

Rubén Cañive
6/3/03.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

SIMULACION TEORICO - PRACTICA DE UN SISTEMA DE CONTROL
AUTOMATICO ELECTROHIDRAULICO

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

MARIO YANNUZZELLY CANEPA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1983

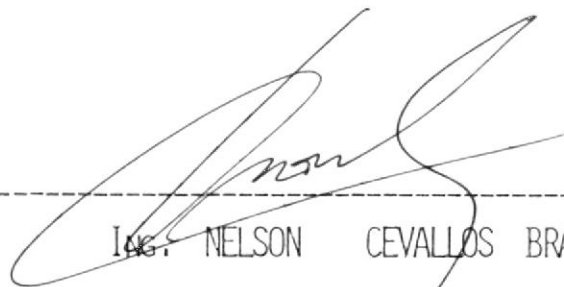
AGRADECIMIENTO

AL ING. NELSON CEVALLOS B.,
DIRECTOR DE TESIS POR SU
AYUDA Y COLABORACION PARA LA
REALIZACION DE ESTE TRABAJO.

AL ING. GIULIO RICCI O., POR
SU AYUDA Y COLABORACION EN
ESTA TESIS.

DEDICATORIA

- A MIS PADRES; A LOS CUALES ADMIRO Y AGRADEZCO POR TODO SU AMOR, ESFUERZOS Y SACRIFICIOS QUE ME ENTREGARON , PARA PERMITIRME CULMINAR MIS ESTUDIOS Y OBTENER MI PROFESION EN INGENIERIA MECANICA.
- A MIS HERMANOS CON EL SINCERO AMOR QUE LES PROFESO.



ING. NELSON CEVALLOS BRAVO
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTOS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE; Y, EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA MISMA, A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESPOL).

A handwritten signature in black ink, written over a horizontal line. The signature is stylized and appears to read 'Mario Yannuzzielli Canepa'.

MARIO YANNUZZELLI CANEPA

R E S U M E N

El presente estudio ha tenido como finalidad hacer un análisis experimental de los principales elementos constitutivos y en conjunto que conforman el equipo demostrativo, adquirido por la Escuela Superior Politécnica del Litoral. Para tal efecto se han utilizado los fundamentos principales tanto de fluidos como de controles automáticos.

De acuerdo al orden estructural establecido en el Temario, iniciamos haciendo un estudio del comportamiento de los diferentes elementos, como son: válvula, motor, amplificador operacional y cilindro.

Posteriormente se efectuaron estudios de respuesta ante señales, rampa y escalón para servomecanismos tipo 0. Además se efectuó el análisis de respuesta a la frecuencia con el fin de obtener la función de transferencia del

VII

conjunto válvula motor, para finalmente hacer un análisis de los resultados obtenidos.

En fin, se ha tratado de obtener una idea del funcionamiento del equipo experimental utilizado, con el fin de implementar el Laboratorio de Controles Automáticos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la ESPOL.

INDICE GENERAL

	<u>PAG</u>
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VIII
INDICE DE FIGURAS -----	XIII
INDICE DE TABLAS -----	XV
INTRODUCCION -----	16
CAPITULO I	
GENERALIDADES -----	18
1.1. MOTIVACION Y FACTIBILIDAD -----	18
1.2. APLICACIONES DE LOS SISTEMAS DE CONTROLES HI DRAULICOS -----	19
CAPITULO II	
ASPECTOS TEORICOS DE LOS SISTEMAS DE CONTROL-----	20
2.1. DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DE CICLO ABIERTO Y DE CICLO CERRADO -----	20
2.2. ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO EN ESTADO ESTABLE DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DE CICLO CERRADO-	24

2.2.1. Error -----	25
2.2.2. Estabilidad -----	32
2.2.2.1. Criterio del lugar geométrico de las raices -----	33
2.2.2.2. Respuesta a la frecuencia -----	39
2.2.2.3. Criterio de Nyquist -----	42
2.3. ANALISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO DE LOS SISTE <u>MA</u> MAS DE CONTROL -----	50
2.4. APLICABILIDAD DE ESTOS CONCEPTOS A LOS SISTEMAS HIDRAULICOS -----	54
CAPITULO III	
ESTUDIOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA ELECTROHIDRAULICO - EN ESTADO ESTABLE -----	61
3.1. GENERALIDADES SOBRE EL EQUIPO EXPERIMENTAL UTILIZA <u>DO</u> -----	61
3.1.1. Esquema del Equipo -----	61
3.1.1.1. Circuito Eléctrico -----	61
3.1.1.2. Circuito Hidráulico -----	63
3.1.2. Características de los diferentes componen <u>tes</u> del equipo-----	63
3.1.2.1. Amplificador Operacional -----	66
3.1.2.2. Amplificador Conductor de la válv <u>u</u> la -----	68
3.1.2.3. Medidor de Flujo -----	69

3.1.2.4. Válvula Electrohidráulica -----	70
3.1.2.5. Motor hidráulico -----	71
3.1.2.6. Cilindro Hidráulico -----	73
3.1.2.7. Filtro de Aceite -----	77
3.1.2.8. Acumulador -----	77
3.2. CALIBRACION DEL MEDIDOR DE FLUJO -----	81
3.2.1. Calibración del medidor de velocidad -----	81
3.2.2. Cálculo de las curvas de caudal Vs. Ve- locidad -----	87
3.2.2.1. Para altas revoluciones del motor - hidráulico -----	87
3.2.2.2. Para bajas revoluciones del motor - hidráulico -----	98
3.3. OBTENCION DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE LA VAL VULA SOLENOIDE -----	98
3.3.1. Para un diferencial de presión de 20 BAR--	99
3.3.2. Para un diferencial de presión de 40 BAR--	105
3.4. DETERMINACION DE LAS PERDIDAS POR FRICCIÓN Y OB TENCION DE LAS CURVAS DE TORQUE DEL MOTOR HIDRAU LICO -----	110
3.4.1. Determinación de las pérdidas por fricción en el motor hidráulico -----	110
3.4.2. Obtención de las curvas de torque del mo tor hidráulico -----	119
3.5. DETERMINACION DE LA FRICCIÓN, AREA EFECTIVA Y PERDIDAS EN EL CILINDRO HIDRAULICO -----	127

3.5.1. Determinación de la fricción -----	127
3.5.2. Determinación del área efectiva -----	130
3.5.3. Pérdidas en el cilindro hidráulico -----	133
3.6. ANALISIS DEL EFECTO DE LA APLICACION DE CARGA AL MOTOR HIDRAULICO -----	138
3.7. ANALISIS DEL EFECTO DE REALIMENTACION EN EL CON- TROL DE LA VELOCIDAD DEL SISTEMA -----	149
3.7.1. Análisis de los atenuadores -----	149
3.7.1.1. Para el Atenuador 1 -----	149
3.7.1.2. Para el Atenuador 2 -----	153
3.7.2. Análisis del efecto de realimentación en un sistema de control de velocidad -----	156
3.8. ANALISIS DEL EFECTO DE UN TORQUE PERTURBADOR-----	164
3.9. OBTENCION DE LAS CURVAS DE VELOCIDAD Vs. ERROR DE ESTADO ESTABLE -----	173
3.10.DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE ERROR DE UN SER- VOMECANISMO TIPO 0-----	173
3.10.1. Señal Rampa -----	175
3.10.2. Señal Escalón -----	182
3.11.ANALISIS DEL EFECTO DE REALIMENTACION POSITIVA EN SERVOMECANISMOS ROTATORIOS -----	182
 CAPITULO IV	
ESTUDIOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA ELECTRO HIDRAULICO - EN ESTADO TRANSIENTE -----	190

4.1. ANALISIS DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA DEL SISTEMA DE CONTROL ROTATORIO DE LAZO ABIERTO -----	190
4.2. ANALISIS DEL EMPLEO DEL METODO DE COMPENSACION EN UN SERVO MECANISMO ROTATORIO -----	197
4.3. ANALISIS DEL EFECTO POR RETRASO TEMPORAL POR TRANS PORTE -----	197
CAPITULO V	
ANALISIS Y DISCUSION DE LOS RESULTADOS -----	199
5.1. ANALISIS DE LOS RESULTADOS -----	199
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	208
APENDICES -----	210
BIBLIOGRAFIA -----	215

INDICE DE FIGURAS

<u>N°</u>		<u>PAGS.</u>
2.1.	SISTEMA DE CONTROL DE CICLO ABIERTO-----	21
2.2.	SISTEMA DE CONTROL DE CICLO CERRADO -----	21
2.3.	SISTEMA DE CONTROL DE CICLO ABIERTO -----	26
2.4.	SISTEMA DE CONTROL DE CICLO CERRADO -----	26
2.5.	PLANOS-----	34
2.6.	GRAFICO DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA -----	40
2.7.	PLANO $1+G(s)H(s)$ y PLANO $G(s) H(s)$ -----	46
2.8.	PLANOS -----	46
2.9.	SISTEMA DE CONTROL DE LAZO ABIERTO CON VARIAS SEÑALES - DE ENTRADA Y SALIDA -----	53
2.10.	DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN SISTEMA DE CONTROL DE LAZO - ABIERTO CON VARIAS SEÑALES DE ENTRADA Y SALIDA -----	53
2.11.	DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN SISTEMA DE CONTROL DE COMBUSTI BLE DE UNA TURBINA A GAS -----	57
2.12.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL DE LOS ALABES GUIAS Y VALVULAS DE SANGRADO DE UNA TURBINA A GAS-----	59
2.13.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE "RATCHET" DE UNA TUR BINA A GAS -----	59
3.1.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL CIRCUITO ELECTRICO DEL EQUIPO EX PERIMENTAL -----	62
3.2.	DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO DEL EQUIPO EXPERIMENTAL	64
3.3.	VARIACION DE LA VISCOSIDAD DEL ACEITE CON LA TEMPERATURA	65
3.4.	DIAGRAMA DEL AMPLIFICADOR OPERACIONAL PARA UNA ENTRADA--	67
3.5.	DIAGRAMA DEL AMPLIFICADOR OPERACIONAL PARA VARIAS ENTRA DAS -----	67
3.6.	VALVULA SERVO ELECTRO HIDRAULICA -----	72
3.7.	MOTOR HIDRAULICO -----	74
3.8.	CILINDRO HIDRAULICO -----	76
3.9.	FILTRO HIDRAULICO -----	78
3.10.	ACUMULADOR -----	80

3.11.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL-----	83
3.12.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	89
3.13.	DIAGRAMA DE LOS ATENUADORES -----	90
3.14.	CONEXIONES PARA EL GRAFICADOR -----	95
3.15.	CURVAS PARA ALTAS REVOLUCIONES -----	96
3.16.	CURVAS PARA BAJAS REVOLUCIONES -----	97
3.17.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	101
3.18.	CIRCUITO DE ATENUADORES, AMPLIFICADOR OPERACIONAL-	102
3.19.	CURVA DE Q Vs. V_x PARA $\Delta P=10$ BAR-----	107
3.20.	CURVA DE Q Vs. V_x PARA $\Delta P=40$ BAR -----	109
3.21.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	112
3.22.	CURVA DE P_f EN EL MOTOR -----	118
3.23.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL-----	120
3.24.	CURVA DE T Vs. ΔP EN EL MOTOR -----	126
3.25.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	128
3.26.	PREPARACION DEL CILINDRO HIDRAULICO PARA MEDIAR - LAS PERDIDAS -----	131
3.27.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	139
3.28.	CURVAS DE Q Vs. ΔP CON CURVAS DE T CONSTANTE ----	148
3.29.	DIAGRAMA DE BLOQUE CON REALIMENTACION EN EL <u>CON</u> TROL DE LA VELOCIDAD DEL SISTEMA -----	150
3.30.	CONEXIONES DEL PANEL ELECTRONICO PARA EL ANALISIS DEL ATENUADOR 1 -----	152
3.31.	CONEXIONES DEL PANEL ELECTRONICO PARA EL ANALISIS DEL ATENUADOR 2 -----	154
3.32.	CONEXION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	158
3.33.	CURVA DE w Vs. VALOR DE REALIMENTACION -----	163
3.34.	DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN CICLO CERRADO DE CONTROL	165
3.35.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	166
3.36.	CURVAS DE Δw_{EE} Vs. VALOR DE REALIMENTACION -----	172
3.37.	CURVA DE Δw_{ER} Vs. w INICIAL -----	174
3.38.	DIAGRAMA DE BLOQUE DE CICLO CERRADO DE CONTROL DE VELOCIDAD -----	176
3.39.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	177

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.40.	RESPUESTA DE UN SERVO MECANISMO TIPO 0, ANTE UNA SEÑAL RAMPA -----	181
3.41.	RESPUESTA DE UN SERVOMECANISMO TIPO 0, ANTE UNA SEÑAL ESCALON -----	183
3.42.	DIAGRAMA DE BLOQUE CON REALIMENTACION POSI TIVA EN EL CONTROL DE LA VELOCIDAD -----	185
3.43.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	186
3.44.	RESPUESTA DE UN SISTEMA DE CONTROL DE VELOCI DAD CON REALIMENTACION POSITIVA -----	189
4.1.	CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	191
4.2.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL ANALISIS DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA -----	192
4.3.	DIAGRAMA DE BODE -----	196.a.

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
1.	RESULTADO DEL ANALISIS DE LOS SISTEMAS DEPENDIENDO DEL TIPO Y SEÑAL DE OPERACION-----	31
2.	CALCULO DE LA CONSTANTE REVOLUCION VOLTIOS -----	86
3.	VALORES PARA LA CURVA Q Vs. V_x PARA $\Delta P=20$ BAR --	106
4.	VALORES PARA LA CURVA Q Vs. V_x PARA $\Delta P = 40$ BAR---	108
5 y 6.	VALORES PARA LA CURVA DE P_f EN EL MOTOR PARAGIROS A FAVOR Y EN CONTRA DE LAS MANECILLAS DEL RELOJ--	116 y 117
7.	VALORES PARA LA CURVA DE T Vs. ΔP EN EL MOTOR----	125
8.	CALCULO DE P_f EN EL CILINDRO HIDRAULICO -----	131
9.	CALCULO DE LA RELACION DE AREAS DEL CILINDRO HIDRAULICO -----	136
10.	TIEMPO PARA EL CALCULO DE LAS PERDIDAS DEL CILINDRO HIDRAULICO -----	137
11 - 15.	VALORES PARA LA CURVA DE Q Vs. ΔP CON T CONSTANTE	143-147
16.	VALORES PARA EL ANALISIS DE LOS ATENUADORES -----	155
17.	VALORES PARA LA CURVA DE w Vs. VALOR DE REALIMENTACION -----	162
18 y 19.	VALORES PARA LA CURVA DE Δw_{EE} Vs. VALOR DE REALIMENTACION PARA T CONSTANTE -----	170
20.	DATOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE LA RESP. A LA FRECUENCIA -----	196

INTRODUCCION

La ejecución de este trabajo es con el fin de analizar un equipo experimental de Controles Automáticos, adquirido por el Departamento de Ingeniería Mecánica.

En este equipo se encuentran una serie de dispositivos mecánicos que necesitan ser analizados por separado con el fin de tener una idea cuando funcionen en conjunto. Los dispositivos que encontramos son: Filtro, acumulador, válvula electro hidráulica, motor hidráulico, cilindro hidráulico y el panel electrónico de donde parten las señales eléctricas para la apertura de la válvula, tomas de señal de presión, flujo y posición transmitidos a este en base a señales eléctricas producidas por transductores, además en este panel se podrán efectuar una serie de conexiones con el fin de obtener realimentación en sistemas de control o inyectar señales perturbadoras.

El circuito hidráulico parte de una bomba, la

cual impulsa el fluido de trabajo que es acei
te, el cual pasa a través de un filtro pa
ra eliminar impurezas, para luego entrar en un
acumulador para eliminar pulsos. Al salir del
acumulador entra una válvula electrohidráulica,
la cual es comandada desde el panel electrónico,
luego existe una doble alternativa como es la
de conectar el motor o el cilindro hidráulico.

Para el caso del motor hidráulico, tenemos co
nectado a su eje un tacogenerador, el cual -
nos proporciona un voltaje que está en rela
ción directa con su velocidad angular. Esta
señal de voltaje es suministrada en una toma
del panel electrónico, con el fin de poder to
mar lecturas de velocidad o de realimentar es
ta señal para sistemas de lazo cerrado.

Luego de conocer las características de cada
dispositivo, se efectúa un análisis de respues
ta a la frecuencia con el fin de conocer la
función de transferencia del conjunto válvula-
motor. Para luego ejecutar un análisis de los
resultados y efectuar una serie de recomenda
ciones.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. MOTIVACION Y FACTIBILIDAD

Esta tesis será llevada a cabo con el fin de implementar el Laboratorio de Controles - Automáticos del Departamento de Ingeniería Mecánica. En este libro se podrá encontrar - los procedimientos, resultados y conclusiones de varias experiencias, que representan las características de los diferentes componentes del equipo utilizado, como son: válvula, motor y cilindro, entre los más importantes. Teniendo estas características se pueden implementar muchas experiencias adicionales con carácter demostrativo de lo que son los sistemas de control automático.

Gracias a la existencia del equipo demostrativo, facilidad en conseguir equipos complementarios, como son osciloscopios, generadores de funciones, se podrá llevar a cabo esta tesis.

1.2. APLICACIONES DE LOS SISTEMAS DE CONTROLES HIDRAULICOS

Con el fin de evitar errores producidos por operaciones manuales en procesos de producción en los cuales intervienen sistemas hidráulicos son implementados los sistemas de control, - puesto que estos si bien demandan una inversión inicial costosa su mantenimiento no lo es.

Los sistemas de control hidráulico tienen muchas aplicaciones, estas van desde un simple control de presión de un tanque de agua para suministro de una vivienda, hasta controles de flujo de combustible en plantas generadoras de poder. Esto es, van desde sistemas de control simples hasta unos muy complicados en los cuales el control manual sería tedioso, inexacto y en cuantos ciertos hasta peligroso al cometerse errores.

CAPITULO II

ASPECTOS TEORICOS DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

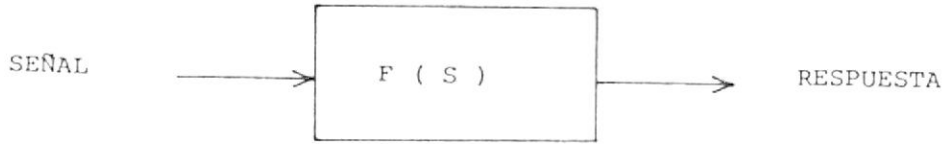
2.1. DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DE CICLO ABIERTO Y DE CICLO CERRADO

En general en los sistemas de control automático existen dos tipos de controles básicos, que son los de ciclo abierto y de ciclo cerrado.

Los sistemas de control de ciclo abierto - son aquellos que no poseen una comparación entre la respuesta y la señal, como lo podemos observar claramente en el gráfico N° 2.1.

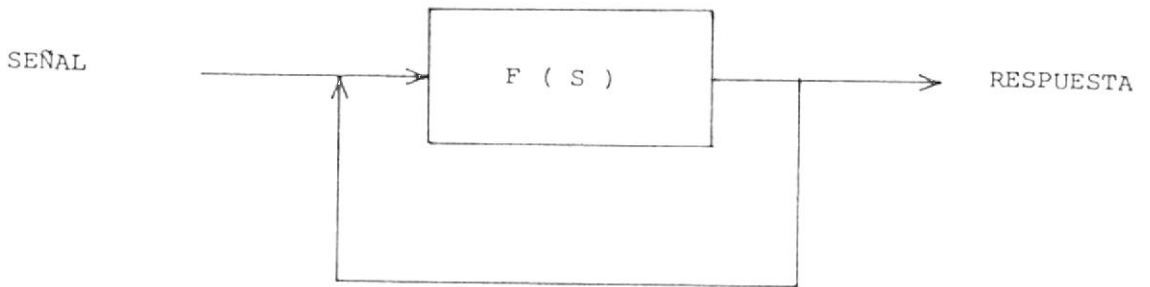
Donde $F(s)$ es la función de transferencia - del control junto con el del ciclo de operación.

Mientras que en los sistemas de ciclo ce-



SISTEMA DE CONTROL DE CICLO ABIERTO

GRAFICO 2.1



SISTEMA DE CONTROL DE CICLO CERRADO

GRAFICO 2.2

rado si poseen una comparación entre la respuesta y la señal, como lo podemos observar en el gráfico N° 2.2.

Como las características de un sistema de control son: estabilidad, exactitud y rapidez, el ingeniero de diseño deberá escoger entre uno u otro tipo de control, para que se ajuste a sus necesidades.

Se conoce que un sistema de control ideal es estable, de una exactitud absoluta (esto es, que mantiene un error nulo a pesar de las perturbaciones en el ciclo de operación) y que responderá instantáneamente a cualquier cambio en la señal, normalmente este tipo de control es imposible de obtener por su alto costo o por limitaciones físicas del ciclo de operación, es por esto que en la mayoría de los casos se deberá sacrificar, unas características para resaltar otras, con el fin de disminuir el costo o solucionar así la limitación física del ciclo de operación.

Tomando en cuenta que los sistemas de control de ciclo abierto no tienen realimenta-

ción , significando esto que no poseen una com
paración entre la respuesta y la señal, no
pueden ser utilizados comunmente en ciclos de
operación complicados, puesto que no controla-
rán eficientemente. Este tipo de control es muy
común en ciclos de operación secuenciales ,
por ejemplo en el lavado diario que debe re
cibir una turbina tipo Jet, en el cual se ac
tiva un circuito, el cual abre un solenoide ,
para el paso de aire hasta obtener 1800 RPM,
momento en el cual actúa otro solenoide para
el paso de agua de lavado, terminando este
proceso en 10 segundos, sin importar en que -
grado de limpieza se encuentran los alabes
de la turbina y compresor.

Por el contrario en los sistemas de ciclo ce
rrado, donde si existe una comparación, pueden
ser utilizados en ciclos de operación compli-
cado, por ejemplo en la carga de una turbi-
na a gas, con una perilla se aumenta la ge
neración que sería la señal, como la carga
es variable, automaticamente la unidad toma
los correctivos del caso como es flujo de
combustible en función de la carga y gases
de escape de la turbina.

Las razones fundamentales para usar la retroalimentación, no obstante su costo y complejidad, son las siguientes:

1. La disminución de la sensibilidad del sistema frente a variaciones en los parámetros del proceso.
2. La facilidad del control y ajuste de la respuesta transitoria del sistema.
3. El mejoramiento en el rechazo de las señales perturbadoras.
4. El mejoramiento en la reducción del error en estado estable del sistema.

2.2. ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO EN ESTADO ESTABLE DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DE CICLO CERRADO

Este análisis se efectúa para dos características de los sistemas de control como son: error y estabilidad.

2.2.1. Error

El análisis del error en estado estable es de importancia en un sistema de control, puesto que nos permitirá, establecer de antemano cuán exacto es el mismo.

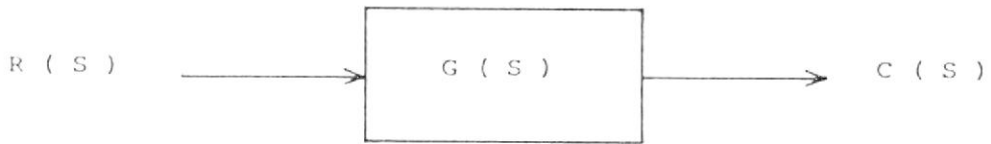
El método más importante en el análisis de error en estado estable es el del teorema de Valor Final, que es en forma resumida:

$$E_{ee} = \lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s F(s)$$

Con este teorema podemos examinar y comparar el error de estado estable para un sistema de lazo abierto y de lazo cerrado.

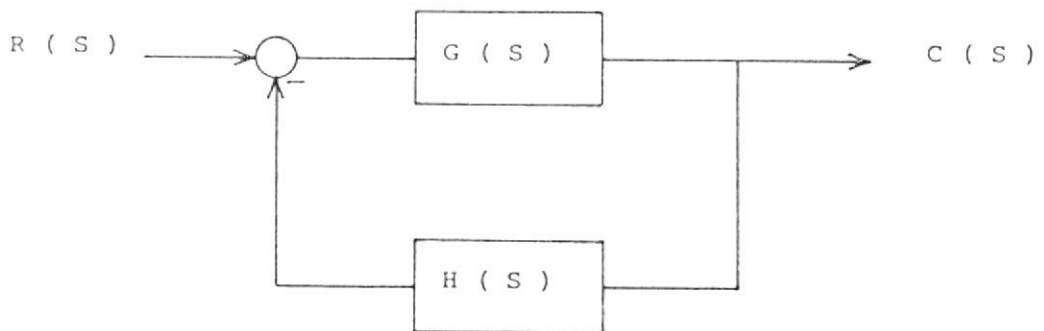
Si tenemos un sistema de lazo abierto como el mostrado en el gráfico - N° 2.3.

El error estará dado por:



SISTEMA DE CONTROL DE CICLO ABIERTO

GRAFICO 2.3



SISTEMA DE CONTROL DE CICLO CERRADO

GRAFICO 2.4

$$E_0(s) = R(s) - C(s)$$

Pero:

$$C(s) = G(s) R(s)$$

Luego:

$$E_0(s) = (1 - G(s)) R(s)$$

Si tenemos un sistema de lazo cerrado como el mostrado en el gráfico N° 2.4.

El error estará dado por:

$$E_C(s) = R(s) - H(s) C(s)$$

Pero:

$$C(s) = G(s) E_C(s)$$

Luego:

$$E_C(s) = \frac{R(s)}{1 + G(s)H(s)}$$

Para analizar por el teorema de valor final podemos usar una entrada de escalón unitario como entrada comparable, - así para ambos casos:

$$R(s) = \frac{1}{s}$$

Luego para el sistema de lazo abierto tenemos que:

$$e_0(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s (1 - G(s)) \left(\frac{1}{s}\right)$$

$$e_0(\infty) = 1 - G(0)$$

Para el sistema de lazo cerrado, consi-
derando una realimentación unitaria -
($H(s) = 1$), tenemos que :

$$e_c(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s \left(\frac{1}{1 + G(s)}\right) \left(\frac{1}{s}\right)$$

$$e_c(\infty) = \frac{1}{1 + G(0)}$$

Si comparamos los resultados, notamos - que en sistema de laso abierto, se pue de tener un error de estado estable - igual a cero simplemente ajustando y calibrando la ganancia de la función, de transferencia de avance $G(0)$, del - sistema, de modo que $G(0)=1$, lo cual no ocurre con el sistema de laso ce- rrado.

Para sistemas de laso abierto, duran- te la operación del sistema es inevi- table que los parámetros del proceso cambien debidos a cambios ambientales y al envejecimiento, y la ganancia de la función de transferencia de avance del sistema ya no será igual a la uni dad y el error permanecerá diferente, de cero hasta que el sistema se cali- bre nuevamente, por el contrario los sistemas de laso cerrado continuamente verifican el error y proporcionan una señal con el objeto de reducirlo, a pe- sar de los cambios en los parámetros a los efectos ambientales y a los

errores de calibración.

Los sistemas se clasifican dependiendo de las características de la función de transferencia de avance. Toda función de transferencia de avance puede ser escrita así:

$$C(s) = \frac{a_1 s^i + \dots + a_1 s + a_0}{s^m (b_n s^m + \dots + b_1 s + 1)}$$

Con el $G(s)$ en esta forma, m es el número del tipo de sistema. Practicamente m es el número de integraciones en el ciclo de avance.

Así los tipos de sistema se clasifican en: tipo cero, tipo uno, tipo dos, etc.

Si se realiza un análisis con el teorema de valor final de los errores, en el estado estable, resultante de varias combinaciones del número del tipo de sistema y de la señal puede -elaborarse la tabla N^o 1.

TABLA N° 1

NUMERO DEL TIPO DE SIS TEMA.	S E Ñ A L		
	ESCALON	RAMPA	PARABOLICA
0	Finito	∞	∞
1	0	Finito	∞
2	0	0	Finito

Si comparamos el error de los tres tipos de sistema podemos concluir que conforme aumenta el número del tipo, la exactitud mejora.

2.2.2. Estabilidad

Luego de efectuar el análisis del error en un sistema de control, necesariamente debe efectuarse el análisis de la estabilidad del mismo.

Podemos decir que un sistema estable, es aquel en el cual los transitorios, decaen, es decir, la respuesta transitoria desaparece para valores crecientes del tiempo.

Los métodos más importantes para el análisis de estabilidad de sistemas son:

1. Criterio del lugar geométrico de las raíces.

2. Respuesta a la frecuencia.

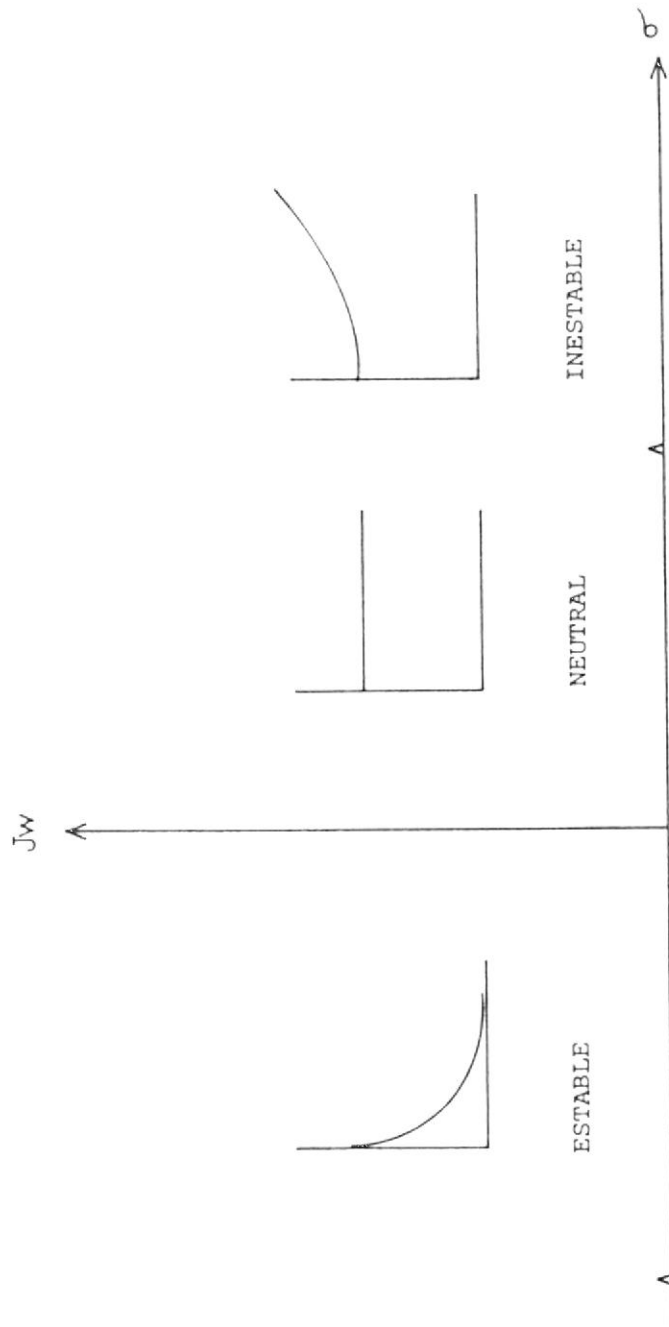
3. Criterio de Nyquist.

