times 3,600 \frac{\text{s}}{\text{h}}$$

$$P = 95.4 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Aunque teóricamente debería llegarse a una

producción máxima de 30 cm. en 4 pases en suelos granulares, con lo cual se tendría:

$$P = \frac{(0.57)(0.3)(1.24)}{4} \times 3,600$$

$$P_{\max} = 191 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Los valores de producción son teóricos y deberán ser afectados por los siguientes factores de eficiencia:

$n = 0.80$ Excelente

$n = 0.75$ Buena

$n = 0.70$ Promedio

b) Producción para Asfalto

Para la compactación de asfalto se recomiendan 4 pases para espesores de hasta 100 mm. (50 y 100 mm) y 6 pases para espesores de 150 mm. No es recomendable dar 6 pases a capas de 50 y 100 mm. de espesor.

La producción máxima en 4 pases será:

$$F = \frac{(0.57)(0.10)(1.24)}{4} \times 3,600$$

$$F = 6.1 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Energía Transmitida al Suelo

Se calculará la energía que transmite teóricamente el rodillo al suelo en $\text{Kg-m}/\text{m}^3$ para compararla con la energía utilizada en el ensayo Proctor del laboratorio.

$$\begin{aligned} \text{Fuerza que golpea el Suelo} &= \text{Peso Estático} + \text{Fza. Centrifuga} \\ &= 1380 + 1566 \\ &= 2946 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Altura que cae el rodillo en metros.} &= 2 \text{ (Amplitud Nominal)}/1000 \\ &= 2 \text{ (0.6)}/1000 \\ &= 1.2 \times 10^{-3} \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{No. de golpes por hora (en 4 pases)} &= \frac{2100 \text{ Golpes} \times 60 \text{ min/hora} \times 4 \text{ pases}}{\text{min}} \\ &= 504,000 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Energía Total Transmitida al Suelo en 1 hora y en 4 pases.} &= 2946 \times 1.2 \times 10^{-3} \times 504,000 \\ &= 1,781,741 \text{ Kg - m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Producción normal en 1 hora.} &= 95.4 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Energía expresada en $\text{Kg-m}/\text{m}^3$.

$$E = \frac{1,781,741 \text{ Kg-m}}{95.4 \text{ m}^3}$$

$$E = 18,677 \text{ Kg-m/m}^3$$

Si se compara este valor con el obtenido en el ensayo Proctor Standard, que es de $60,579 \text{ mKg/m}^3$ se puede visualizar mejor la influencia de la vibración en la compactación.

4.10 Sistema de alimentación general de corriente eléctrica y tablero de control eléctrico

La alimentación general de corriente eléctrica será trifásica de 220 V. y 60 Hz. Se dispondrán de tomas de fuerza cada 60 metros máximo (que en plantas industriales son por lo general normales). En cada toma de fuerza deben preverse 3 fusibles NH de 80 A.

El rodillo compactador contará con un carrete enrollador de 30 metros de cable eléctrico, que le permitirá cubrir una longitud máxima de compactación de 60 metros sin cambio de posición de la toma de fuerza.

Sobre el bastidor - chasis del rodillo, irá un tablero eléctrico con dos sistemas de contactadores independientes, uno para el motor de vibración y otro para la traslación. El tablero irá soportado por amortiguadores de jebe. El sistema de control para

este tablero autosoportado será por mando de botoneras que irán dispuestas en el extremo de la palanca de conducción al alcance del operador.

4.10.1 Selección del cable de alimentación general

Del catálogo de Motores Delcrosa, la corriente a plena carga a 220V de cada uno de los motores es la siguiente:

Motor 3HP x 1740 -- 25.0 Amperios $\text{Cos } \phi = 0.83$

Motor 2.4HP x 1720 -- 7.6 Amperios $\text{Cos } \phi = 0.78$

Según el Código Eléctrico del Perú, cuando se tiene varios motores la carga total debe calcularse incrementando un 25% la corriente de plena carga del motor de mayor potencia y sumándole la corriente a plena carga de los otros motores. La corriente total a considerar para el cálculo de la sección de los conductores será por lo tanto:

$$I = (25 \times 1.25) + 7.6$$

$$I = 38.85 \text{ A}$$

Para una temperatura máxima de 35°C del ambiente el factor temperatura $T_r = 0.91$, también para cables que trabajan enrollados en carretes ó tambores (Soldaflex, Biplastoflex o

Extraflexibles) el factor de corrección es para 2 capas de carrete: $T_c = 0.65$.

Luego, para seleccionar el cable, se necesita la siguiente capacidad de corriente:

$$I_s = \frac{38.85}{0.91 \times 0.65} = 66 \text{ A}$$

Se selecciona un cable tripolar AWG 6, cada cable de sección transversal de 13.30 mm^2 que puede conducir 63 A para instalaciones a la interperie.

Caída de Tensión

En el caso de fuerza motriz, la caída de tensión no deberá ser mayor que el 5% de la tensión de trabajo.

Para un cable 6 AWG y con un $\text{Cos } \phi = 0.8$ la caída de tensión es de 2.42 mv/Am (milivoltio por Amperio metro).

$$\text{Caída de Tensión} = \frac{2.42 \times 30 \text{ m.} \times 38.85 \text{ A}}{1000 \text{ milivoltios/voltio}} = 2,82 \text{ V}$$

Como 2,82 V es menor que 11 voltios (= 5% x 220V) la selección del calibre está correcta.

Del Catálogo INDECO la selección será:

30 metros de cable vulcanizado Extra flexible tipo NPT de 3 x 6 AWG - INDECO + Carrete con Resorte de Retorno.

4.10.2. Sistema de control para el motor de vibración

El sistema de control usado para este motor, que tendrá un solo sentido de giro será el conocido como "Control de tres Alambres" ó "Protección contra falta de Voltaje o bajo Voltaje", que se muestra esquemáticamente en la Fig. 4.27. Es un esquema de control que opera de la siguiente manera: cuando se oprime el botón de arranque el circuito se completa a través de la bobina (M), y se cierran los contactos en M. Cuando se libera este botón, la bobina se debe desconectar, excepto el contacto de retención en M, también llamado de sello. Con el contacto cerrado, el circuito continúa completo a través de la bobina. Si se oprime el botón de parada, se interrumpe el circuito, la bobina pierde su energía y se abren los contactos en M. Cuando se libera el botón de parada, el circuito permanece abierto porque

los contactos de retención y el botón de arranque se encuentran abiertos. El botón de arranque tendrá que oprimirse nuevamente para completar el circuito. La operación del dispositivo de sobrecarga tendrá el mismo efecto. Si falla la alimentación de voltaje, el circuito debe desconectarse y, al retornar la alimentación, el circuito debe permanecer abierto hasta que se oprima de nuevo el botón de arranque. Esto se conoce como liberación por falta de voltaje y protege al operario y al equipo.

En la Fig. 4.28 se muestran los tres alambres que conectan el dispositivo piloto con el arrancador.

Será necesario adquirir un contactor directo con relé térmico incorporado, de 40 Amperios y dos pulsadores, uno de arranque y otro de parada por el sistema de control. La selección será a partir del Catálogo Telemecanique.

<p>1 Contactor Telemecanique PLC 1 - 040 de 40 Amperios - 220 V y 2 pulsadores.</p>

4.10.3. Sistema de control para el motorreductor de traslación

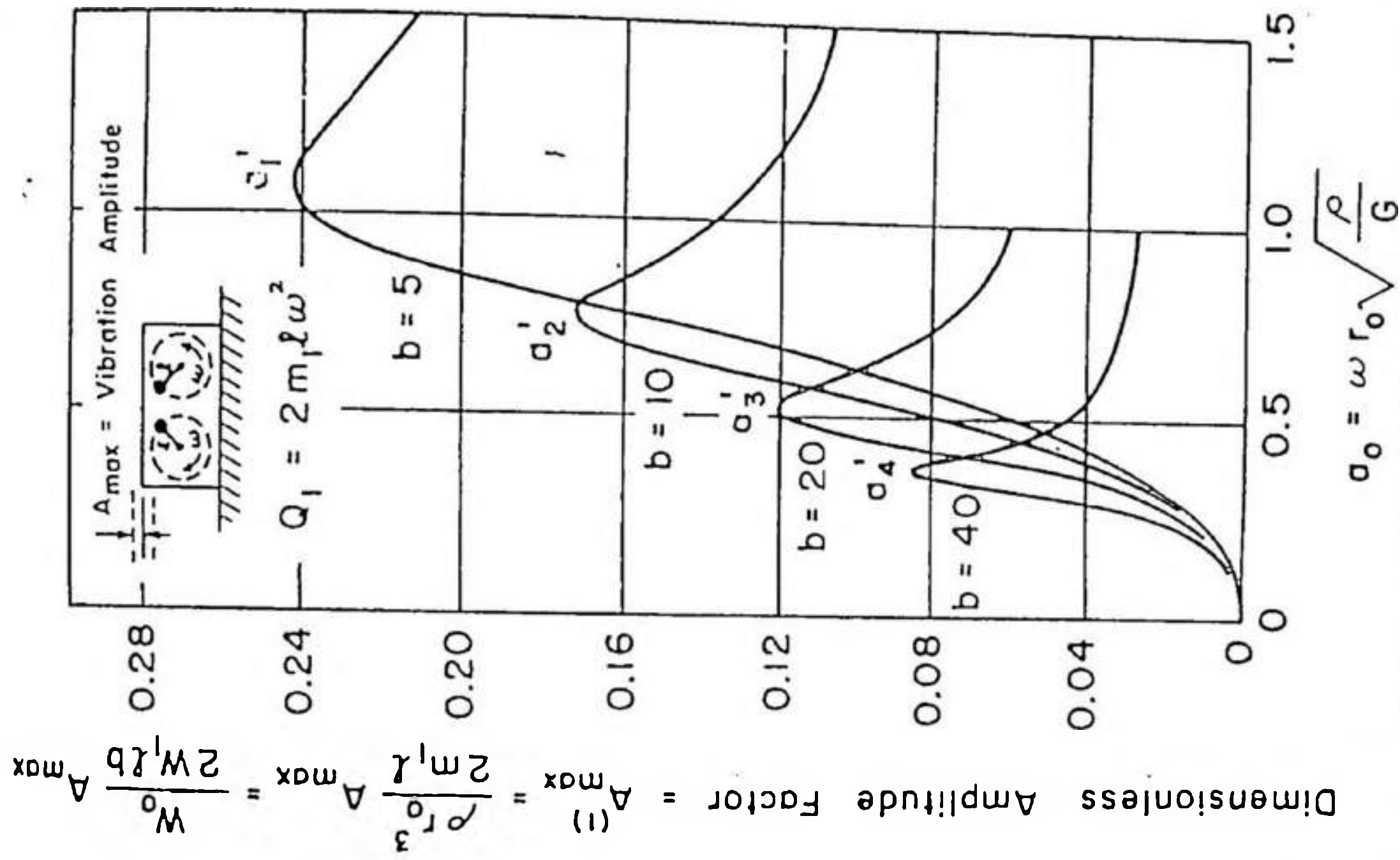
Como la traslación será hacia adelante y hacia atrás, será necesario un sistema de control de tres alambres con arrancador reversible que pueda hacer girar al motor en los 2 sentidos, esto se logra mediante dos contactores electromagnéticos "a" y "b" (Ver Fig. No. 4.29). La maniobra se efectúa mediante una breve presión de los botones de arranque A y B, la parada se hace mediante el botón H. Cada contactor tiene un contacto de reposo y otro de trabajo. La corriente de la bobina del contactor "A" es conducida a través del contacto de reposo "a" y reciprocamente para que nunca puedan conectarse a la vez. También el contacto de trabajo mantiene la corriente de la bobina conectada aún después de soltar y desconectar el botón de arranque.

A partir del Catálogo Telemecanique se selecciona:

<p>1 Contactor Inversor Telemecanique PLCI-D12 de 12 Amperios - 220 V y 3 pulsadores.</p>

CAPITULO 4

ILUSTRACIONES Y CUADROS

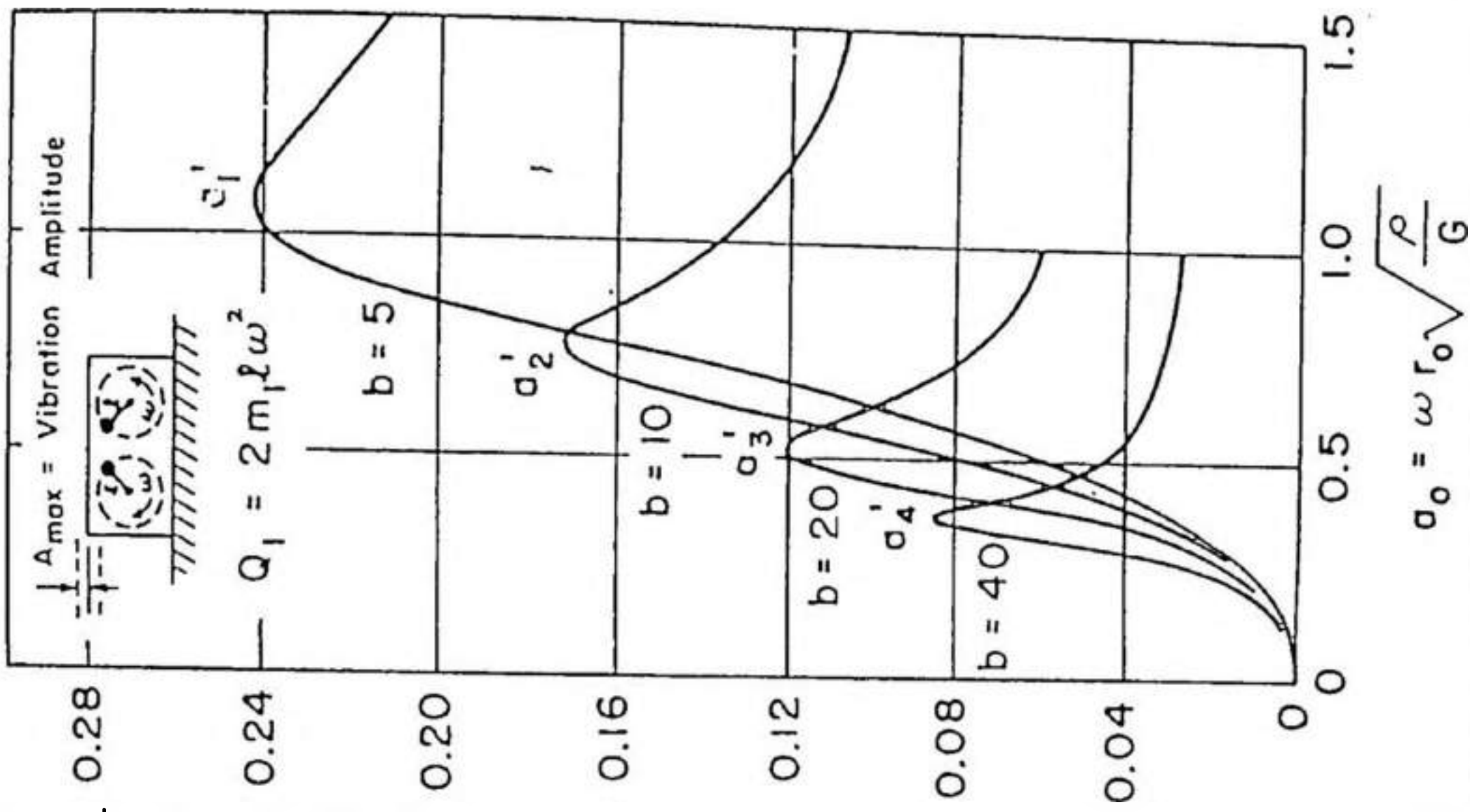


(a) For Constant Amplitude of Exciting Force (oscilador de fuerza constante)

Dimensionless Amplitude Factor = $\frac{A_{max}}{2W_1 b}$

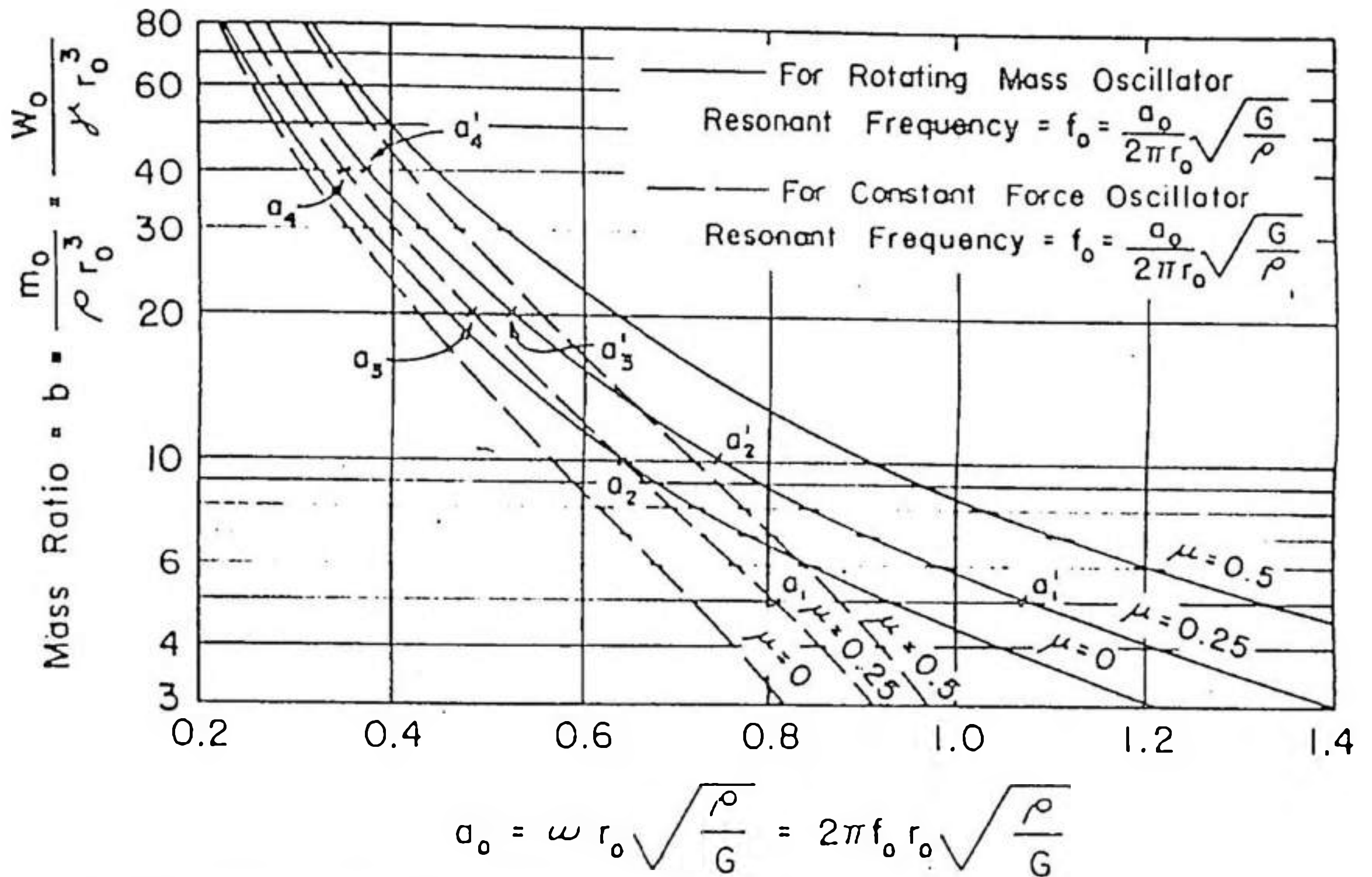
(i) $\frac{A_{max}}{2W_1 b} = \frac{2m_1 l}{\rho r_0 a}$