2.2.2.1. Criterio del lugar geométrico de las raíces:

Estudios matemáticos han demostrado que un sistema es estable cuando no posee polos (raíces de la ecuación característica del sistema de control) en el lado derecho del plano s . Esto lo podemos apreciar en el gráfico N° 2.5.

Luego podemos decir que una condición necesaria y suficiente para que un sistema de retroalimentación sea estable es que todos los polos de la función de transferencia del sistema tengan partes reales negativas.

Routh desarrollo un método para determinar si una ecuación tiene o no raíces con partes



PLANO S

GRAFICO 2.5

reales positivas sin encontrar realmente las raíces.

Cuando se usa la ecuación característica de un sistema de control, el criterio de Routh, nos permite detectar fácilmente la inestabilidad de un sistema, porque raíces con partes reales positivas indican transitorios que aumentan, en vez de disminuir con el tiempo.

La ecuación característica de un sistema de control puede escribirse en forma general como:

$$q(s) = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + a_{n-2} s^{n-2} + \dots \\ + a_1 s + a_0$$

Pero esta ecuación debe cumplir que:

1. La condición necesaria pero no

suficiente es que todos los coeficientes deban ser positivos y mayores que 0. Un sistema inestable o uno con estabilidad limitada se indica inmediatamente si cualquiera de los coeficientes es cero o negativo.

2. Los exponentes deben ser enteros para cumplir con la definición de polinomio.

3. Para que un sistema sea estable es que cumpla con el criterio de Routh.

El primer paso en la aplicación del criterio de Routh es formar el arreglo de Routh, que es del tipo:

$$\begin{array}{l|lll}
 s^n & a_n & a_{n-2} & a_{n-n} \dots \\
 s^{n-1} & a_{n-1} & a_{n-3} & a_{n-s} \dots \\
 s^{n-2} & b_1 & b_2 & b_3 \\
 s^{n-3} & c_1 & c_2 & c_3 \\
 s^{n-4} & d_1 & d_2 & \\
 s^0 & p_1 & &
 \end{array}$$

Donde:

$$b_1 = \frac{(a_{n-1})(a_{n-2}) - a_n(a_{n-3})}{a_{n-1}}$$

$$b_2 = \frac{(a_{n-1})(a_{n-m}) - a_n(a_{n-s})}{a_{n-1}}$$

$$c_1 = \frac{b_1(a_{n-3}) - (a_{n-1})b_2}{b_1}$$

$$c_2 = \frac{c_1 b_3 - c_3 b_1}{c_1}$$

EL criterio de Routh establece

que el número de cambios de signo en la primera columna - del arreglo es igual al número de raíces con partes reales positivas.

Vale la pena anotar que existen dos casos especiales:

1. Si la primera cantidad en un renglón es cero, mientras que las otras cantidades no lo son, el procedimiento consiste en reemplazar el cero con un número E pequeño y positivo. Los cambios de signo de la primera columna pueden obtenerse haciendo que E tienda a cero.

2. Si aparece un renglón en ceros, el sistema es inestable o posee una estabilidad limitada; pero se puede asegurar que no es estable.

2.2.2.2. Respuesta a la frecuencia:

El término respuesta a la frecuencia se refiere a la respuesta en el estado estable de un sistema sujeto a una señal sinusoidal de amplitud fija, pero con una frecuencia que varía en cierto rango. Lo cual lo podemos visualizar en el gráfico N° 2.6.

En este gráfico podemos ver que un sistema lineal es forzado por una señal $a \text{ Sen } \omega t$; la respuesta es $b \text{ Sen } (\omega t + \phi)$. Para este análisis es de interés la relación de amplitudes b/a y el ángulo de fase ϕ , los cuales son funciones de la frecuencia. El cociente b/a se llama relación de magnitud y se designa como $M(\omega)$ y ϕ como ángulo de fase.

El procedimiento para obtener analíticamente los datos de res

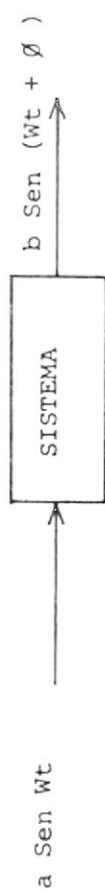
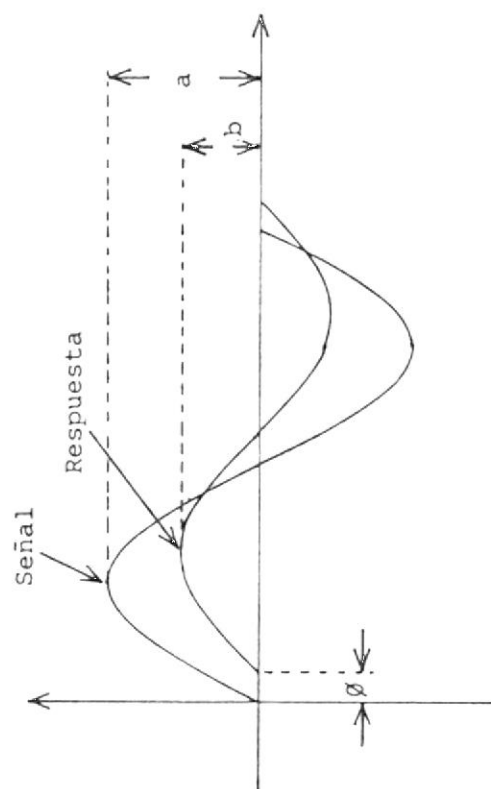


GRAFICO DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA

GRAFICO 2.6

puesta a la frecuencia es relativamente simple y son:

1. Se obtiene las funciones de transferencia para el elemento o combinación de elementos que haya, es decir, $O(s)/I(s)=F(s)$ donde $O(s)$ e $I(s)$ son las transformadas de la respuesta y la señal, respectivamente.

Todas las condiciones iniciales se desprecian porque estas no afectan la respuesta en el estado estable.

2. En la función de transferencia, se sustituye cada s por Jw .

3. Para varios valores de la frecuencia w , se determina la relación de magnitud M y el ángulo de fase \emptyset .

4. Se grafican los resultados del paso anterior en coordena

das polares o rectángulares.

Tomando en consideración que un polo es, por definición, un valor de s para el cual $0(s) / I(s)$ es infinito, lo cual puede ser observado en el gráfico de la respuesta a la frecuencia, podemos determinar si el sistema es o no estable, obteniendo el polo y determindo si esta a la izquierda o derecha del plano s . (tomando en cuenta su parte real).

2.2.2.3. Criterio de Nyquist:

El criterio de la estabilidad - en el dominio de la frecuencia es el criterio de Nyquist y se mantiene como un método fundamental para la investigación de la estabilidad de los sistemas lineales de control.

Este criterio se basa en un teorema de la teoría de la función de la variable compleja, debido a Cauchy. El teorema de Cauchy está relacionado con la aplicación de los contornos en el plano complejo.

Por lo tanto a fin de investigar la estabilidad en la gráfica en coordenadas polares, es necesario primero relacionar la región de inestabilidad en el plano s con la identificación de la inestabilidad en la gráfica en coordenadas polares, o en el plano $1 + j\omega H$. El plano $1 + j\omega H$ es frecuentemente el nombre que se da al plano donde $1 + G(s)H(s)$ está graficado en coordenadas complejas, con s reemplazado por $j\omega$. En la misma forma, la gráfica $G(s)H(s)$ con s reemplazada por $j\omega$ es llamada a menudo el plano $G H$.

La ecuación característica de una función de transferencia se puede escribir como

$$1 + G(s)H(s) = \frac{(s+s_1)(s+s_2)\dots}{(s+s_a)(s+s_b)(s+s_c)\dots}$$

El plano $1 + G(s)H(s)$ puede convertirse fácilmente al plano $G(s)H(s)$, o plano de la función de transferencia de ciclo abierto, restando la unidad a cada miembro de la ecuación anterior. Así:

$$G(s)H(s) = \frac{(s+s_1)(s+s_2)\dots}{(s+s_a)(s+s_b)(s+s_c)\dots} - 1$$

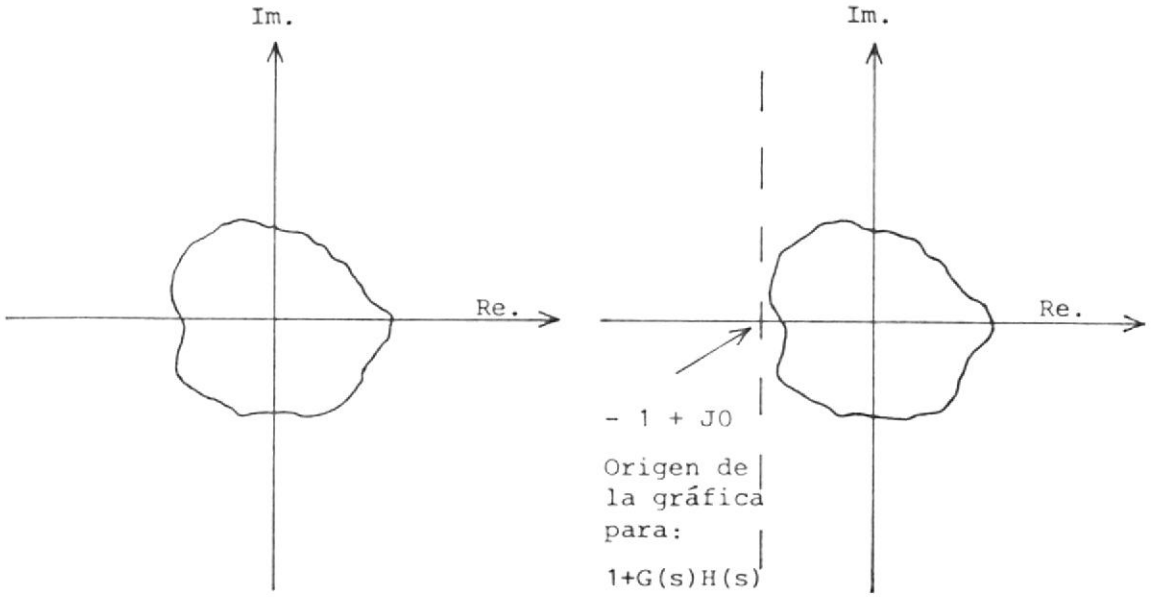
La gráfica en el plano $G(s)H(s)$ es idéntica a la del plano $1 + G(s)H(s)$ excepto que el origen para este plano se desplaza ahora hacia la izquierda en la unidad, específicamente está en el punto -

$-1+j0$. Esto lo podemos visualizar en el gráfico N° 2.7.

Luego el criterio básico para la inestabilidad de un sistema de ciclo cerrado, determinada a partir de la función de transferencia de ciclo abierto, graficada en el plano $\delta(s)H(s)$, es que el punto $-1+j0$ está incluido, cuando un cero en la mitad derecha del plano s también lo está.

Por lo tanto para cada cero incluido por el contorno en el plano s , la gráfica de $\delta(s)H(s)$ incluye el punto $-1+j0$ una vez.

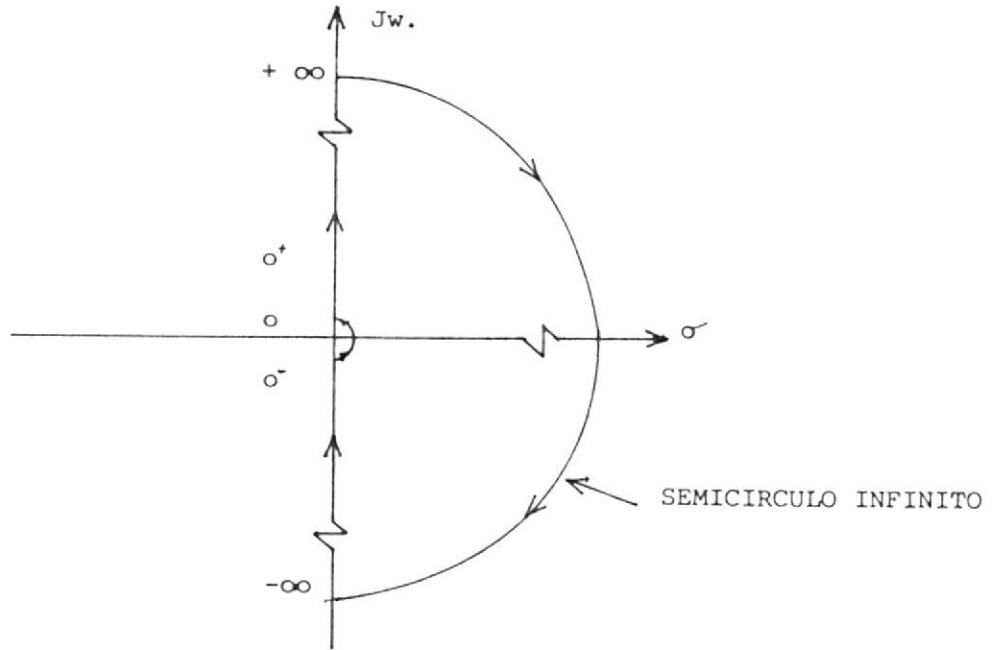
Por consiguiente la clave de este análisis es la inclusión de toda la mitad derecha del plano s , incluyendo el eje imaginario. Entonces, sin tener que encontrar realmente todos los polos y ceros que están en es



PLANO $1+G(s)H(s)$

PLANO $G(s)H(s)$

GRAFICO 2.7



PLANO " S "

GRAFICO 2.8

ta región, la estabilidad de un sistema puede asegurarse sobre el plano $G(s)H(s)$ por la naturaleza de la inclusión del punto $-1+j0$. El gráfico N° 2.8 ilustra la trayectoria seguida para incluir todo el semiplano de la derecha.

En general, los valores que se van a emplear son $s = \pm j\omega$, puesto que al recorrer el eje imaginario, la parte real de s es cero. Para todos los puntos a lo largo del círculo infinito sobre el plano s , $s = \infty$. Para $s \neq \infty$, $G(s)H(s)$ toma un valor finito o infinito. Comúnmente cuando el denominador de $G(s)H(s)$ es de un grado mayor que el del numerador, $G(s)H(s)$ toma el valor cero. El proceso de trasladar una gráfica del plano s al plano $G(s)H(s)$ se llama Mapeo Conformal.

Los puntos sobre el plano s que se encuentran sobre el eje imaginario desde 0 hasta $+\infty$ se mapea en el plano $G(s)H(s)$ sustituyendo valores específicos de w en $G(s)H(jw)$ después de reemplazar s por jw . La gráfica en coordenadas polares que resulta para la función de transferencia de ciclo abierto $G(s)H(s)$ se conoce generalmente como el Diagrama de Nyquist.

El Diagrama de Nyquist puede dar tres resultados generales, dependiendo de la naturaleza de la función de transferencia de ciclo cerrado del sistema que se está investigando. Estos resultados son:

1. Puede haber inclusiones netas en sentido de las manecillas del reloj del punto $-1+j0$, el sistema debe ser inestable por

que la gráfica muestra que hay un exceso de ceros en la mi tad derecha del plano s.

2. No puede haber inclusiones netas del punto $-1+j0$.

3. Puede haber inclusiones netas del punto $-1+j0$ en dirección con traria de las manecillas del re loj.

En los casos 2 y 3, se necesitan más pruebas para asegurar definitivamente si el sistema es estable o no.

El criterio de Nyquist se puede expresar matematicamente como si gue:

$$Z = N + P$$

Donde:

Z = número de ceros en la mitad derecha del plano s .

N = inclusiones netas en dirección de las manecillas del reloj del punto $-1+j0$.

P = número de polos en la mitad derecha del plano s .

Si el número de inclusiones netas en la dirección de las manecillas del reloj y el número de polos con componentes reales se conocen, el número de ceros con componentes reales positivas puede determinarse rápidamente.

2.3. ANALISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

Las técnicas del dominio de la frecuencia son de aplicabilidad limitada a sistemas lineales es invariantes en el tiempo. Además su utilidad es particularmente limitada en sistemas de control con múltiples variables,

debido a la relación entrada salida de las funciones de transferencia. En contraste, las técnicas en el dominio del tiempo pueden utilizarse fácilmente para sistemas no lineales, que varían en el tiempo y las múltiples variables.

Un sistema de control que varía en el tiempo es un sistema en que uno o más de sus parámetros puede variar en función del tiempo.

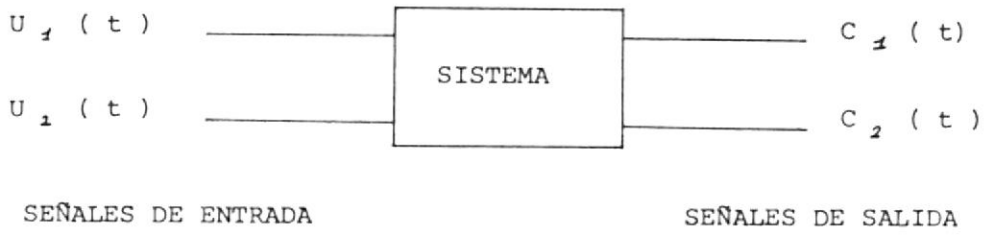
La solución de una formulación en el dominio del tiempo para un problema de sistema de control, se facilita por la disponibilidad y facilidad del uso de computadoras digitales y analógicas. Por lo tanto lo importante es describir en el dominio del tiempo de los sistemas dinámicos según su representación mediante ecuaciones diferenciales. La representación de los sistemas de control en el dominio del tiempo es una base fundamental para la teoría moderna de control y optimización de sistemas.

En el análisis y diseño de los sistemas de

control en el dominio del tiempo se utiliza el concepto de estado de un sistema. El estado de un sistema es un conjunto de números tales que el conocimiento de estos números y de las funciones de entrada, junto con las ecuaciones que describen la dinámica, proporcionan la salida y el estado del futuro del sistema.

Para un sistema dinámico, el estado de un sistema se describe en términos de un conjunto de variables de estado $(x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t))$. Estas variables son las que determinan el comportamiento futuro de un sistema cuando se conoce el estado presente del mismo y las señales de excitación.

Analizando el sistema que se muestra en el gráfico N° 2.9., donde $C_1(t)$ y $C_2(t)$ son las señales de salida y $\mu_1(t)$ y $\mu_2(t)$ son las señales de entrada. Un conjunto de variables de estado (x_1, x_2, \dots, x_n) para el sistema mostrado, es un conjunto tal que el conocimiento, de los valores iniciales de las variables de estado $(x_1(t_0), x_2(t_0), \dots, x_n(t_0))$, en el tiempo inicial t_0 y las señales de entrada -



SISTEMA DE CONTROL DE LAZO ABIERTO CON VARIAS

SEÑALES DE ENTRADA Y SALIDA

GRAFICO 2.9

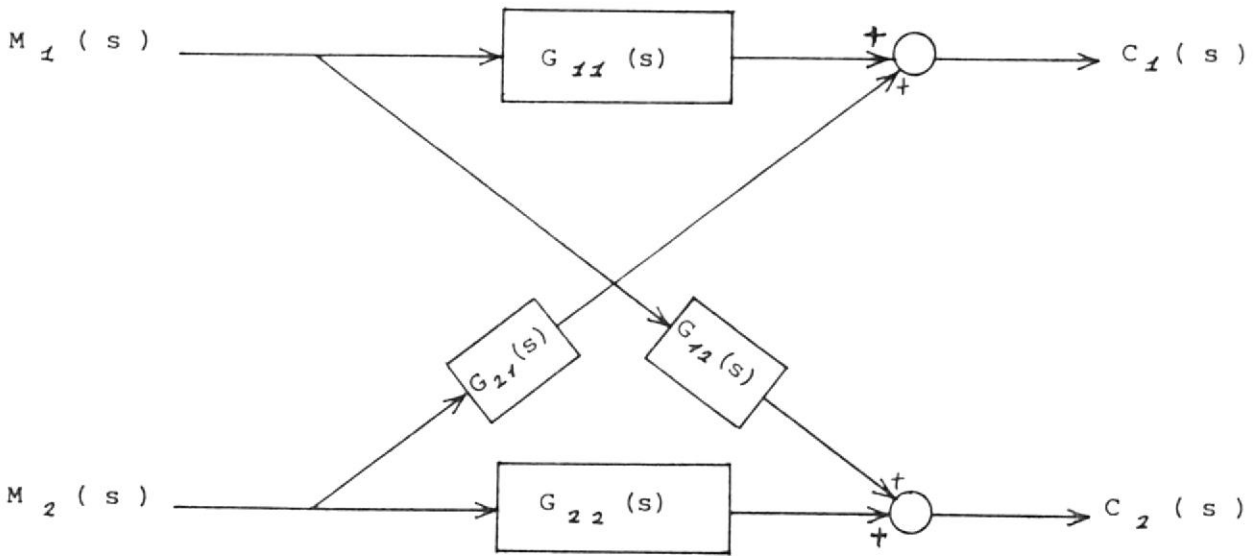


DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN SISTEMA DE CONTROL DE LAZO

ABIERTO CON VARIAS SEÑALES DE ENTRADA Y SALIDA

GRAFICO 2.10

$\mu_1(t)$ y $\mu_2(t)$ para $t > t_0$, son suficientes para determinar los valores futuros de las salidas y de las variables de estado.

Usando las relaciones de las funciones de transferencia, podemos escribir las ecuaciones simultáneas para las variables de salida como:

$$C_1(s) = G_{11}(s) \mu_1(s) + G_{12}(s) \mu_2(s)$$

$$C_2(s) = G_{21}(s) \mu_1(s) + G_{22}(s) R_2(s)$$

Lo cual lo podemos graficar en el Diagrama de Bloques mostrado en el gráfico N° 2.10.

2.4. APLICABILIDAD DE ESTOS CONCEPTOS A LOS SISTEMAS HIDRAULICOS

Ejemplos prácticos de sistemas de control electrohidráulicos los podemos observar en una turbina a gas, estos sistemas abarcan control de combustible, sistema de alabes, guías, válvulas

de sangrado y "Ratchet".

Puesto que una rápida respuesta a los cambios de carga en el sistema es uno de los principales requerimientos de una turbina a gas, junto con el elevado grado de estabilidad y velocidad en la respuesta, el control del sistema de combustible a fin de minimizar los transientes en el cambio de velocidad, deberá ser capaz de cambiar el flujo de combustible entre los rangos de carga mínima y plena carga en un tiempo - sumamente reducido.

Estas son las principales características del control de combustible de una turbina a gas.

El sistema de control de combustible es electrohidráulico, y opera de la siguiente manera: En el momento del arranque se energiza un solenoide que permita pasar el combustible y presurizar la línea hasta una válvula - electrohidráulica, la que es abierta luego - de un período de tiempo con el fin de efectuar el barrido del generador de gases. En el momento esta válvula se abre, la bomba

de combustible es alimentada. La bomba de combustible es operada hidráulicamente por un cilindro que es comandado a su vez por una válvula servo hidráulica. El cilindro hidráulico tiene como función la de variar el ángulo del plato de la bomba, para así cambiar la constante de desplazamiento de la bomba. Lo que está descrito anteriormente, representa la línea de transferencia de avance del control. La realimentación del sistema de control de combustible está dado por un LVDT, el cual indica al control de combustible la posición del cilindro y por ende la cantidad de combustible que está pasando hacia las cámaras de combustión.

En conclusión el elemento de control está dado por la válvula servo hidráulica y el elemento controlado es la bomba de desplazamiento variable.

El sistema de control de combustible está representado por el Diagrama de Bloques mostrado en el gráfico N° 2.11.

El sistema de Alabes, guías y válvula de san

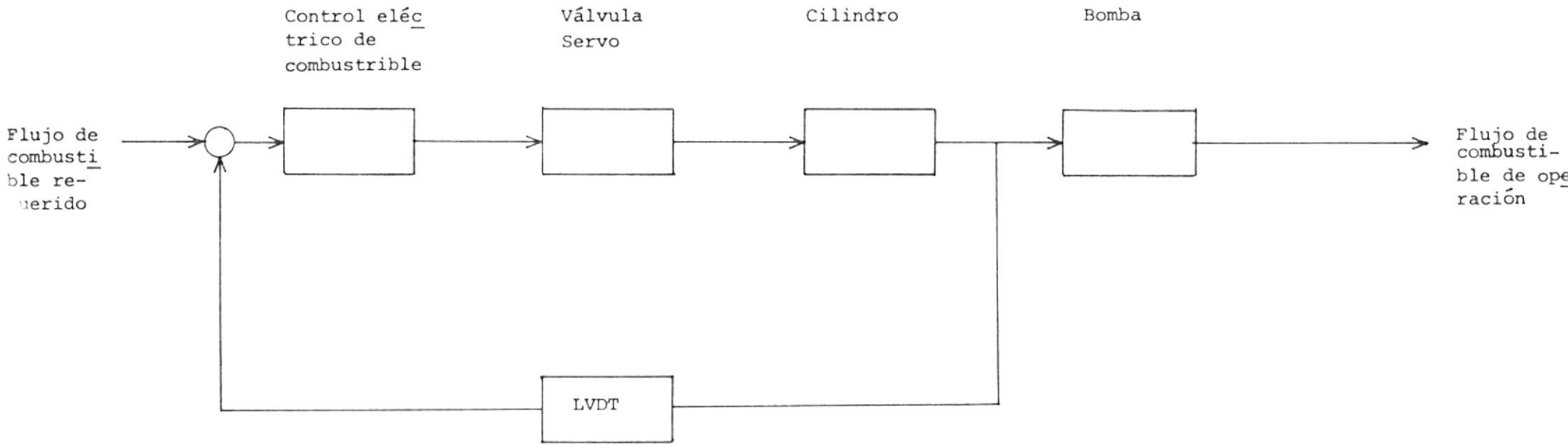


DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN SISTEMA DE CONTROL DE COMBUSTIBLE DE UNA TURBINA A GAS

GRAFICO 2.11

grado es otro ejemplo de sistema de control electro hidráulico, pero de lazo abierto. Estos sistemas operan de la siguiente manera: - En el momento que el eje del generador de gases alcanza una velocidad del 85 %, un solenoide es energizado para el paso de aceite, con el fin de abrir los alabes guías y cerrar las válvulas de sangrado.

Este sistema está representado por el Diagrama de Bloque mostrado en el gráfico N°2.12.

Cuando la velocidad de la turbina disminuye del 85 %, esto es en el período de parada, el control trabaja en forma contraria.

A fin de prevenir posibles pulsaciones durante el proceso de aceleración y desaceleración, son colocados los alabes guías a la entrada de aire del generador de gases. Durante el período de operación normal, los alabes guías, orientan el flujo de entrada de aire correctamente al compresor, Mientras que las válvulas de sangrado permanecen abiertas durante la aceleración y desaceleración, con el fin -

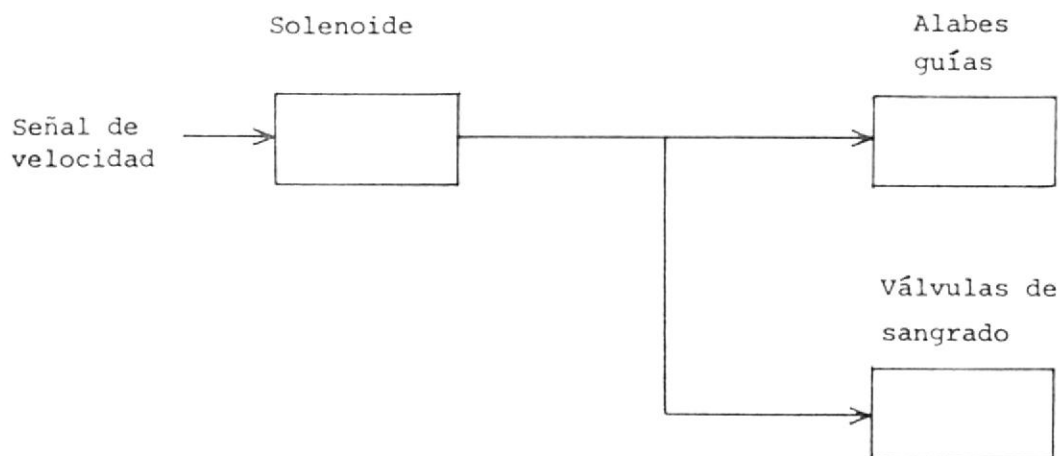


DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL DE LOS ALABES
 GUIAS Y VALVULAS DE SANGRADO DE UNA TURBINA A GAS

GRAFICO 2.12

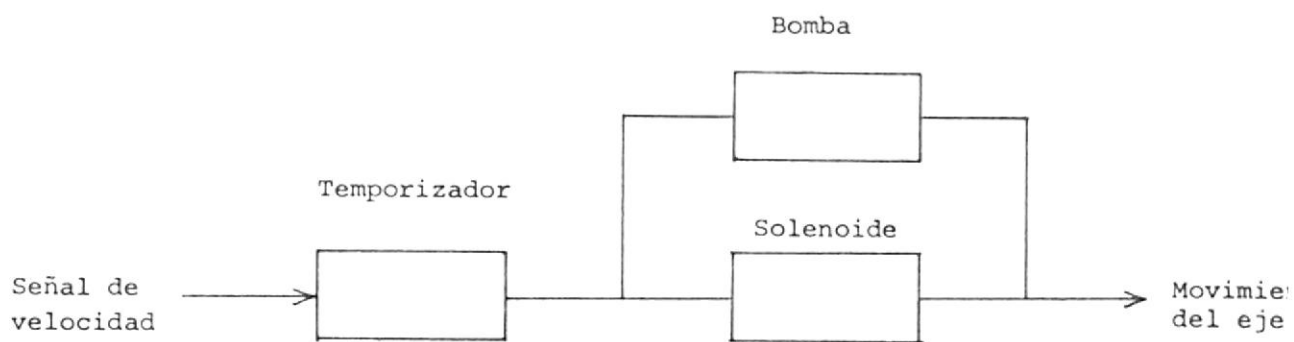


DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DEL "RATCHET" DE UNA
 TURBINA A GAS

GRAFICO 2.13

de contrarrestar la contrapresión que se produce en el compresor en el momento del encendido y además para disminuir el flujo de aire en el encendido.