(ii) $\frac{A_{max}}{2W_1 b} = \frac{2m_1 l}{\rho r_0 a}$

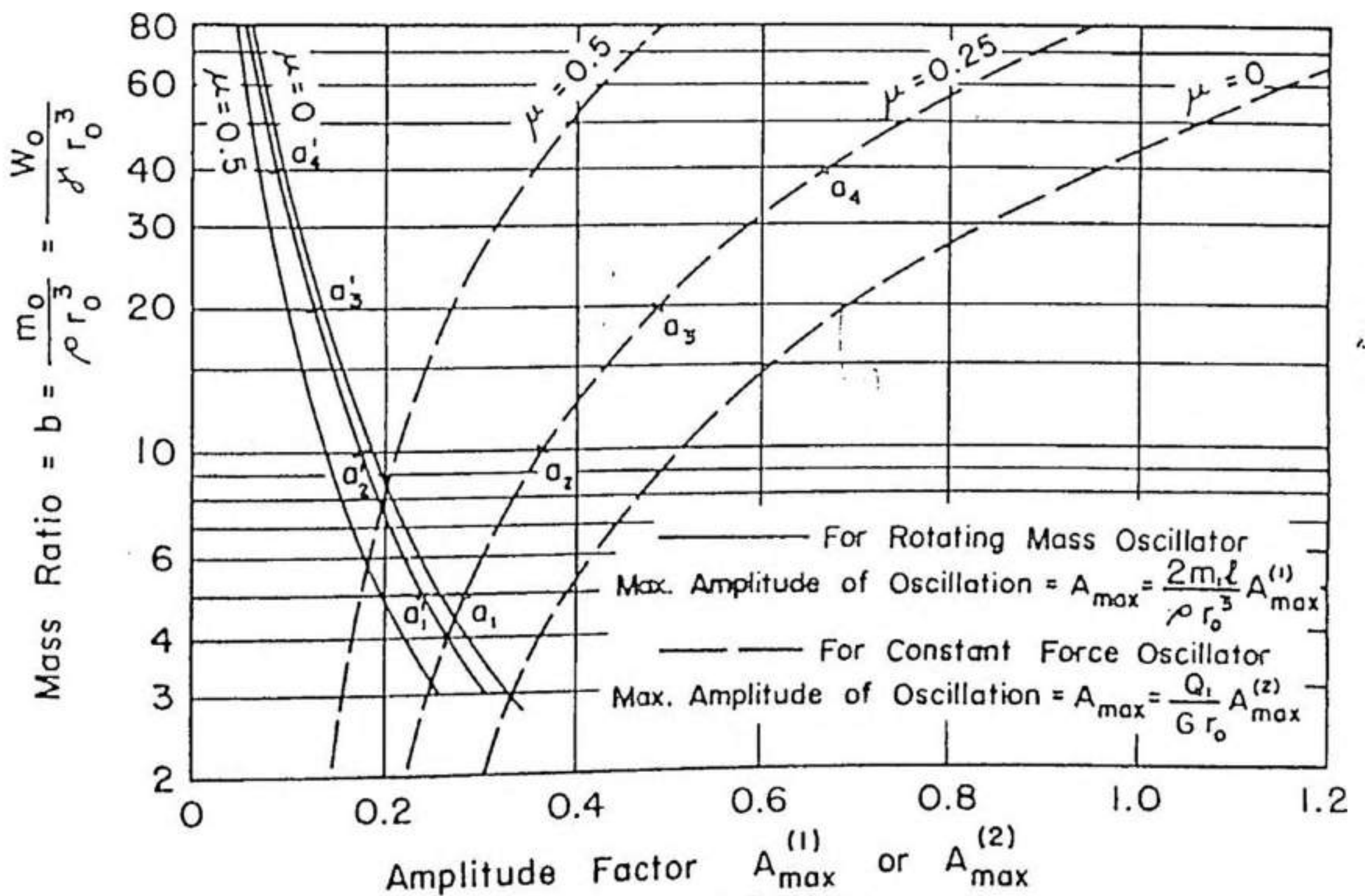


(b) For Exciting Force Amplitude Dependent upon the Exciting Frequency (oscilador de masa rotante).

Figura No 4-01.- Amplitud vs frecuencia para un oscilador de base rígida sobre un medio elástico semi-infinito ($\mu=0.25$).



(a) Mass Ratio vs. Frequency Factor Relations



(b) Mass Ratio vs. Amplitude Factor Relations

Figura N° 4.02.- Características de las oscilaciones verticales para un oscilador de base rígida sobre un medio elástico semiinfinito.

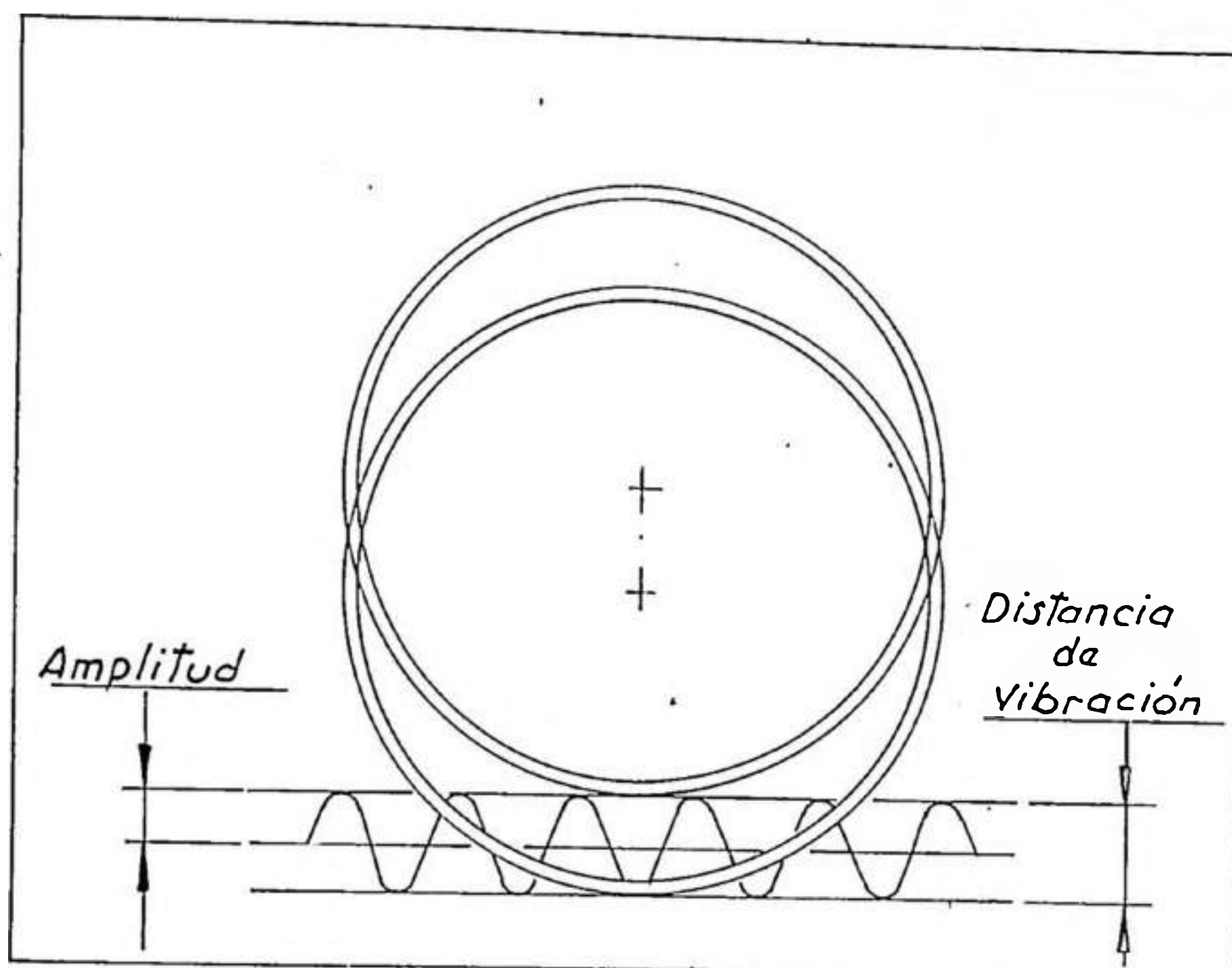


Figura No 4.03.- Cilindro vibratorio mostrando la amplitud nominal.

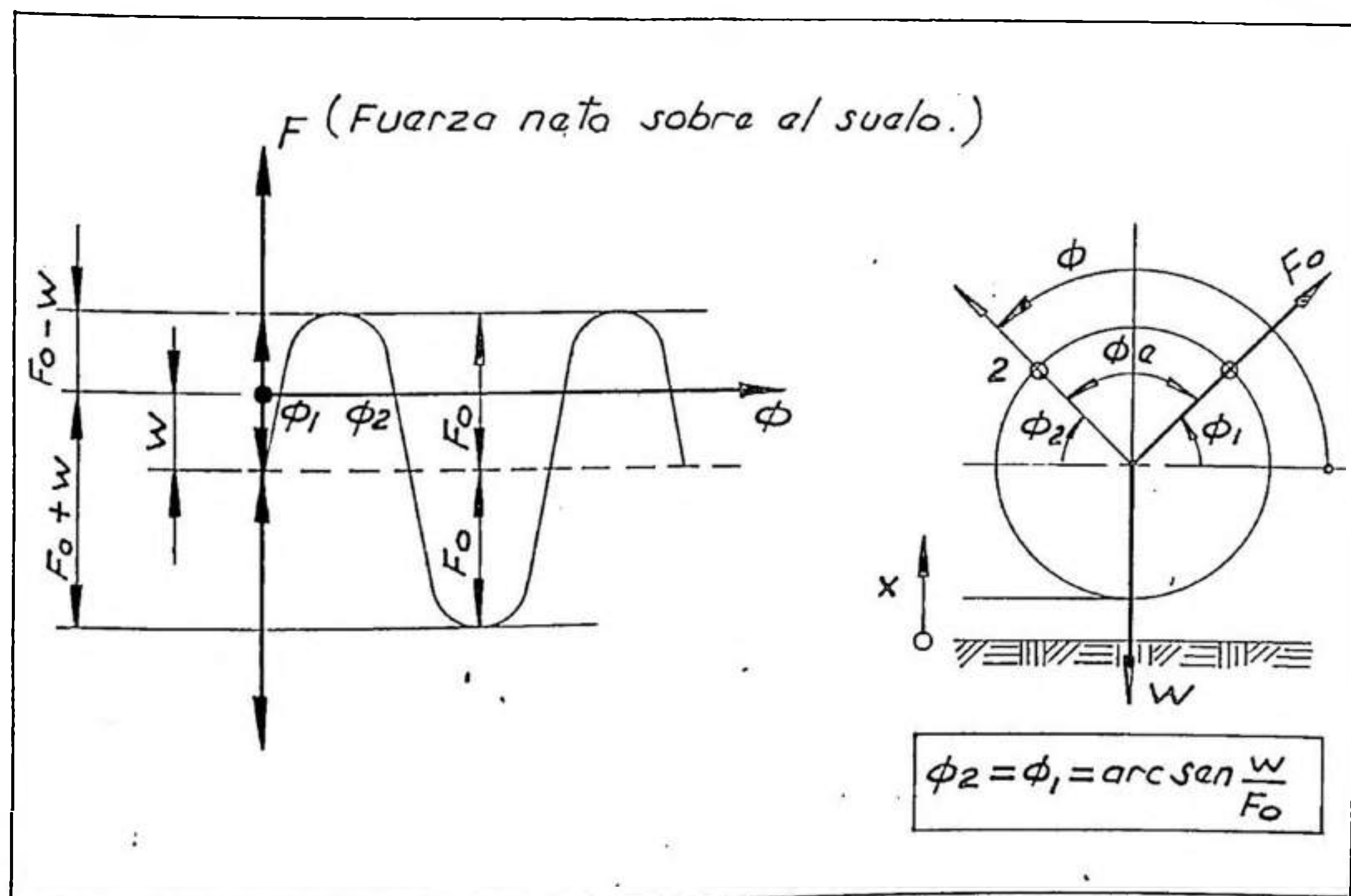


Figura No 4.04.- Nomenclatura para al cálculo de la amplitud teorica del cilindro vibratorio.

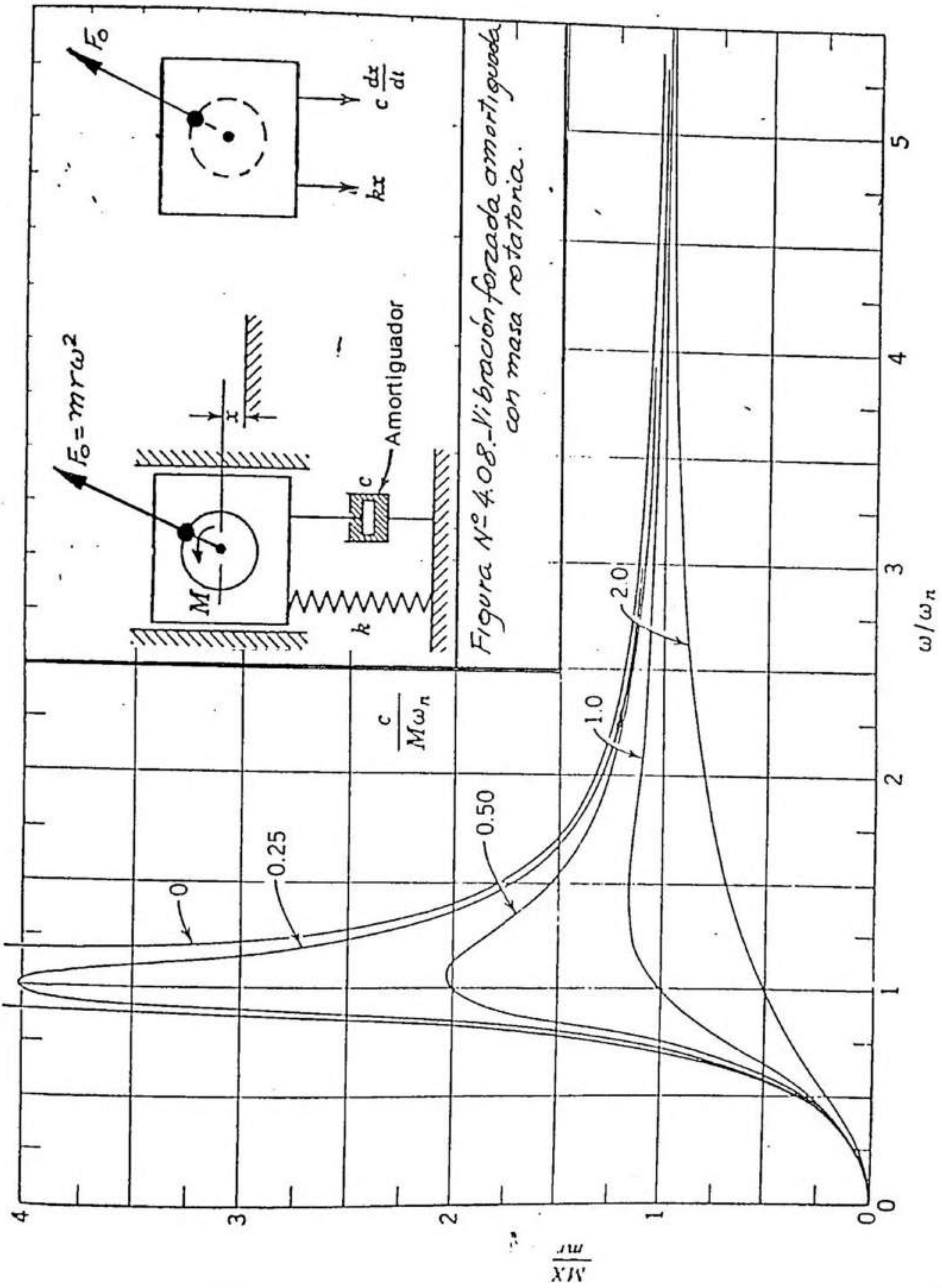
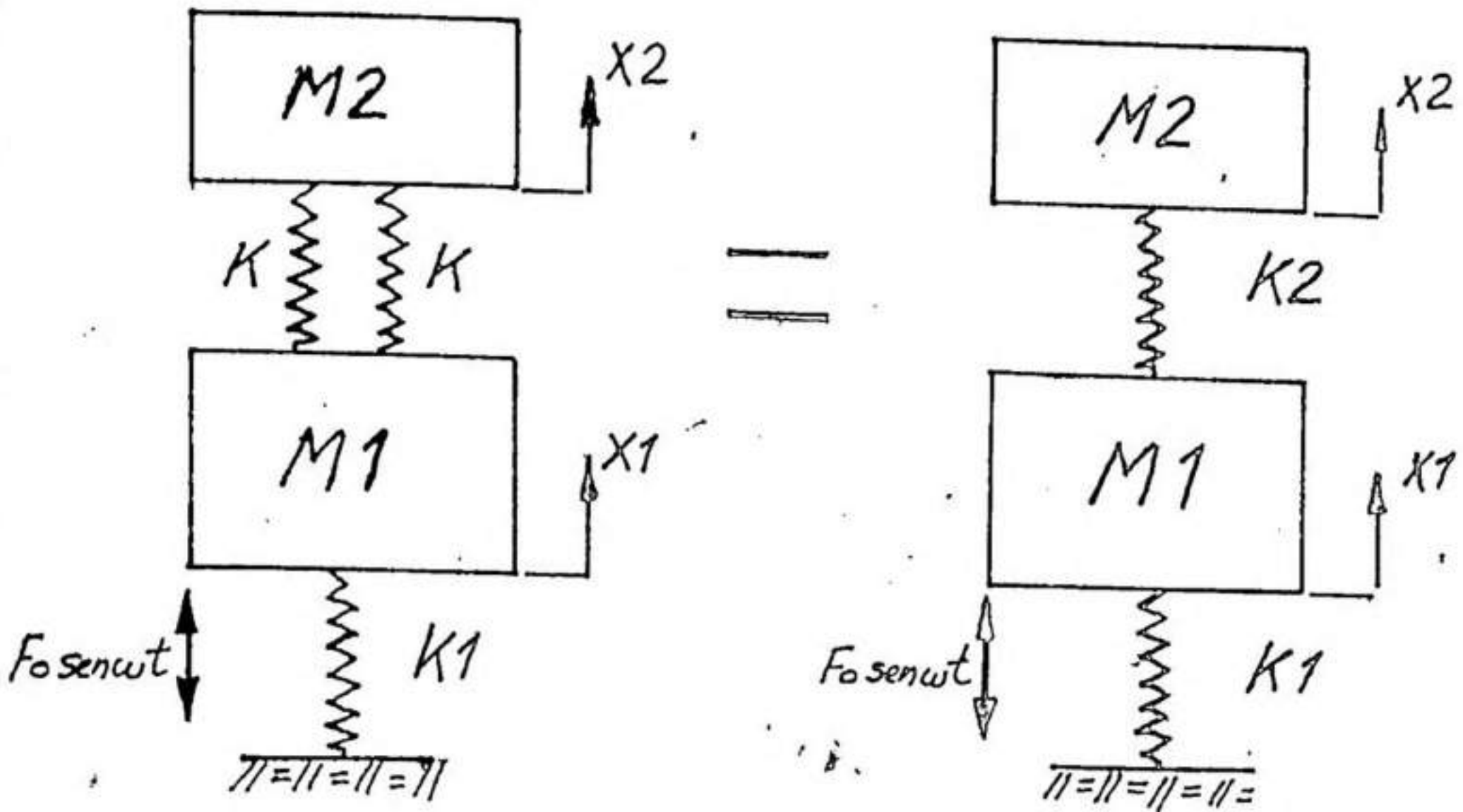
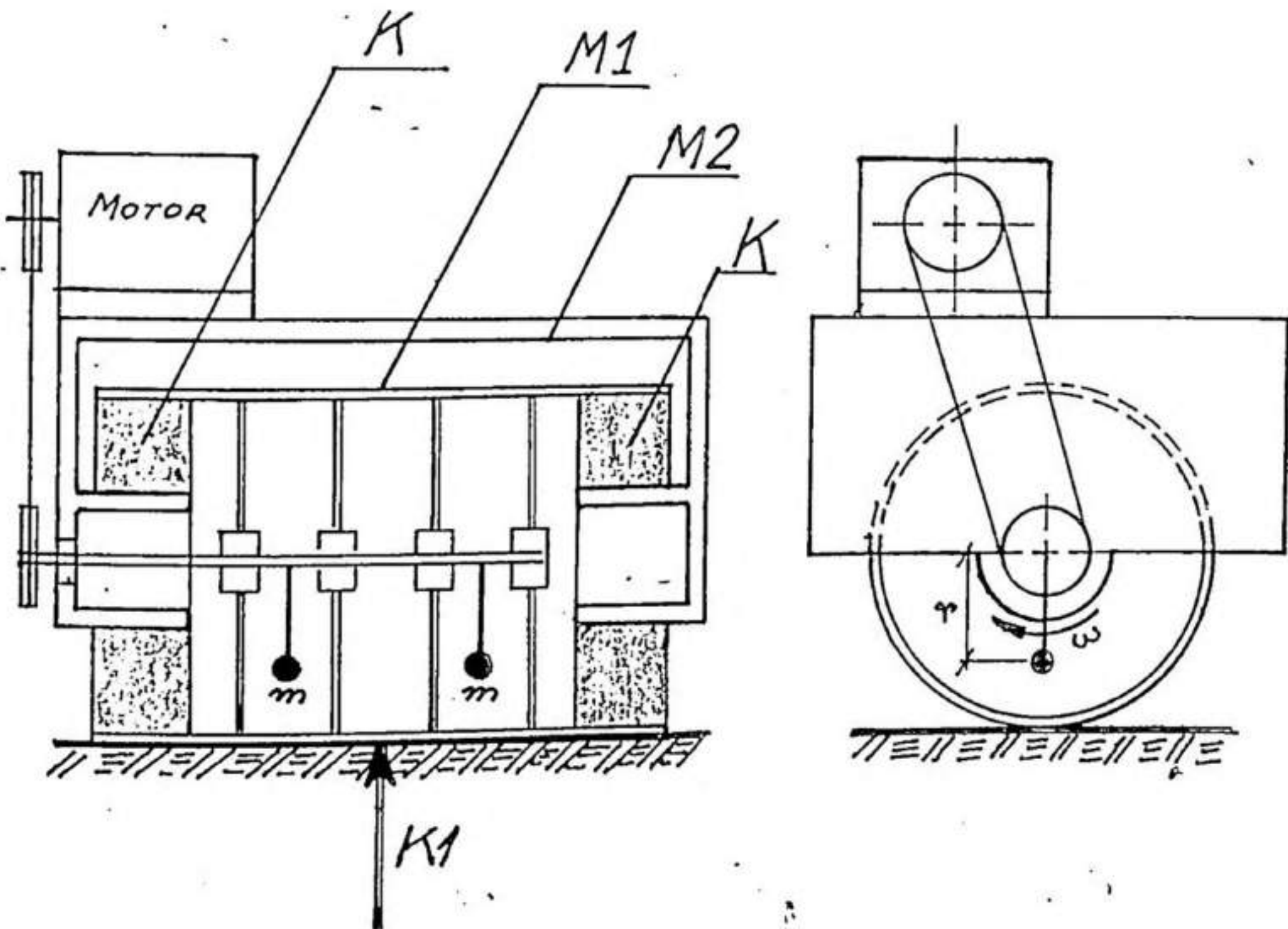


Figura N° 4:09. - Curva de respuesta para la vibración forzada amortiguada con masa rotatoria.



(a)



(b)

Figura No 4.14 (a) Modelo matemático del R.C.V. (b) Sistema vibratorio del R.C.V.

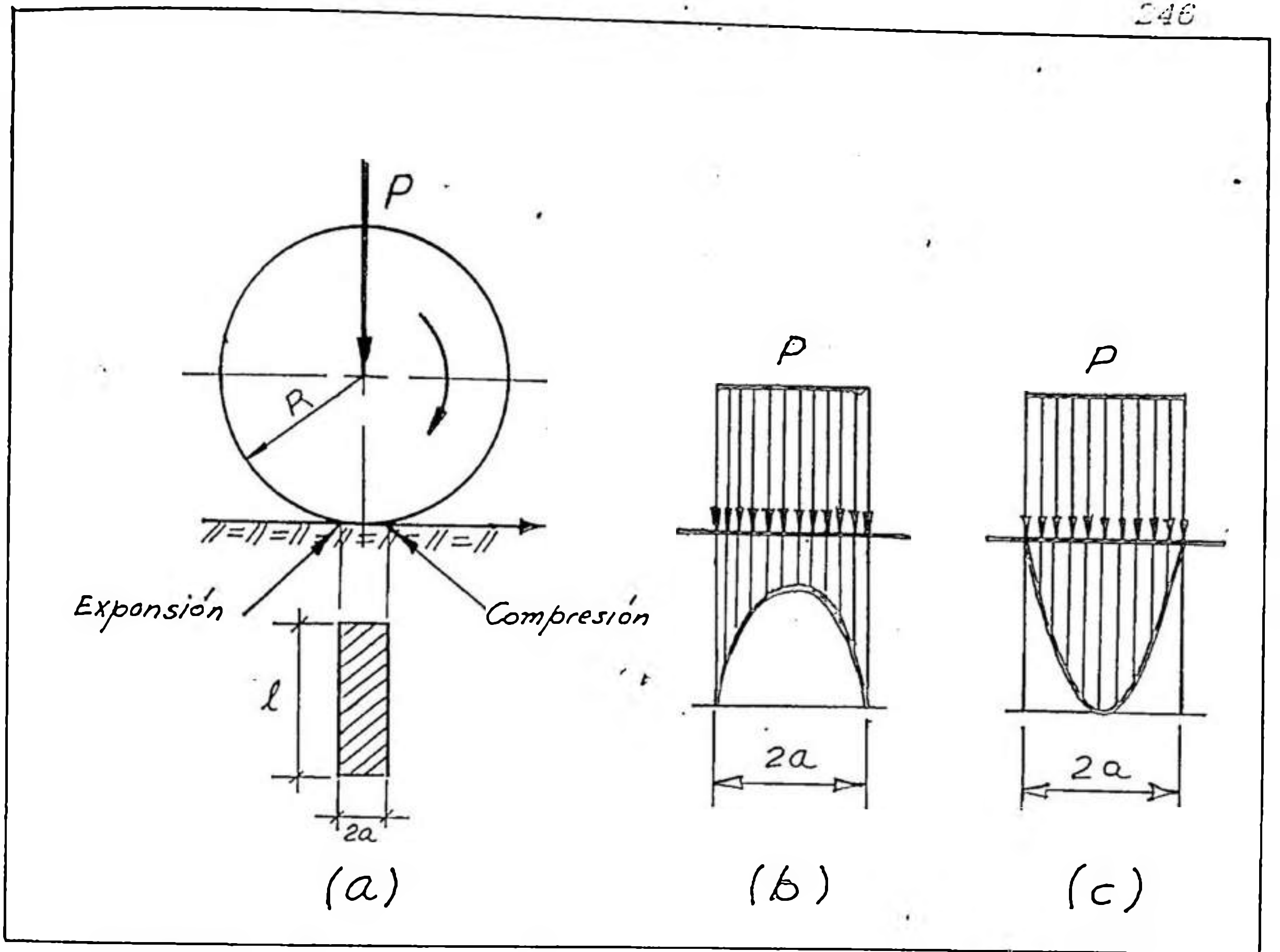


Figura N° 4.16.- a) Cilindro apoyado sobre una superficie plana.
 b) Distribución de presiones de contacto para suelos cohesivos.
 c) Idem a(b) para suelos granulares.

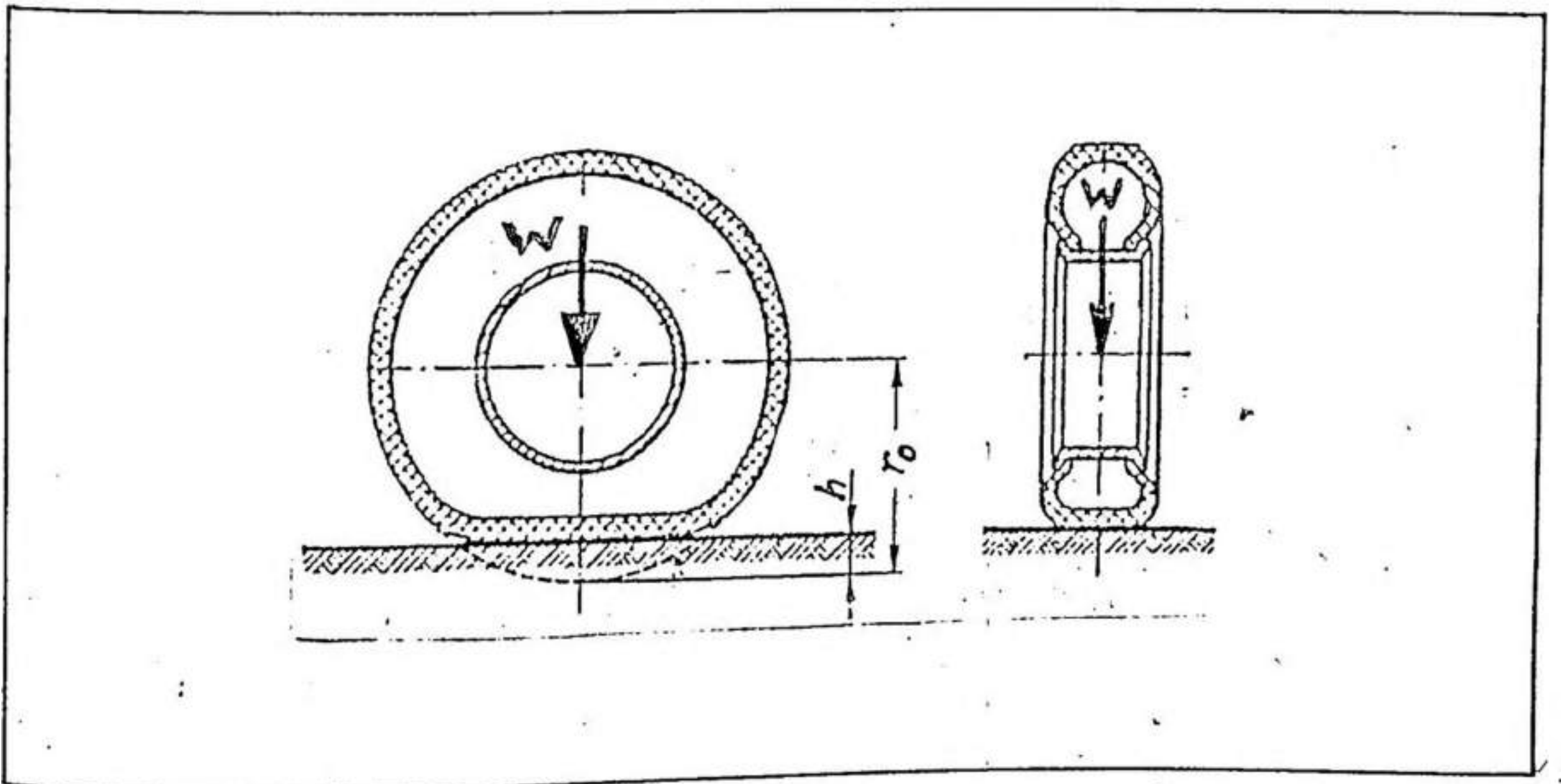
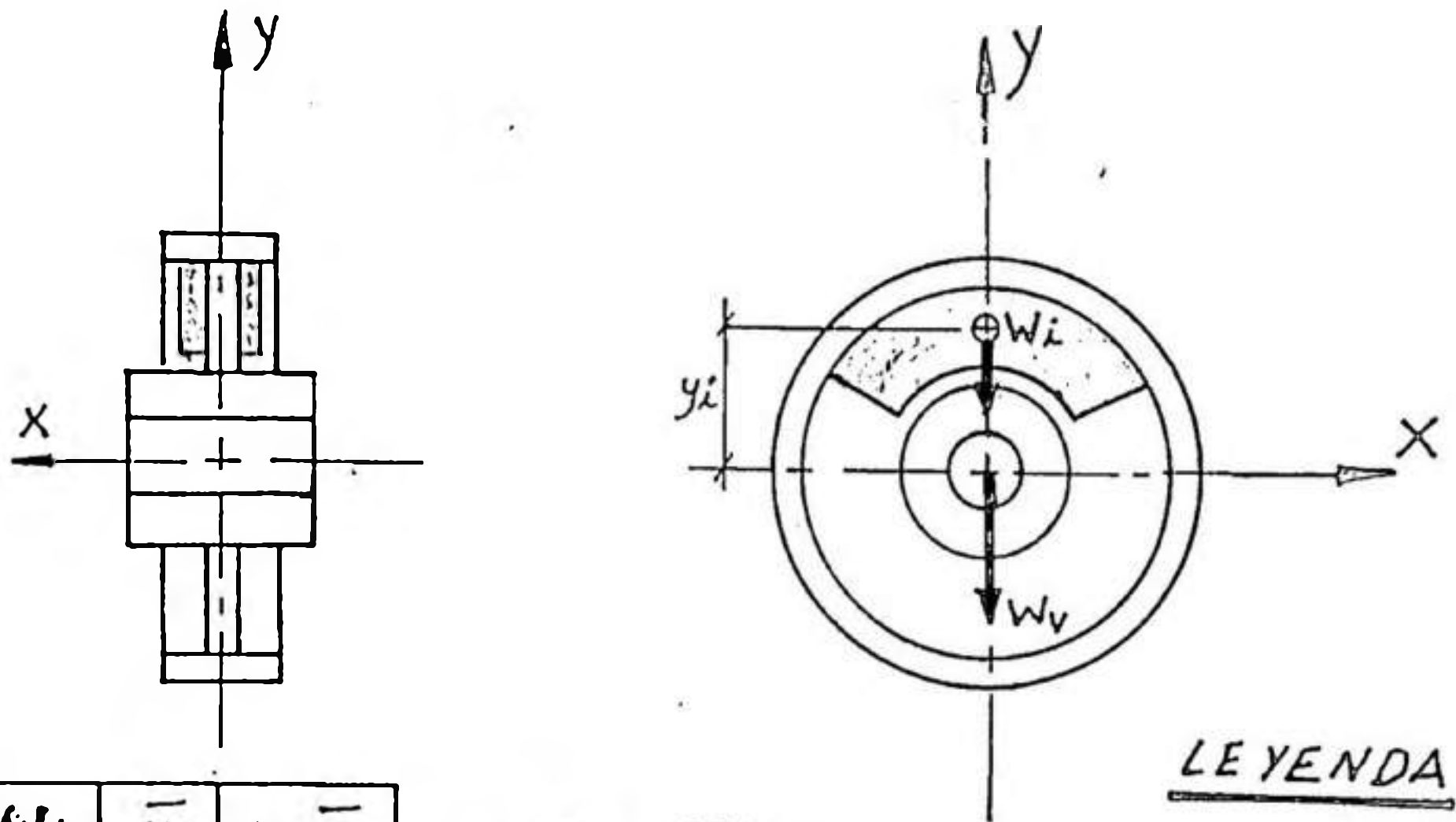


Figura N° 4.17.- Deformación de un neumático bajo carga normal.



	w_i	\bar{y}_i	$w_i \bar{y}_i$
1	W_v	0	0
2	$2W_i$	y_i	$2W_i y_i$
$\Sigma w_i = W_v + 2W_i$			
$\Sigma w_i \bar{y}_i = 2W_i y_i$			

$$\bar{r} = \frac{\Sigma w_i y_i}{\Sigma w_i}$$

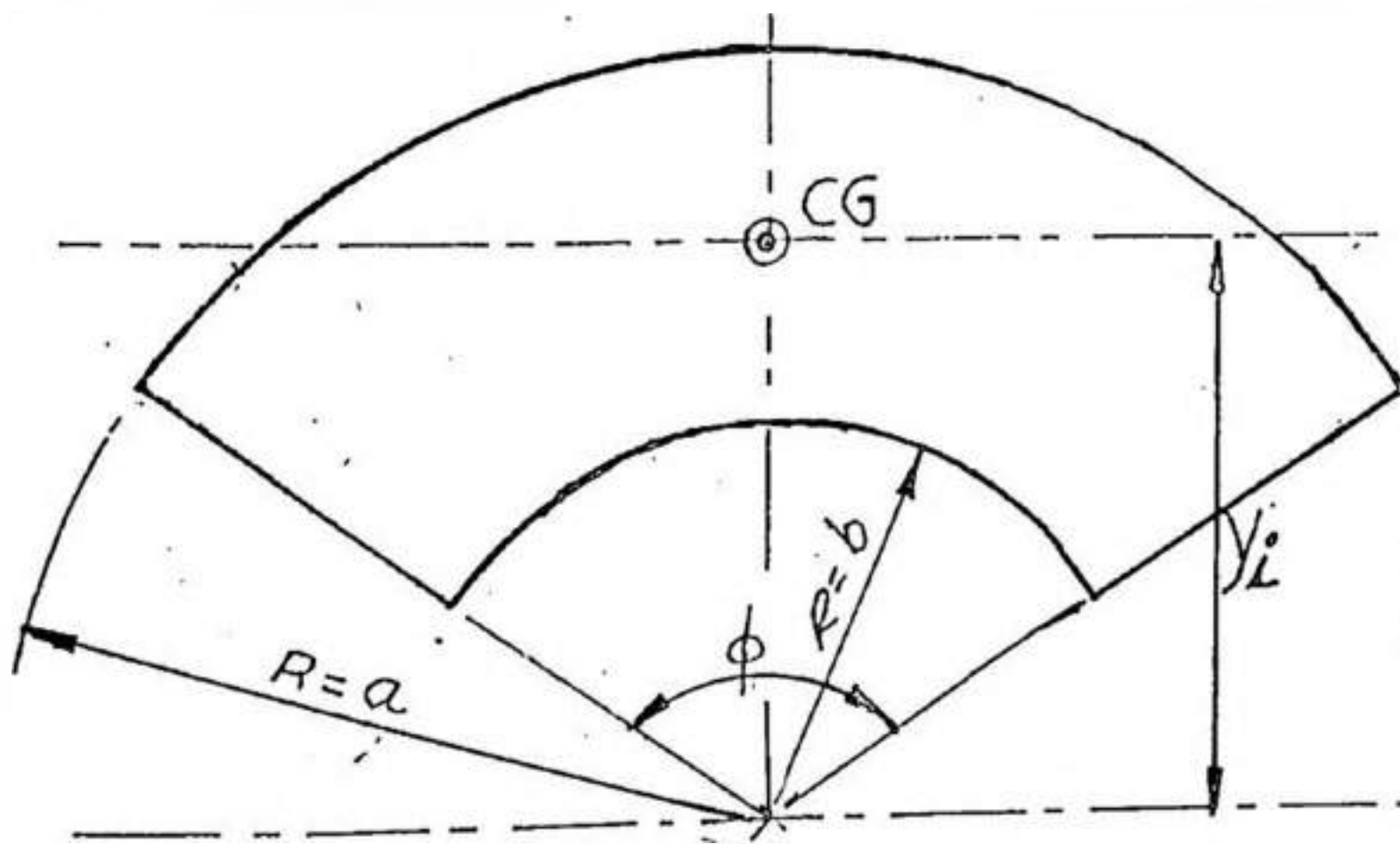
$$\bar{r} = \frac{2W_i y_i}{W_v + 2W_i}$$

$$\bar{r} = \frac{2W_i y_i}{W}$$

LEYENDA

W_v = Peso de la volante
 W_i = Peso del contrapeso
 y_i = Centro de gravedad del contrapeso.
 W = Peso del conjunto contrapesos-volante
 $W = W_v + 2W_i$

Figura N° 4.18.- Cálculo del C.G. del conjunto volante y contrapesos.