Otro sistema electro hidráulico es el del "Ratchet", que tiene como función mantener el eje de la turbina sin deformarse, durante los períodos posteriores a la parada, en los cuales el eje se mantiene todavía caliente. Este sistema entra a funcionar en el momento en que el eje se detiene, en este momento la energiza un temporizador que al cabo de tres minutos energiza la bomba hidráulica del "Ratchet" y al solenoide para el paso de aceite al sistema, con el fin de girar el eje 60° hasta que no sea desconectado. Este sistema es representado por el Diagrama de Bloque mostrado por el gráfico N° 2.13.

CAPITULO III

ESTUDIOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA ELECTRO HIDRAULICO EN ESTADO ESTABLE

3.1. GENERALIDADES SOBRE EL EQUIPO EXPERIMENTAL UTILIZADO

Entre las generalidades del equipo tenemos:

3.1.1. Esquema del Equipo

El equipo utilizado en las experiencias consta de dos circuitos, uno eléctrico y otro hidráulico así:

3.1.1.1. Circuito Eléctrico:

Este circuito está representado en el gráfico N° 3.1., que se muestra en la siguiente página.

En este circuito la realimentado

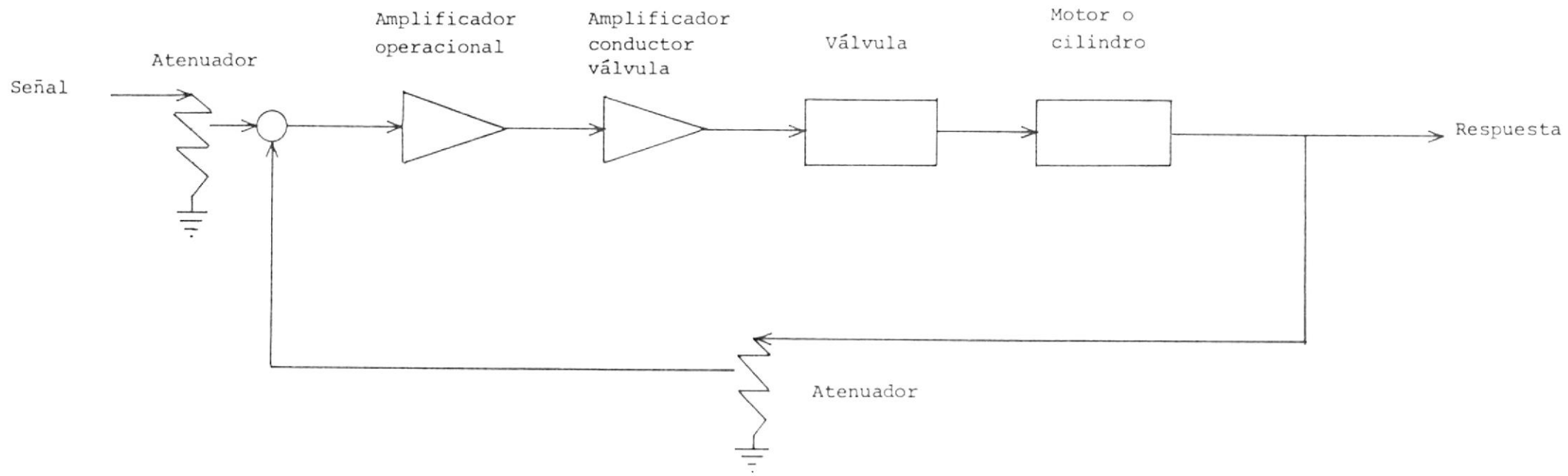


DIAGRAMA DE BLOQUE DEL CIRCUITO ELECTRICO DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

GRAFICO 3.1

ción, motor y cilindro son las alternativas que nos permiten cambiar el sistema de control y el sistema controlado, respectivamente.

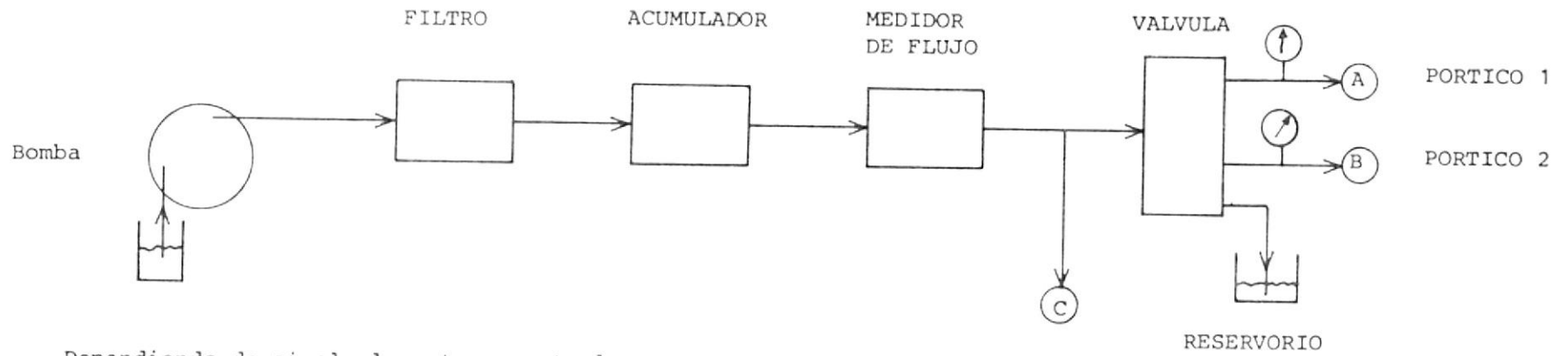
3.1.1.2. Circuito Hidráulico:

El circuito hidráulico está representado en el gráfico N° 3.2., el mismo que se muestra en la siguiente página.

3.1.2. Características de los diferentes com- ponentes del equipo

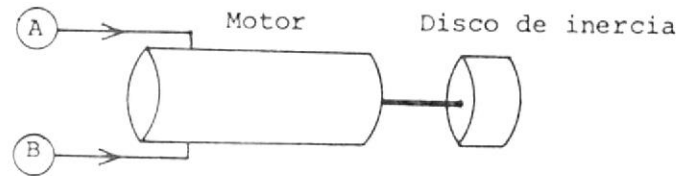
Tenemos que el elemento de trabajo , es aceite. En el gráfico N° 3.3., podemos observar la variación de la viscosidad con la temperatura.

Es por esto que en todas las experiencias, se deben de efectuar en la brevedad posible para que el aceite no



Dependiendo de si el elemento a controlar es:

1. Motor



2. Cilindro

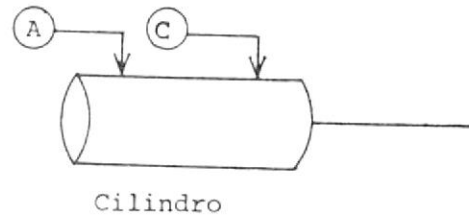


DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO DEL EQUIPO EXPERIMENTAL
 GRAFICO 3.2

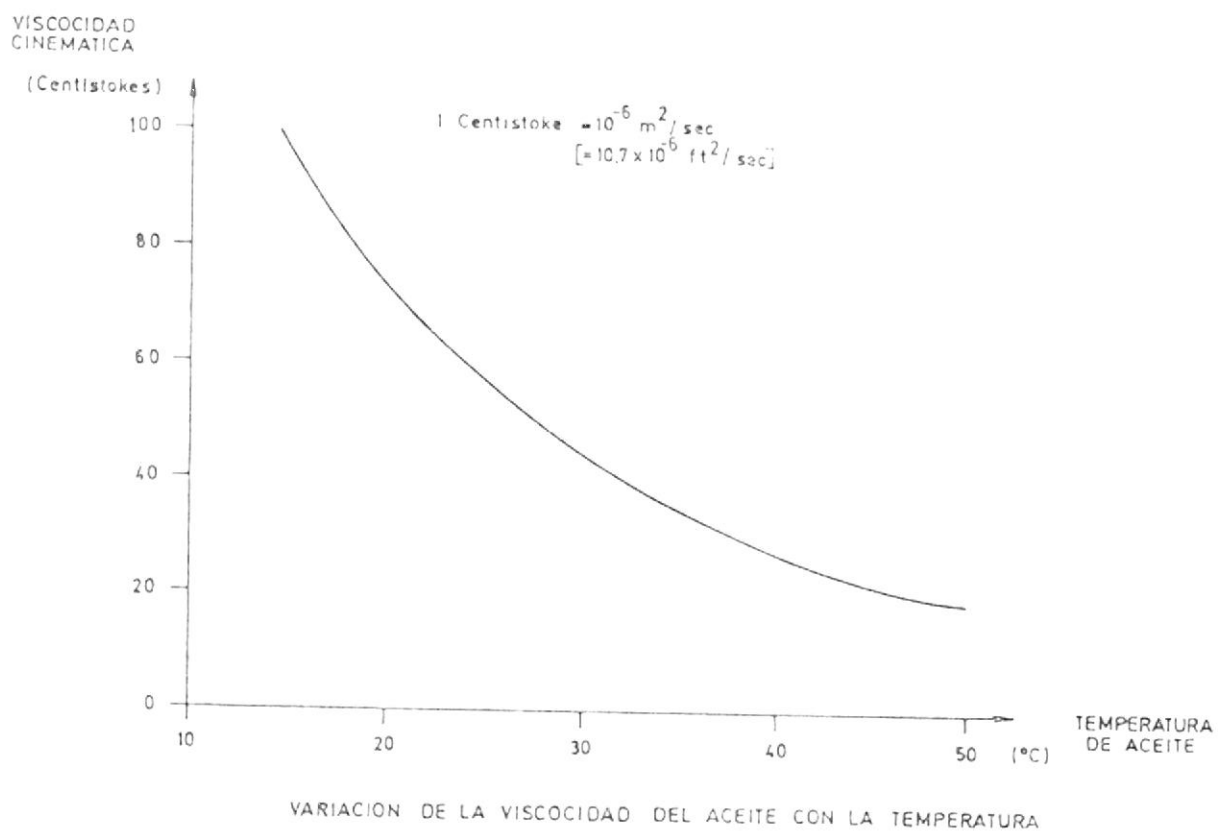


Gráfico N° 3.3.

varie su viscosidad.

Los componentes más importantes en nuestros circuitos son:

3.1.2.1. Amplificador Operacional:

Este componente nos da la posibilidad de amplificar la señal de error para tomar la corrección debida.

El amplificador operacional está representado por los gráficos N° 3.4 y 3.5.

La ganancia del amplificador, para una sola entrada es:

$$\frac{V_o}{V_i} = - \frac{R_f}{R_i}$$

Para el caso de varias entradas es:

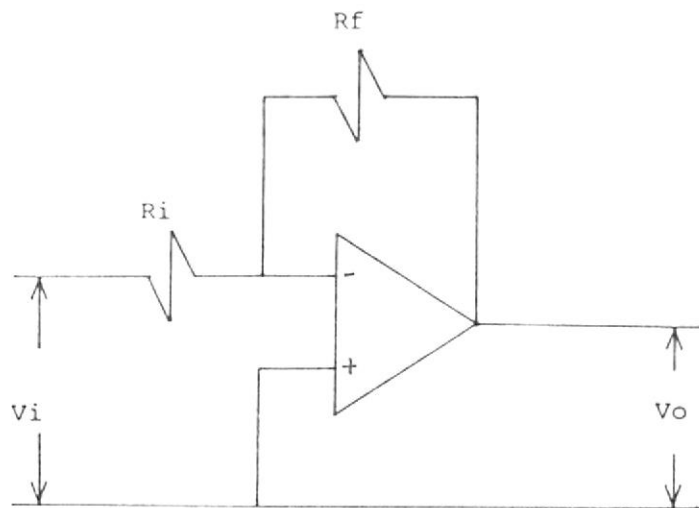


DIAGRAMA DEL AMPLIFICADOR OPERACIONAL PARA

UNA ENTRADA

GRAFICO 3.4

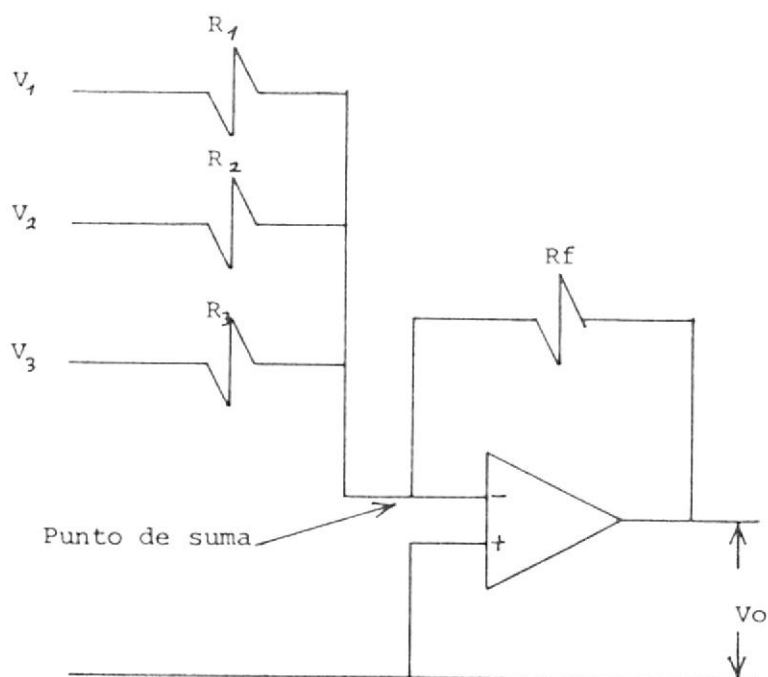


DIAGRAMA DEL AMPLIFICADOR OPERACIONAL PARA

VARIAS ENTRADAS

GRAFICO 3.5

$$\frac{V_o}{R_f} = \left\{ \frac{V_1}{R_1} + \frac{V_2}{R_2} + \frac{V_3}{R_3} \right\}$$

Para nuestro equipo la salida del amplificador operacional sobre la unidad de control es limitada aproximadamente entre +3V y -4V, este rango es más que suficiente para conducir la válvula servo a través de su rango completo. La ganancia de nuestro amplificador es -1, puesto que $R_i = R_f$.

3.1.2.2. Amplificador conductor de la válvula:

Este componente convierte el voltaje de salida del amplificador operacional en una corriente proporcional de conducción para la válvula servo. La ganancia de este amplificador es de 100 mA/V.

El rango de operación completa de la válvula es de ± 200 mA o referido a la salida del amplificador operacional es de ± 2 V.

El interruptor invertidor cambia el signo de la señal de entrada al amplificador conductor de la válvula, cuando es accionado.

El control Offset permite introducir desplazamientos sobre la salida del amplificador conductor de la válvula.

3.1.2.3. Medidor de Flujo:

El medidor de flujo opera por la medición de caída de presión, a través de un pequeño orificio de medición puesto en el retorno hidráulico. El tamaño de este orificio puede ser alterado, usando el calibrador de orificio.

Usando el Teorema de Bernoulli para flujo turbulento a través de un orificio es:

$$Q = C_0 A \sqrt{2 \Delta P / \rho}$$

Donde:

Q : caudal

C₀: Coeficiente del orificio (varía entre 0,6 a 0,8)

A : área del orificio

ΔP: caída de presión en el orificio

ρ : densidad de masa del fluido

3.1.2.4. Válvula electro hidráulica:

La válvula es el elemento de control en cualquier sistema electro hidráulico de lazo cerrado (con excepción de aquellos que son controlados por una bomba de desplazamiento variable). La válvula usada en nuestro equipo es una de flujo proporcional, generalmente co

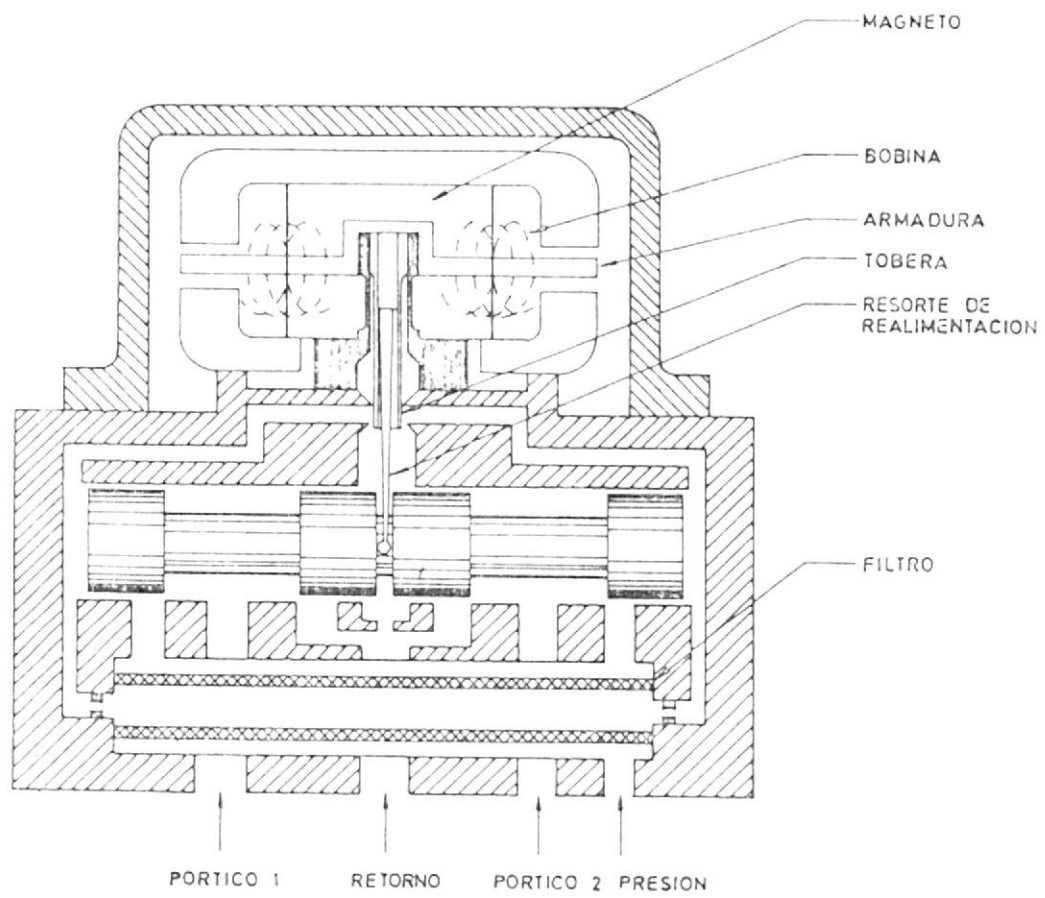
nocida como servo válvula o válvula servo.

La válvula suministra un flujo desde un pórtico de salida al otro (pórticos 1 y 2) en cualquier dirección, proporcional a la corriente de entrada. Los otros dos pórticos son conectados al suministro hidráulico y a la línea de retorno, como se muestra en el gráfico N^o 3.6.

Esta válvula consiste en un motor eléctrico de torque polarizado y de dos etapas de amplificación de potencia hidráulica.

3.1.2.5. Motor Hidráulico:

El motor es del tipo multi-pistón axial con un plato fijo. Cinco pistones axiales ac



VALVULA SERVO ELECTRO HIDRAULICA

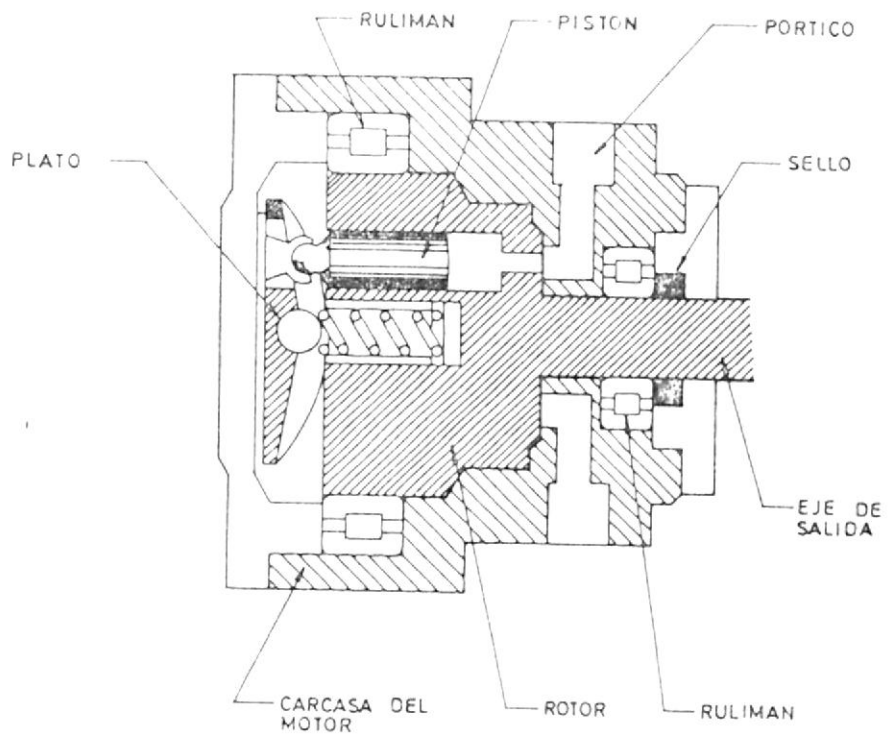
Gráfico N° 3.6.

túan, mediante unas chumaceras de empuje sobre el plato fijo en el terminal de la carcasa del motor, como lo podemos ver en el gráfico N° 3.7.

En el gráfico N° 3.7., vemos que está a 70° el eje del plato. El ensamblaje completo del rotor está conectado al eje de salida y está libre de rotar dentro de la carcasa del motor. El torque es producido, exponiendo a altas presiones - estos pistones que actúan sobre la cara del plato. La acción del motor es completamente simétrica. Así la dirección de giro del motor depende de si el flujo es del pórtico superior al inferior o viceversa.

3.1.2.6. Cilindro Hidráulico:

El cilindro es de la variedad

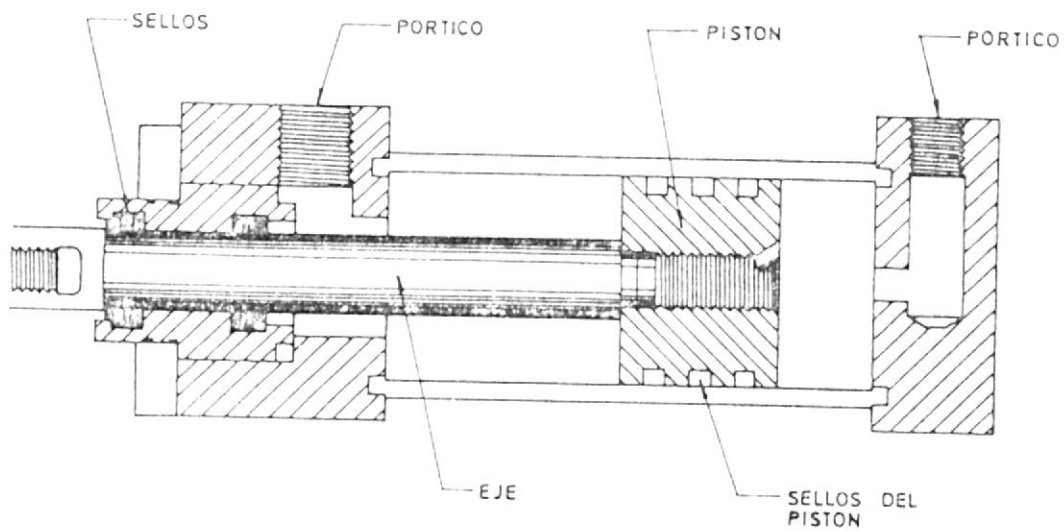


MOTOR HIDRAULICO
Gráfico N°3.7.

de doble acción, significando es-
to que la presión puede ser
aplicada a cualquiera de las
dos caras del pistón para pro-
ducir conducción en cualquier
dirección. Esto lo podemos apre-
ciar en el gráfico № 3.8.

Como es típico de muchos cilin-
dros particularmente pequeños, el
área trasversal es una propor-
ción significativa de el área -
seccional del cilindro.

Para operaciones balanceadas la
presión en el lado del pistón
donde está el rodillo debe ser
mayor que la del otro lado -
del pistón, es entonces conve-
niente conectar el terminal del
rodillo a la presión de sumi-
nistro y controlar la acción -
del cilindro variando solamente
la presión del terminal del ca-
bezal.



CILINDRO HIDRAULICO
Gráfico N°3.8.

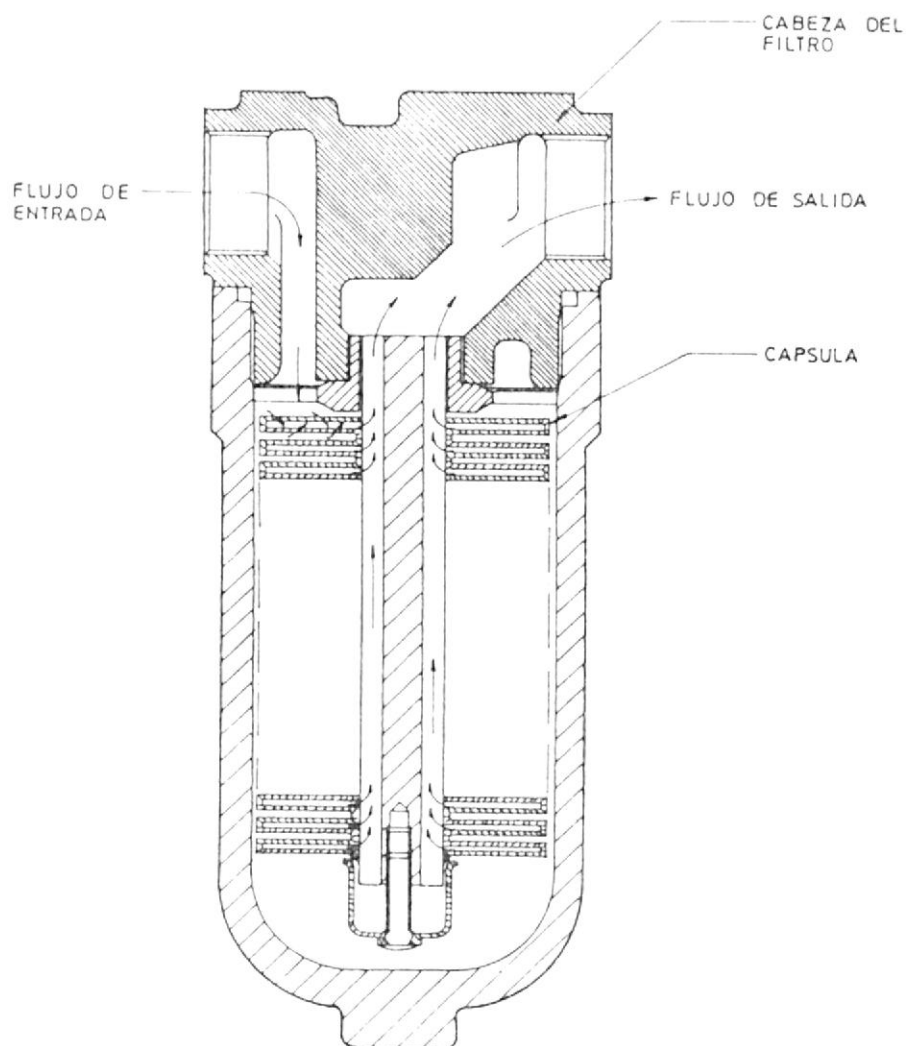
El sello entre el pistón y el cilindro es con rines antes que sellos de caucho, esto reduce la fricción, también permite suficiente paso para efectuar el barrido del cilindro.

3.1.2.7. Filtro de Aceite:

Está compuesto de varios discos de bronce, dispuestos de tal forma que cada uno de ellos tiene una superficie expuesta a la presión de potencia hidráulica, con la otra superficie hacía la presión de suministro del sistema. El tamaño de los poros de los discos es de 5μ . En el gráfico N° 3.9., se puede observar el filtro.

3.1.2.8. Acumulador:

El propósito del acumulador es



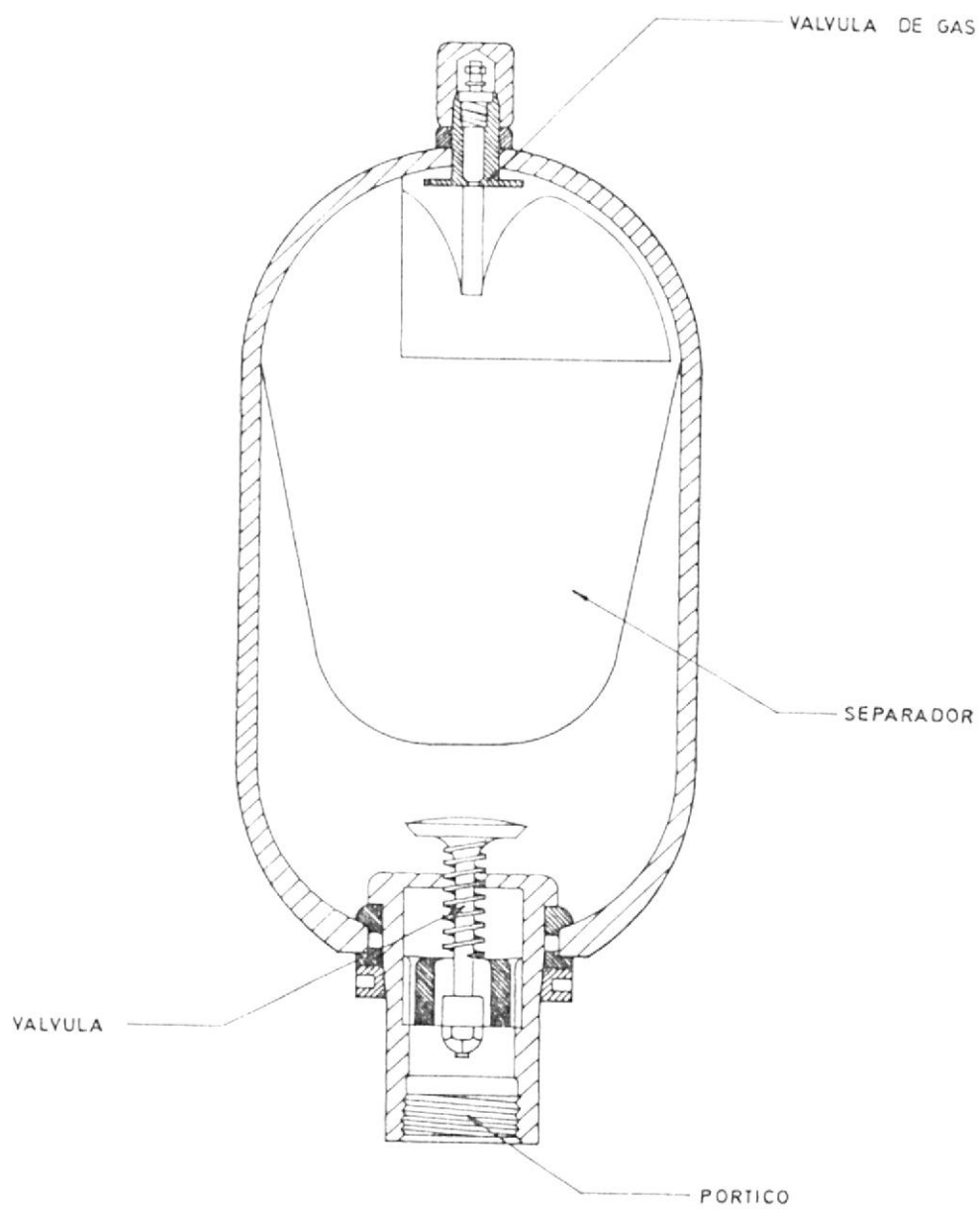
FILTRO HIDRAULICO

Gráfico N°3.9.

el de eliminar pulsos en el sistema de alimentación, estos pulsos pueden ser desarrollados desde la bomba de suministro usada en la unidad de potencia hidráulica o cuando la válvula servo es operada súbitamente.