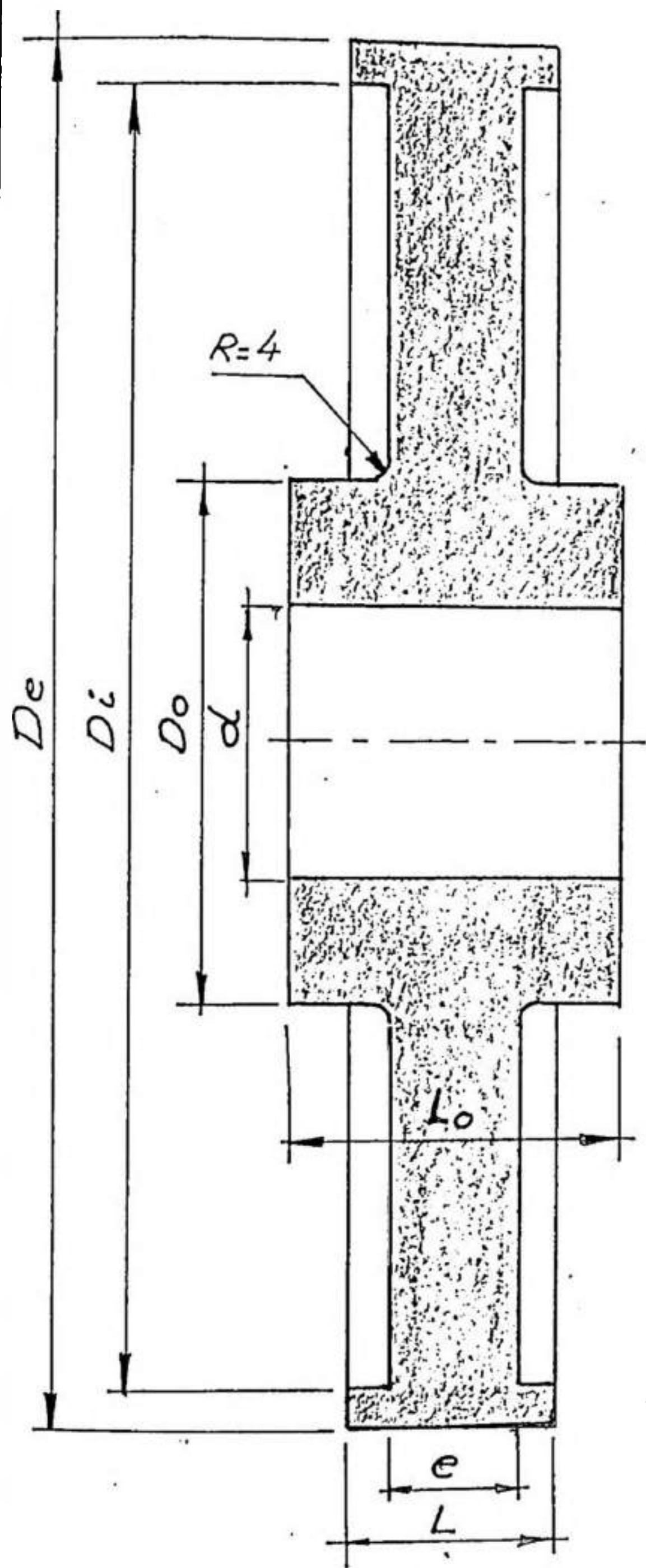
LEYENDA

y_i = Centro gravedad.
 w_i = Peso.
 p = Peso específico del material.
 e = Espesor de placa.

$$y_i = \frac{4(a^3 - b^3) \text{sen}(\phi/2)}{3(a^2 - b^2)(\phi)}$$

$$w_i = \frac{p(a^2 - b^2)(\phi)(e)}{2}$$

Figura N° 4.19.- Centro de gravedad de un contrapeso.



- DIA. EJE : d (m.m.)
- DIA. CUBO : $D_o = 1.7d + 20$
- LONG. CUBO : $L_o = 1.5d$
- ESPESOR ALMA : $e = (0.3 \text{ a } 0.4)L_o$
- ANCHO LLANTA : $L = (e + 27)$
- ESPESOR LLANTA : $t = 0.1d + 3$
- DIA. EXT. LLANTA : $D_e = D_i + 2t$

Figura N° 4.20.- Proporciones geométricas típicas en una volante.

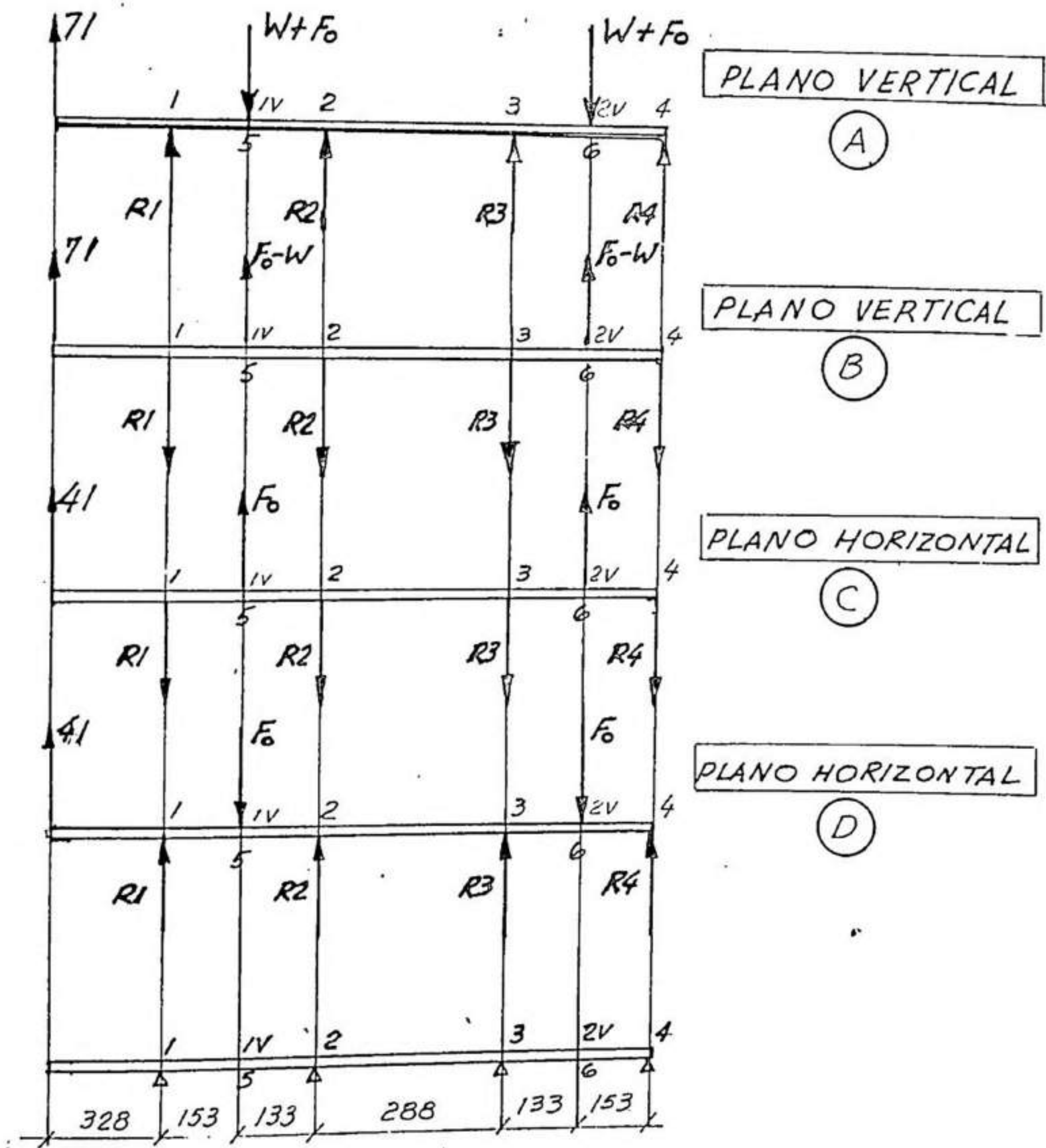
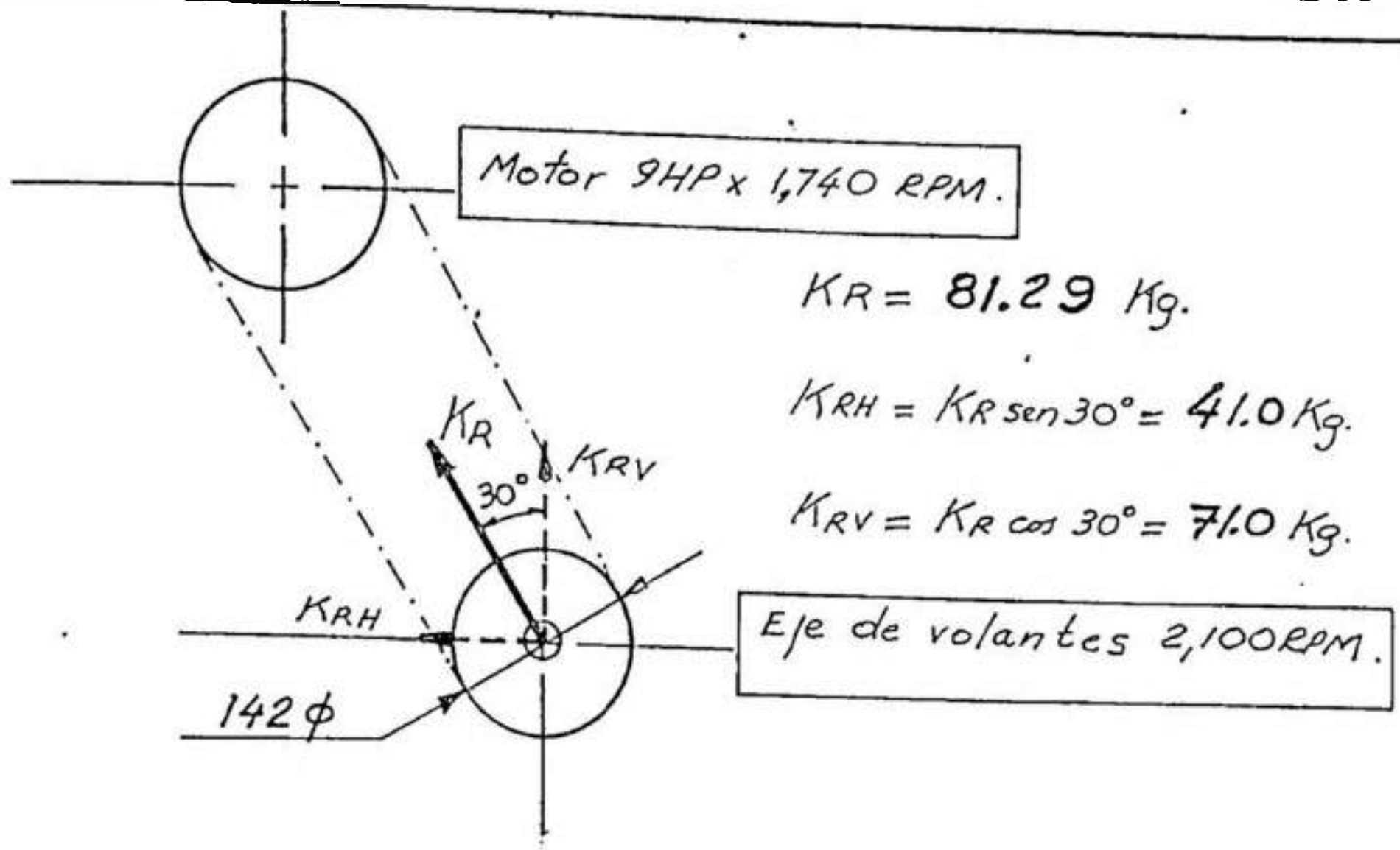
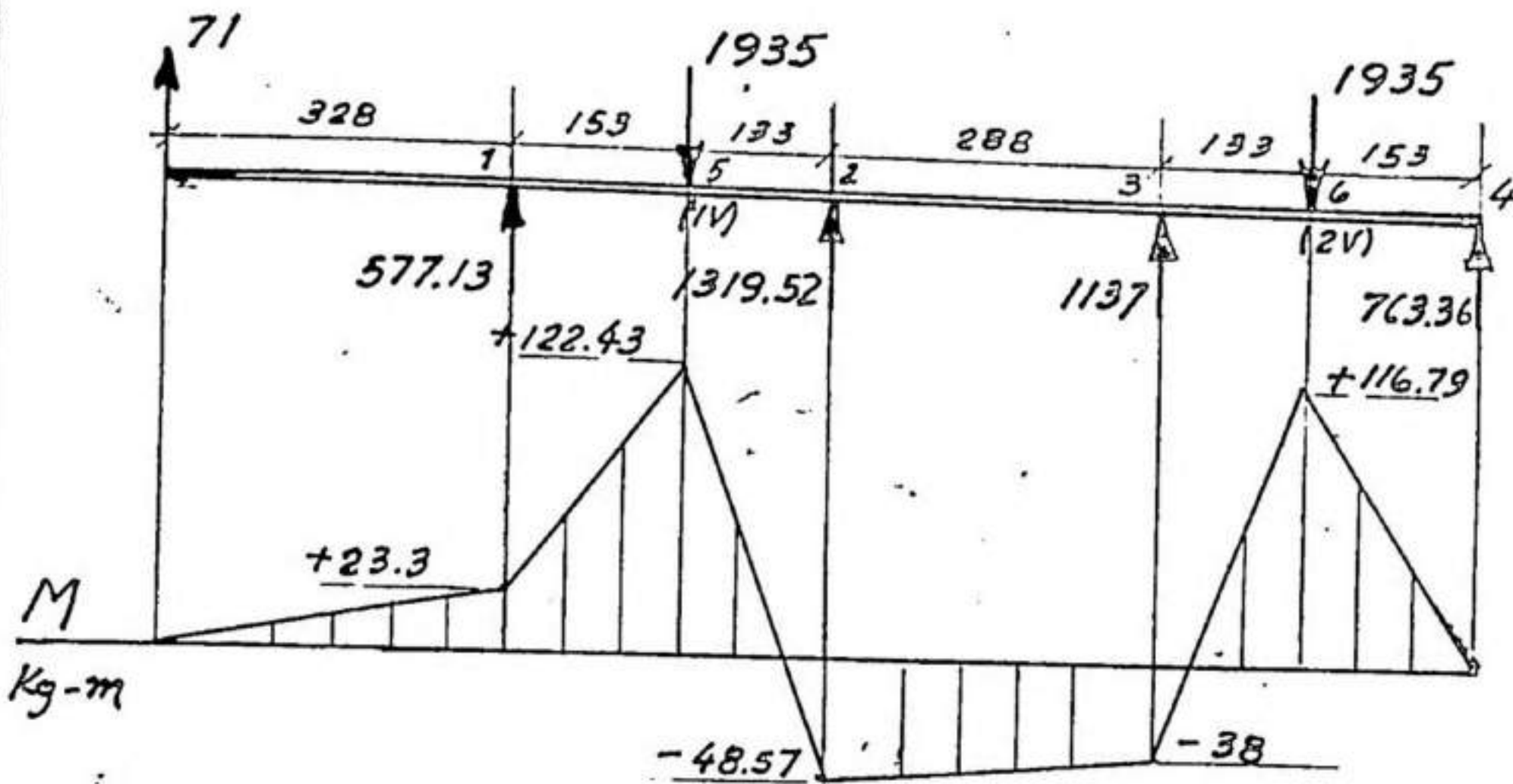


Figura N° 4.21.- Eje de volantes y secuencias de carga.

PLANO VERTICAL (A)



PLANO VERTICAL (B)

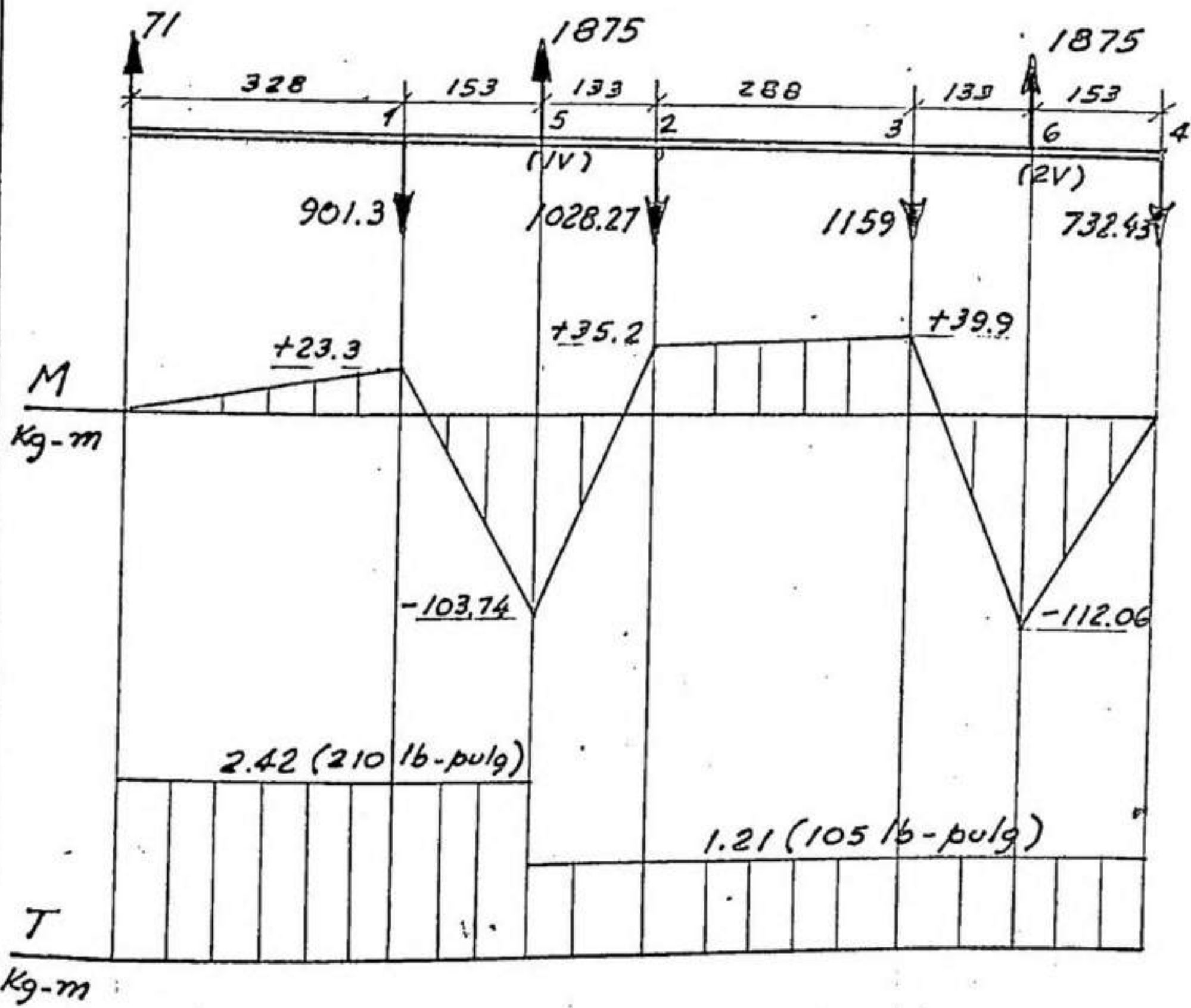


Figura Nº 4.22.- Diagrama de momentos flectores, eje de volantes.

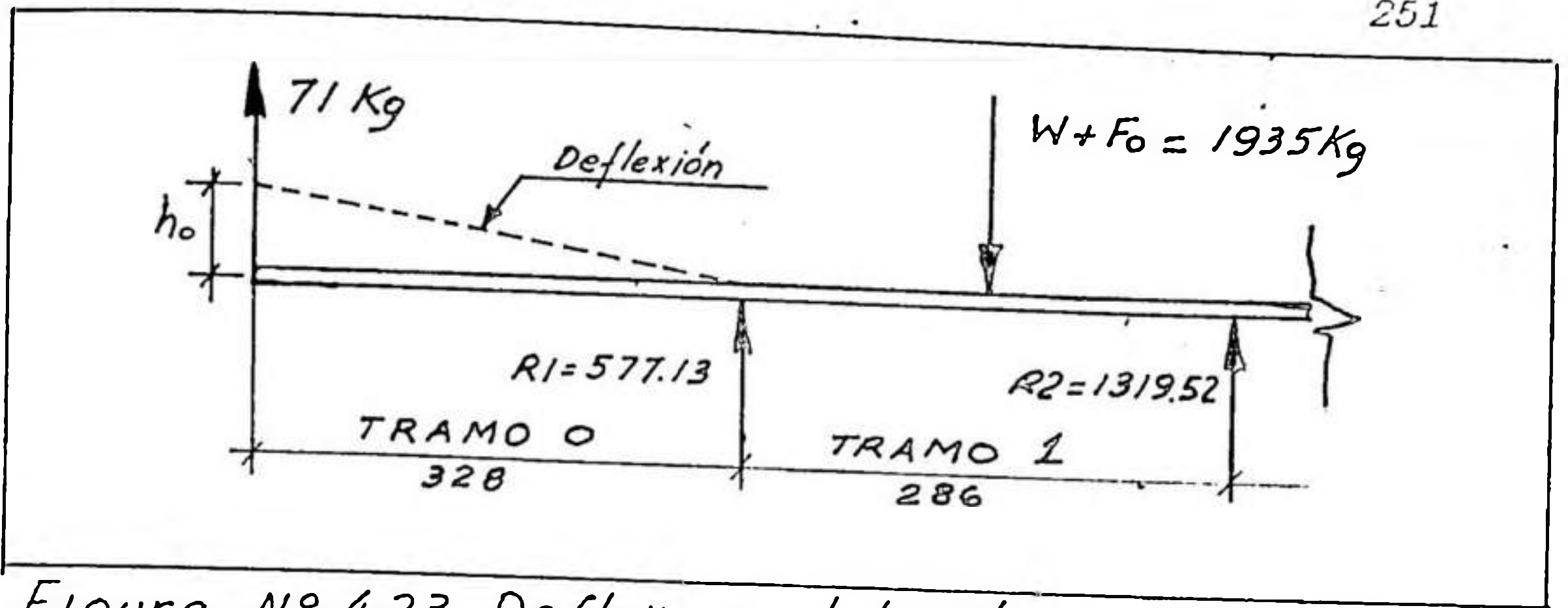


Figura N° 4.23. Deflexión del extremo libre del Eje de volantes.

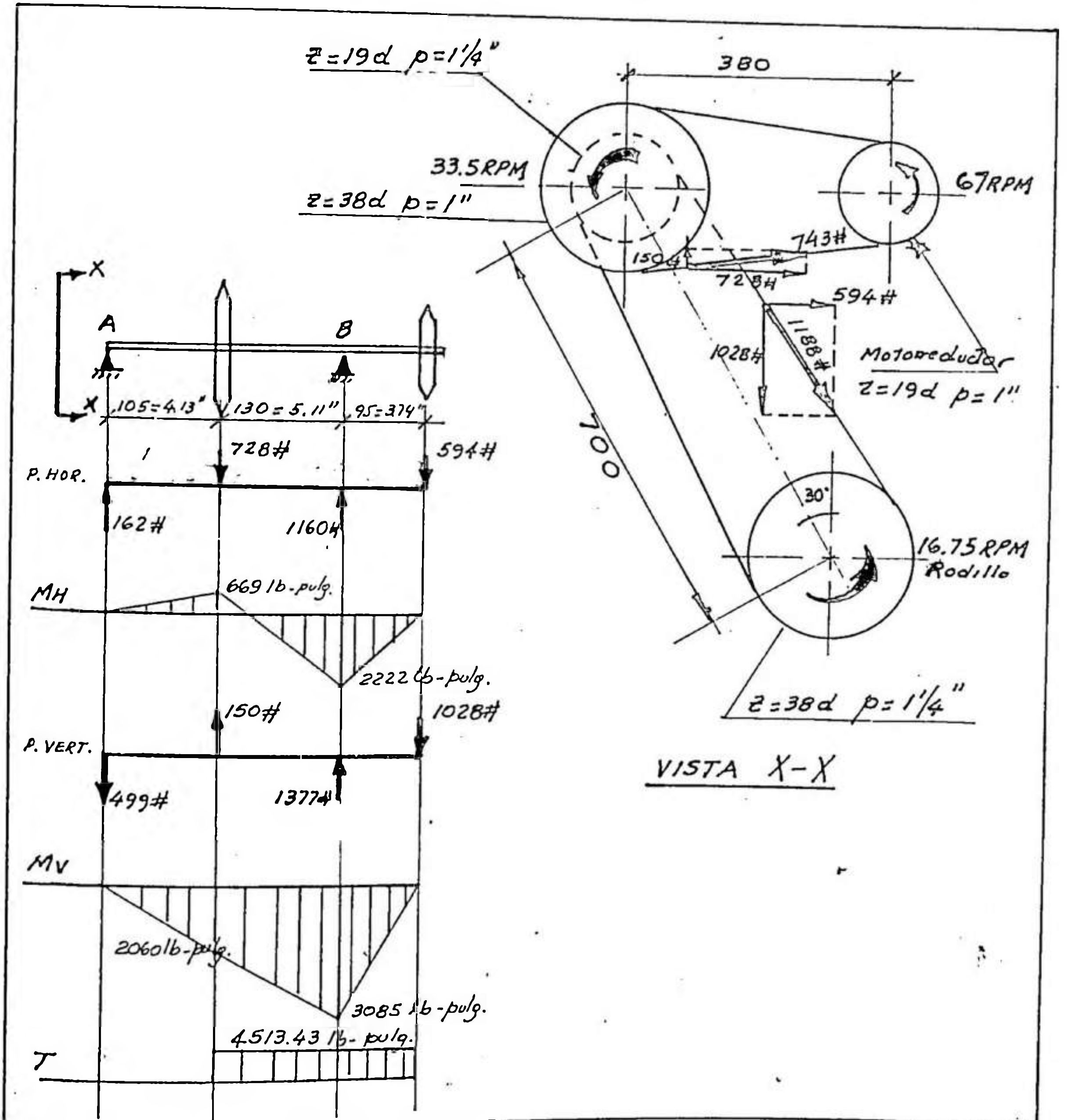


Figura N° 4.24 Eje intermedio. Diagramas de momentos y torque.

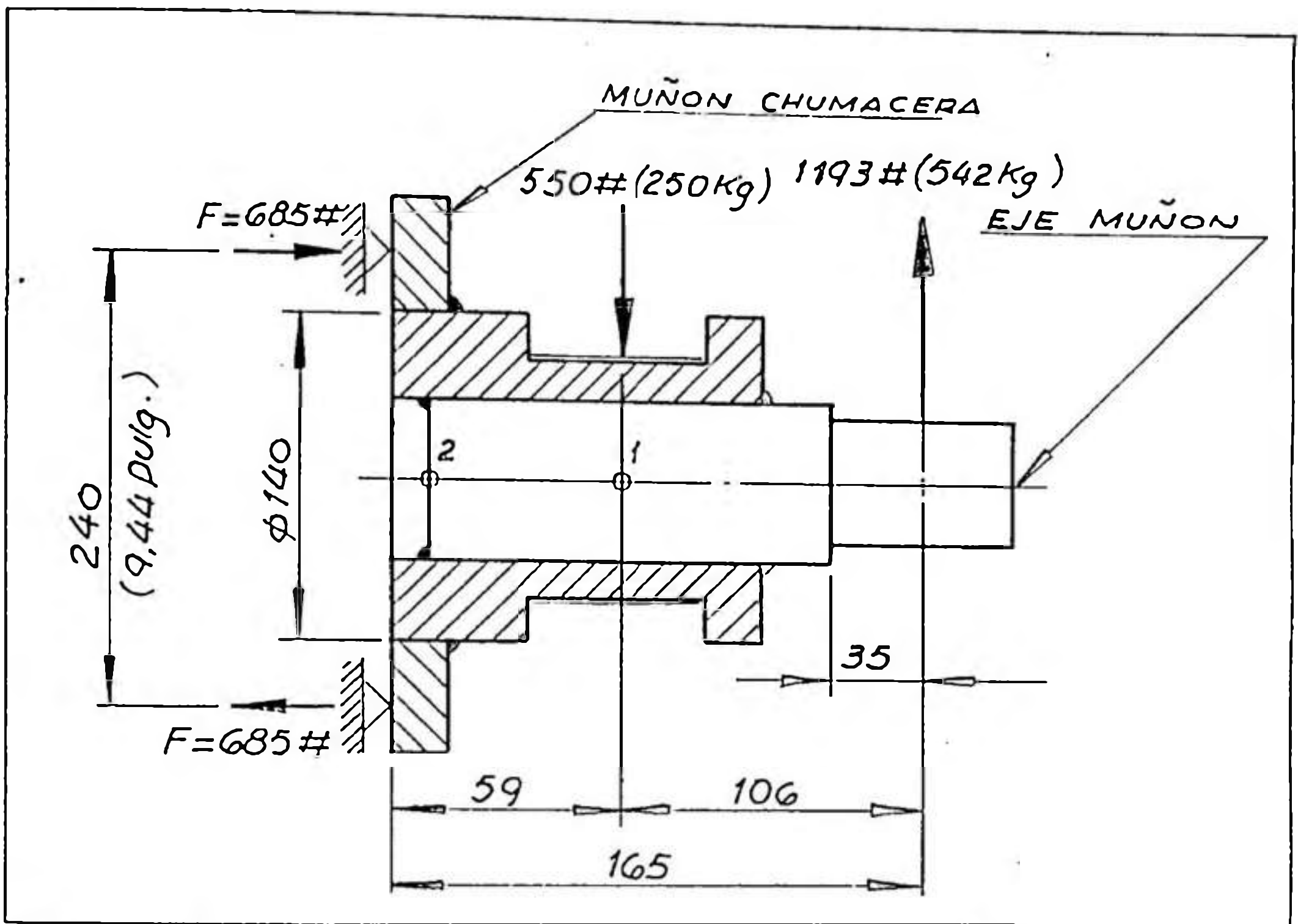


Figura N° 4.25.- Conjunto Eje Muñón y Muñón Chumacera.

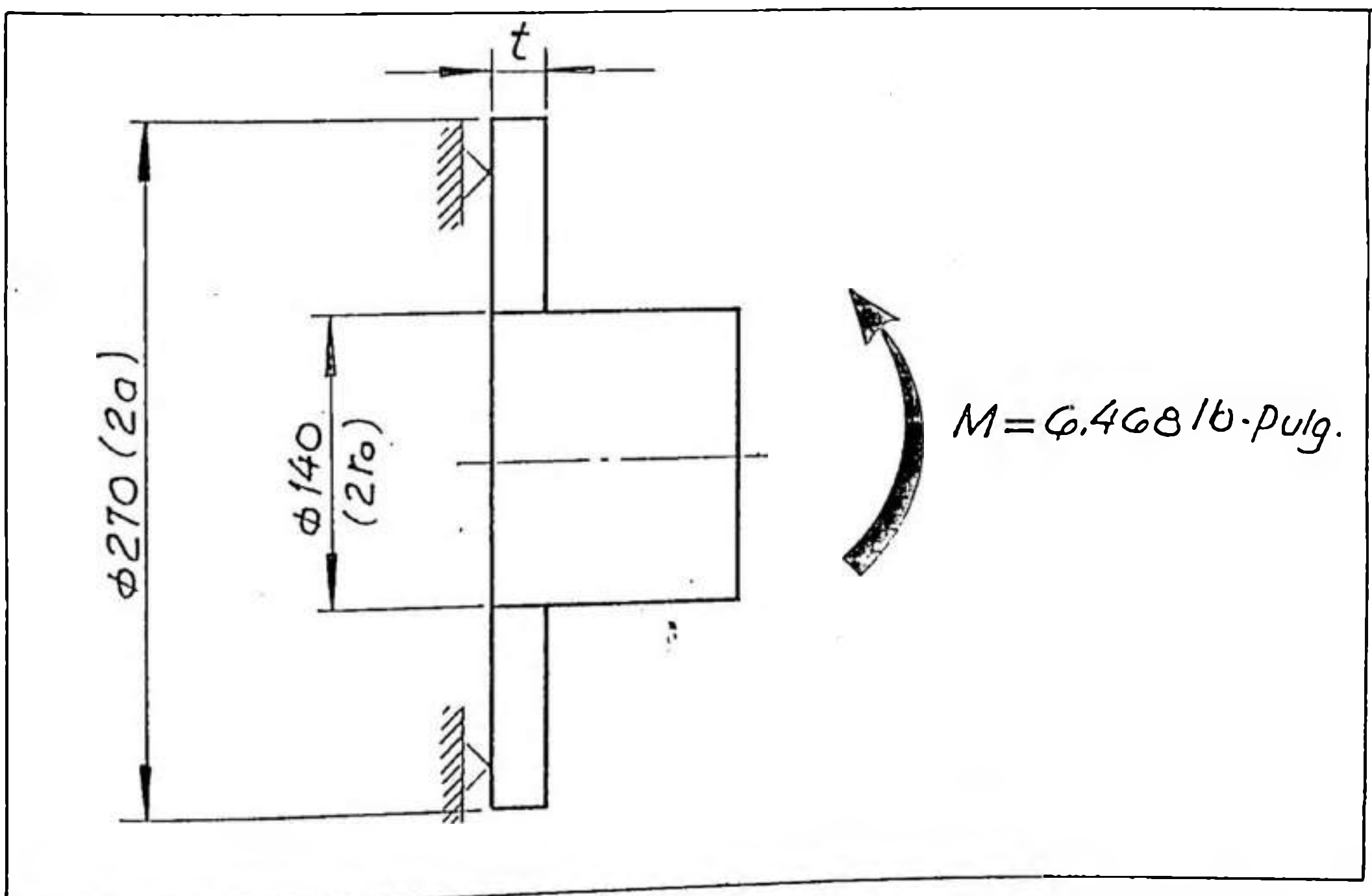


Figura N° 4.26.- Diagrama de cálculo para la Placa de amarra del muñón-chumacera.

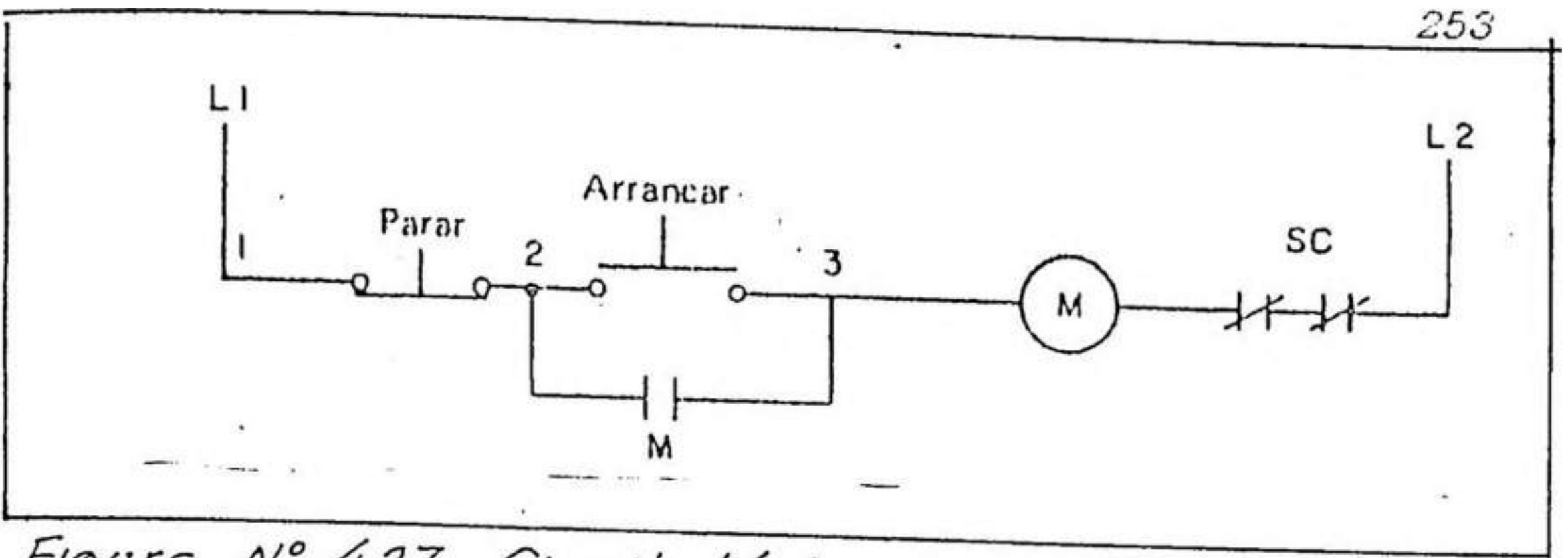


Figura N° 4.27. - Circuito básico para control de 3 alambres.

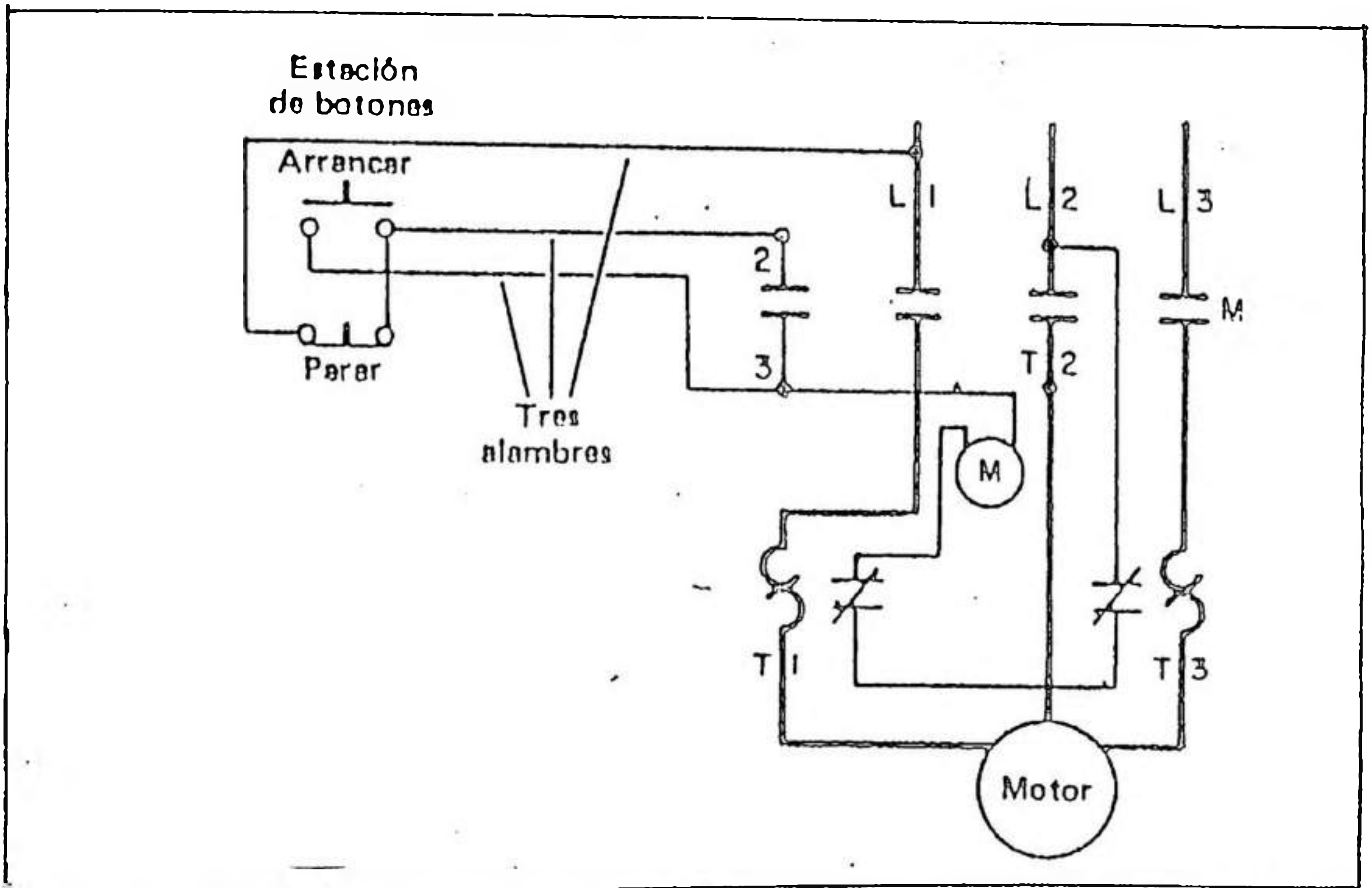


Figura N° 4.28. - Conexión de tres alambres entre el dispositivo piloto y el arrancador.