El acumulador es un reservorio de aceite a presión de suministro, puesto en la línea de suministro cerca de la válvula servo. Dentro del Acumulador el aceite es presurizado por un volumen de gas comprimido, separado del aceite por una película de Neoprene.

El acumulador puede ser observado en el gráfico N° 3.10.



ACUMULADOR
Gráfico N°3.10

3.2. CALIBRACION DEL MEDIDOR DE FLUJO

Como paso previo a la obtención de la calibración del medidor de flujo, se hizo necesario, la calibración del medidor de velocidad, que es la base fundamental para los diferentes cálculos a realizarse.

3.2.1. Calibración del Medidor de Velocidad (Tacogenerador)

La calibración del medidor de velocidad la entendemos como:

"La obtención de una constante K_{RV} , que es la principal en determinar ya que es, la que nos proporciona, el valor de velocidad, flujo, fuerza o desplazamiento en base de voltaje, generado por el tacogenerador".

A esta constante K_{RV} , la denominaremos como : - Constante Revolución voltios.

Los pasos realizados en la obtención de esta constante son:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo -abierto de control rotativo.

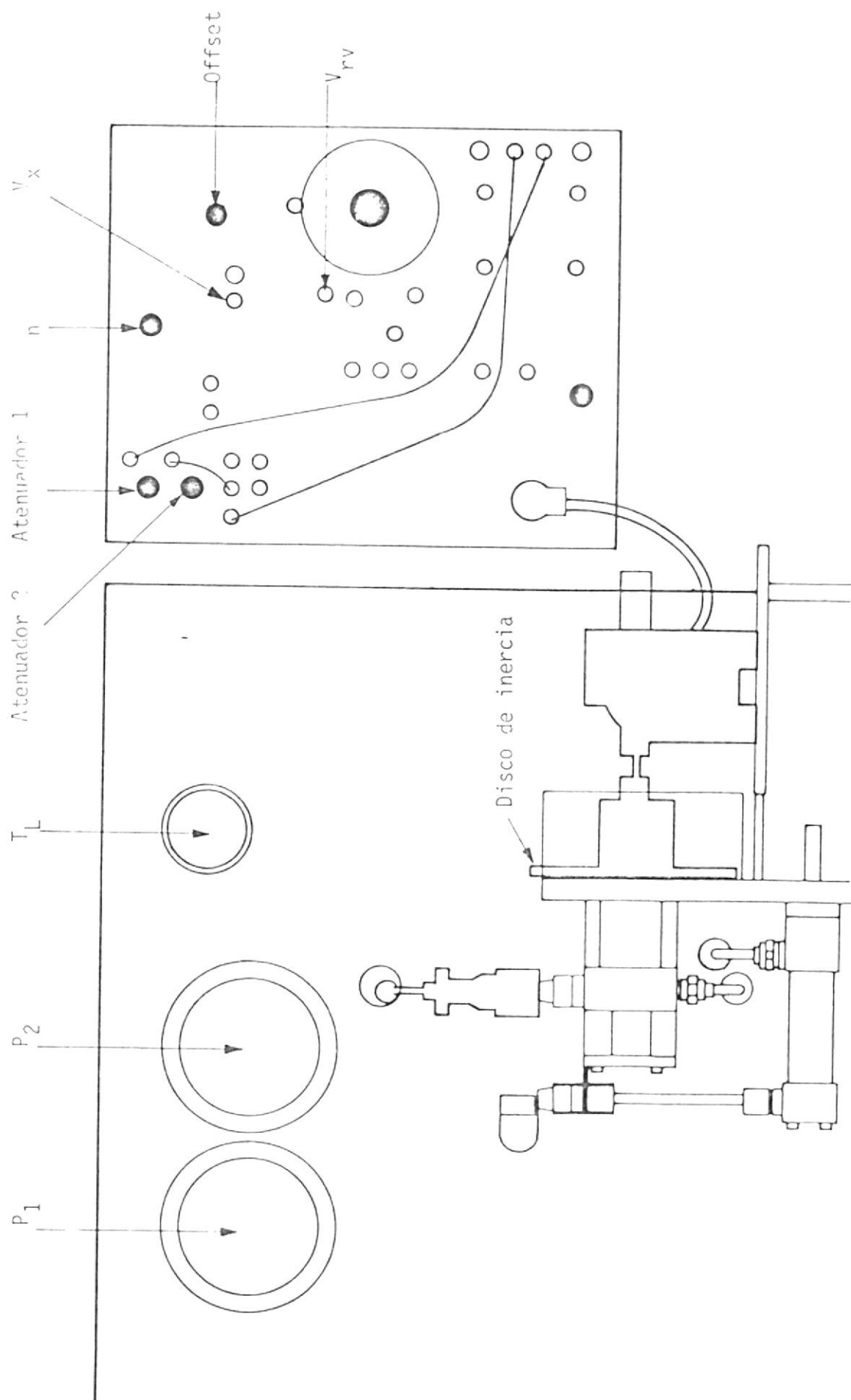
Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el Gráfico N° 3.11.

2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel -electrónico y se mide el voltaje de entrada a la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2, como sigue:

a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.

b. Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto lo hacemos con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.

3. Verificando que el orificio esté to



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL
Gráfico N°3.11.

talmente abierto, engrazar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "Offset", lo podemos corregir girando finamente la perilla respectiva hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

4. Con un multímetro conectado en la línea de salida del tacogenerador con el fin de tomar lecturas de voltaje de velocidad, comenzar a girar el atenuador y de tal forma que el motor comience a girar a tal número de revoluciones que el tacogenerador genera un voltaje pre-establecido. Luego con un tacómetro se procedió a tomar lecturas de revoluciones de la carátula del tacogenerador.

Para efectuar los cálculos, se tomó en cuenta que entre el motor y el -

tacogenerador, existe un reductor de velocidad que nos da una relación de:

7,5 rev del motor = 1 rev. del tacogenerador.

Este procedimiento se efectuó por 10 ocasiones, con el fin de obtener un promedio de K_{RV} .

Los datos y cálculos con los cuales se obtuvo esta constante, se encuentran tabulados en la tabla 2.

Efectuado los cálculos respectivos, obtenemos:

$$K_{RV} = 25,953 \frac{M_V}{\text{rao/seg.}}$$

TABLA N° 2

CALCULO DE LA CONSTANTE REVOLUCION VOLTIOS

V_{ru} (Volt.)	w_{disco} (rev/min)	w_{motor} (rev/min)	K_{ru} (M _v seg/rad)
0,73	36	270	25,81
0,99	48	360	26,26
1,62	82	615	25,15
2	102	765	24,96
2,35	110	825	27,20
2,85	139	1042,5	26,10
3,10	149	1117,5	26,49
3,49	168	4260	26,45
4,07	206	1545	25,16
4,30	211	1582,5	25,95

Luego:

$$K_{rv} = \frac{\sum K_{rv}}{10}$$

$$K_{rv} = 25,953 \frac{M_v}{rad/s}$$

3.2.2. Cálculo de las curvas de caudal Vs. Velocidad

La obtención de estas curvas, es de gran utilidad, puesto que nos permitirá calcular el caudal de aceite, a través del motor, con sólo tomar como dato la velocidad, expresada en voltaje por el transformador.

Las curvas obtenidas son dos:

- a. Para altas revoluciones del motor hidráulico.
- b. Para bajas revoluciones del motor hidráulico.

3.2.2.1. Para altas revoluciones del motor hidráulico:

El proceso que se siguió para obtener dicha curva fue el siguiente:

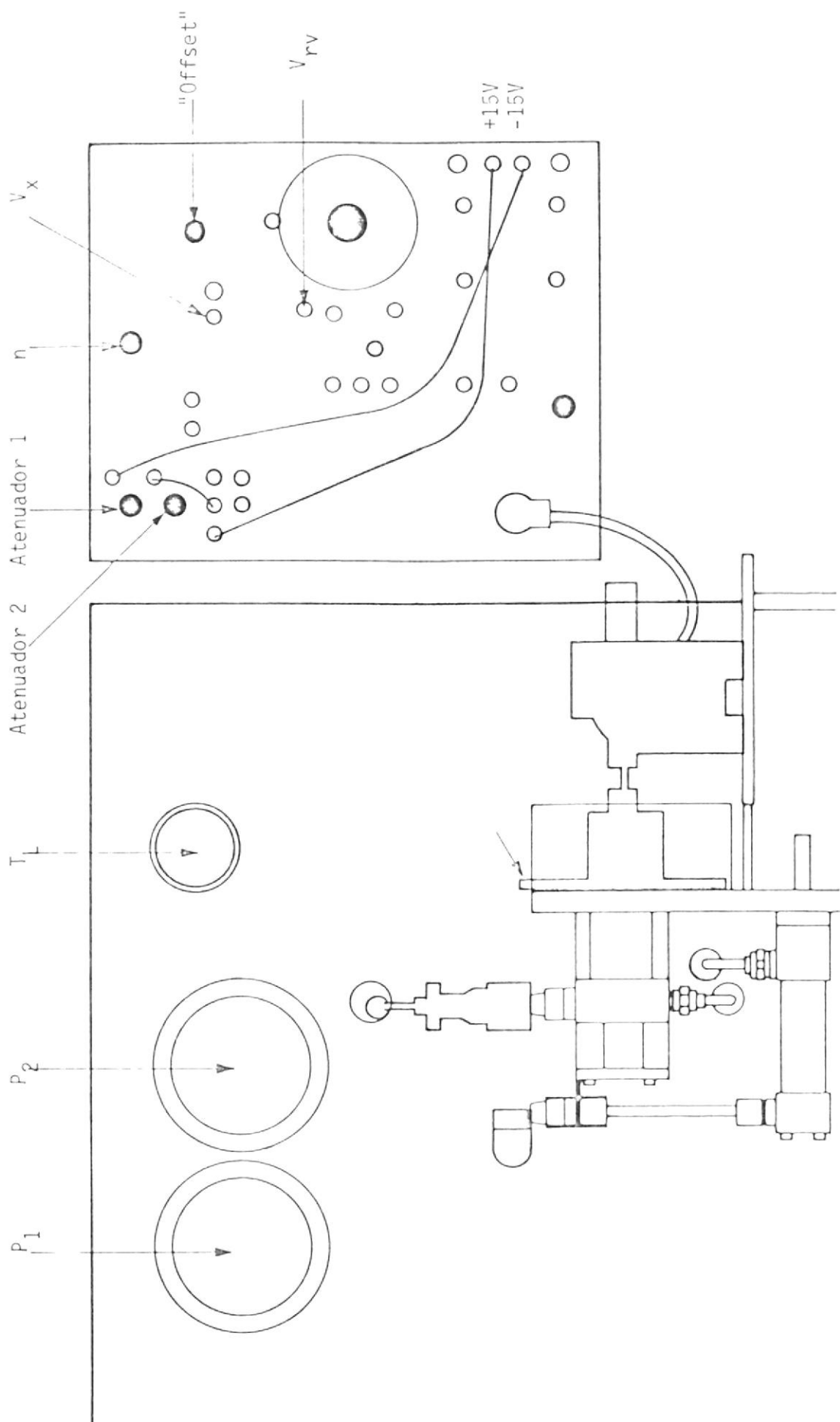
1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo abierto de control rota

tivo. Estas conexiones fueron hechas como se muestra en los gráficos N° 3.12 y 3.13.

El gráfico N° 3.13, es una ampliación de la sección de los atenuadores en el panel electrónico.

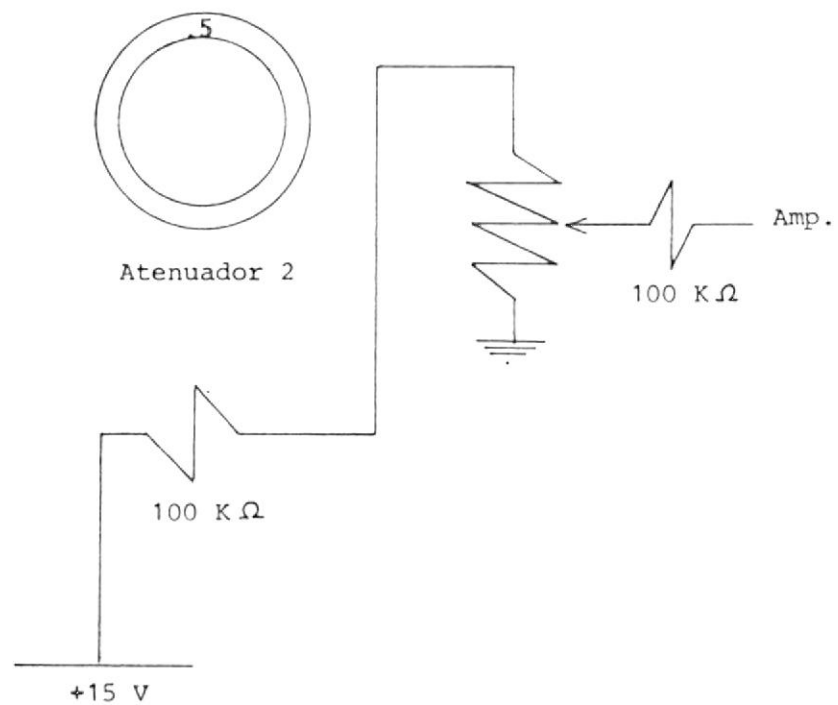
2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada a la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2 como sigue:

- a) Colocar el atenuador 2 en 0,5 con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
- b) Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el vol



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL
 GRAFICO N°3.12.

SEÑAL 2



SEÑAL 1

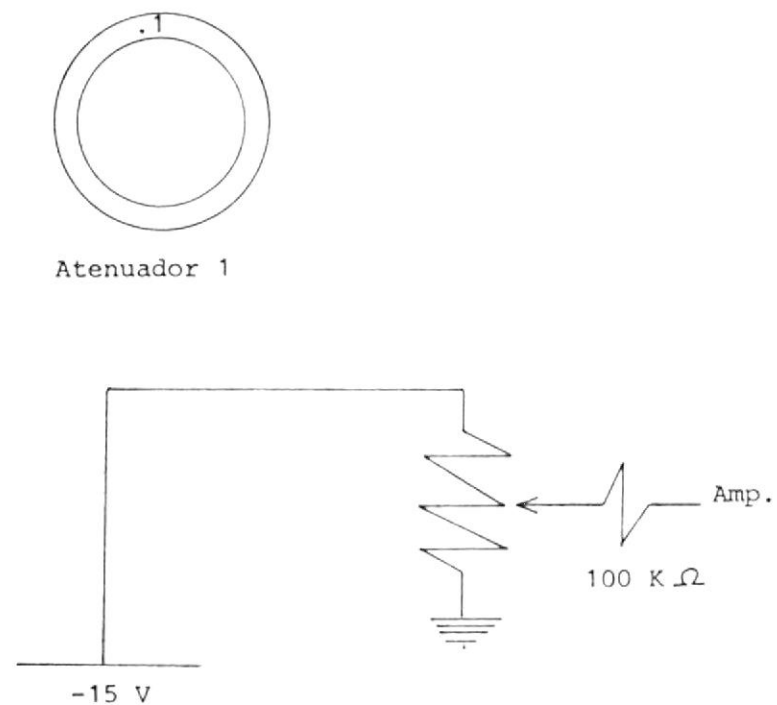


DIAGRAMA DE LOS ATENUADORES

GRAFICO Nº3.13.

taje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.

Esta parte del procedimiento, la podemos observar claramente en el gráfico N° 3.13.

3. Verificando que el orificio este totalmente abierto, para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "Offset" se puede corregir girando finamente la perilla respectiva hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando que no existe flujo en el sistema.

4. Con el fin de producir un desbalance entre las señales 1 y 2, se aumenta la resistencia del atenuador, de esta manera entrará un cierto voltaje al amplificador, el cual lo procesará y enviará una señal eléctrica a la válvula, ordenándole que se abra. De esta manera se tiene cierto flujo, el cual hará girar el motor y por consiguiente al tacogenerador, generándose el voltaje a ser utilizado para el cálculo de la velocidad.

El aumento de la resistencia por medio del atenuador 1, terminará hasta que el tacogenerador nos produzca un nivel de voltaje igual a 3V, que representa una velocidad de 18,56 rev/seg, el cual proporciona un rango lo suficientemente alto de operación.

Los valores de flujo de aceite, están representados por niveles de voltaje, proporcionado por un transductor de presión. Estos valores son tomados directamente del panel electrónico y convertidos a valores de flujo por medio de la constante de desplazamiento del motor, proporcionada por el fabricante.

Constante de desplazamiento del motor = $587,88 \frac{M_v}{\text{pulg}^3/\text{seg.}}$ =

$$35,87510^{-6} \frac{M_v}{\text{m}^3/\text{seg.}}$$

5. Con el fin de producir cierta carga, constante, sobre el motor, se procede a cerrar el orificio, hasta que la presión en el manómetro respectivo nos indique que tenemos 0,8 BAR.

6. Se decreta la resistencia en el atenuador hasta llegar a una velocidad 0, con el fin de comenzar las gráficas.

Como se ha trabajado con un graficador XY, se efectuó las conexiones de este como se muestra en el gráfico N° 3.14.

7. Nuevamente se aumenta la resistencia del atenuador, hasta obtener un nivel de voltaje de 3V del taco generador. Este paso fue efectuado lentamente, para permitir que el flujo se estabilice. El graficador trazará la curva deseada.

Las curvas obtenidas en esta experiencia, está representada en el gráfico 3.15.

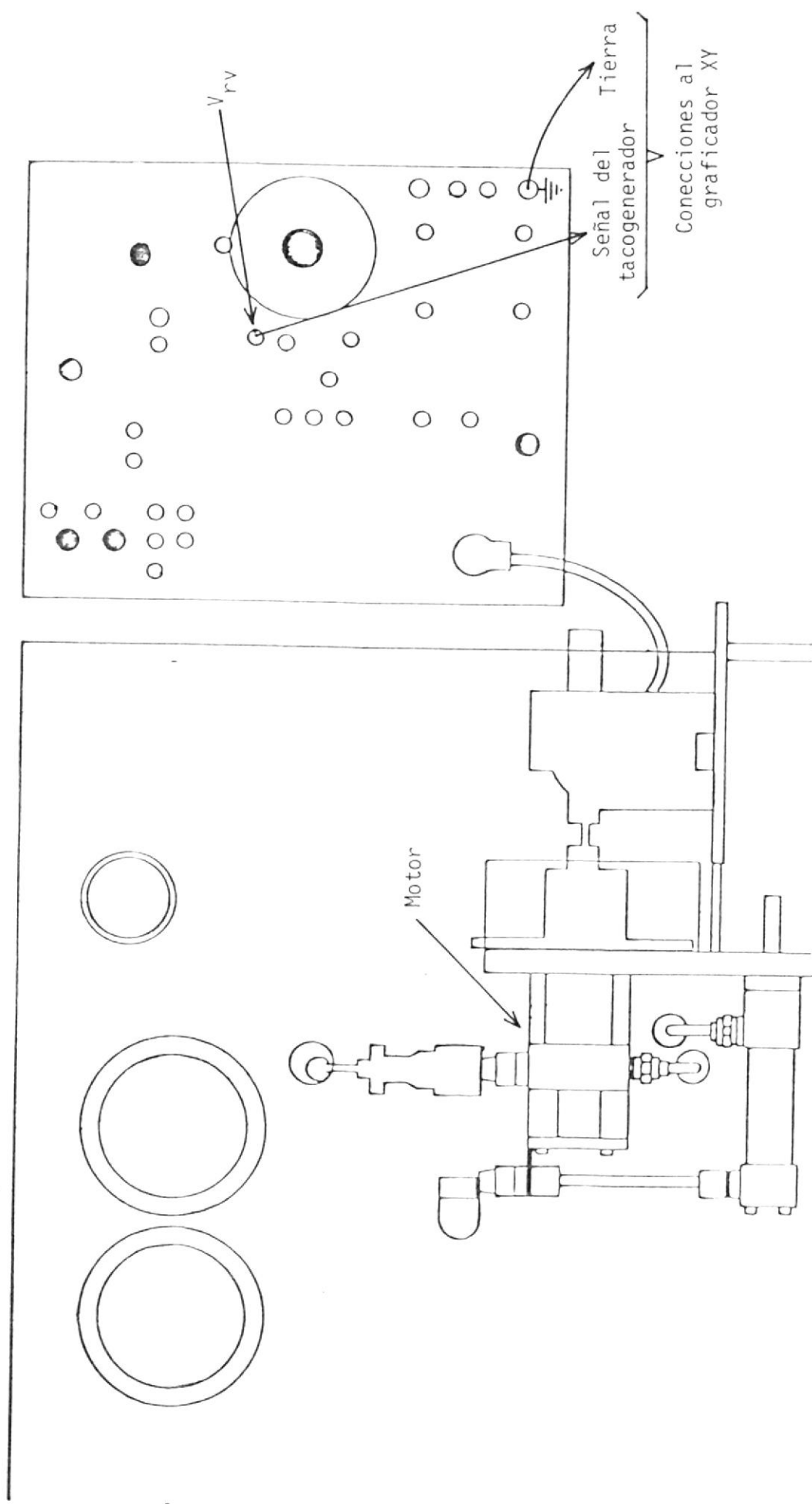
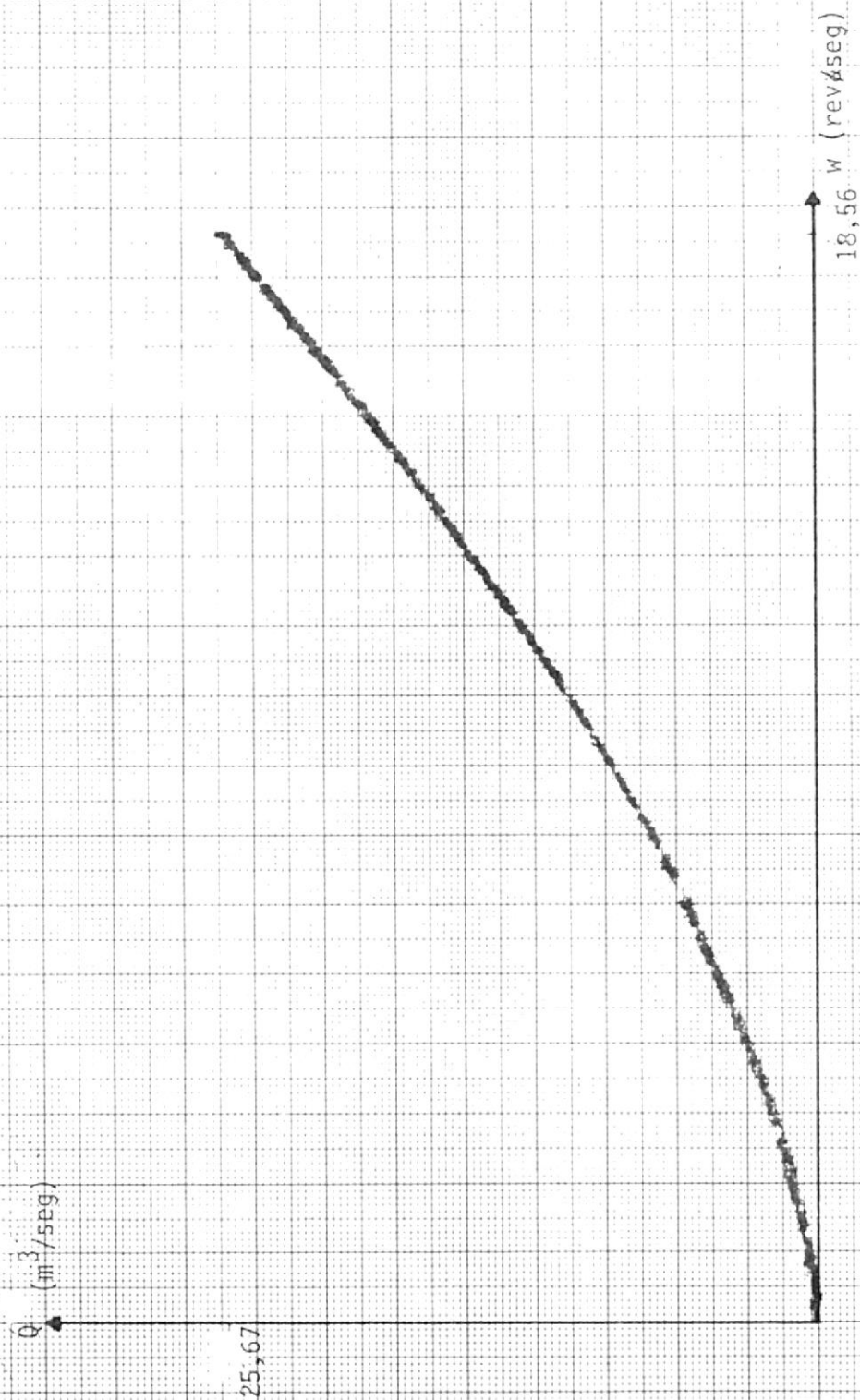
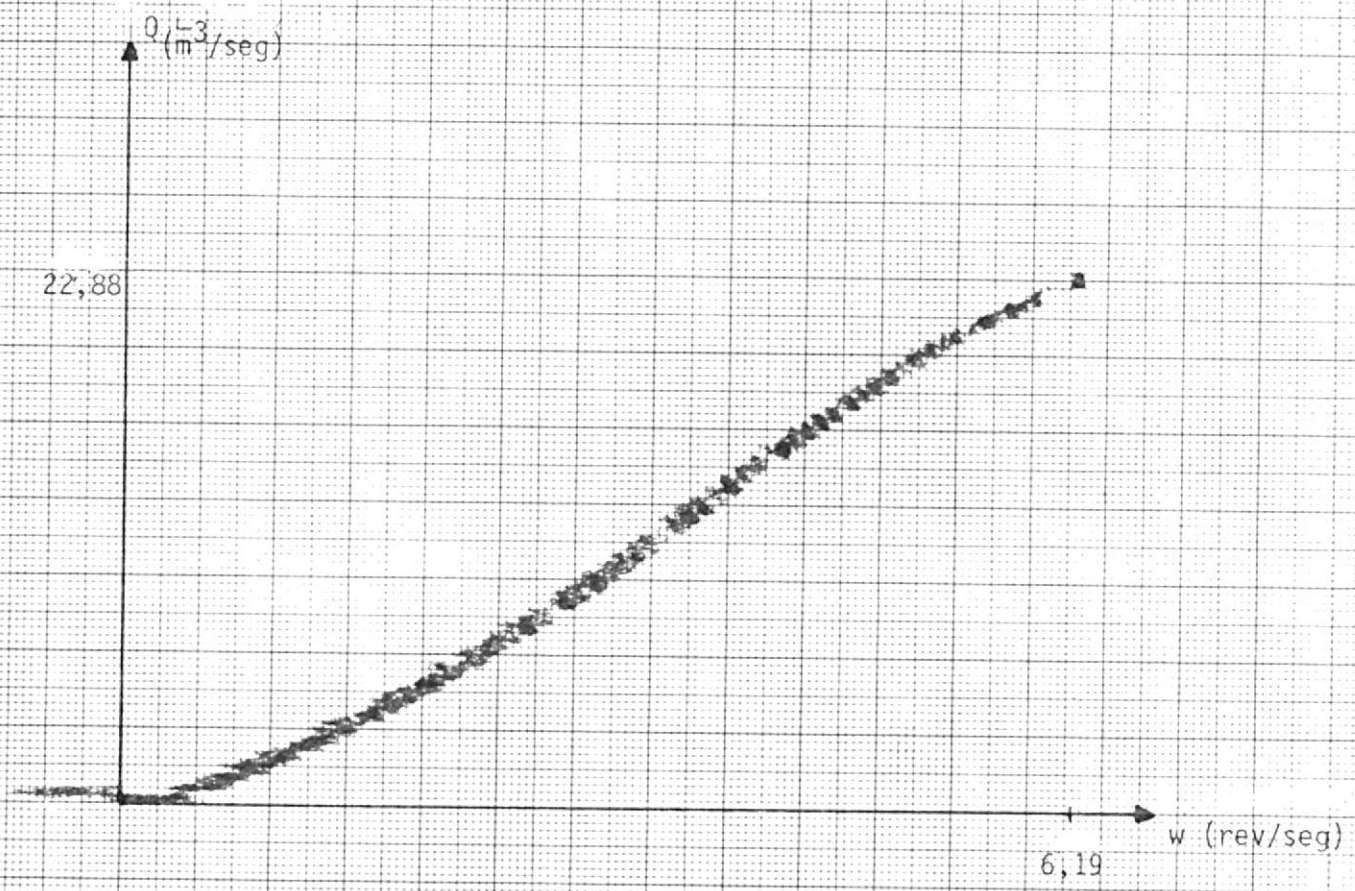


GRAFICO 3.14. CONEXIONES PARA EL GRAFICADOR



CURVA PARA ALTAS REVOLUCIONES

Gráfico N° 3.15.