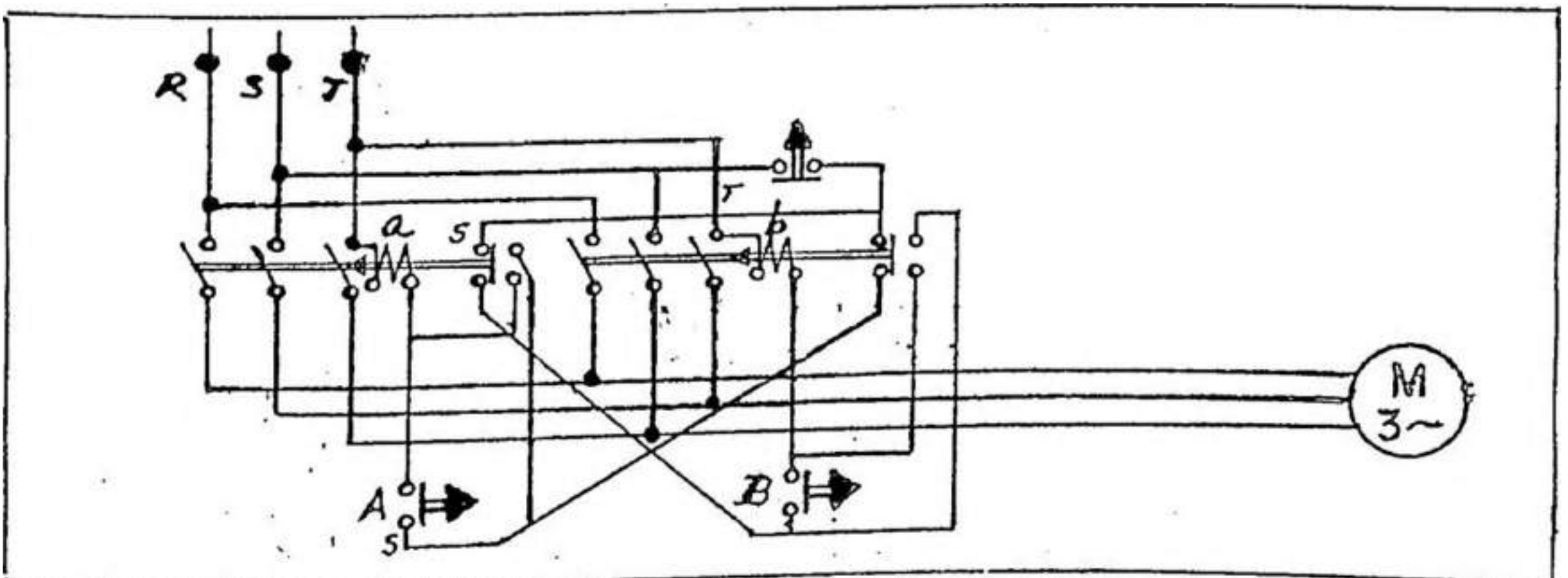


Figura N° 4.29. - Circuito Inversor para el motor de traslación

CUADRO No. 6

(Hoja 1 de 3)

Relaciones Mx/mr de Compactadores Vibratorios de Rodillos marca BOMAG

Mx (Hz) x W (Kg) x a (mm)

mr 248.5 x Fc (Kg)

TIPO	DESCRIPCION	Mx, mr
Rodillos Vibratorios Autopulsados con Dirección Manual. (Conducidos a Mano)	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de dos rodillos vibratorios Duplex. - Peso por rodillo: 200 a 770 Kg. - Frecuencias de 51 a 58 Hz. - Amplitudes de 0.42 - 0.52 mm. 	1.60 - 1.80
	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de dos rodillos con vibración independiente, dirección articulada. - Peso por rodillo: 580 a 800 kg. - Frecuencias de 38 a 42 Hz. - Amplitud de 0.50 mm. 	2.60 - 2.80
	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de un rodillo vibratorio. - Peso por rodillo: 450 a 500 Kg. - Frecuencia de 70 Hz. - Amplitud de 0.58 mm. 	

(Continuación. Hoja 2 de 5.)

<p>Rodillos Vibratorios Autopropulsados con asiento para conductor</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de dos rodillos en tándem uno vibratorio y otro estático directriz. - Peso por rodillo: 900 Kg. - Frecuencia de 51 Hz. Amplitud de 0.54 mm. 	<p>2.80</p>
	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de dos rodillos vibratorios en tándem. - Peso por rodillo: 1,000 a 3,400 kg. - Frecuencias de 35 a 55 Hz. - Amplitudes de 0.39 - 0.76 mm. 	<p>3.00</p>
	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de dos rodillos vibratorios en tándem. - Peso por rodillo: 3,500 a 6,000 Kg. - Frecuencias de 28 a 45 Hz. - Amplitudes de 0.25 - 1 mm. 	<p>2.50</p>
	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de cuatro rodillos vibratorios ordenados en 2 filas de 2 rodillos cada uno. - Peso por rodillo: 1,800 Kg. - Frecuencias de 43 Hz. - Amplitud de 0.86 mm. 	<p>1.40</p>
	<ul style="list-style-type: none"> - Compactadores compuestos de un solo rodillo vibratorio delantero con tractor - cabina trasero. - Peso por rodillo: 2,100 a 9,800 Kg. - Frecuencia de 27 a 32 Hz. - Amplitudes de 0.79 - 0.85 mm. 	<p>1.50 - 2.00</p>

CUADRO No. 6

(Continuación, Hoja 3 de 3)

Rodillos Vibratorios Remolcados	<ul style="list-style-type: none">- Compactadores compuestos de un solo rodillo vibratorio para remolcar.- Peso por rodillo: 5,800 a 16,000 Kg.- Frecuencias de 25 a 28 Hz.- Amplitudes de 1.19 - 2.00 mm.	2.30
---------------------------------------	---	------

CUADRO No. 7

(Hoja 1 de 2)

Valores de Diseño del Coeficiente de Compresión Elástico Uniforme, para varios tipos de Suelo

(Carga Vertical Uniformemente Distribuida)

CATEGORIA	GRUPO DE SUELO	ESFUERZO PERMISIBLE T_{st} (Kg/cm ²)	COEFICIENTE DE COMPRESION ELASTICA UNIFORME Cz (Kg/cm ³)
I	Suelos Blandos: Arcillas y arcillas limosas con arena, en estado plástico; arenas arcillosas y arcillas limosas.	Menor o igual a 1.5	De 1 hasta 3 inclusive.
II	Suelos Medios: Arcillas y arcillas limosas con arena cerca al limite plástico; arena.	De 1.5 a 3.5 inclusive	De 3 hasta 6 inclusive.

(Continuación, Hoja 2 de 2)

III	<p><u>Suelos Fuertes:</u> Arcillas y arcillas limosas con arena de fuerte consistencia; gravas y arenas gravosas; suelos loesiales.</p>	De 3.5 a 6.0 inclusive	De 6 hasta 10.0 inclusive
IV	ROCAS	Mayor que 6.0	Mayor que 10.0

$$C^*z = Cz \times f \quad ; \quad F = \text{área de apoyo (m}^2\text{)}$$

$$f = \frac{3.2}{\sqrt{F}} = \text{Factor de magnificación de } Cz \text{ para áreas de bases menores que } 10 \text{ m}^2.$$

CUADRO No. 8

Espesores de Plancha recomendados para Rodillos Compactadores Vibratorios
(Extraído del Catálogo de Producción de la Cía. BOMAG AMCA INTERNATIONAL)

F _c Fuerza Centrifuga (Kg)	D Dia. Exterior (mm)	P Peso Lineal Estático (kg/cm)	e (*) Espesor de Plancha (pulgadas)
1,000 - 3,000 (incl.)	500 - 650	6 - 8 8 - 10 10 - 12	5/16" 3/8 " 1/2 "
3,000 - 5,500 (incl.)	1050	15 - 23	5/8"
5,500 - 9,000 (incl.)	1200	18 - 30	3/4"
9,000 - 25,000 (incl.)	1500	20 - 40 40 - 50 50 - 55	1" 1 3/8" 1 3/4"
25,000 - 30,000	1750	55 - 80	2"

(*) Plancha de Acero Resistente al Desgaste ASTM A242 o Equivalente.

CUADRO No. 9

Cargas Máximas en el Eje de Vibración

SECUENCIA DE CARGA "A"						
	FUNTO 1	FUNTO 5	FUNTO 2	FUNTO 3	FUNTO 4	FUNTO 6
Reacción (Kg.)	577.13	-----	1,319.52	1,137.00	763.38	-----
Momento (Kg-m)	23.30	122.43	- 48.57	- 38.09	0	116.79
Torque (lb-pulg)	210.00	105.00	105.00	105.00	0	105.00

SECUENCIA DE CARGA "B"						
	FUNTO 1	FUNTO 5	FUNTO 2	FUNTO 3	FUNTO 4	FUNTO 6
Reacción (Kg.)	- 901.30	-----	- 1,028.27	- 1,159.00	- 732.43	-----
Momento (Kg-m)	23.30	- 103.74	- 35.20	- 39.40	0	- 112.06
Torque (lb-pulg)	210.00	105.00	105.00	105.00	0	105.00

Desalineación Angular Permisible para Rodamientos

(Extraído del Catálogo General SKF-3000SP-1975)

Tipo de Rodamiento	Serie de Rodamientos	Desalineación Angular Permisible (Grados)
Rígido de Rodillos Cilíndricos	Todos	20 minutos angulares
Autoalineantes de Rodillos (Rodillos a Rótula)	213 C 222 C , 322 223 C 230 C 231 C 232 C 239 C 240 C 241 C	1.0° 1.5° 2.0° 1.5° 1.5° 2.5° 1.5° 2.0° 2.5°
Autoalineantes de Bolas (Bolas a Rótula)	108, 126, 127, 129, 135 12 13 22 22 - 2RS 23 23 - 2RS 11C	3.0° 2.5° 3.0° 2.5° 1.5° 3.0° 1.5° 2.5°

CUADRO No. 11

Resistencia Específica a la Rodadura o Coeficiente de Tracción

Valores generalmente adoptados

Naturaleza del Camino de Rodadura	Ruedas con banda macisa (cojinetes en palier)	Ruedas con neumáticos de alta presión (rodamientos en palier)	Orugas	Ruedas con neumáticos gigantes baja presión (rodamientos en palier).
	KG/t	KG/t	KG/t	KG/t
- Hormigón unido	30	17.5	28	23
- Macadam en buen estado	35	33.5	32.5	27.5
- Pista seca en tierra polvorienta	60	55	40	35
- Tierra sin labrar.	95.5	75	55	40
- Tierra labrada seca.	112	95.5	64.5	45
- Pista de tierra con desigualdades o embarrada.	124	106	80	90
- Arena y grava disgregadas.	150	137	90	120
- Pista muy embarrada, mojada; suelo pegadizo con baches y desigualdades.	200	174	112	160

* Los valores indicados por los diversos fabricantes, en cuanto a resistencia a la rodadura de los neumáticos gigantes de baja presión, varían mucho y se dan con reservas. (Estas diferencias se deben a los distintos dibujos del neumático.)

CUADRO No. 12
(Hoja 1 de 2)

Fuerzas Centrífugas "Fo" (approx.) generadas en el eje de Vibración para diferentes RPM del eje v Variaciones del contrapeso en las Volantes

(Contrapeso Original por Volante 2 CP 5/16" a 2100 RPM)

RPM	CASO	Combinación de Contrapesos por Volante	F For Volante (Kg.)	Fo Total (Kg.)
2100	01	2CP 5/16"	786	1,566
	02	2CP 5/16" + 2CP 1/8"	1,095	2,190
	03	2CP 5/16" + 2CP 3/16"	1,243	2,487 (*)
	04	2CP 5/16" + 2CP 1/8" + 2CP 3/16"	1,567	3,135 (*)
1900	01	idem 2100 RPM	642	1,284
	02	idem 2100 RPM	899	1,799
	03	idem 2100 RPM	1,020	2,039
	04	idem 2100 RPM	1,285	2,570 (*)
(**) 1600	01	idem 2100 RPM	454	908
	02	idem 2100 RPM	635	1,270
	03	idem 2100 RPM	721	1,442
	04	idem 2100 RPM	909	1,818

CUADRO No. 12

(Continuación, Hoja 2 de 2)

RPM	CASO	Combinación de Contrapesos por Volante	F Por Volante (Kg.)	F _c Total (Kg.)
1350	01	idem 2100 RPM	321	642
	02	idem 2100 RPM	449	898
	03	idem 2100 RPM	510	1,020
	04	idem 2100 RPM	642	1,284

(*) El compactador no deberá operar en estas condiciones.

(**) Ocurre resonancia. habrá que lastrar al compactador si se quiere trabajar a esta velocidad.

CAPITULO 5
ESTUDIO ECONOMICO

5.1. Costo de fabricación del Rodillo Compactador

Para la evaluación económica, se ha estimado conveniente dividir los componentes que forman parte del compactador en tres rubros, a saber:

- a) Componentes Mecánicos a fabricar.
- b) Componentes Estándar del Sistema Mecánico (A comprarse en terceros).
- c) Componentes Estándar del Sistema Eléctrico y de Control (A comprarse en terceros).

Los costos directos de cada uno de los rubros se han evaluado mediante un presupuesto de materiales detallados en los Cuadros Nos. 13, 14 y 15; respectivamente.

Se considera que la Empresa que fabricará esta máquina tendrá un personal obrero con un jornal horario de 1.3 dólares, que incluyen el sueldo bruto, las leyes sociales y los servicios (comedor, transporte e implementos de seguridad). De la misma manera, tendrá "Costos indirectos de Fabricación" del orden del 20% del Costo Directo.

Los Costos Directos de componentes estándar tanto del sistema mecánico como del sistema eléctrico se afectarán del 10% por Costo Indirecto Administrativo.

Luego de haber obtenido los costos directos totales en cada rubro, se le agregará un porcentaje (según sea el caso) por el montaje de los componentes, resultando así el costo real de fabricación del compactador sin incluir la utilidad.

5.1.1. Costo total de los Componentes Mecánicos a fabricar

Tomando los datos del Cuadro No. 13, se calculará primeramente el costo directo de este rubro, al que se le agregará el costo por el acabado (sistema de arenado al blanco y dos manos de pintura anticorrosiva epóxica). Posteriormente, se calculará el costo total.

COSTOS DIRECTOS DE FABRICACION

Item	Descripción	# Plano	Cant.	Costo Directo Unit (US\$)	Costo Total (US\$)
01	Rodillo	A2-RCV-10	01	814.25	814.25
02	Bastidor	A2-RCV-11	01	368.28	368.28
03	Brazo de Accionamiento	A4-RCV-2	01	45.00	45.00
04	Chumacera Exterior	A3-RCV-15	02	155.90	311.80

05	Chumacera Interior	A3-RCV-14	02	123.42	246.84
06	Chumacera Traslación	A3-RCV-7	02	58.82	117.64
07	Muñón y Eje Muñón Traslac.	A3-RCV-8	01 Juego	131.20	131.20
08	Tapas de Chumacera de Rodajes.	A4-RCV-17 A4-RCV-9 A4-RCV-13	0.1	21.67	86.68
09	Eje de Volantes y Eje intermedio.	A3-RCV-4 A3-RCV-16	01 Juego	305.44	305.44
10	Polea Motriz	A3-RCV-5	01	44.40	44.40
11	Polea Conducida.	A3-RCV-5	01	40.70	40.70
12	Volante y 2 Contrapesos	A3-RCV-12 A4-RCV-3	02 Juego	120.90	241.80
13	Bocina Partida	A3-RCV-16	02	49.32	98.00
COSTO DIRECTO DE FABRICACION :					2,852.03

Acabado

Arenado y Pintura : $40 \text{ m}^2 \times 2.5 \text{ US\$/m}^2 = \text{US\$ } 100.00$

<u>COSTOS</u>	<u>EN US\$</u>
COSTO DIRECTO (C.D.) (Incluye Acabado)	2,952.03
COSTO INDIRECTO (C.I.) (20% C.D.)	590.40
<u>COSTO TOTAL PARCIAL</u> (C.T.P.)	----- 3,542.43

MONTAJE (5% C.T.P.)	177.12
------------------------	--------

<u>COSTO TOTAL DE LOS COMPONENTES A FABRICAR</u>	US\$ 3,719.55 =====
--	------------------------

5.1.3. Costo Total de los Componentes Estándar del Sistema Mecánico

Tomando los datos del Cuadro No. 14 se tiene que los costos directos ascienden a la suma de US\$ 1,520.09.

<u>COSTOS</u>	<u>EN US\$</u>
<u>COSTO DIRECTO (C.D.)</u>	1,520.09
<u>COSTO INDIRECTO (C.I.)</u> (10% C.D.)	152.00

<u>COSTO TOTAL PARCIAL</u> (C.T.P.)	1,672.09
MONTAJE (10% C.T.P.)	167.20
<u>COSTO TOTAL DE LOS COMPONENTES ESTANDAR MECANICOS</u>	US\$ 1,839.29 =====

5.1.3. Costo total de los Componentes estándar del Sistema Eléctrico y de Control

Tomando los datos del Cuadro No. 15 se tiene que los costos directos ascienden a la suma de US\$ 2,302.30.

<u>COSTOS</u>	<u>EN US\$</u>
<u>COSTO DIRECTO (C.D.)</u>	2,302.30
<u>COSTO INDIRECTO (C.I.)</u> (10% C.D.)	230.23

<u>COSTO TOTAL PARCIAL</u> (C.T.P.)	2,532.53
<u>MONTAJE</u> (5% C.T.P.)	126.00
<u>COSTO TOTAL DE LOS COMPONENTES</u> <u>ESTANDAR ELECTRICOS</u>	US\$ 2,658.53 =====

5.1.4. Costo Total de la Máquina y Valor de Venta

El Costo Total se obtiene sumando los costos totales de los tres rubros correspondientes; analizados en las tres secciones anteriores:

$$\text{Costo Total} = 3,719.55 + 1,839.29 + 2,658.53$$

$$\text{Costo Total} = \text{US\$ } 8,217.37 \text{ (Dólares Americanos)}$$

En la sección 4.6.3. se calculó el peso de la máquina en 1379 Kg. luego el costo por kilo será de $8,217.37 / 1379 = 5.96 \text{ \$/Kg.}$

El Valor de Venta se obtiene agregando al Costo Total la utilidad. Si se supone que se quiere obtener una utilidad del 20%, el valor de venta será de:

<u>COSTOS</u>	<u>EN US\$</u>
COSTO TOTAL (C.T.)	8,217.37
UTILIDAD (20% C.T.)	1,643.47
VALOR DE VENTA	----- US\$ 9,860.84 -----

El valor de Venta por Kg. será de 9,860.84/
1379 = 7.15 \$/Kg.

5.2. Costo Horario del Rodillo Compactador

Las máquinas a medida que se envejecen y se desgastan demandan mayor gasto de mantenimiento y aún de operación. La finalidad de evaluar los costos horarios, es poder comparar equipos que tienen diferente precio (Inversión Inicial), pero que pueden realizar el mismo trabajo. Muchas veces se prefiere la máquina más barata, pero al final resulta siendo más costosa por tener su costo horario (labor, operación y mantenimiento) elevado.

Los costos de operación son función de las condiciones de utilización según que el propietario respete o no los periodos de uso, de conservación, de limpieza, de engrase, etc., que el mantenimiento preventivo sea correcto o no, de la idoneidad del operador, es decir, son costos que varían ampliamente y no son fáciles de determinar con precisión.

Primeramente, se calculará el costo de Hora-Máquina, luego se le agregará el valor de la Hora Hombre, para obtener el Costo Horario de la Máquina. Al final, se hará una simple comparación con una máquina vibratoria dúplex de conducción manual del mismo caballaje (12HP), según los datos de alquiler de la "Cámara Peruana de la Construcción (CAPECO)", que incluyen operario, combustible, lubricantes y filtros.