CURVA PARA BAJAS REVOLUCIONES

Gráfico N° 3.16.

3.2.2.2. Para bajas revoluciones del motor hidráulico:

El proceso que se siguió - para la obtención de la curva a bajas revoluciones del motor hidráulico, es similar al efectuado en la sección 3.2.2.1., con la variante de que en el paso 4 el nivel de voltaje generado por el tacogenerador es de 1V, que representa una velocidad de 6,19 rev/seg.

La curva obtenida en esta experiencia se la puede observar en el gráfico N°3.16.

3.3. OBTENCION DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE LA VALVULA SOLENOIDE

La obtención de las curvas características de la válvula solenoide, es de gran utilidad, puesto que nos permitirá, observar - la variación del caudal de aceite a través

del motor, en función del voltaje suministrado a la válvula, por el amplificador operacional.

Las curvas obtenidas son dos:

- a. Para un diferencial de presión, a la entrada y salida del motor, de 20 BAR (290 psi) (20×10^5 Pa).
- b. Para un diferencial de presión a la entrada y salida del motor, de 40 - BAR (580 psi) (40×10^5 Pa)

3.3.1. Para un diferencial de presión de 20 BAR (20×10^5 Pa)

Los pasos a seguirse, para la obtención de esta curva, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones - eléctricas simulando un sistema de lazo abierto de control rotativo.

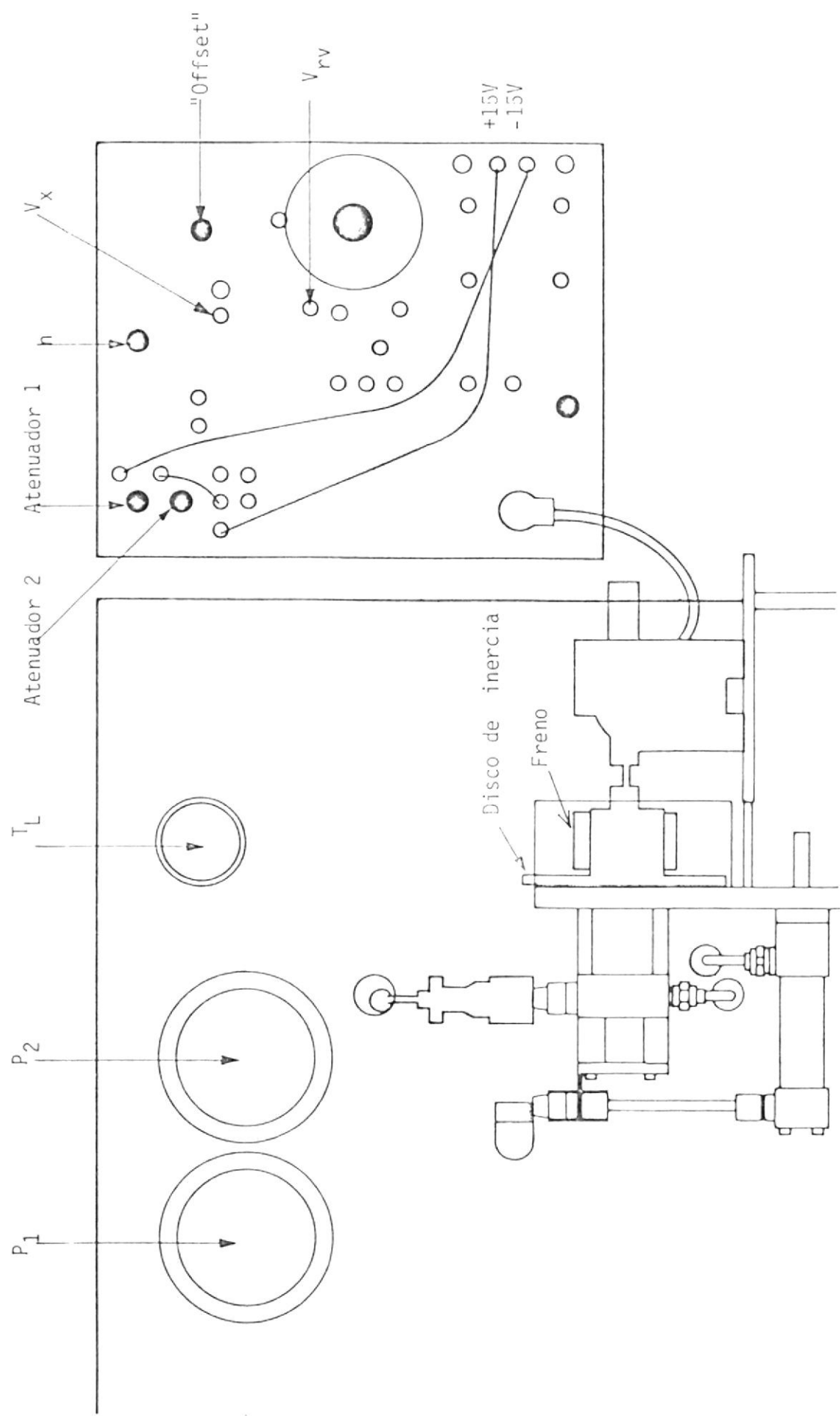
Estas conecciones fueron hechas como se muestra en el gráfico N° 3.17.

2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel - electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2, como sigue:

- a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
- b. Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.

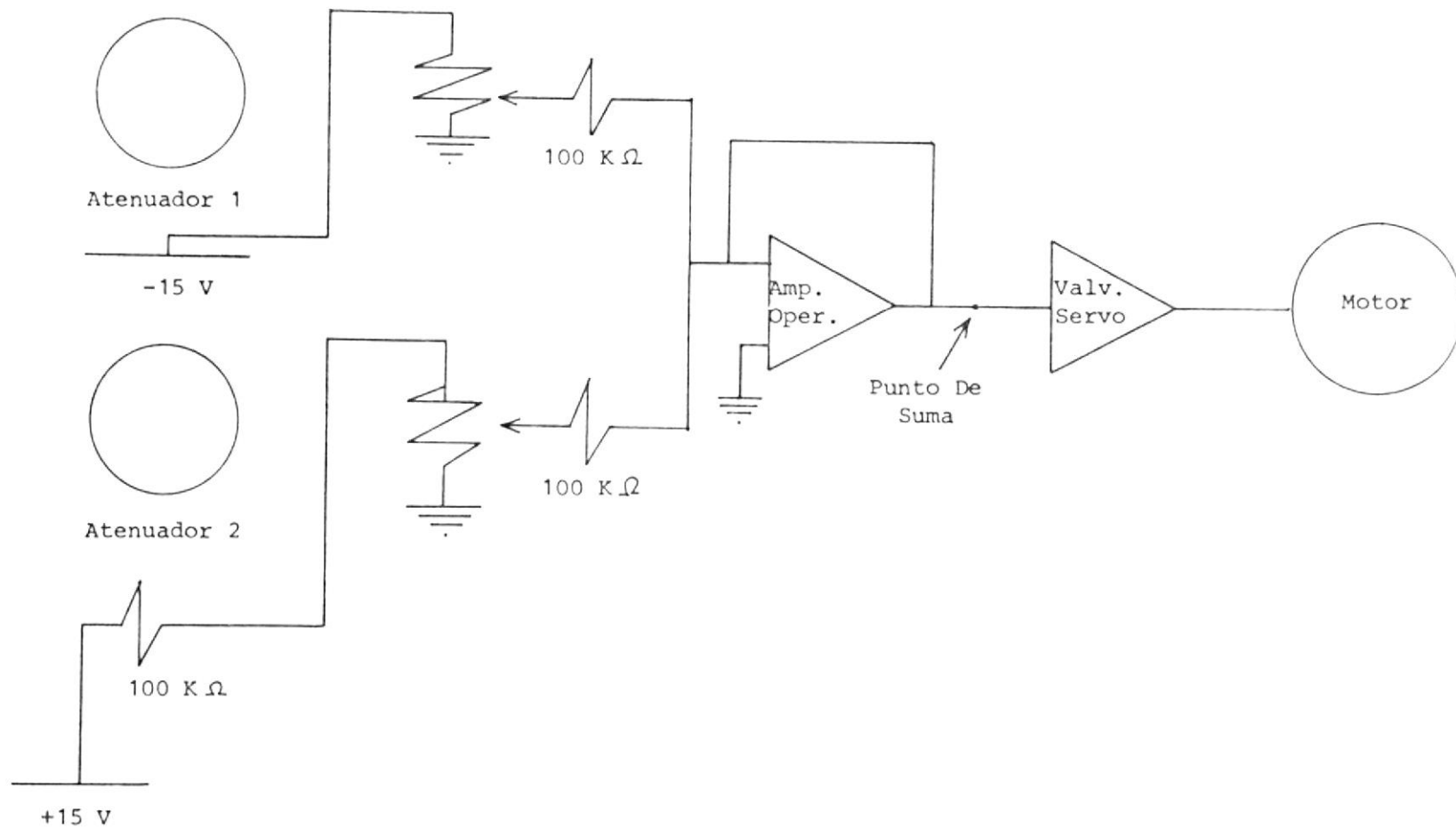
Esta parte del procedimiento, la podemos observar claramente en el gráfico N° 3.18.

3. Verificando que el orificio esté to



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Gráfico N°3.17



CIRCUITO DE ATENUADORES , AMPLIFICADOR OPERACIONAL

GRAFICO N°3.18.

talmente abierto, para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "Offset" se puede corregir girando finamente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

- 4) Tomando en cuenta que los atenuadores 1 y 2, producen desbalances negativo y positivo, respectivamente, en el voltaje de entrada a la válvula (V_x), en esta experiencia se utilizaron ambos atenuadores, para producir giros del motor tanto a favor como en contra de las manecillas del reloj. Cabe indicar que los atenuadores 1 y 2, pueden ser usados para ajuste grueso y fino

del voltaje a la salida del amplificador y por ende del voltaje a la entrada de la válvula servo.

Con el multímetro conectado en el punto, del panel electrónico, que suministra el voltaje a la entrada de la válvula servo, se procedió a girar el atenuador 2, hasta que se llegó a un cierto voltaje pre-establecido.

La caída de presión en el motor, se controló a 20 bar (20×10^5 Pa) por el uso del freno de fricción.

Luego se procedió a tomar las lecturas de velocidad, en base del voltaje generado por el tacogenerador (V_{RV}) velocidad que posteriormente fue transformada en caudal.

Tomando en cuenta que pueden ocurrir variaciones de velocidad en el motor hidráulico, lo cual podrá ser controlado con pequeños ajustes

del freno de fricción, se procedió a tomar varios valores de velocidad, para igual número de valores de voltaje de entrada a la válvula.

Una vez terminado con los valores de voltaje a través del atenuador 2 se procedió a efectuar el mismo procedimiento con el atenuador 1.

Los valores obtenidos en esta experiencia, se encuentran tabulados en la tabla N° 3 y representados en el gráfico N° 3.19 .

3.3.2. Para un diferencial de presión de 40 Bar

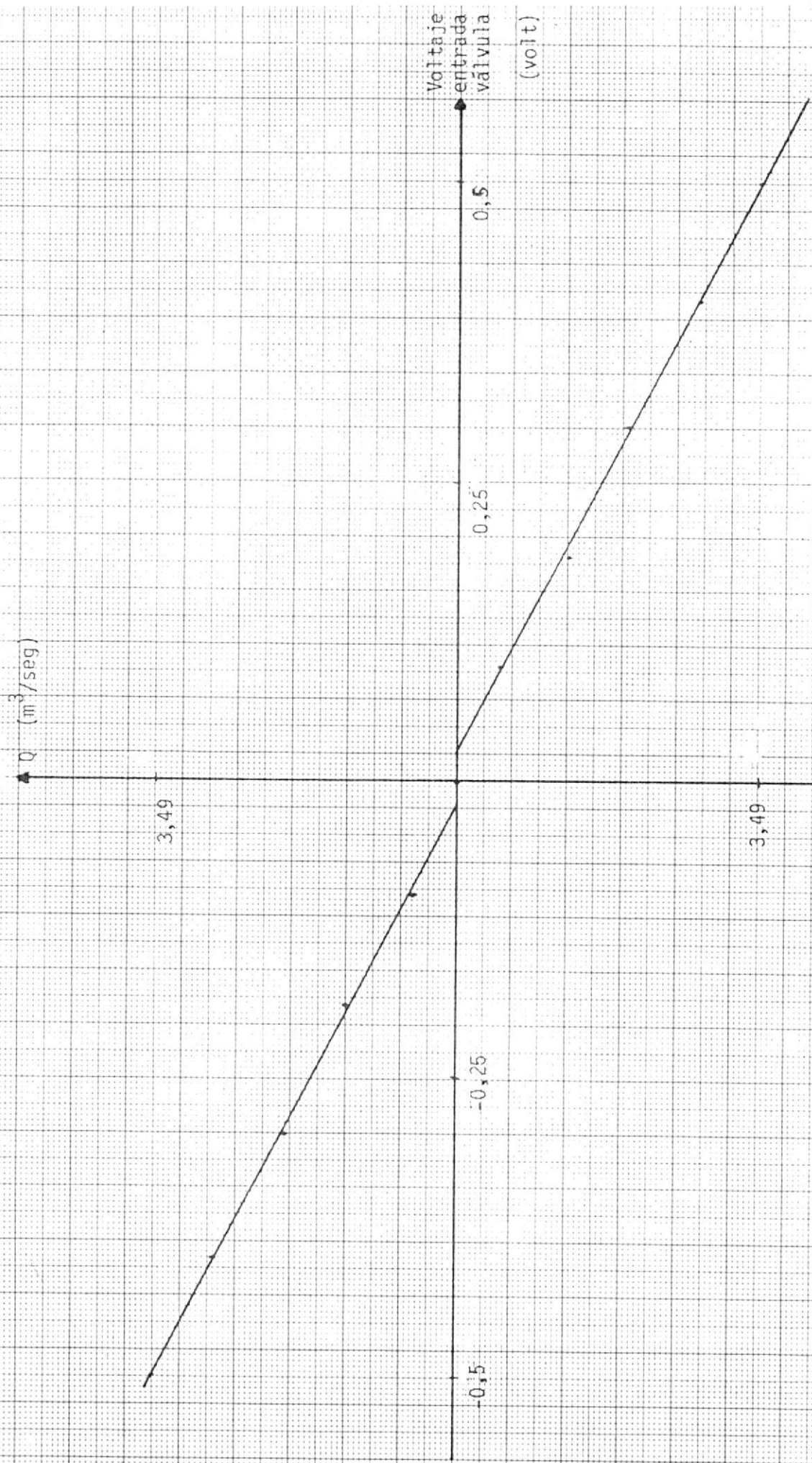
El proceso que se siguió para la obtención de la curva para un diferencial de presión de 40 Bar, (40×10^5 Pa), en el motor hidráulico, es similar al efectuado en la sección 3.3.1., con la variante de que en el paso 4 el diferencial de presión - deberá ser de 40 Bar (40×10^5 Pa).

Los valores obtenidos en esta experiencia, se encuentran tabulados en la tabla N° 4 y representados en el gráfico N° 3.20.

Para un diferencial de presión del motor hidráulico de 20 Bar.

TABLA N° 3

VOLTAJE DE ENTRADA A LA VALVULA (VOLT)	VOLTAJE DE VELOCIDAD (VOLT)	CAUDAL Q $\times 10^{-5}$ (m ³ /seg)
0,5	-2,05	5,72
0,4	-1,64	4,58
0,3	-1,17	3,26
0,2	-0,75	2,10
0,1	-0,28	0,79
-0,1	0,29	0,80
-0,2	0,75	2,10
-0,3	1,16	3,23
-0,4	1,64	4,58
-0,5	2,05	5,72

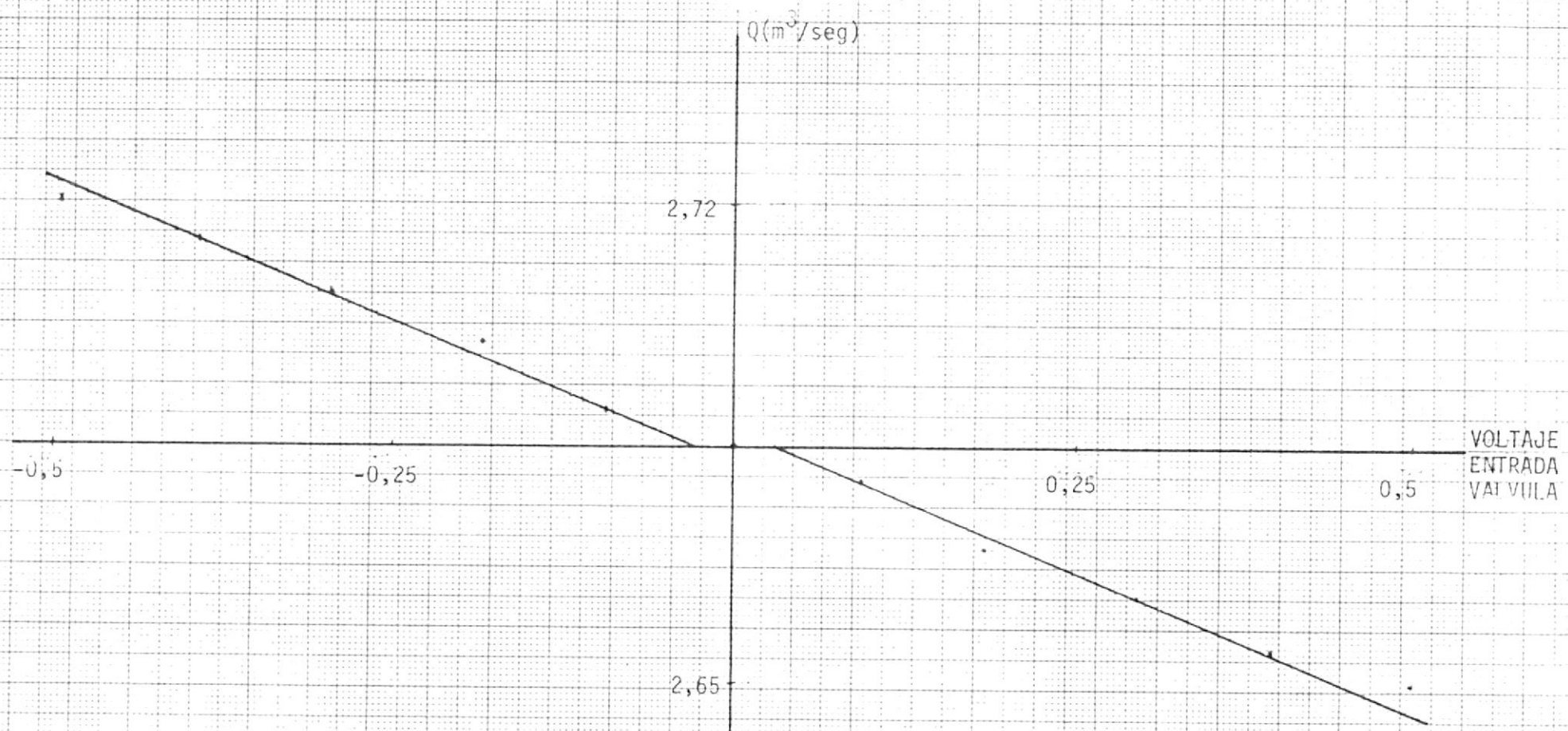


CURVA CAUDAL Vs. VOLTAJE DE ENTRADA A LA VALVULA PARA UN DIFERENCIAL DE PRESION DE 20 BAR

Para un diferencial de presión del motor hidráulico de 40 Bar.

TABLA N° 4

V_x	V_{rv}	CAUDAL $Q \times 10^{-5}$ (m ³ /seg)
VOLTAJE DE ENTRADA A LA VALVULA (VOLT)	VOLTAJE DE VELOCIDAD (VOLT)	
0,5	-1,56	4,35
0,4	-1,34	3,74
0,3	-1	2,79
0,2	-0,66	1,84
0,1	-0,22	0,61
-0,1	0,27	0,75
-0,2	0,68	1,90
-0,3	1	2,79
-0,4	1,36	3,79
-0,5	1,6	4,46



CURVA DE CAUDAL vs. VOLTAGE DE ENTRADA A LA VALVULA
 PARA UN DIFERENCIAL DE PRESSION DE 20 BAR

3.4. DETERMINACION DE LAS PERDIDAS POR FRICCION Y OBTENCION DE LAS CURVAS DE TORQUE DEL MOTOR HIDRAULICO

Tanto la determinación de las pérdidas por fricción como la obtención de las curvas de torque del motor hidráulico, son de importancia, puesto que la primera nos permitirá calcular las pérdidas por fricción, tanto viscosa como seca, en el motor hidráulico con solo conocer su velocidad y las curvas de torque, nos permitirá conocer el desplazamiento del motor, esto es, que cantidad de flujo de aceite circula a través del motor por revolución del mismo.

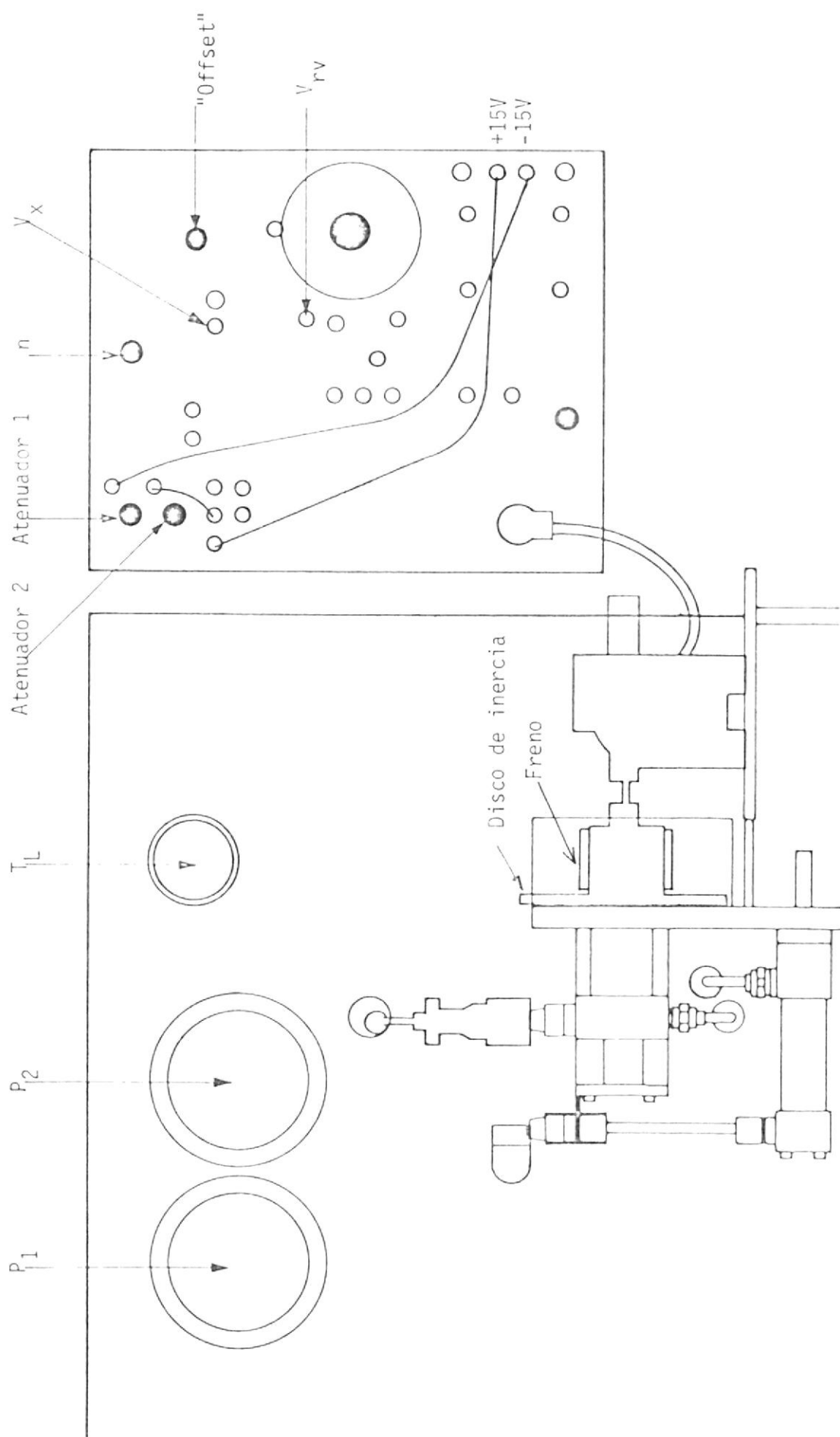
3.4.1. Determinación de las Pérdidas por fricción en el motor hidráulico

Los pasos seguidos para la obtención de esta curva, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo abierto de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el gráfico N° 3.21.

2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2, como sigue:
 - a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
 - b. Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.
3. Verificando que el orificio esté totalmente abierto para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de pre



CONECCIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

GRAFICO Nº 3.21

si3n, energizar la bomba del circuito hidr3ulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un diferencial de presi3n ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviaci3n "Offset", se puede corregir girando finamente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo - en el sistema.

4. Una vez efectuado los pasos anteriores, que son los necesarios para la puesta a punto del equipo, se procedió con los atenuadores 1 y 2, a ajustar una velocidad del motor preestablecida. Luego de tomar la lectura - de voltaje (V_{RV}), generada por el tacogenerador, se procedió a tomar las lecturas de presi3n en las puertas 1 y 2, esto es a la entrada y salida del motor, con el fin de obtener la presi3n de fricci3n (P_f) a dicha velocidad.

Considerando que sobre el motor hidráulico no está actuando ninguna fuerza extraña, la caída de presión entre la puerta 1 (P_1) y puerta 2 (P_2) necesariamente deberá ser la pérdida por fricción.

Tomando en cuenta que esta experiencia se realizó tanto para giros a favor, y en contra de las manecillas del reloj tenemos que:

- a. Para giros a favor de las manecillas del reloj las puertas 1 y 2 son la entrada y salida, respectivamente, del flujo de aceite del motor hidráulico. Luego tenemos que:

$$P_f = P_1 - P_2$$

Pero con el fin de tener una concepción gráfica, en forma global, a esta presión la consideraremos negativa. Esto es:

$$P_f = P_2 - P_1$$

Los datos obtenidos experimentalmente los podemos observar en la tabla N° 5 y representados en la gráfica N° 3.22.

- b. Para giros en contra de las manecillas del reloj, las puertas 2 y 1 son la entrada y salida, respectivamente, del flujo de aceite del motor hidráulico. Luego tenemos que:

$$P_f = P_2 - P_1$$

Los datos obtenidos experimentalmente los podemos observar en la tabla - N° 6, y representados en la gráfica N° 3.22.

Esta experiencia fue realizada por dos ocasiones, para iguales valores de velocidad, con el fin de obtener un promedio tanto de P_1 como de P_2 , lo más reales posibles.

PARA GIROS A FAVOR DE LAS MANECILLAS DEL RELOJ

$$- P_1 > P_2$$

V_{rv} (volt)	w ($\frac{rev}{seg}$)	P_{11} (Pa) $\times 10^5$	P_{12} (Pa) $\times 10^5$	P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_{21} (Pa) $\times 10^5$	P_{22} (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pu) $\times 10^5$	P_f (Pa) $\times 10^5$
-3,5	21,65	39,5	39,5	39,5	29,5	29	29,3	10,2
-3,25	20,10	39,5	39,5	39,5	30	29,5	29,7	9,8
-3	18,56	40	40	40	31,5	30	30,8	9,2
-2,75	17,01	40,5	40	40,3	32	31	31,5	8,8
-2,5	15,46	40,5	40	40,3	32,5	31,5	32	8,3
-2,25	13,92	40	40	40	32	32	32	8
-2	12,37	40	39,5	39,8	32,5	32	32,3	7,5
-1,75	10,82	39,5	39,5	39,5	33	32	32,5	7
-1,5	9,28	39,5	39	39,3	32,5	32	32,3	7
-1,25	7,73	38	38	38	31,5	31	31,3	6,7
-1	6,19	38	37,5	37,8	31	31	31	6,8
-0,75	4,64	38	37	37,5	30	30	30	7,5
-0,5	3,09	38	37	37,5	30	29	29,5	8
-0,25	1,55	40	39,5	39,8	27,5	27,5	27,5	12,3

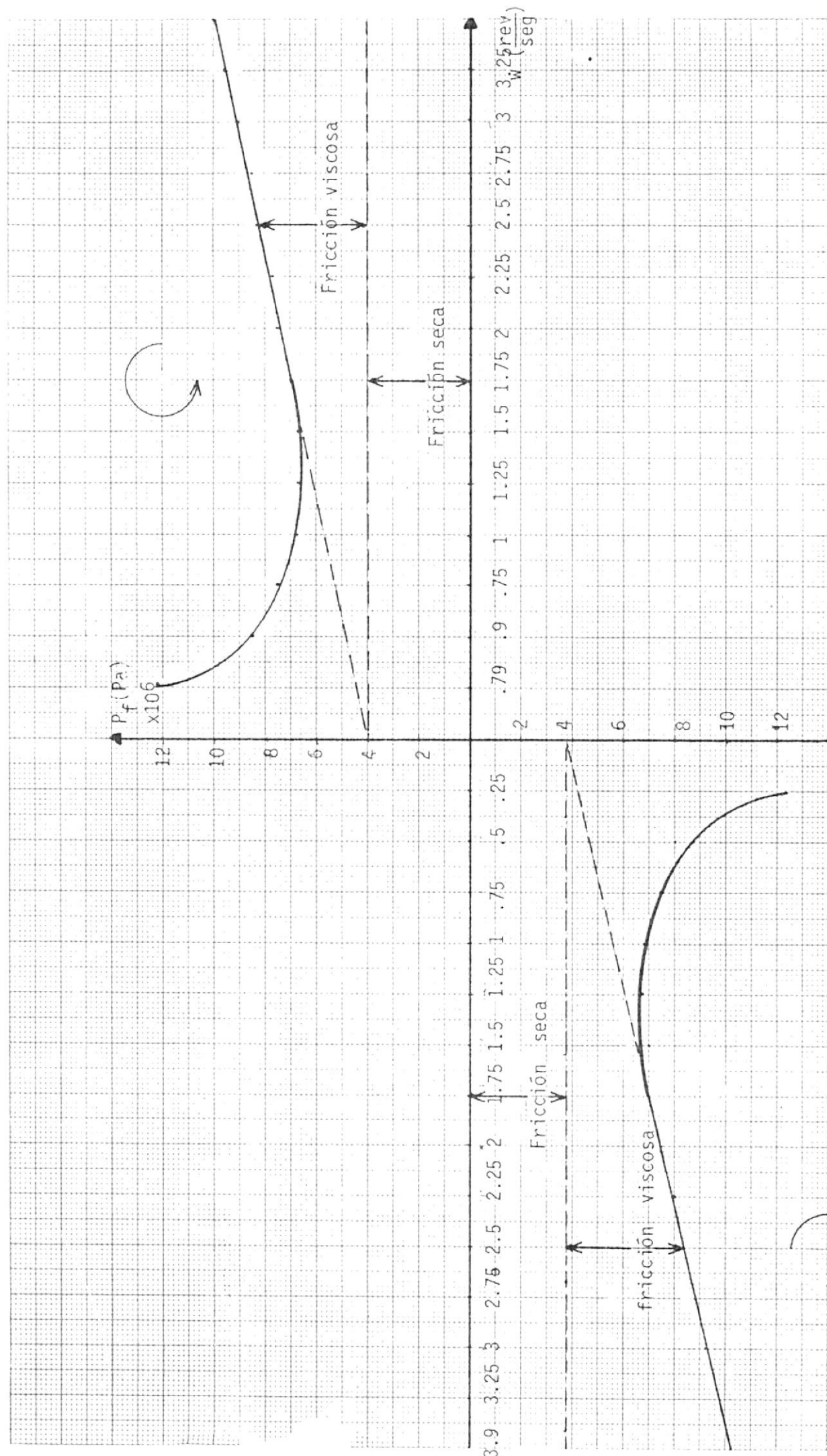
TABLA N° 5

Para giros en contra de las manecillas del reloj

$$P_2 > P_1$$

V_{rv} (Vdlt)	w ($\frac{rev}{seg}$)	P_{11} (Pa) $\times 10^5$	P_{12} (Pa) $\times 10^5$	P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_{21} (Pa) $\times 10^5$	P_{22} (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	P_f (Pa) $\times 10^5$
3,5	21,65	27,5	27,5	27,5	37,5	37,5	37,5	0
3,25	20,10	28,5	28	28,3	37,5	38	37,8	9,5
3	18,56	28,5	29,5	29	37,5	38,5	38	9
2,75	17,01	28,5	29,5	29	37	38	37,5	8,5
2,5	15,46	29	30	29,5	37,5	38	37,8	8,3
2,25	13,92	30	30	30	37,4	38	37,8	7,7
2	12,37	30	31	30,5	38	38	38	7,5
1,75	10,82	30	31	30,5	37,5	37,5	37,5	7
1,5	9,28	30	30,5	30,3	37	37	37	6,7
1,25	7,73	29,5	30	29,8	36	37	36,5	6,7
1	6,19	29	30	29,5	36	36,5	36,3	6,8
0,75	4,64	28	28	28	35	36	35,5	7,5
0,5	3,09	27	26	26,5	34,5	35,5	35	8,5
0,25	1,55	24	22,5	23,3	34	37	35,5	12,2

TABLA N° 6



CURVA DE PERDIDA DE PRESION POR FRICCION EN EL MOTÓR

Gráfico N° 3.22.

3.4.2. Obtención de las curvas de torque del motor hidráulico

Los pasos a seguirse, para la obtención de esta curva, fueron los siguientes:

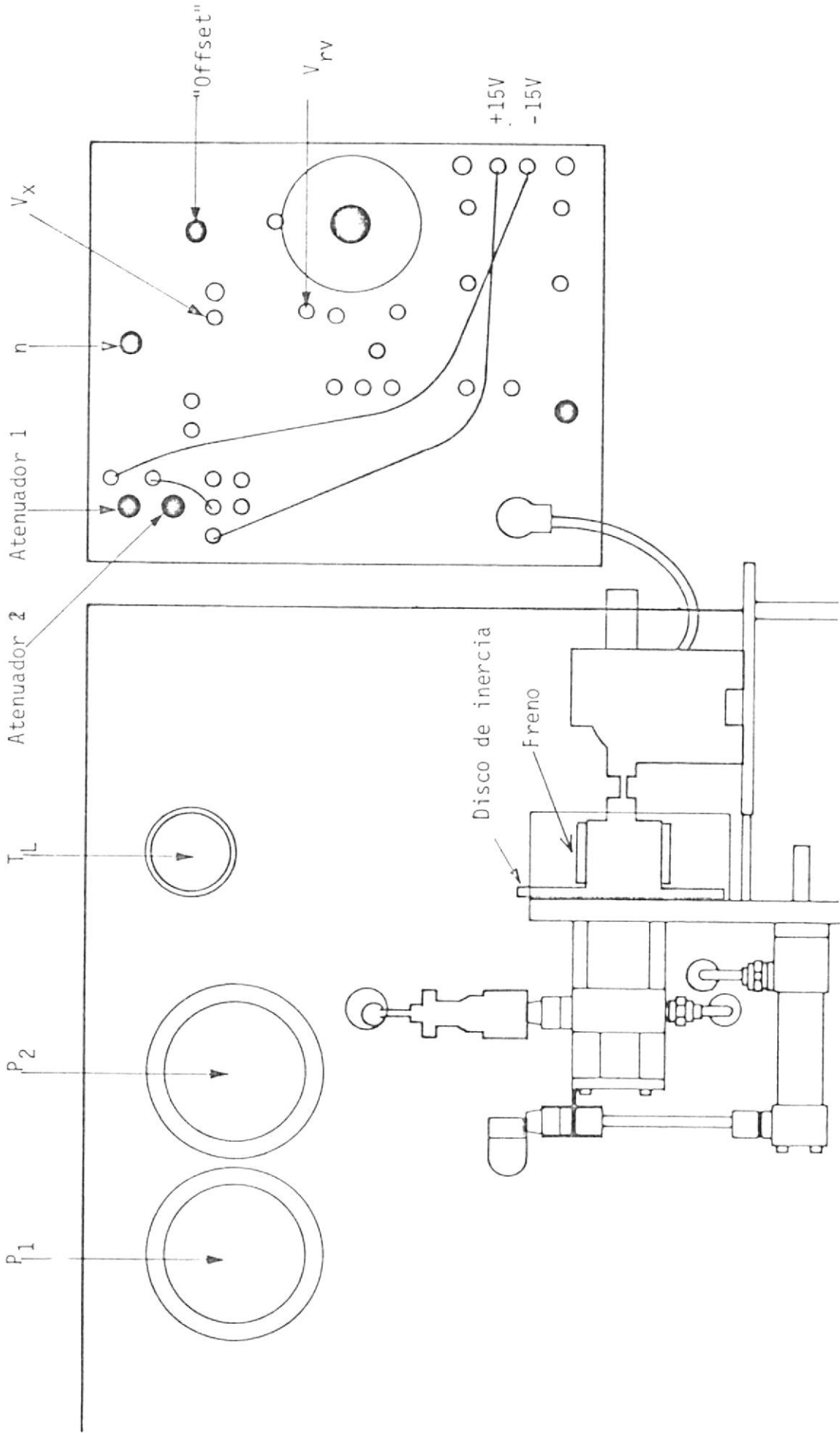
1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo -abierto de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el gráfico N° 3.23.

2. Montar el sistema de freno de fricción y tenerlo listo para su aplicación.

3. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel -electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este -voltaje no es igual a cero, deberá -balancearse las señales 1 y 2, como sigue:

a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Gráfico 3.2.3.

- fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
- b. Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.
4. Verificando que el orificio este totalmente abierto, para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "offset" se puede corregir girando finamente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

5. Con el atenuador 2, se procedió a ajustar una velocidad del motor hidráulico, coincidiendo esta con un voltaje de 3 volt., generados por el tacogenerador.

Una vez efectuado esto se procedió a producir un torque inicial perturbador sobre el motor hidráulico, por medio del freno de fricción. Esperando que la velocidad se establezca, puesto que existieron ciertas variaciones, se procedió a tomar lecturas del torque, de las presiones en las puertas 1 y 2 y de la velocidad del motor hidráulico.

Tomando en cuenta de que existen pérdidas de presión, tanto por fricción seca como por fricción viscosa, las cuales pueden ser calculadas con la velocidad en el gráfico N°11, se puede calcular la verdadera caída de presión producida por la presencia del torque como sigue:

$$\Delta P_{\text{real}} = P' - P_f$$

Donde:

$$\Delta P' = P_2 - P_1$$

Considerando que:

$$T = D \Delta P_{\text{real}}$$

Donde:

D : constante de desplazamiento del motor hidráulico.

Tenemos que la pendiente del gráfico ΔP Vs T, nos proporcionará la constante de desplazamiento del motor hidráulico.

Los datos obtenidos experimentalmente los podemos observar en la tabla N°7 y representados en la gráfica N°3.24.

Valores que nos dan la siguiente constante de desplazamiento del motor hidráulico:

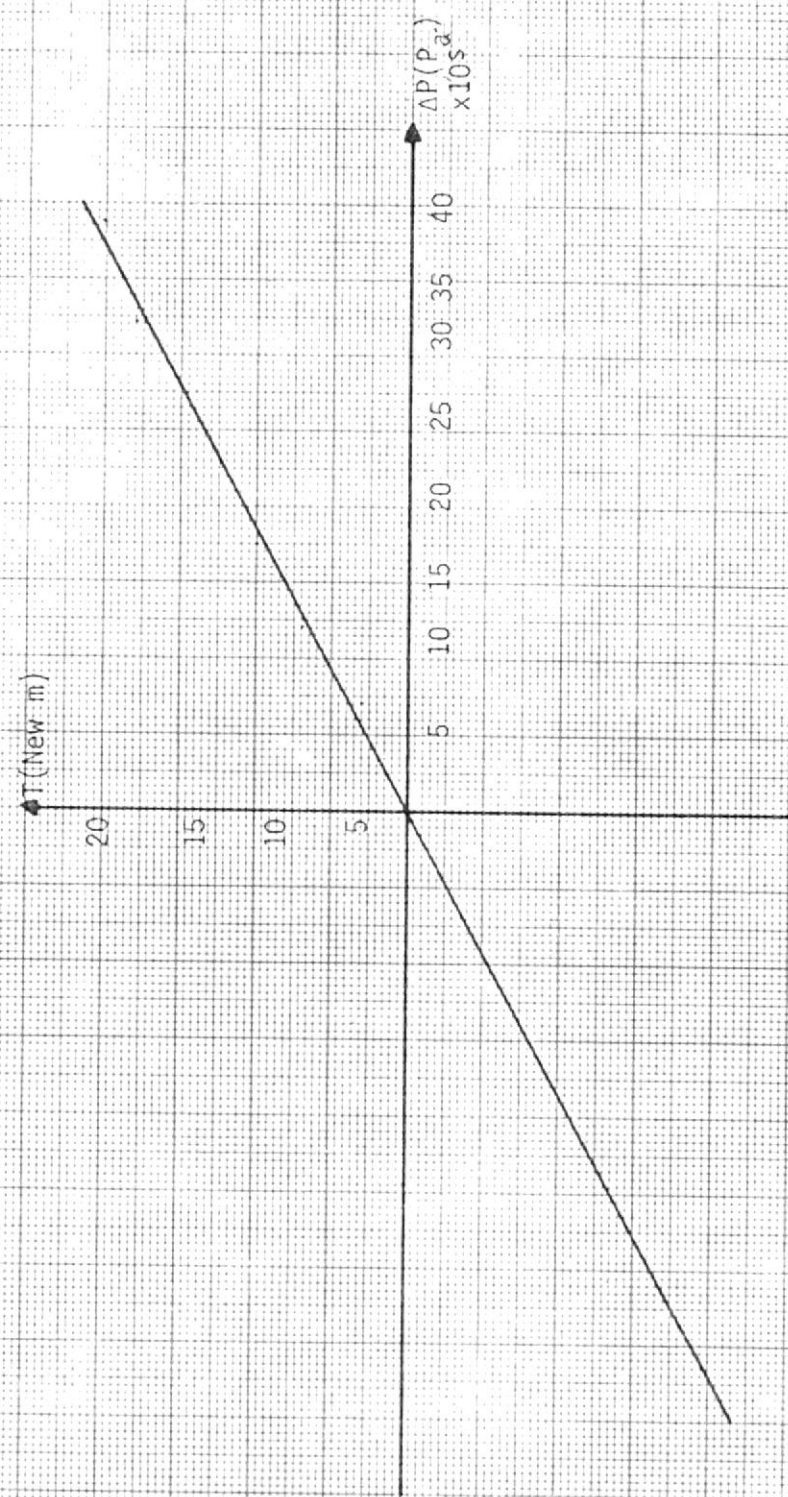
$$D = 0,2598 \frac{\text{pulg}^3}{\text{rev}} = 4,2575 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rev}}$$

TABLA N° 7

ω (rev/seg)	P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	$\Delta P'$ (Pa) $\times 10^5$	P_f (Pa) $\times 10^5$	ΔP_{real} (Pa) $\times 10^5$	T_L (New m)
18,56	11	59	48	9,2	38,8	2,42
15,46	14	54,5	40,5	8,3	32,2	2,18
12,37	22,5	47,5	25	7,5	17,5	1,21
9,28	25	44	19	7	12	0,85
6,19	26	41	15	6,8	8,2	0,54
3,09	24	39	15	8	7	0,36

Luego de graficar tenemos:

$$m = D = 6,776 \cdot 10^{-7} \frac{\text{New m}}{\text{Pa}} \times \frac{1 \text{ Pa}}{\text{New/m}^2} \times \frac{10^6 \text{ cm}^3}{1 \text{ m}^3} \times \frac{1 \text{ pulg}^3}{(2,54)^3 \text{ cm}^3} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = 0,2598 \frac{\text{pulg}^3}{\text{rev}}$$



CURVA DE TORQUE Vs. CAIDA DE PRESION EN MOTOR
Gráfico N° 3.24.

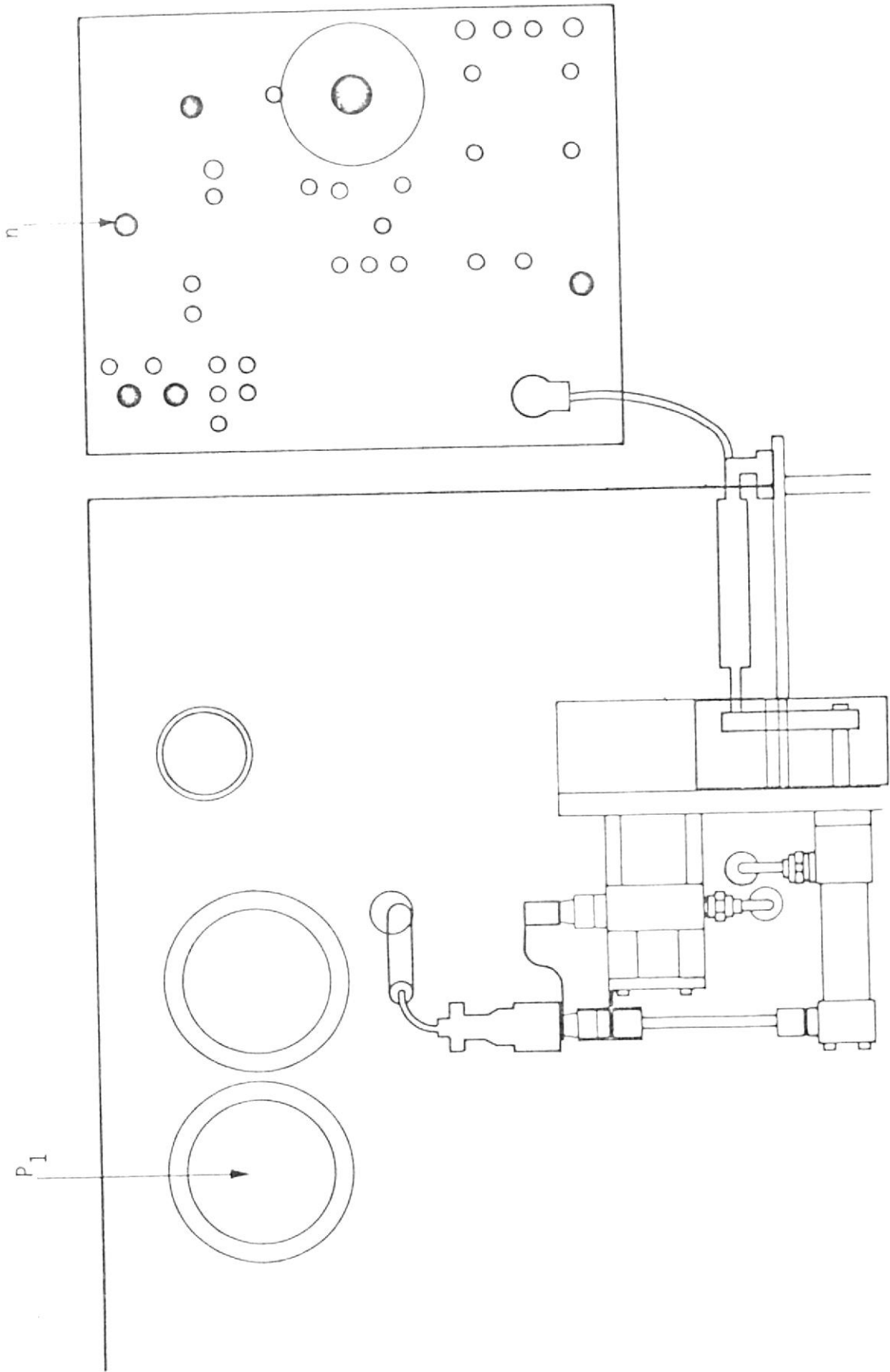
3.5. DETERMINACION DE LA FRICCIÓN , AREA EFECTIVA Y PERDIDAS EN EL CILINDRO HIDRAULICO

3.5.1. Determinación de la fricción

En esta sección se quiere determinar la presión que es necesaria aplicar al pistón para vencer la fricción. Para esta determinación se considero que la diferencia entre la fricción estática y la fricción a bajas velocidades, generalmente no es notoria.

Los pasos seguidos para la obtención de esta presión, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conecciones hidráulicas, como se muestra en la figura N° 3.25.
2. Energizar el panel electrónico.
3. Verificando que el orificio este totalmente abierto, para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, -



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL
Gráfico N° 3.25

energizar la bomba del circuito hidráulico.

4. Para producir un flujo de aceite a través de la válvula, se utilizó la perilla de desviación "Offset". Se ajustó esta perilla hasta que al rodillo del cilindro se extendía lentamente, en este momento se tomaron lecturas de presión en el p_órtico 1 (P_{1A}).

Luego se giro la perilla contra las manecillas del reloj, hasta que el rodillo se contraía lentamente, en este momento se tomaron lecturas de presión en el p_órtico 1 P_{1 c})

La presión para vencer la fricción estará dada por:

$$P_f = \frac{P_{1A} - P_{1C}}{2}$$

Como esta experiencia se efectuó por 10 ocasiones, con el fin de tener un promedio estadístico tenemos que:

$$P_f = \frac{\Sigma P_f}{n}$$

Los datos obtenidos en esta experiencia se encuentran tabulados en la tabla N° 8.

Luego de efectuar los cálculos respectivos tenemos que:

$$P_f = 3,9 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

Nota: La deducción de la ecuación de P_f se encuentra en el Apéndice A.

3.5.2. Determinación del Area Efectiva

En esta sección se quiere determinar - experimentalmente la relación de áreas - de los lados del cilindro.

Para obtener esta relación de áreas, se ha asumido que la fricción tanto en acción como en contracción del cilindro hidráulico, es la misma.

TABLA N° 8.
CALCULO DE LA PRESION DE FRICCION EN EL CILINDRO HIDRAULICO

P_{IA} $\times 10^5 \text{ Pa}$	P_{IC} $\times 10^5 \text{ Pa}$	P_f $\times 10^5 \text{ Pa.}$
39	30	4,5
37,5	30	3,75
38	29	4,5
38	30	4
38	30	4
38	30	4
39	32	3,5
37,5	32	2,75
37,5	30	3,75
38	29,5	4,25

$$P_f = \frac{P_{IA} - P_{IC}}{2}$$

$$P_f = \frac{\Sigma P_f}{n} = 3,9 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

Si realizamos un análisis teórico, te
nemos que:

$$P_{1B} = P_s (A_r/A_h)$$

Donde:

P_{1B} es la presión en el p \acute{o} rtico 1 en
condiciones de equilibrio del pist \acute{o} n.

Como estamos asumiendo que la fricci \acute{o} n
es igual en ambos sentidos de movimiento
tenemos que:

$$P_{1A} - P_{1B} = P_{1B} - P_{1C}$$

$$P_{1B} = \frac{P_{1A} + P_{1C}}{2}$$

Considerando este análisis, observamos -
que de los valores de la secci \acute{o} n 3.5.
1., podemos efectuar los cálculos, así:

Los valores que encontramos tabulados en
la tabla N $^{\circ}$ 9, de los cuales podemos con-
cluir que:

$$P_{1B} = 0,60 P_s.$$

y por lo tanto:

$$\frac{A_r}{A_h} = 0,60$$

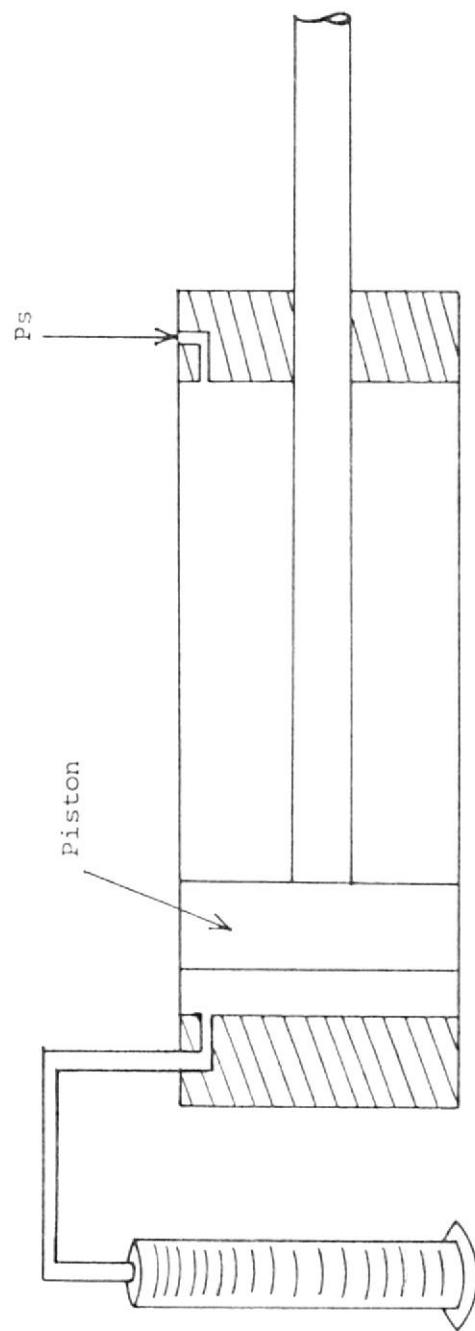
Nota: La deducción de la relación A_r/A_h , se encuentra en el Apéndice B.

3.5.3. Pérdidas en el Cilindro Hidráulico

En esta sección se quiere medir las pérdidas que existen en el pistón del cilindro hidráulico. El cilindro hidráulico se diseñó con esta fuga con el fin de evitar impurezas depositadas en el pistón como para purgar todo el cilindro de aire.

El procedimiento que se siguió fue:

1. Preparar el cilindro hidráulico, como se muestra en el gráfico N° 3.26.
2. Con el panel electrónico apagado, se -



Cilindro
Graduado
(250 ml)

PREPARACION DEL CILINDRO HIDRAULICO PARA MEDIR LAS PERDIDAS

GRAFICO N° 3.26.

procedió a energizar la bomba del circuito hidráulico, y con un cronómetro se tomó lecturas de tiempo de llenado del cilindro graduado en 250 ml. Las lecturas de tiempo de llenado, se encuentran tabuladas en la tabla N° 10.

Tomando un promedio de las lecturas tenemos que:

Volumen : 250 ml.

tiempo : 201,26 "

$$\text{Pérdidas} : Q_p = \frac{250 \text{ ml}}{201,26 \text{ seg.}} = 1,242 \frac{\text{ml}}{\text{seg}}$$

$$Q_p = 1,242 \frac{\text{ml}}{\text{seg}}$$

Esta pérdida es producida por el paso de aceite en los retenedores - del pistón con el fin de permitir el barrido del cilindro, lo cual significa sacar todo el aire dentro del mismo. Además estas pérdidas sirven para eliminar impurezas en el cilindro.

TABLA N° 9

CALCULO DE LA RELACION DE AREAS EN EL CILINDRO HIDRAULICO

P_{1B} $\times 10^5 P_a$	P_{1B}/P_s
34,5	0,605
33,75	0,592
33,5	0,580
34	0,597
34	0,597
34	0,597
35,5	0,623
34,75	0,610
33,75	0,592
33,75	0,592

$$\frac{P_{1B}}{P_s} = \frac{\Sigma P_{1B}/P_s}{10}$$

$$\frac{P_{1B}}{P_s} = 0,60$$

$$P_{1B} = 0,60 P_s$$

TABLA N° 10
 TIEMPO PARA EL CALCULO DE LAS PERDIDAS DEL CILINDRO
 HIDRAULICO

V (ml)	t (seg)
250	201,20
250	201,25
250	201,33
250	201,23
250	201,24
250	201,26
250	201,20
250	201,32
250	201,28
250	201,29

$$t = \frac{\Sigma t}{n} = \frac{2012,6}{10}$$

$$t = 201,26 \text{ seg,}$$

3.6. ANALISIS DEL EFECTO DE LA APLICACION DE CARGA AL MOTOR HIDRAULICO

Para analizar el efecto de la aplicación de carga al motor hidráulico, se obtuvo experimentalmente un gráfico Q Vs ΔP sobre el cual se graficó las curvas de torque constante dicho gráfico nos permite observar claramente la variación del caudal Q , para diferentes diferenciales de presión ΔP y torques T (cargas) sobre el motor hidráulico.

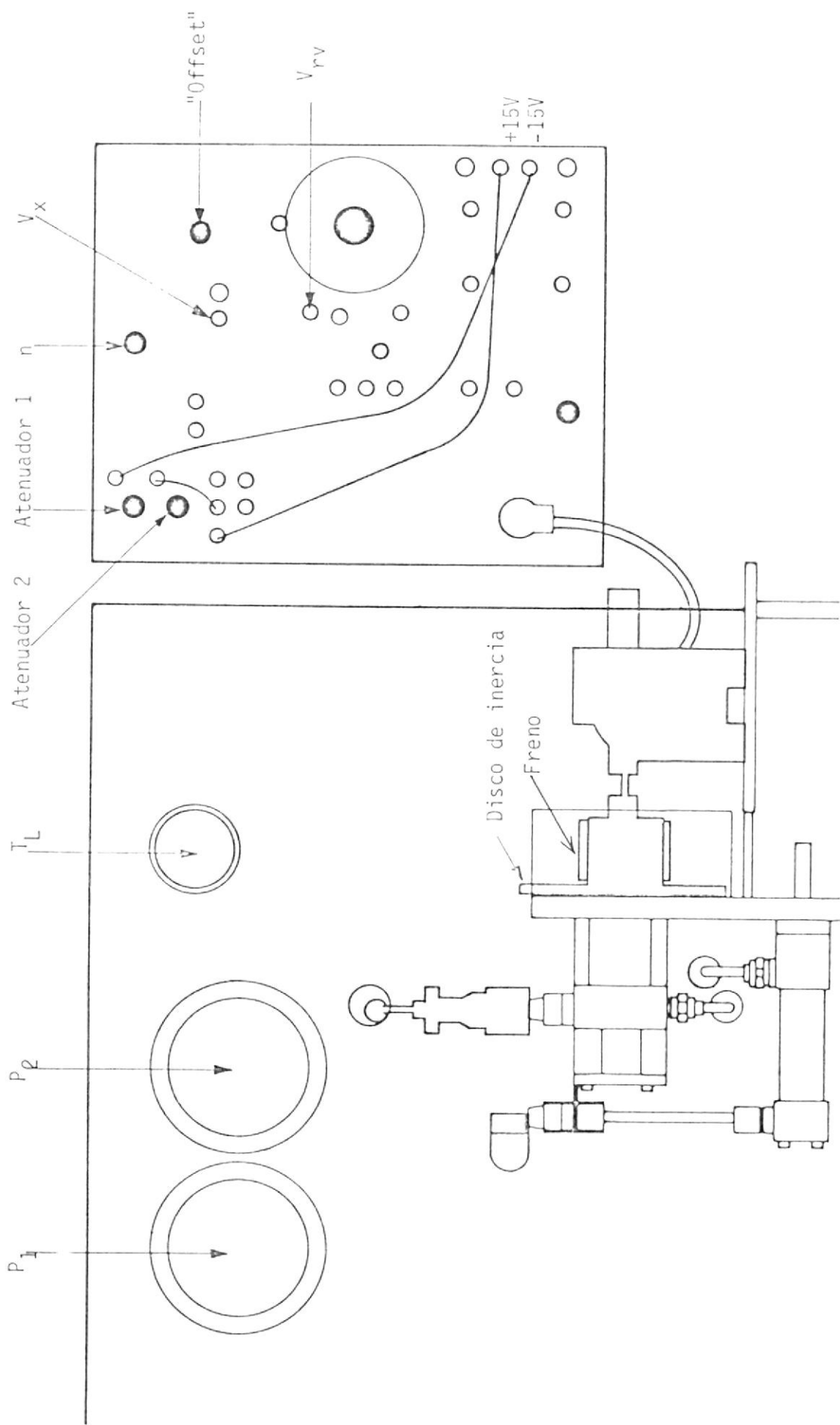
Los pasos seguidos para la obtención de esta curva, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo abierto de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el gráfico N° 3.27.

2. Montar el sistema de freno de fricción y alistarlo para su aplicación.

3. Una vez efectuado el paso anterior, se pro



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL
Gráfico N° 3.27.

cedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2 como sigue:

- a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
 - b. Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.
4. Verificando que el orificio esté totalmente abierto, para que no se produzcan sobre presiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación - "Offset", se puede corregir girando fin

mente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

5. Con el atenuador 2 se procedió a ajustar un voltaje que entra al amplificador, el cual lo procesa y produce un voltaje que permite una apertura de la válvula, originándose un giro del motor hidráulico.