5.2.1. Cálculo del Costo de Hora-Máquina (CHM)

Componentes de Costos

1) Precio de Reposición (Valor de Venta)	:	US\$ 9,860.84
2) Vida Util en Años	:	10 años
3) Horas de Trabajo/año	:	2,000
4) Tasa de interés anual	:	6% (en dólares)
5) Tasa de Costos de mantenimiento.	:	5%
6) Costos de Energía (\$ / Kw - h)	:	0.10 \$/Kw-h

Costos Parciales

1) Despreciación

$$D = \frac{\text{Valor de Reposición (\$)}}{\text{Vida Util (años)}} \times \frac{1}{\text{Tiempo de Explotación}}$$

$$D = \frac{9,860.84}{10} \times \frac{1}{2000}$$

$$D = 0.493 \text{ \$/h}$$

2) Costos por Interés

$$I = \frac{\text{Valor de Reposición (\$)}}{2} \times \frac{\text{Interes Calculatorio (\% año)}}{100} \times \frac{1}{\text{Tiempo de Explotación (h/año)}}$$

$$I = \frac{9,860.84}{2} \times \frac{6}{100} \times \frac{1}{2000}$$

$$I = 0.148 \text{ \$/h}$$

3) Costos de Energía

$E = \text{Energía Requerida (KW)} \times \text{Tarifa de corriente (\$ x KW-h)}$

$$\text{Energía Requerida} = 9 + 2.4 = 11.4 \text{HP} = 8.50 \text{ KW}$$

$$E = 8.50 \text{ KW} \times 0.10 \text{ \$/KW-h} = 0.85 \text{ \$/h}$$

$$E = 0.85 \text{ \$/h}$$

4) Costos de Mantenimiento

$$M = \frac{\text{Valor de Reposición (\$)}}{100} \times \frac{\text{Tasas de Costos de Mantenimiento}}{100} \times \frac{1}{\text{Tiempo de Explotación (h/año)}}$$

$$M = 9,860.84 \times \frac{5}{100} \times \frac{1}{2000}$$

$$M = 0.246 \text{ \$/h}$$

Tasa de Costos Operativos y de Mantenimiento (Hora - Máquina)

$$HM = D + I + E + M$$

$$HM = 0.493 + 0.148 + 0.85 + 0.246$$

$$HM = 1.7370 \text{ \$/h}$$

5.2.2. Cálculo del Costo Horario

Al costo de la hora - máquina hay que agregarle el costo del salario del operador estimado en 1.3 \\$/h (HH).

$$\text{Costo Horario} = HH + HM$$

$$\text{Costo Horario} = 1.3 + 1.7370$$

$$\text{Costo Horario} = 3.00 \text{ \$/h}$$

5.2.3. Comparación de costos horarios con una máquina accionada con motor de combustión interna

Para una máquina operada con motor

gasolinero o Diesel, los gastos de operación y mantenimiento son mayores que cuando se opera con motor eléctrico. A pesar de que cada uno de ellos tiene una aplicación particular, en el mercado nacional se encuentran escasas máquinas con accionamiento eléctrico.

En el motor de explosión hay que controlar suministros de: combustible, aceites, grasas, batería (si la hubiera), filtros de aire y aceite y piezas de recambio. La vida útil en años de un motor de explosión es menor que uno eléctrico.

La comparación se hará usando la tabla de alquiler de maquinaria pesada de CAPECO que no incluyen gastos administrativos, utilidad, impuestos y corresponden a trabajo normal.

Según CAPECO, para un rodillo tipo vibratorio Tándem de 12HP autopropulsado, el alquiler diario es de 80 dólares U.S.A. por 8 horas, incluyendo operario, combustible, lubricantes y filtros. Esto equivale a 10 \$/hora que comparado al compactador con accionamiento eléctrico de 3.00 \$/h. da una diferencia de 7.0 \$/h de ahorro. Los costos de

CAPECO pueden estar sobrevalorados, pero es una comparación que vale la pena efectuarla.

Otro de los aspectos que se deben tomar en cuenta para comparar dos máquinas es la producción lograda en m³/hora. En el caso del compactador del presente diseño, los parámetros de producción han sido dados en la sección 4.9.

CAPITULO 5

ILUSTRACIONES Y CUADROS

CUADRO No. 13
(Hoja 1 de 9)

Costos Directos de Fabricación de Componentes Mecánicos

I. RODILLO VIBRATORIO : Plano No. A2-RCV-10

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (kg.)	P. Total (kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	PL. 1/4" x 618 φ x 480 φ	AC. A-36	psa.	02	5.00	10.00	0.8	8.00
02	PL. 3/4" x 618 φ x 480 φ	AC. A-36	psa.	04	11.25	45.00	0.8	36.00
03	PL. 5/8" x 1995 x 1240	AC. A-36	psa.	01	315.00	315.00	0.8	252.00
04	Soldadura	E7018	kg.	05	---	---	1.8	9.00
05	Gases	OX - AC	-	--	---	---	--	10.00
- Desperdicios y Otros consumibles 15%								315.00
<u>COSTO DE MATERIALES</u>								<u>47.15</u>
- Corte, Rolado y Soldados 70 HH x 1.3 \$/HH								91.00
- Taladro, Torno 70HH x 1.3 \$/HH								<u>91.00</u>
<u>COSTO MANO DE OBRA</u>								182.00
- Roladora, Soldadora 30HM x 1 \$/HM								30.00
- Taladro, Torno 60HM x 4 \$/HM								<u>240.00</u>
<u>COSTO HORAS MAQUINA</u>								<u>270.00</u>
<u>COSTO DIRECTO (1 Pieza)</u>								614.15

(Continuación, Hoja 2 de 9)

II. BASTIDOR Y PLACAS LATERALES : Plano No. A2-RCV-11

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	Ang. 3/8" x 2 1/2 x 3330	AC. Comer	PSA.	01	30.00	30.00	0.9	27.00
02	Ang. 3/16" x 2 1/2 x 2692	AC. Comer	PSA.	01	12.00	12.00	0.9	10.80
03	Ang. 3/16" x 2" x 3208	AC. Comer	PSA.	01	12.00	12.00	0.9	10.80
04	PL. 5/8" x 1000 x 900	AC. A-36	PSA.	01	114.75	114.75	0.8	91.80
05	PL. 3/16" x 1368 x 1930	AC. A-36	PSA.	01	101.00	101.00	0.8	80.80
06	Tubo 1 1/4" φ SCH40	AC. A-53	PSA.	01	6.00	6.00	1.5	9.00
07	Soldadura	E7018	Kg.	05	5.00	5.00	1.8	9.00
08	Gases	CX - AC	---	--	---	---	---	10.00
- Desperdicios y Otros consumibles 15%								249.20
<u>COSTO DE MATERIALES</u>								<u>37.38</u>
								286.58
- Caldería y Taladro 49 HH x 1.3 \$/HH								<u>63.70</u>
<u>COSTO MANO DE OBRA</u>								63.70
- Mag. de Soldar, Corte 15 HM x 0.5 \$/HM								6.00
- Taladro 4 HM x 5.00 \$/HM								<u>12.00</u>
<u>COSTO HORAS MAQUINA</u>								18.00
<u>COSTO DIRECTO (1 Pieza)</u>								368.28

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 3 de 9)

III. CHUMACERA EXTERIOR : Plano No. A3-RCV-15

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	BRR. 3/4" x 3/4" x 1474	AC. Comer	pea.	01	4.30	4.30	1.0	4.30
02	PL. 3/4" x 582 x 582	AC. A-36	pea.	04	51.82	51.82	0.8	41.46
03	B. Perforada 175φ x 75φ x 65	AC. SAE 1020	pea.	01	5.66	5.66	2.0	11.32
04	Soldadura	E7018	Kg.	1.5	1.50	1.50	1.8	2.70
05	Gases	OX - AC	-	--	---	---	--	3.00
<p>- Desperdicios y Otros consumibles 15% <u>COSTO DE MATERIALES</u></p> <p>62.78 <u>8.52</u> 71.30</p>								
<p>- Corte, Soldadura 12 HH x 1.3 \$/HH - Maquinado 15 HH x 1.3 \$/HH <u>COSTO MANO DE OBRA</u></p> <p>15.60 <u>19.50</u> 35.10</p>								
<p>- Maq. Soldar 3 HM x 0.5 \$/HM - Torno, Taladro 12 HM x 4 \$/HM <u>COSTO HORAS MAQUINA</u></p> <p>1.50 <u>48.00</u> 49.50</p>								
<p><u>COSTO DIRECTO (1 Pieza)</u></p> <p>155.90</p>								

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 4 de 9)

IV. CHUMACERA INTERIOR : Plano No. A3-RCV-14

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	FL. 3/4" x 582φ x 180φ	AC. A-36	pza.	01	36.00	36.00	0.80	28.50
02	ERR. 3/4" x 3/4" x 1474	AC. Comer	pza.	01	4.30	4.30	1.00	4.50
03	B. Perforada 180φ x 85φ x 72	AC. SAE 1020	pza.	01	8.50	8.50	2.00	17.00
04	Soldadura	E7018	Kg.	1.5	1.50	1.50	1.80	2.70
05	Gases	OX - AC	-	--	---	---	--	3.00
					- Desperdicios y Otros consumibles 15%			55.80
					<u>COSTO DE MATERIALES</u>			<u>8.37</u> 64.17
					- Corte, Soldadura 10 HH x 1.3 \$/HH			13.00
					- Maginado 10 HH x 1.3 \$/HH			<u>13.00</u>
					<u>COSTO MANO DE OBRA</u>			26.00
					- Torno, Taladro 8 HM x 4 \$/HM			1.25
					<u>COSTO HORAS MAQUINA</u>			<u>32.00</u>
					COSTO DIRECTO (1 Pieza)			33.25
								123.42

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 5 de 9)

V. CHUMACERA DEL SISTEMA DE TRASLACION : Plano No. A3-RCV-7

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	PL. 5/8" x 400 x 175	AC. A-36	pza.	01	8.50	8.50	0.80	6.80
02	BRR. Perf. 210φ x 130φ x 85	AC. SAE	pza.	01	6.50	6.50	2.00	13.00
03	PLT. 1" x 75 x 82	AC. Com.	pza.	04	1.75	5.00	0.90	4.50
04	Soldadura	E7018	Kg.	01	1.00	1.00	1.80	1.80
05	Gases	OX - AC	-	--	---	---	--	2.00
- Desperdicios y Otros consumibles 15%								28.10
<u>COSTO DE MATERIALES</u>								<u>4.22</u>
								32.32
- Corte, Soldadura 2.5 HH x 1.3 \$/HH								3.25
- Torno, Cepillo, Taladro 5.0 HH x 1.3 \$/HH								<u>6.50</u>
<u>COSTO MANO DE OBRA</u>								9.75
- Equipo Sold. 1.5 HM x 0.5 \$/HM								0.75
- Torno, Cepillo, Taladro 4 HM x 4.0 \$/HM								<u>16.00</u>
<u>COSTO HORAS MAQUINA</u>								16.75
<u>COSTO DIRECTO (1 Pieza)</u>								58.82

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 6 de 9)

VI. MUNON Y EJE MUNON - CHUMACERA DE TRASLACION : Plano No. A3-RCV-8/ A3-RCV-18

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	BRR. 140φ x 90φ x 120	AC. Fdo.	Psa.	02	8.60	17.20	1.6	27.52
02	PL. 5/8" x 270 x 270	AC. A-36	Psa.	02	9.30	18.60	0.8	14.88
03	Eje 3 1/2" x 195	AC. SAE 1020	Psa.	01	9.60	9.60	2.5	34.00
04	Soldadura	E7018	Kg.	01	1.00	1.00	1.8	1.80
05	Gases	OY - AC	---	--	---	---	---	2.00
- Desperdicios y Otros consumibles 15% <u>COSTO DE MATERIALES</u>								
- Corte y Soldadura 4 HH x 1.3 \$/HH <u>COSTO MANO DE OBRA</u>								
- Maq. de Soldar 4 HM x 0.5 \$/HM - Taladro y Torno 8HM x 4.0 \$/HM <u>COSTO HORAS MAQUINA</u>								
COSTO DIRECTO (1 Pieza)								131.20

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 7 de 9)

VII. TAPA DE CHUMACERA : Plano No. A4-RCV-13; A4-RCV-17; A4-RCV-9

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	PL. 1.5" x 180φ x 66φ	AC. A-36	pea.	01	6.70	6.70	1.00	6.70
Imprevistos 10% <u>COSTO DE MATERIAL</u>								
- Máquina/Hombre: 2.5HM x 6 \$/HM <u>COSTO DE MANO DE OBRA Y MAQ.</u>								
<u>COSTO DIRECTO (1 Tapa)</u>								
								21.67

VIII. VOLANTE Y 2 CONTRAPESOS : Planos No. A3-RCV-12 y A4-RCV-3

01	Masa 380φ x 74φ x 102	Fe. Fdo. Gris	pea.	01	38.00	38.00	2.00	76.00
02	PL. 1/4" x 180 x 180	AC. A-36	pea.	02	1.65	3.30	0.80	2.64
Imprevistos 10% <u>COSTO DE MATERIAL</u>								
- Torno, Taladro 8HH x 1.3 \$/HH <u>COSTO MANO DE OBRA</u>								
								10.40 10.40
- Máquinas 6 HM x 4 \$/HM <u>COSTO HORA MAQUINA</u>								
								24.00 24.00
<u>COSTO DIRECTO (1 juego)</u>								
								120.90

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 8 de 9)

IX. BOCINA PARTIDA : Plano No. A3-RCV-16

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	F. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	Bocina 160φ x 111φ x 80	Er. SAE64	pca.	01	7.12	7.12	4.00	28.48
<p style="text-align: center;">Imprevistos 10% <u>COSTO DE MATERIAL</u></p>								
<p style="text-align: center;">- Máquina/Hombre: 3 HM x 6 \$/HM <u>COSTO DE MANO DE OBRA Y MAQ.</u></p>								
<p style="text-align: center;">COSTO DIRECTO (1 juego)</p>								
								2.84
								31.32
								13.00
								18.00
								49.32

X. EJE DE VOLANTE Y EJE INTERMEDIO TRASLACION : Planos No. A3-RCV-4 y A3-RCV-16

01	Eje 85 mm. φ x 1310	Acero SAE 1045	pca.	01	59.00	59.00	2.80	165.20
02	Eje 60 mm. φ x 400	Acero SAE 1045	pca.	01	9.00	9.00	2.80	25.20
<p style="text-align: center;">Imprevistos 10% <u>COSTO DE MATERIAL</u></p>								
								190.40
								19.04
								209.44
<p style="text-align: center;">- Máquina/Hombre: 16 HM x 6 \$/HM <u>COSTO DE MANO DE OBRA Y MAQ.</u></p>								
								96.00
								96.00
								305.44

CUADRO No. 13

(Continuación, Hoja 9 de 9)

XI. POLEA MOTRIZ : Plano No. A3-RCV-5

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
01	Masa 185φ x 35φ x 68 mm	Fe. Fdo. Gris	pesa.	01	12.00	12.00	2.00	24.00
Imprevistos 10% <u>COSTO DE MATERIAL</u>								
- Máquina/Hombre: 3 HM x 6 \$/HM <u>COSTO DE MANO DE OBRA Y MAQ.</u>								
COSTO DIRECTO								
							2.40	26.40
							18.00	18.00
							44.40	44.40

XII. POLEA CONDUCCIDA : Plano No. A3-RCV-5

<u>Costo Directo</u> = <u>Costo Directo P. Motriz</u> x <u>Peso P. Conducida</u> =		44.40	----- x 11 = 40.70
<u>(US \$)</u>		12	

CUADRO No. 14

(Hoja 1 de 5)

Costos Directos de los Componentes Estándar del Sistema Mecánico

"Entre paréntesis (), se indica la ubicación en plano de conjunto No. A2-RVC-1

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
1 (01)	Piñón para Cadena paso 1" (ASA 80) de 19 dientes	Acero AISI 1060	psa.	01	---	---	33.00	33.00
2 (05)	Catalina para Cadena paso 1" (ASA 80) de 38 dientes.	Fe. Fdo. Gris	psa.	01	---	---	50.00	50.00
3 (02)	Cadena Simple paso de 1" (ASA 80).	Acero con T.T.	m.	1.60	---	---	47.50	76.00
4 (04)	Piñón para Cadena paso 1 1/4" (ASA 100) de 19 dientes.	Acero AISI 1060	psa.	01	---	---	62.00	62.00
5 (06)	Catalina para Cadena paso 1 1/4" (ASA 100) de 38 dientes.	Fe. Fdo. Gris	psa.	01	---	---	100.00	100.00
6 (05)	Cadena Simple paso de 1.25" (ASA 100).	Acero con T.T.	m.	2.40	---	---	68.00	164.00
7 (09)	Rueda 6" ϕ x 200	Fe. Fdo. Gris	psa.	02	---	---	80.00	160.00

(Continuación, Hoja 2 de 5)

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
8 (10)	Eje de Rueda 1" ϕ x 300 mm. con rodajes.	Acero AISI 1020	pesa.	02	---	---	20.00	40.00
9 (11)	Base Portarueda	Acero A-36	pesa.	02	---	---	10.00	20.00
10 (26)	Faja en V # B71	---	pesa.	03	---	---	12.00	36.00
11 (65)	Rodaje de Rodillos a Rótula # 22213 C3-W33 (65 mm. ϕ).	Acero SKF	pesa.	02	---	---	85.00	170.00
12 (45)	Rodaje de Rodillos a Rótula # 22215 C3-W33 (75 mm. ϕ).	Acero SKF	pesa.	02	---	---	95.00	190.00
13 (58)	Chumacera de Pie SY50FJ (50 mm. ϕ).	Acero	pesa.	02	---	---	50.00	100.00
14 (35)	Neumatico Good Year G8 - 6.95 x 14 (usado)	---	pesa.	02	---	---	25.00	50.00
15 (20)	Grasera Recta 1/8" NPT	Acero	pesa.	02	---	---	0.60	1.20

CUADRO No. 14

(Continuación, Hoja 3 de 5)

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
16 (07, 22)	Chaveta 16 x 16 x 160	Acero AISI 1045	pza.	01	0.4	0.4	5.00	2.00
17 (27)	Chaveta 10 x 8 x 58	Acero AISI1045	pza.	01	0.1	0.1	5.00	0.50
18 (42, 67)	Chaveta 12 x 8 x 240 mm	Acero AISI 1045	pza.	01	0.7	0.7	5.00	3.50
19 (57)	Chaveta 12 x 8 x 60 mm.	Acero AISI1045	pza.	01	0.1	0.1	5.00	0.50
20 (62)	Chaveta 12.7 x 12.7 x 70 mm.	Acero AISI1045	pza.	01	0.1	0.1	5.00	0.50
21 (08, 23)	Prisionero Allen 3/8" - 16 UNC x 3/4"	Acero de Máquina	pza.	02	---	---	0.40	0.80
23 (28)	Prisionero Allen 1/4" - 20 UNC x 1"	Acero de Máquina	pza.	01	---	---	0.30	0.30
24 (43)	Prisionero Allen 5/8" - 18 UNF x 3/4"	Acero de Máquina	pza.	04	---	---	1.00	4.00

CUADRO No. 14

(Continuación, Hoja 4 de 5)

Item	Descripción	Material	Unid.	Cant.	P. Unitario (Kg.)	P. Total (Kg.)	Costo Unit. (US\$)	Costo Total (US\$)
25 (61, 56)	Prisionero Allen 1/2" - 12 UNC x 1"	Acero de Máquina	pca.	02	---	---	0.80	1.60
26 (66)	Prisionero Allen 3/4" - 10 UNC x 1 1/2"	Acero de Máquina	pca.	01	---	---	2.00	2.00
27 (16)	Ferno 5/8" - 16 UNF x 2.5"	Ac. SAE Grado 5	pca.	06	---	---	0.50	3.00
28 (18)	Ferno 1/2" - 20 UNF x 1.25"	Ac. SAE Grado 5	pca.	12	---	---	0.20	2.40
29 (15)	Tuerca 5/8" - 16 UNF	Ac. SAE Grado 5	pca.	06	---	---	0.20	1.20
30 (19)	Tuerca 1/2" - 20 UNF	Ac. SAE Grado 5	pca.	12	---	---	0.15	1.80
31 (22)	Ferno 3/4" - 16 UNF x 1.25"	Ac. SAE Grado 5	pca.	18	---	---	0.40	7.20
32 (23)	Ferno 3/8" - 24 UNF x 1"	Ac. SAE Grado 2	pca.	24	---	---	0.10	2.40
33 (29)	Ferno 1/2" - 20 UNF x 2"	Ac. SAE Grado 5	pca.	04	---	---	0.30	1.20

CONCLUSIONES

- 1. Los criterios adoptados para el diseño y/o selección de los componentes del compactador vibratorio, materia de esta tesis, pueden quedar como guía metodológica para calcular cualquier tipo de rodillo compactador vibratorio de diferente tamaño y características. Durante el desarrollo de esta tesis, se ha tratado en lo posible de utilizar la máxima información extraída de los textos y catálogos, así como también de datos reales comprobados en la práctica.*
- 2. La realización de este trabajo es el resultado del estudio de la mecánica de suelos y la mecánica de las vibraciones, conocimientos que fueron necesarios para comprender el fenómeno de la compactación que aún todavía no se conoce con mucha precisión.*
- 3. Vale la pena mencionar que este diseño corresponde exactamente al trabajo que se realizó para la Cia. Minera Agregados Calcáreos S.A., en donde se encuentra la máquina operativa. En dicha oportunidad, se aprovechó los materiales existentes en el almacén de la Cia. tales como el motor eléctrico, el motorreductor, las bocinas*

del sistema de traslación, los neumáticos usados (dados de baja de los vehículos de la Empresa), entre otros. Por esta y otras razones obvias, considero que el diseño es mejorable como lo es cualquier diseño de maquinas que con el transcurso del tiempo se perfecciona hasta lograr optimizar la calidad, operatividad, apariencia estética y economía.