Teniendo un torque inicial $T_L = 0$, significando esto que el freno esté totalmente abierto, se procedió a tomar las lecturas de presión en la puerta 1 (P_1) y en la puerta 2 (P_2).

Luego, teniendo la misma velocidad inicial, se procedió a aumentar la carga al motor hidráulico por medio del freno de fricción anotando el valor del T_L producido.

Esta experiencia se realizó para cinco diferentes voltajes de entrada a la válvula y por lo tanto para igual número de velocidades iniciales.

Los datos obtenidos experimentalmente los podemos observar en las tablas N^os 11, 12, 13, 14, 15 y representados en el gráfico N^o 3.28.

Además se tomó en cuenta el valor de la temperatura final del aceite T_f anotado - junto a las tablas respectivas y el valor de la presión de descarga, que en todos los casos fue de 70×10^5 Pa.

TABLA N° 11

P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	ΔP (Pa) $\times 10^5$	Q (m ³ /seg) $\times 10^{-6}$	T_L (New m)
40,5	26,25	14,25	82,43	0
47	24	23	77,7	1,21
51	21	30	72,42	1,82
54	17,5	36,5	68,21	2,42
57,5	14	43,5	60,58	3,03
61	9	52	50,03	3,63
62,5	4,9	57,6	42,15	4,24
64,5	2,5	62	31,59	4,84

$V_x = 0,7$ volt.

Velocidad inicial = 19,36 $\frac{\text{rev}}{\text{seg}}$

$P_{\text{salida}} = 70 \times 10^5$ Pa

Temperatura final = 32,1°C

TABLA N° 12

P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	ΔP (Pa) $\times 10^5$	Q (m^3/seg) $\times 10^{-6}$	T_c (New-m)
38	26,5	11,5	70,59	0
45	26	19	67,14	1,21
49	22	27	61,9	1,82
52,5	18	34,5	57,94	2,42
55,5	14	41,5	52,67	3,03
57	7,2	49,8	44,24	3,63
61	4,7	56,3	35,55	4,24
63	1,9	61,1	26,35	4,84

$V_x = 0,6$ volt.

Velocidad inicial = $16,58 \frac{rev}{seg}$

$P_{salida} = 70 \times 10^5$ Pa

$T_f = 36^\circ C.$

TABLA N° 13

P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	ΔP (Pa) $\times 10^5$	Q (m ³ /seg) $\times 10^{-6}$	T_L (New m)
42	32,5	9,5	62,54	0
48	30,6	17,4	59,26	1,21
51	25,5	25,5	55,05	1,82
54,5	21,8	32,7	50,83	2,42
57	17	40	45,56	3,03
59	10,5	48,5	37,38	3,63
62	7	55	28,95	4,24
65	4,5	60,5	22,39	4,84

$V_x = 0,5$ volt.

Velocidad inicial = 14,69 $\frac{\text{rev}}{\text{seg}}$

$P_{\text{salida}} = 70 \times 10^5$ Pa

$T_f = 36^\circ\text{C}$

TABLA N° 14

P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	ΔP (Pa) $\times 10^5$	Q (m^3/seg) $\times 10^{-6}$	T_L (New m)
39,5	32	7,5	48,71	0
43	28	15	46,07	1,21
47,5	24,5	23	42,79	1,82
51	20,5	30,5	39,51	2,42
55	17	38	36,23	3,03
58	10,8	47,2	29,76	3,63
62	7,8	54,2	23,16	4,24
63	3,3	59,7	16,6	4,84

$V_x = 0,4$ volt.

Velocidad inicial = 11,44 $\frac{rev}{seg}$

$P_{salida} = 70 \times 10^5$ Pa

$T_f = 36,6^\circ C.$

TABLA N° 15

P_1 (Pa) $\times 10^5$	P_2 (Pa) $\times 10^5$	ΔP (Pa) $\times 10^5$	Q (m^3/seg) $\times 10^{-6}$	T_L (New m)
39	32,5	6,5	32,91	0
42,5	29	13,5	30,95	1,21
48	26,5	21,5	30,27	1,82
52,5	23,3	29,2	28,44	2,42
55	18,5	36,5	26,35	3,03
58	11,5	46,5	21,07	3,63
64	10,5	53,5	17,12	4,24

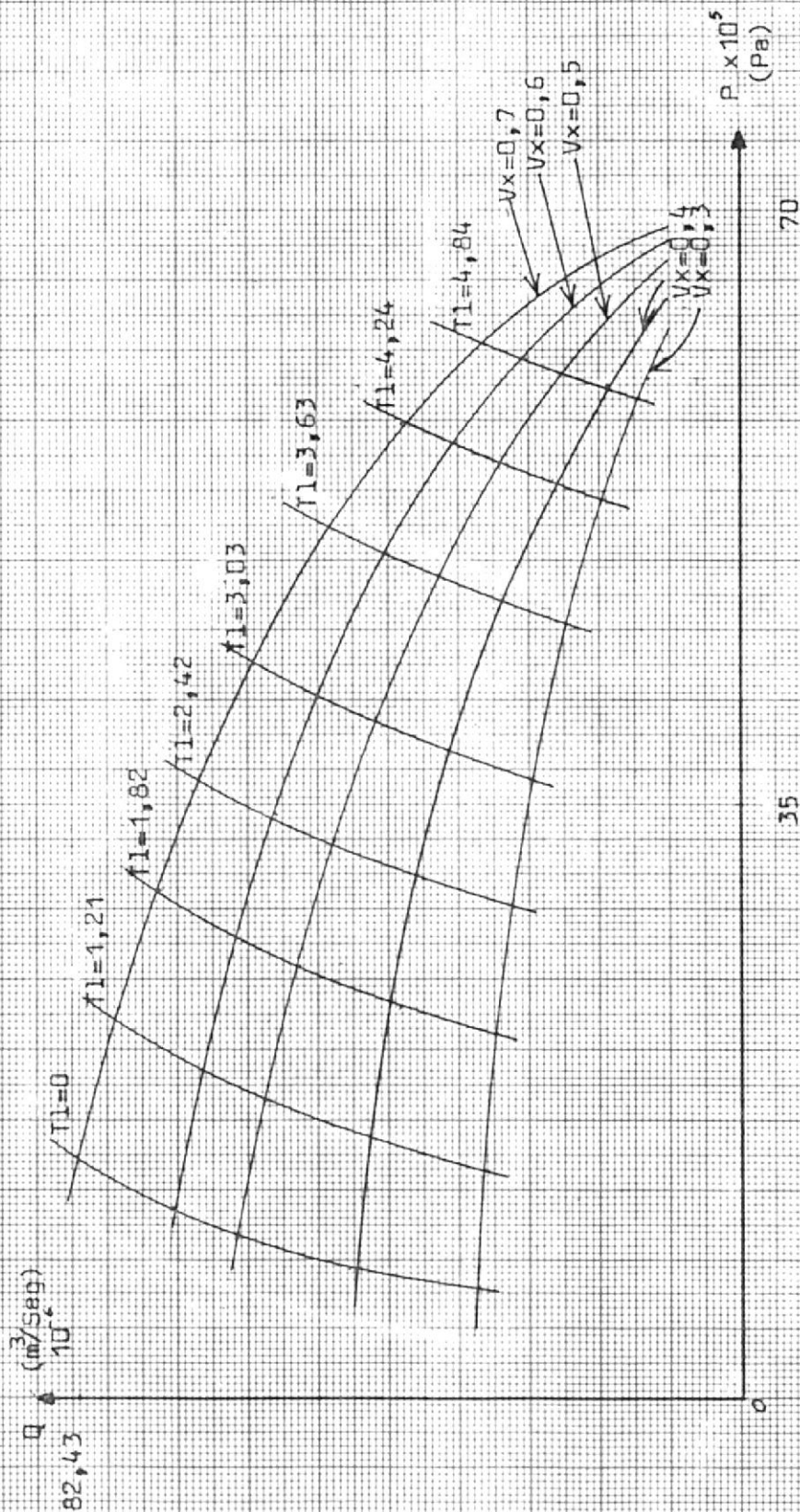
$V_x = 0,3$ volt.

Velocidad inicial = 7,73 $\frac{rev}{seg}$

$P_{salida} = 70 \times 10^5$ Pa

$T_f = 39^\circ C$

Nota: El torque está dado en New- m



CURVAS DE CAUDAL Vs. CAIDA DE PRESION CON CURVAS DE TORQUE CONSTANTE

Gráfico No 3.28

3.7. ANALISIS DEL EFECTO DE REALIMENTACION EN EL CONTROL DE LA VELOCIDAD DEL SISTEMA

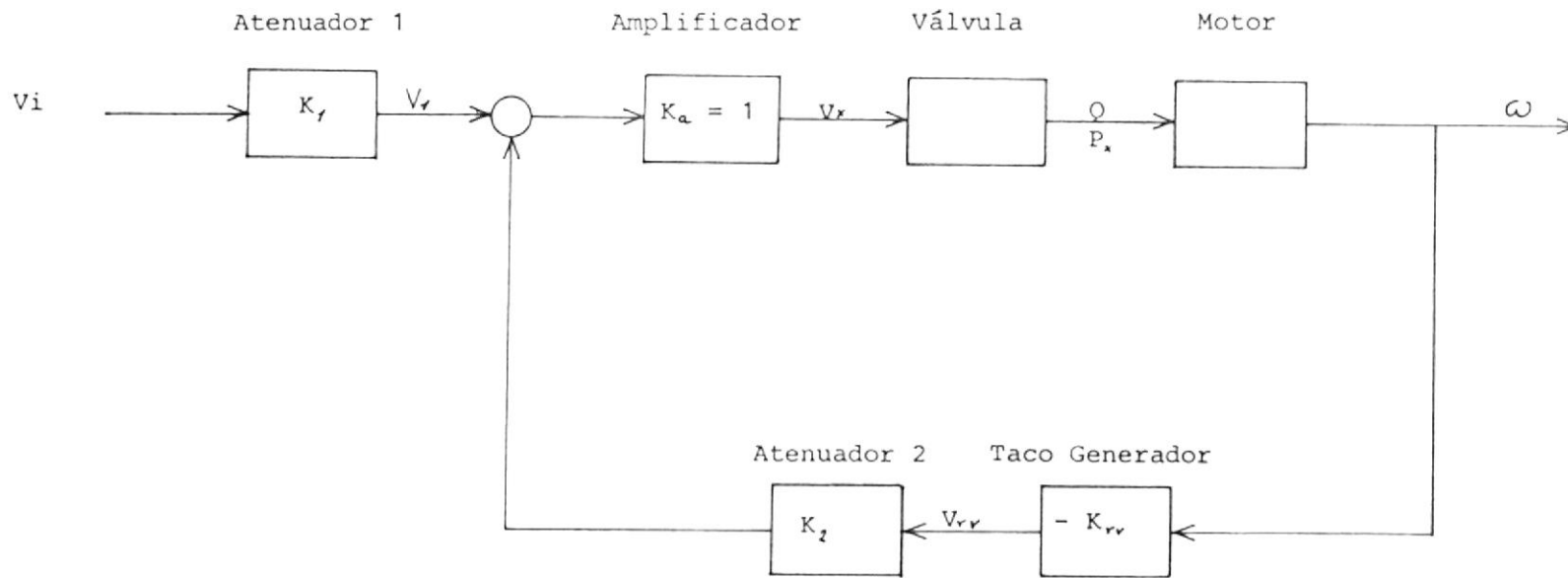
Como primer paso, se obtuvo un análisis de los atenuadores con el fin de conocer realmente que función cumplen dentro del panel electrónico. Conociendo esta información se procedió a obtener una curva w Vs. K_2 , sabiendo que K_2 estaba en la línea de realimentación - como lo muestra el Diagrama de Bloque en el Gráfico N° 3.29.

3.7.1. Análisis de los Atenuadores

Con el fin de observar que función cumplen los atenuadores dentro del panel electrónico se procedió a realizar su análisis de la siguiente manera:

3.7.1.1. Para el Atenuador 1 :

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas simulando un sistema de lazo abierto de control rotativo.



Donde: V_i = Voltaje de entrada
 K_1 = Constante del atenuador 1
 V_r = Volt. a la salida del atenuador 1 (señal de ref.)
 K_a = Función de transferencia del amplificador
 V_x = Volt.a la salida del amplificador

ω = Velocidad del motor (variable cont.)
 K_{rv} = Función de transf.del Taco Generador
 V_{rv} = Volt.producido por el Taco Generador
 K_2 = Constante del atenuador 2

DIAGRAMA DE BLOQUE CON REALIMENTACION EN EL CONTROL DE LA VELOCIDAD
 DEL SISTEMA

Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el Gráfico N° 3.30.

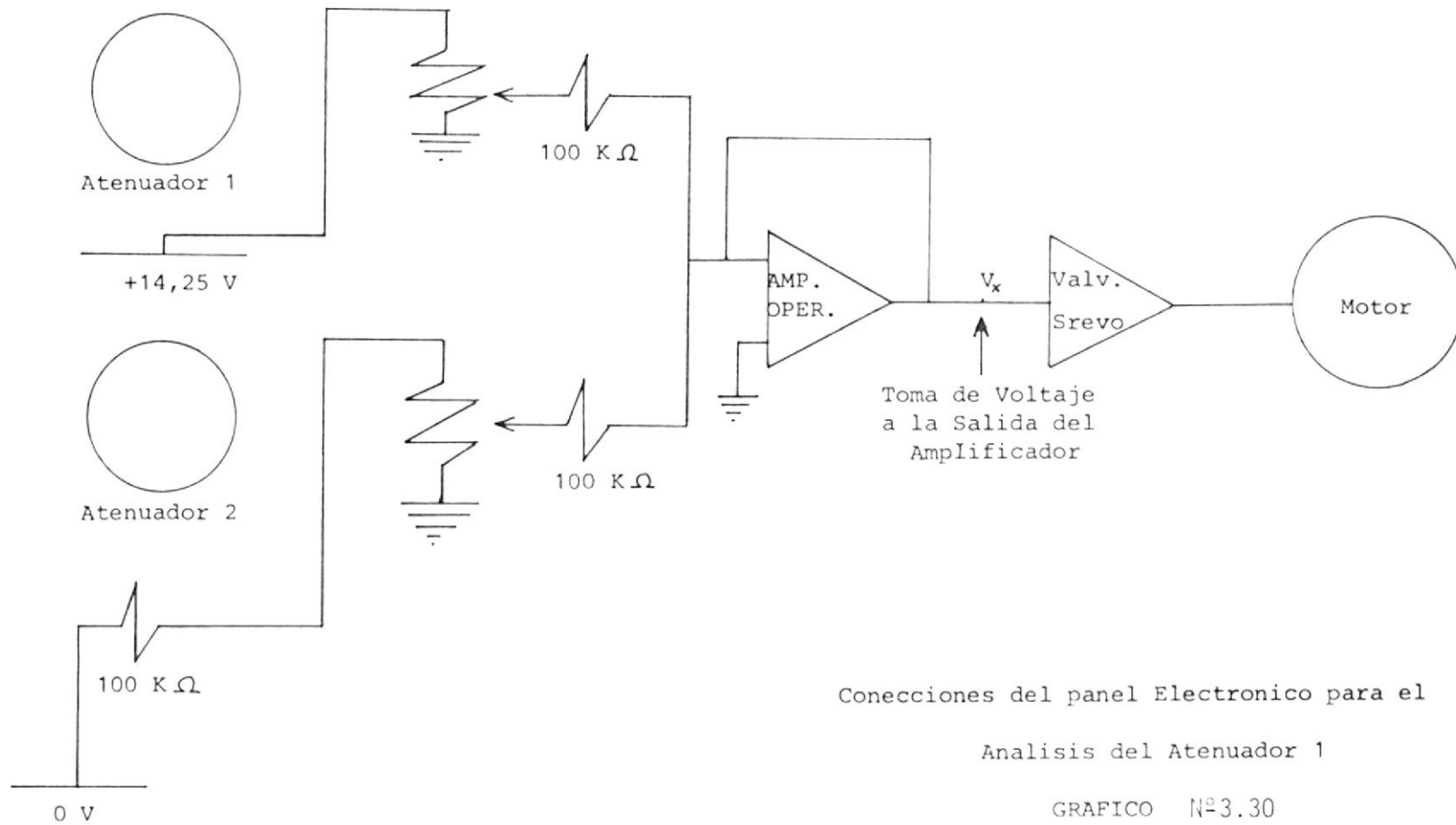
2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico.

3. Considerando que tanto el voltaje de entrada al atenuador 1 es de 14,25 volt y que la ganancia del amplificador (K_a) es -1 - procedió a girar dicho atenuador, a favor de las manecillas del reloj, para diferentes valores - del mismo. Para cada valor del atenuador se tomó la lectura del voltaje a la salida del amplificador.

Los datos obtenidos para este análisis, los podemos observar en la tabla N° 16.

Analizando los resultados, podemos

Para el Atenuador 1 :-



llegar a la conclusión de que el valor indicado en la carátula del atenuador multiplicado por diez nos da el % de voltaje de entrada que el atenuador permite pasar al sistema.

Así:

$K_1 = 0,5$ 5 % del voltaje entrada

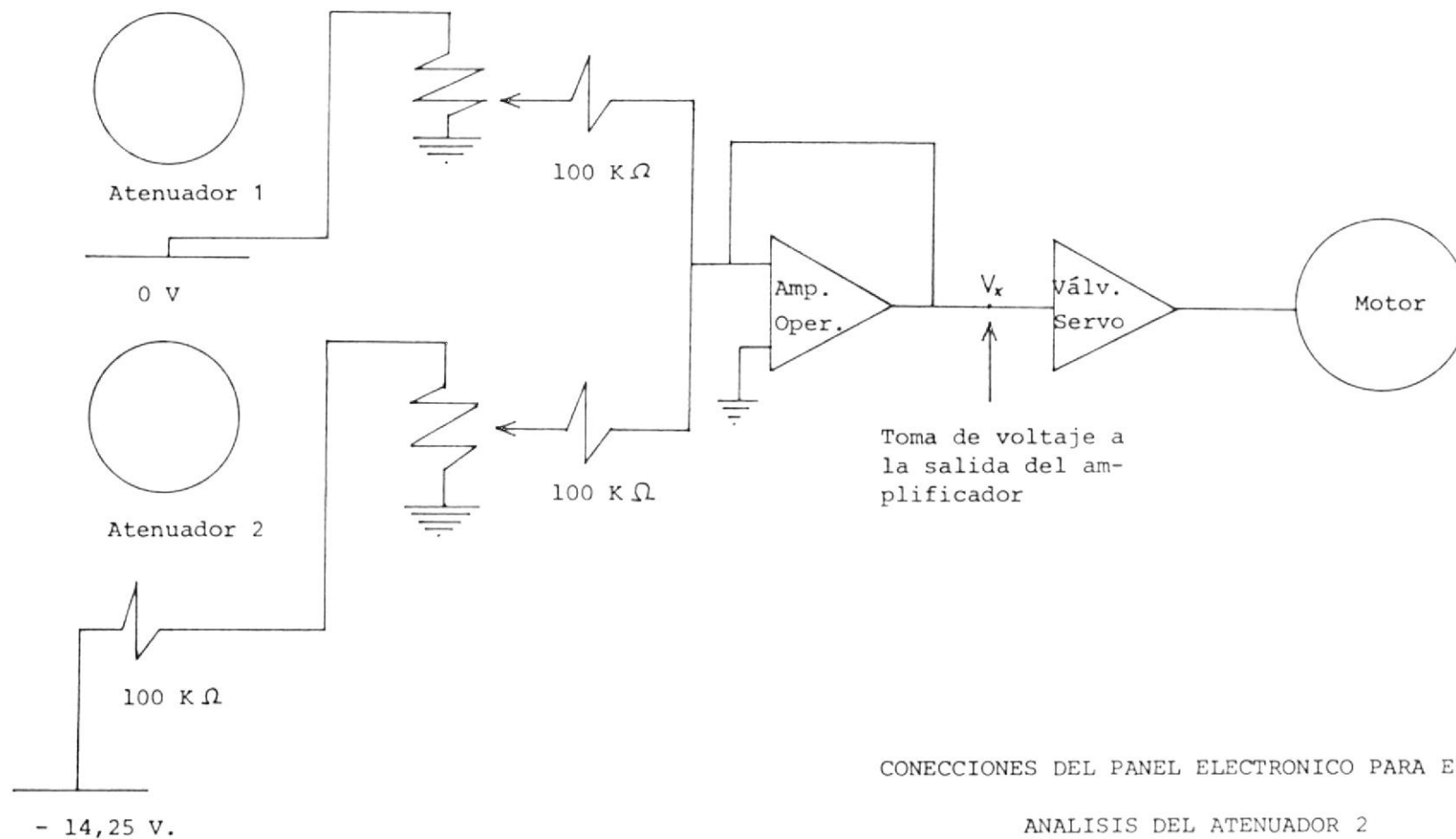
$K_1 = 1$ 10 % del voltaje de entrada.

3.7.1.2. Para el atenuador N° 2 :

Los pasos efectuados para este atenuador, son similares a los que se siguieron para el atenuador 1. Las conexiones eléctricas son mostradas en el gráfico N° 3.31.

Los datos obtenidos para este análisis, los podemos observar en la tabla N° 16.

Para el Atenuador 2:



CONECCIONES DEL PANEL ELECTRONICO PARA EL
ANALISIS DEL ATENUADOR 2

GRAFICO N°3.31

TABLA N° 16

Para el Análisis del Atenuador 1:		Para el análisis del atenuador 2:	
VOLT. ENTRADA	K ₁	VOLT. ENTRADA	K ₂
	%	VOLT. SALIDA DEL AMPLIF.	%
14,25	0	14,25	0
	0,5		1
	1		2
	1,5		3
	2		4
	2,5		5
	3		6
	3,5		7
			8
			9
			1
			2
			3
			4

	0,12	-0,0475	0,33
	5,19	-0,1925	1,35
	10,17	-0,32	2,24
	15,22	-0,45	3,15
	19,64	-0,60	4,21
	24,56	-0,75	5,26
	29,47	-0,88	6,17
	33,68	-1,025	7,19
		-1,175	8,24
		-1,34	9,4
		-1,45	10,17
		-2,8	19,64
		-4,2	29,47
		-4,8	33,68

Para valores mayores de 3,5, el voltaje de salida del amplificador no varía, esto es debido a la saturación del amplificador operacional.

Analizando los resultados, podemos llegar a la conclusión de que el valor indicado en la carátula del atenuador multiplicado por diez nos da el % de entrada que el atenuador permite pasar al sistema.

Así:

$K_2 = 0,5$ 5 % del voltaje de entrada

$K_2 = 1$ 10 % del voltaje de entrada.

3.7.2. Análisis del efecto de realimentación en un sistema de control de velocidad

Este análisis fundamentalmente consiste en realizar un estudio de la respuesta de un sistema de control de velocidad, en base a la variación de la realimentación por medio del atenuador 2. (K_2).

Como resultado se obtuvo una curva de w Vs K_2 , con la cual podemos observar gráficamente la variación del parámetro con

trolado w , ante variaciones de K_2 .

Los pasos seguidos para la obtención de esta curva, fueron los siguientes:

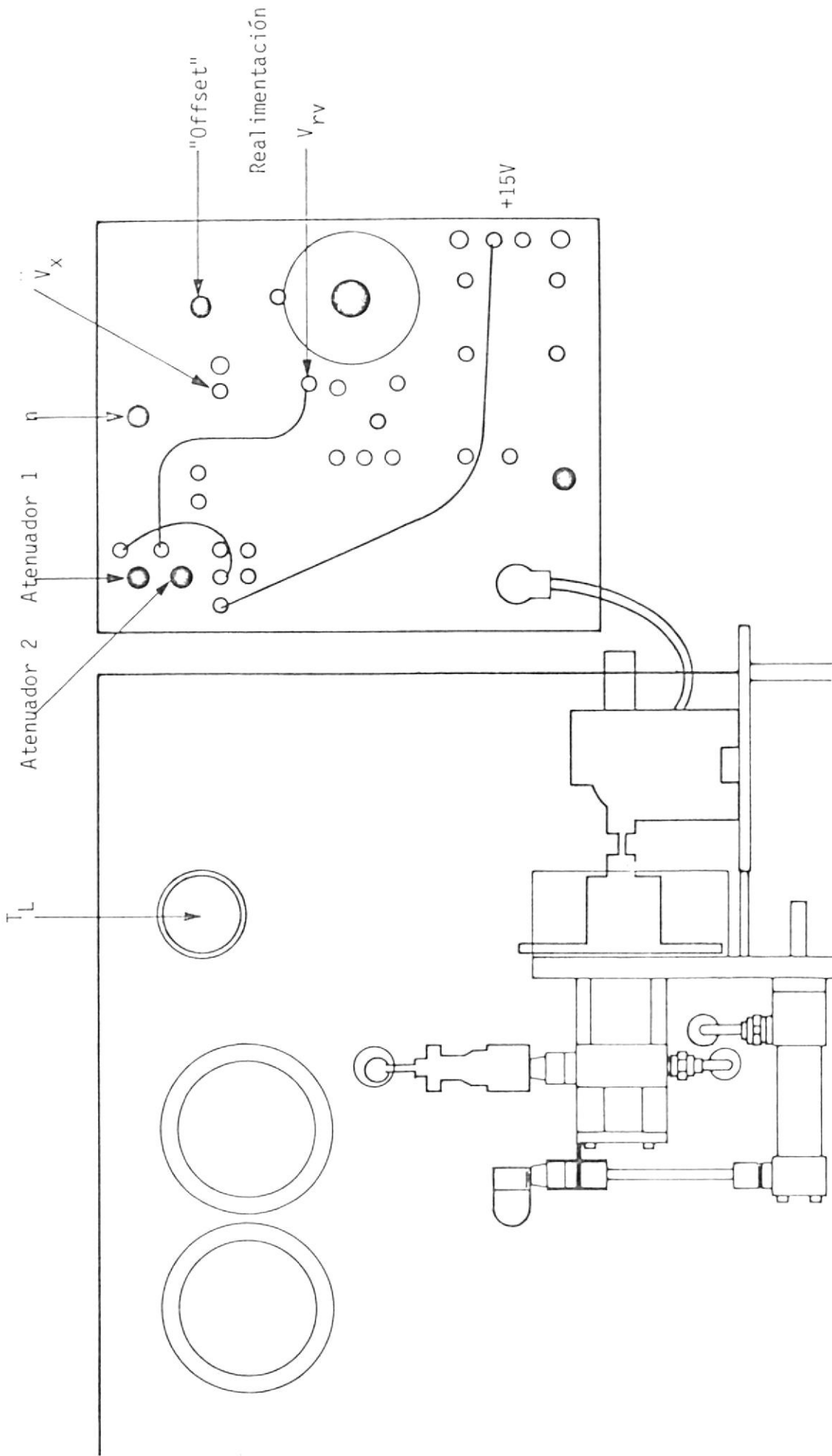
1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo cerrado de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas, como se muestra en el gráfico N°3.32.

2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico, y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2 como sigue:

- a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.

- b. Girar el atenuador 1, hasta que



CONEXION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Gráfico N° 3.32

la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.

3. Verificando que el orificio esté totalmente abierto, para que no se produzcan sobre presiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "Offset", se puede corregir girando finamente la perilla respectiva hasta obtener un $\Delta P=0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

4. Luego de haber efectuado los pasos anteriores, que son los necesarios para poner a punto el equipo, se pro

cedió a poner el nivel de referencia de la velocidad. Así:

$$V_i = 14,25 \text{ volt. } K_1 = 1 \rightarrow V_1 = 1,43 \text{ volt} \rightarrow \omega = 525,21 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Por consiguiente este deberá ser el valor de la velocidad en la variable controlada (ω).

Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a aumentar el valor de K_2 - (realimentación) y a tomar lecturas de la velocidad, por medio del voltaje - generado por el tacogenerador.

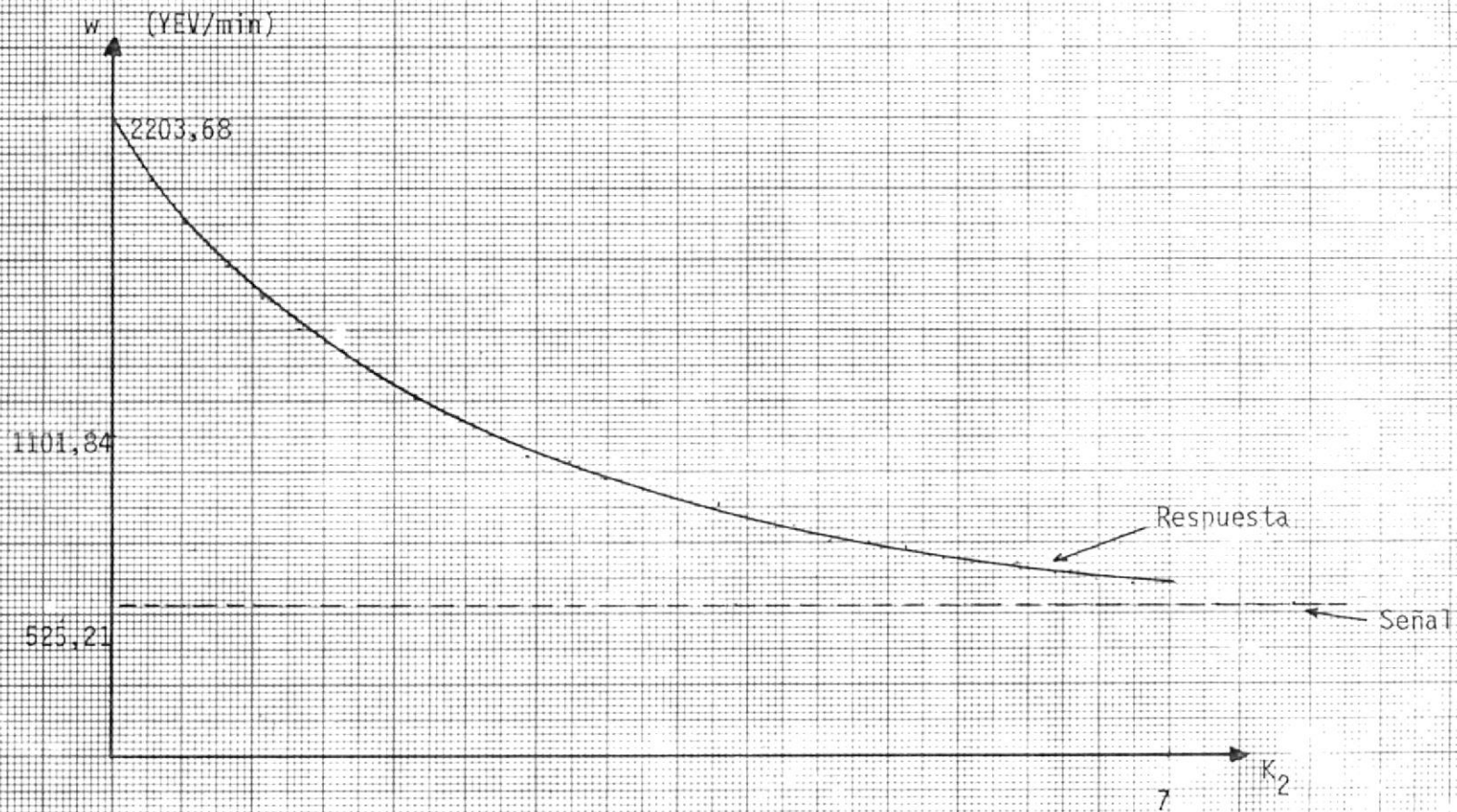
Los datos obtenidos experimentalmente, se encuentran tabulados en la tabla - N° 17 y representados en el gráfico - N° 3.33.