4. Se concluirá analizando determinadas alternativas para el sistema mecánico y el de accionamiento, así como también haciendo un comentario acerca del valor de venta del compactador y de la eficiencia de los procesos de compactación en las obras.

I. Alternativas en el Sistema Mecánico

En el sistema mecánico se presentan alternativas al sistema de suspensión, a la frecuencia, la amplitud y la velocidad de traslación, al confort del operador y a las bocinas de bronce que sirven de apoyo del bastidor sobre los muñones del sistema de traslación.

Sistema de Suspensión del Bastidor

Durante el diseño se decidió usar 2 neumáticos usados (sin eccada), en vez de un sistema de amortiguadores de jebe, porque en el país se fabricaban amortiguadores con baja calidad y a un alto costo, de manera que no garantizaban un buen

funcionamiento. Se podían conseguir importados, pero a un costo elevado. Es posible que a la fecha actual puedan importarse a más bajo precio. Las marcas más conocidas son la Dunlop - Metalastic (Inglaterra), la NO VIBRA - TRELLEBORG (Suecia) y la Lord Corporation (Alemania), entre otras.

Usando amortiguadores tipo tocho cilíndrico de jebe (generalmente 6 por lado, dispuestos circunferencialmente), se compacta el diseño del eje de volantes sin permitir voladizos críticos en el lado de la polea de transmisión. Debido a que los amortiguadores están exigidos a un trabajo fuerte, se tiene que proveer un stock de repuestos para salvar cualquier emergencia; en ese sentido, el uso de neumáticos es más ventajoso, pues en caso de desperfectos se retira el neumático, se repara y se vuelve a colocar o se tiene uno de repuesto.

Para cualquier diseño posterior en caso de usar neumáticos, primero se tiene que elegir el tipo de neumático (que puede ser de un típico auto VW o de otro), para tomar el diámetro exterior como diámetro interior del rodillo. Se debe tener presente, que el coeficiente "K" de resorte usado para el neumático en esta tesis es válido para cargas no mayores de 500 Kg., (neumáticos de auto de pasajeros). Para

neumáticos de mayores dimensiones como por ejemplo de camiones o tractores el "K" aumenta grandemente y tiene que ser buscado en textos de Ingeniería Automotriz o calculando en la práctica.

Frecuencia y Amplitud de Vibración

El presente diseño permite variar la amplitud dentro de límites impuestos por el tamaño del eje de volantes y los rodamientos, lo mismo sucede con la frecuencia de operación, pero en este caso la limitan las RPM máximas admisibles para la lubricación con grasa de los rodajes, cuyo valor es de 2,400 RPM (40 Hz) y el tiempo de arranque del motor.

Muchas máquinas importadas tienen una frecuencia de operación fija y elevada, de alrededor de 3000 a 4000 RPM, esto podría ser aceptado en las máquinas livianas (para compensar su peso estático), pero no en las que tienen pesos mayores que 1 TON (1000 Kg.) porque hay que tener en cuenta que el incrementar la frecuencia mas allá de la frecuencia de resonancia del material incrementa la fuerza centrífuga, pero reduce la eficiencia de compactación, porque la amplitud real disminuye.

La Cia. ALBARET en algunos de sus compactadores

usa microprocesadores que con un sistema de control por ángulo de desfase, automáticamente ajustan la frecuencia de vibración con la frecuencia de resonancia del suelo para mantener el esfuerzo óptimo de compactación. El Cuadro No. 16 - Apéndice (Resultados de Ensayos efectuados por Albaret) incluido en el Apéndice, muestra la comparación entre una máquina con RPM fijas con otra que tiene el control automático de regulación de máxima frecuencia mencionada. La máquina equipada con el control transmitió más fuerza y requirió un 30% menos de potencia. Este tipo de control no puede ser usado en capas delgadas de asfalto porque induce a errores, trabaja bien sobre roca gruesa y rellenos granulares.

Se ha de tener en cuenta que el efecto de compactación depende de diferentes factores que incluyen el peso lineal del rodillo (Kg/cm), la frecuencia y la amplitud de vibración. Una alta fuerza centrífuga por sí sola no necesariamente implica un alto esfuerzo de compactación.

Si el factor limitante para aumentar las RPM del eje de la volante fuera la lubricación por grasa de los rodajes, se podría usar un sistema automático de lubricación con aceite, pero considero que este

cambio sería una ventaja sólo para los rodajes más no para la mejora de la eficiencia del rodillo mismo.

Velocidad de Traslación

En casi todos los compactadores importados de conducción manual la velocidad es regulable en el orden de 1.3 a 4.0 Km/h, en nuestro caso la velocidad está fijada a 3.0 Km/h recomendada tanto para suelos como para asfalto. En las obras, el trabajo se limita a elegir la velocidad que logra la mejor compactación y fatiga menos al operador y aún en las máquinas que cuentan con asiento para operador y rueda direccional, siempre la menor velocidad dará mejores resultados. Es posible que las máquinas importadas ofrezcan una variedad de velocidades y una velocidad máxima elevada para conseguir mayores ventas al ser mayor la producción "nominal" en m³.hora de suelo compactado.

Confort del Operador

Una vez calculada la máquina y de haber comprobado la amplitud de vibración en el bastidor - Chasis, es fácil adicionar una rueda directriz con asiento para el operador. Se adicionará un timón y un sistema de dirección mecánico o hidráulico. Esta variante podría ofrecerse como alternativa al de

conducción manual.

Bocinas de Bronce, apoyos del Bastidor sobre los Muñones del Sistema de Traslación

Estas bocinas además de exigir más potencia al Motorreductor del sistema de traslación son muy costosas (alrededor de US\$ 60.00 c/u) comparadas con rodajes de bolas simples o de contacto angular para el mismo eje (US\$ 40 - 50 c/u).

El uso de rodajes por su bajo coeficiente de fricción en el arranque permitirá un arranque más suave que se percibirá en el brazo de accionamiento. En el arranque las bocinas de bronce tratan de arrastrar al bastidor haciendo girar al brazo de accionamiento y provocando molestias al operador.

Otra de las ventajas de usar rodajes, es que el conjunto rodillo - bastidor se hace más compacto, la catalina de accionamiento del neumático podría ir unida al aro del mismo y la cadena pasaría por un agujero trabajado en el bastidor. Esto facilita el compactado de los suelos en los límites con muros, losas existentes u otro tipo de obstáculos.

II. Alternativas al Sistema de Accionamiento

En las empresas industriales del país, especial-

mente en las que tienen alta capacidad eléctrica instalada, se prefiere el accionamiento eléctrico al de Combustión interna por sus ventajas inherentes, pero también porque Electroperú asigna a cada empresa una determinada cantidad de energía eléctrica de acuerdo a la capacidad instalada (Máxima Demanda) y cobra mensualmente, se consume o no; de tal manera que las empresas prefieran tener calentadores eléctricos en vez de quemadores a combustible, mezcladoras de concreto con motor eléctrico en vez de motor de explosión y así por consiguiente.

A manera de repaso, se mencionarán las ventajas inherentes y las desventajas del accionamiento eléctrico y las desventajas del accionamiento con motores de combustión interna.

Ventajas del Accionamiento Eléctrico.

- a) Siempre listo para funcionar.
- b) Posibilidad de efectuar instalaciones independientes para cada mecanismo de la máquina, dándole a la transmisión de potencia, simplicidad de construcción, lo mismo que a los mandos del mecanismo.
- c) Alto rendimiento económico en comparación con

otros tipos de accionamiento.

- d) *Facilidad para regular la velocidad en considerables límites y conveniencia de inversión de los mecanismos.*
- e) *Seguridad de funcionamiento, sencillez de construcción y fiabilidad de trabajo de los mecanismos de seguridad.*
- f) *Posibilidad de trabajar con considerables sobrecargas de corta duración.*
- g) *Menos ruido y menos contaminación.*
- h) *Su eficiencia puede llegar a 0.98, permitiendo el ahorro de energía eléctrica, desde que el motor se puede parar y arrancar fácilmente y no necesita mantenerse encendido en los tiempos de trabajo muerto.*

Desventajas del Accionamiento Eléctrico

No pueden ser usados en vehículos autopropulsados que no cuenten con suministro de voltaje.

Desventajas del Accionamiento con Motores de Combustión Interna

- a) *Imposibilidad de arrancar el motor bajo carga y la necesidad de colocar embragues de fricción que desconecten el motor del mecanismo en el momento*

de arranque.

- b) Necesidad de colocar motores de elevada potencia para vencer los pares de arranque, puesto que no desarrollan grandes pares de arranque y no pueden trabajar con considerables cargas. Así por ejemplo, para una Placa Vibratoria Dynapac CM-20 de 400 Kg. de peso, se recomiendan los siguientes motores equivalentes: Motor a gasolina de 10.5 HP, Motor Diesel de 7.0 HP y motor eléctrico trifásico de 5.0 HP.
- c) Necesidad de colocar acoplamientos inversibles y frenos complementarios ya que el motor de combustión interna tiene sentido de rotación invariable de su árbol.
- d) Debe ser provisto de una caja de cambios por engranajes, para cambiar el torque desde que el torque desarrollado por el motor a diferentes velocidades del cigueñal cambia insignifican-
mente.
- e) Tienen un tiempo de vida más corto que otro tipo de motores.

El sistema de accionamiento, frecuentemente usado es el que lleva un motor diesel o gasolinero que acciona una bomba hidráulica que a su vez mediante

motores hidráulicos, válvulas y/o mecanismos proporcionan los movimientos necesarios para la vibración, traslación y dirección.

III Valor de Venta del Compactador

Se puede concluir que el Valor de Venta estimado en US\$ 9,861.00 es competitivo con respecto al precio de otras máquinas similares importadas, de conducción manual. Por ejemplo, el compactador de conducción manual marca STOTHERT - FIT, tipo D90 de 1281 Kg., con un peso lineal de 7.11 Kg/cm. (por rodillo) y con motor diesel de 15.6 HP tiene un valor de venta de US\$ 15,600.00, puesto en Lima y el compactador también STOTHERT - FIT, tipo TR95 de 1500 Kg., con un peso lineal de 11.6 Kg/cm. (diámetro del rodillo de 660 mm.), con motor diesel de 15.6 HP tiene un valor de venta de US\$ 21,000.00 puesto en Lima (éste último con asiento para conductor y rueda estática direccional, ambos de fabricación inglesa).

El precio competitivo puede ser aprovechado para efectuar más investigación y mejorar al producto para competir internacionalmente, aunque con la situación económica actual de recesión, es difícil invertir y competir; sin embargo muchas industrias están invirtiendo en cambiar su giro industrial o

ampliándose y están construyendo obras civiles de importancia y es a ellas a quienes les puede convenir fabricar su propia máquina, ahorrando así divisas para el país.

Al tratar el costo de fabricación se le separó en 3 rubros, con la finalidad de resaltar en que rubro se ubicaban los costos más elevados y poder estudiar la posibilidad de reducirlos. Así se obtuvo:

a) Costo de piezas fabricadas :	US\$ 3,719.55 (45%)
b) Costo de piezas mecánicas :	1,839.29 (22%)
Estándar.	
c) Costo de piezas eléctricas :	2,658.53 (33%)
Estándar.	

COSTO TOTAL :	US\$ 8,217.37 (100%)

De aquí se observa que:

- El costo de las piezas fabricadas puede ser reducido aplicando la ingeniería de métodos de fabricación en serie. La estimación original se hizo con 320 HH (Horas Hombre) que dan un promedio de 230 HH/TON de material trabajado.
- Para reducir el costo de las piezas mecánicas estándar, se puede fabricar toda la piñonería del sistema de transmisión por cadenas del mecanismo de traslación, en lugar de comprarlos en

terceros.

- El costo de las piezas eléctricas estándar es muy elevado y esto es porque el motorreductor y el motor Delcrova tienen precios significativos. Esto puede corregirse seleccionando para el mecanismo de traslación un motor con reductor separado y fabricando el reductor dentro de la planta, o importando tanto el motorreductor como el motor de vibración.

IV. Eficiencia de los Procesos de Compactación en las Obras

Una buena pista de carretera debe durar 20 años aproximadamente, siempre y cuando se haya cumplido con las normas de construcción establecidas. Una de estas normas es la compactación bien efectuada. En el precio de una carretera o en una pista de vuelo, el costo de compactación no representa más que una pequeña parte del orden del 1%. El costo de un suplemento de compactación es mucho más pequeño.

Reparar las deformaciones de una carretera, cuesta como mínimo una capa sobre toda la superficie, lo que representa como mínimo el firme (la obra de tierra, las obras de fábrica, etc.). Frecuentemente, estos costes pueden aún ser mayores.

Se dice que una regla de oro en la compactación es "En la Compactación, No Escatimarás". El problema de la compactación no es tanto disminuir el precio de costo de la compactación, como el de encontrar los métodos seguros para obtener una compactación suficiente. Bajo ésta perspectiva, los progresos en relación con los métodos de control son quizá más importantes que los progresos sobre los compactadores.

RECOMENDACIONES GENERALES

1. Cuando no se tienen instrumentos para chequear las amplitudes de vibración, como fue el caso en esta tesis, se recomienda palpar al tacto el suelo a una distancia de un metro del compactador y percibir las vibraciones, si esto sucede así el suelo está dentro de la resonancia. Es mejor usar instrumentos apropiados para el chequeo de las amplitudes tales como Vibrómetros, Analizadores de Vibraciones, Acelerómetros y/o transductores de velocidad.
2. No se efectuaron pruebas exactas sobre la producción del compactador. Sin embargo, el compactador ha intervenido en la construcción de muchas pistas y losas de almacenaje, llegándose a lograr la densidad prefijada. Se recomienda a la Cia. Minera Agregados Calcáreos ordenar se hagan las pruebas necesarias para calcular la producción real del compactador y así obtener su rendimiento real y poder comparar con otros compactadores similares.
3. En la formación del Ingeniero Mecánico, se requiere sólido conocimiento de los problemas vibratorios muy frecuentes de encontrar en la industria. Recomendaría a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la U.N.I. incluir

un curso con tópicos prácticos en el Análisis de Vibraciones en Máquinas que en un principio podría ser electivo.

4. Se recomienda a los usuarios de los compactadores, respetar y cumplir seriamente con las especificaciones de control, pues como se ha visto la compactación no representa un elevado porcentaje del costo de la obra, sin embargo si está mal efectuada, el 100% de la obra podría perderse en poco tiempo.

BIBLIOGRAFIA

01. APARATOS Y MAQUINAS DE ELEVACION Y TRANSPORTE
M. Alenxádrov
Editorial MIR - Moscú, 1976.
02. COMPACTACION EN CARRETERAS Y AEROPUERTOS
Georges Arquie
Editores Técnicos Asociados
Barcelona - 1978.
03. COMPACTACION DE TERRENOS, TERRAFLENES Y PEDRAPLENES
Francisco Arredondo y Verdu
Editores Técnicos Asociados
Barcelona - 1978.
04. CONCEPTOS SOBRE CHOQUE Y VIBRACION EN EL DISEÑO DE INGENIERIA.
Charles E. Crede
Centro Regional de Ayuda Técnica
Editorial Préntice Hall. México - 1970.
05. DESIGN OF WELDMENTS
Omer W. Blodgett
The James F. Lincoln Arc. Welding Foundations.
Ohio - USA.
06. DISEÑO DE MAQUINAS
A.S. Hall, A.R. Hollowenco, H.G. Laughlin.
Editorial Mc. Graw Hill - México, 1971.
07. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
Juan J. Hori A.
Universidad Nacional de Ingenieria
Lima - Perú, 1980.
08. ELEMENTS OF SOIL MECHANICS FOR CIVIL & MINING ENGINEERS
G.N. Smith
Crosby Lockwood & Son Ltd. London, 1980.
09. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES
Juan Hori Asano
Universidad Nacional de Ingenieria
Lima - 1977.
- FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN
Raymond Roark
Mc. Graw Hill - 1965.

11. *FUNDAMENTOS DE LA TEORIA Y EL CALCULO DE TRACTORES Y AUTOMOVILES*
D.A. Chudakov
Editorial MIR - Moscú.
12. *INTRODUCTION TO MACHINERY VIBRATION AND NOISE IRD MECHANALYSIS, INC.*
USA - 1975.
13. *JOURNAL OF THE SOIL MECHANICS AND FOUNDATIONS DIVISION*
Volumen 86 No. SM4
August 1960 - Parte I.
14. *MAQUINARIA PARA OBRAS*
A. Gabay - J. Zemp
Editorial: Blume - Labor 1978.
15. *MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIA*
Hamilton H. Mabie - Fred W. Ocvirk
Editorial Limusa - México, 1978.
16. *MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS*
Tomo 2: Dinámica
Beer y Johnston
Mc. Graw Hill - 1967.
17. *MECHANICS OF MACHINES*
G.H. Ryder and M.D. Bennett
The Macmillan Press Ltd. - London, 1975.
18. *PROYECTO Y CONSTRUCCION DE CARRETERAS*
Tomo I
Georges G. Jeuffroy
Editores Técnicos Asociados
Barcelona - 1982.
19. *ROAD MAKING MACHINERY*
K. Abrosimov, A. Bromberg, F. Katayer.
MIR Publishers Moscow, 1980.
20. *RESISTENCIA DE MATERIALES*
Ferdinand L. Singer
Harper Row Publishers Inc. - 1971.
21. *SOIL COMPACTION*
Correspondence Course
Wacker Corporation
3808 W. Elm. Street. P.O. Box 09402
Milwaukee Wi 53209 (414) 351-0360.

22. SOIL MECHANICS
N. Tsytovich
MIR Publishers Moscow - 1976.
23. VIBRACIONES EN MAQUINAS HERRAMIENTAS
S.A. Tobías
Editorial URMO, España - 1984.
24. VIBRATION DESIGN OF FOUNDATIONS FOR MACHINE AND
TURBINES
Major Alexander
Editorial Collet's London
Budapest - 1962.
25. VIBRATION OF SOILS AND FOUNDATIONS
F.F. Richart and Others
Englewood Cliffs, Prentice Hall - 1970.