Con este gráfico podremos realizar un análisis del efecto de la realimentación en un sistema de señal de refe

rencia constante. También nos permitirá compararlo luego con el gráfico que obtengamos al analizar el efecto de la realimentación con un torque perturbador.

TABLA N° 17

K_2	V_{rv} (Volt)	w (rev/min)
0	6	2203,68
0,25	5,4	1983,32
0,5	5	1836,40
0,75	4,6	1689,49
1	4,3	1579,31
1,25	4	1469,12
1,5	3,8	1395,67
1,75	3,55	1303,85
2	3,35	1230,39
2,25	3,2	1175,30
2,5	3	1101,84
2,75	2,8	1028,39
3	2,75	1010,02
3,25	2,6	954,93
3,5	2,5	918,2
3,75	2,4	881,47
4	2,35	863,11
4,25	2,2	808,02
4,5	2,15	789,65
4,75	2	734,56
5	2	734,56
5,25	1,95	716,20
5,5	1,85	679,47
5,75	1,8	661,11
6	1,8	661,11
6,25	1,7	624,38
6,5	1,65	606,01
6,75	1,6	587,65



CURVA DE VELOCIDAD Vs. VALOR DE REALIMENTACION

Gráfico N°3.33.

3.8. ANALISIS DEL EFECTO DE UN TORQUE PERTURBADOR

En esta sección se realizó un análisis del efecto de la realimentación en el control de la velocidad de un sistema, ante la presencia de un torque perturbador.

Para este análisis, se obtuvo un gráfico Δw Vs K_2 , sabiendo que K_2 se encuentra en la línea de realimentación como se puede observar en el gráfico N° 3.34.

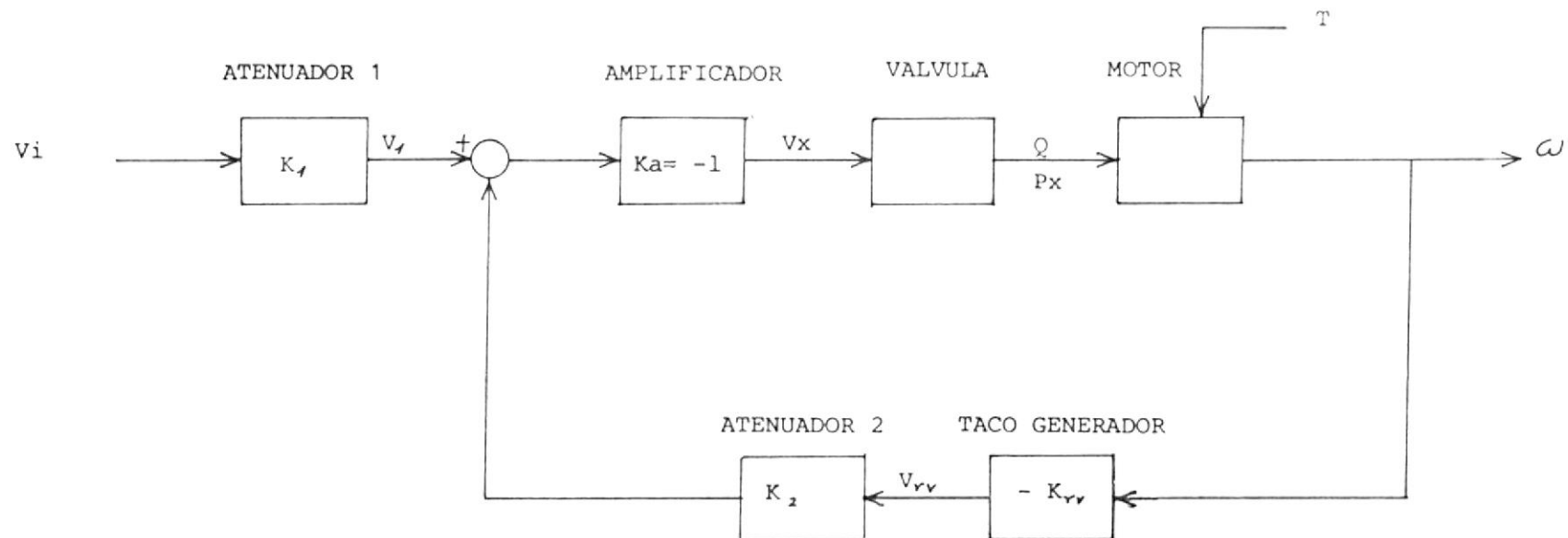
Los pasos seguidos para la obtención de esta curva fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo cerrado de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el gráfico N° 3.35.

2. Montar el sistema de freno de fricción y alistarlo para su aplicación.

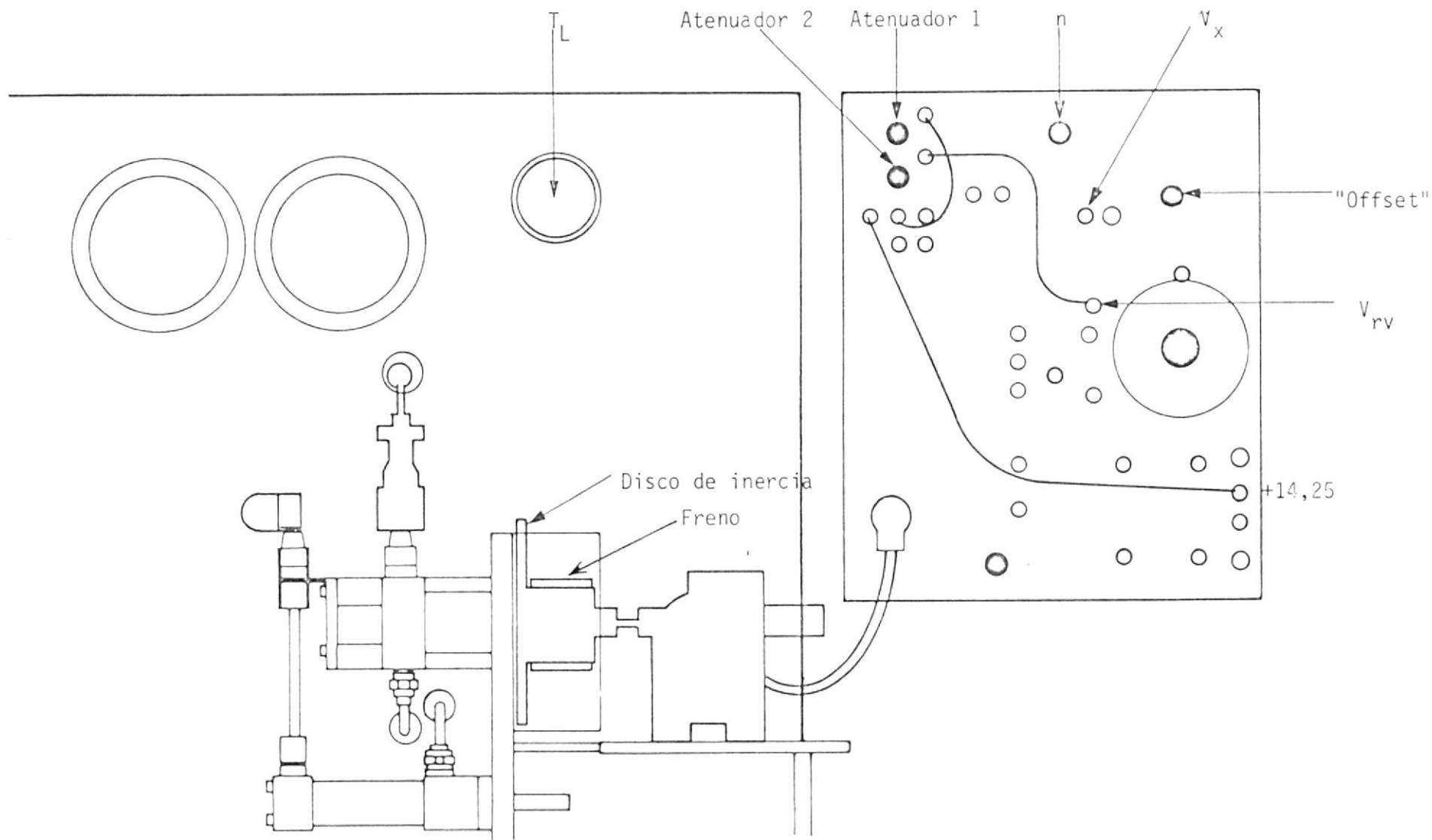
3. Una vez efectuado el paso anterior, se prou



- Donde:
- | | |
|--|--|
| V_i = Voltaje de entrada | ω = Velocidad del motor (variable controlada) |
| K_1 = Ganancia del Atenuador 1 | K_{rv} = Ganancia del amplificador |
| V_1 = Volt.a la salida del atenuador 1 (señal de ref.) | V_{rv} = Volt. producido por el Taco Generador |
| K_a = Ganancia del amplificador | K_2 = Ganancia del Atenuador 2 |
| V_x = Volt. a la salida del amplificador | T = Torque perturbador |

DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN CICLO CERRADO DE CONTROL DE VELOCIDAD CON LA PRESENCIA DE UN TORQUE PERTURBADOR

GRAFICO N°3.34.



CONECCIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Gráfico N°3.35

cedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2 como sigue:

- a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
 - b. Girar el atenuador 1 hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.
4. Verificando que el orificio esté totalmente abierto, para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un diferencial de presión ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de

que existe una desviación "Offset", se puede corregir girando finamente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

5. Luego de haber efectuado los pasos anteriores que son los necesarios para poner a punto el equipo, se procedió a poner el nivel de referencia de la velocidad. Así:

$$V_i = 14,25 \text{ volt} \quad K_1 = 1 \rightarrow V_1 = 1,43 \text{ Volt} \rightarrow w = 525,21 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Por consiguiente, este deberá ser el valor de la velocidad en la variable controlada (a).

Después se procedió a colocar el valor inicial de K_2 , por medio del atenuador, valor que irá variando según se desarrolle la experiencia. En este momento se tomó la lectura de la velocidad (w_1), luego se aplico el torque perturbador (T) por medio del freno de fricción, torque que se seleccionó arbitrariamente.

Esperando un tiempo prudencial, con el fin

de que el sistema se estabilice, se tomaron las lecturas de la velocidad (w_2), producida en voltaje generado por el tacogenerador.

Esta experiencia se realizó para dos torques diferentes y para cada uno de los cuales el valor de K_2 se fue disminuyendo en 0,5 desde un valor inicial de 5 hasta un valor final de 0.

Los datos obtenidos experimentalmente se encuentran tabulados en la tabla N° 18 y 19 y representados en el gráfico N° 3.36.

Con este gráfico podremos realizar un análisis del efecto de un torque perturbador. También nos permitirá compararlo con el gráfico obtenido en el análisis del efecto de la realimentación en un sistema de señal de referencia constante.

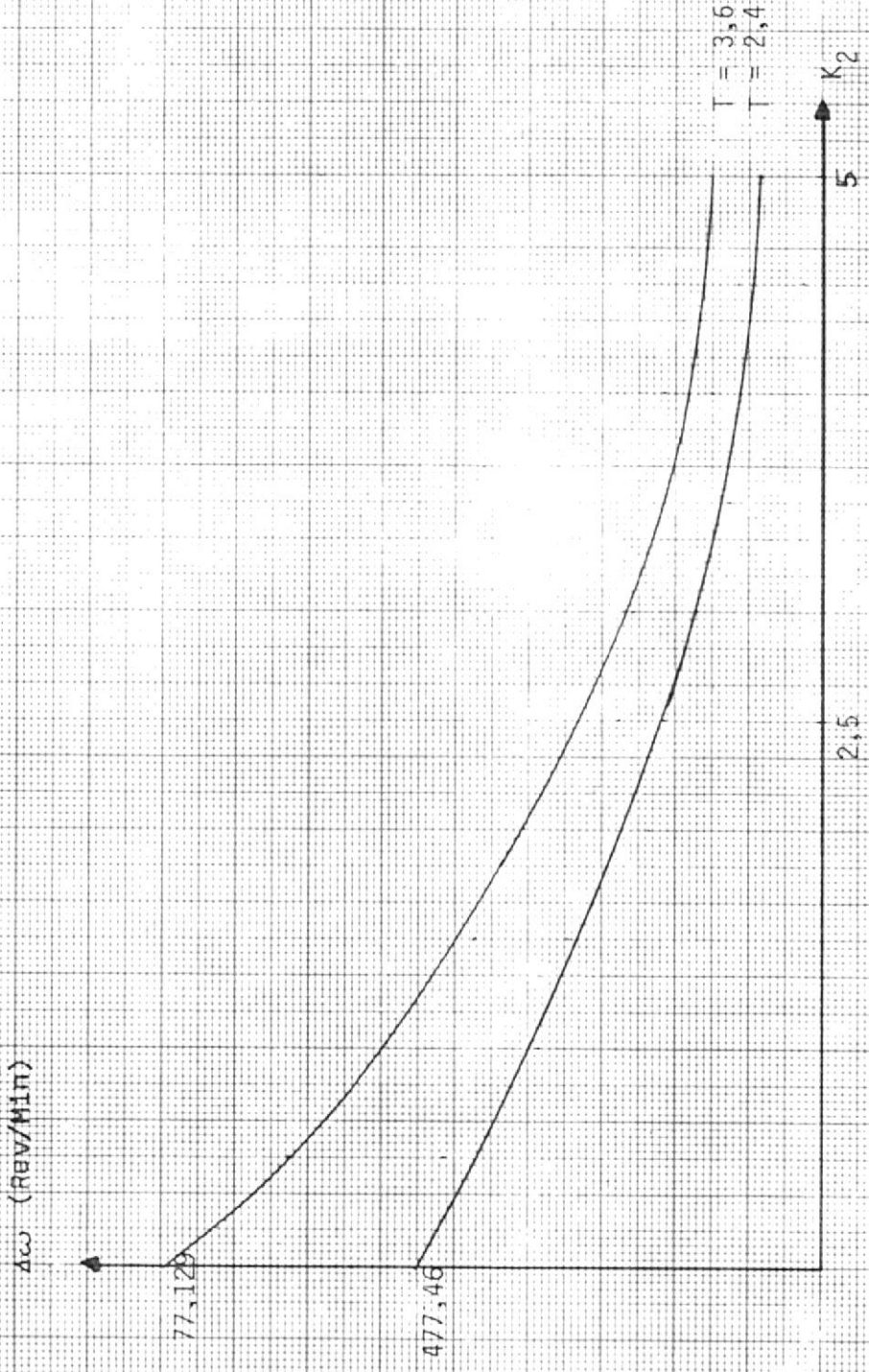
TABLA N° 18

PARA UN TORQUE PERTURBADOR IGUAL A $T = 2,42 \text{ New m}$

K_2	w_1 (rev/min)	w_2 (rev/min)	Δw (rev/min)
5	734,56	661,11	73,45
4,5	738,65	716,20	22,45
4	863,11	734,56	128,55
3,5	918,2	808,02	110,18
3	1010,02	863,11	146,91
2,5	1101,84	918,20	183,64
2	1230,39	1028,39	202
1,5	1395,67	1101,84	293,83
1	1579,31	1248,75	330,56
0,5	1836,4	1395,67	440,73
0	2203,68	1726,22	477,46

TABLA N° 19

PARA UN TORQUE PERTURBADOR IGUAL A $T = 3,63 \text{ New m}$			
K_2	w_1 (rev/min)	w_2 (rev/min)	Δw (rev/min)
5	734,56	606,01	1281,55
4,5	738,65	642,74	95,61
4	863,11	679,47	183,64
3,5	918,2	734,56	183,64
3	1010,02	789,65	220,37
2,5	1101,84	863,11	238,73
2	1230,39	881,47	348,92
1,5	1395,67	991,66	404,01
1	1579,31	1065,11	514,20
0,5	1836,4	1212,03	624,37
0	2203,68	1432,39	771,29



CURVAS DE ERROR DE ESTADO ESTABLE VS. VALOR DE REALIMENTACION

Gráfico Nº 3.36

3.9. OBTENCION DE LAS CURVAS DE VELOCIDAD Vs. ERROR DE ESTADO ESTABLE

La obtención de las curvas de velocidad Vs. - error de estado estable, tiene la finalidad de proporcionarnos la información suficiente para - realizar un análisis del error de estado estable en un sistema realimentado de control de velocidad.

Para este efecto, se obtuvo dos gráficos de w_1 Vs Δw , para dos torques perturbadores diferentes. Estos gráficos fueron ejecutados en base de los datos obtenidos en la sección 3.8 y que se encuentran tabulados en las tablas - N° 18 y 19 . Las curvas se encuentran representadas en el gráfico N° 3.37.

3.10. DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE ERROR DE UN SERVOMEKANISMO TIPO 0

El fin de esta experiencia, es la determinación del coeficiente de error, que ante varios tipos de señal, tienen un servomecanismo tipo 0.



CURVA DE ERROR DE ESTADO ESTABLE Vs. VELOCIDAD INICIAL

Gráfico Nº 3.37.

Con el fin de poder comparar con la parte teórica, se escogió dos tipos de señal típicas en este tipo de análisis. Así las señales escogidas son : rampa y escalón.

Para este análisis, se obtuvieron gráficos , de w Vs. t , para ambas señales. En estos - gráficos se representaron las curvas de señal, con el fin de observar rápidamente la diferencia con la respuesta.

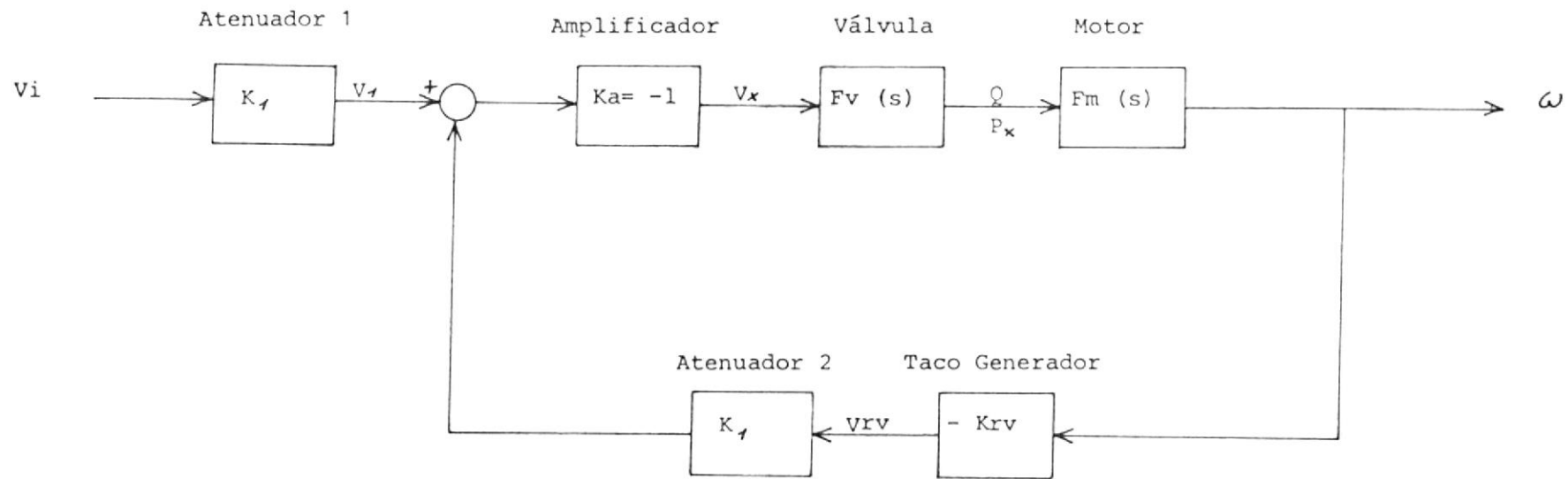
El Diagrama de Bloque utilizado en esta experiencia se encuentra en el Gráfico N° 3.38.

3.10.1. Señal Rampa

Los pasos seguidos para el análisis - con esta señal, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo cerrado de control rotativo.

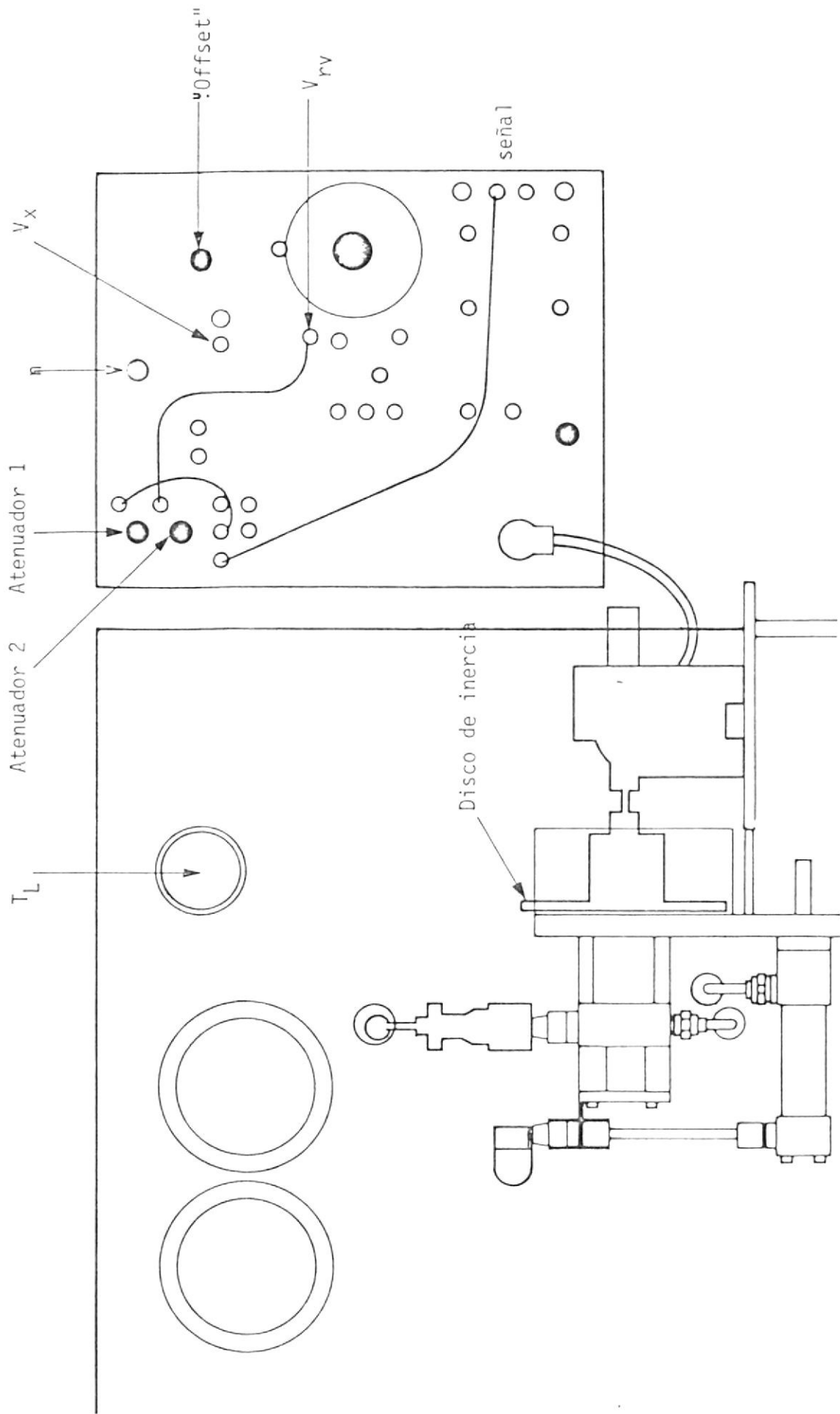
Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el Gráfico N° 3.39.



Donde: V_i = Voltaje de entrada
 K_1 = Ganancia del atenuador 1
 V_1 = Volt. a la salida del atenuador 1
 K_a = Ganancia del amplificador
 V_x = Volt. a la salida del amplificador
 $F_v(s)$ = Ganancia de la válvula

$F_m(s)$ = Ganancia del motor
 ω = Velocidad del motor
 K_{rv} = Ganancia del Taco Generador
 V_{rv} = Volt. producido por el Taco Generador
 K_2 = Ganancia del atenuador 2

DIAGRAMA DE BLOQUE DE CICLO CERRADO DE CONTROL DE VELOCIDAD



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Gráfico Nº3.39.

2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2 como sigue:
 - a. Colocar el atenuador 2 en 0,5 , con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
 - b. Girar el atenuador 1 hasta que la aguja del multímetro marque 0V, esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.
3. Verificando que el orificio este totalmente abierto, para que no se produzcan sobrepresiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del mo

tor o hay un diferencial de presión ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "Offset", se puede corregir girando finamente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto que no existe flujo en el sistema.

4. Para este análisis necesitabamos una señal rampa, la cual no se podía obtener de nuestro generador de funciones, para lo cual se debió utilizar una parte de la señal diente de sierra.

Esta señal entra directamente en el atenuador 1. Los parámetros ajustados son:

$$K_1 = 50 \% \quad K_2 = 35 \% \quad V_{i \text{ min}} = 0V \quad V_{i \text{ max}} = 6V$$

La frecuencia a la que se ajusto el generador de funciones fue:

$$f = 0,008 \text{ Hz}$$

Lo que nos da que:

$$T = 125 \text{ seg.}$$

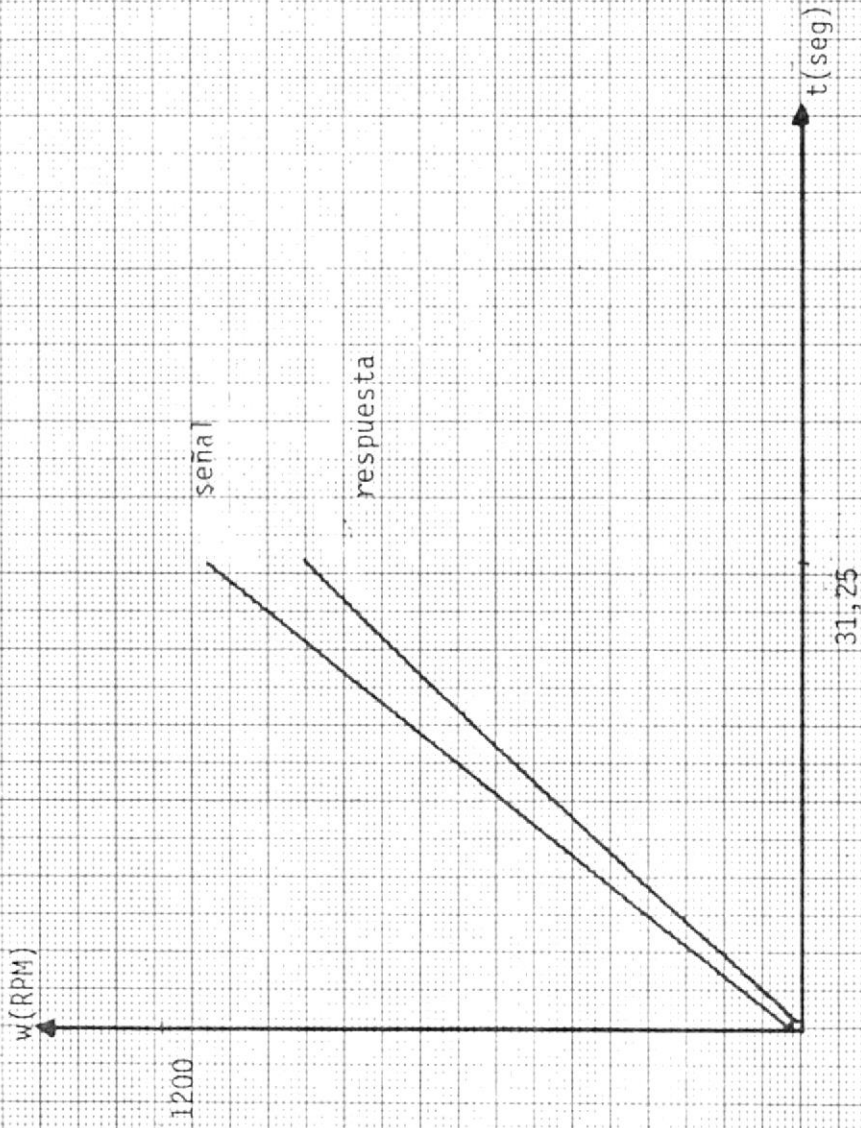
Pero este es el periodo de toda la señal diente de sierra, como se utilizó solamente la cuarta parte de esta señal, tenemos que:

$$T_{\text{real}} = 31,25 \text{ seg.}$$

Los gráficos obtenidos fueron realizados con un graficador x,y. El barrido horizontal fue hecho con el mismo generador de funciones.

El gráfico obtenido en esta experiencia, es el gráfico N° 3.40.

En conclusión, encontramos que el error de estado estable para un servo mecanismo tipo 0, ante una señal Rampa, es infinito, como se puede observar claramente en el gráfico.



RESPUESTA DE UN SERVOMECANISMO TIPO 0, ANTE UNA SEÑAL RAMPA

Gráfico N° 3.40.

3.10.2. Señal Escalón

Los pasos efectuados para esta señal son similares a los que se siguieron en la sección 3.10.1.

El gráfico obtenido en esta experiencia, es el gráfico N° 3.41.

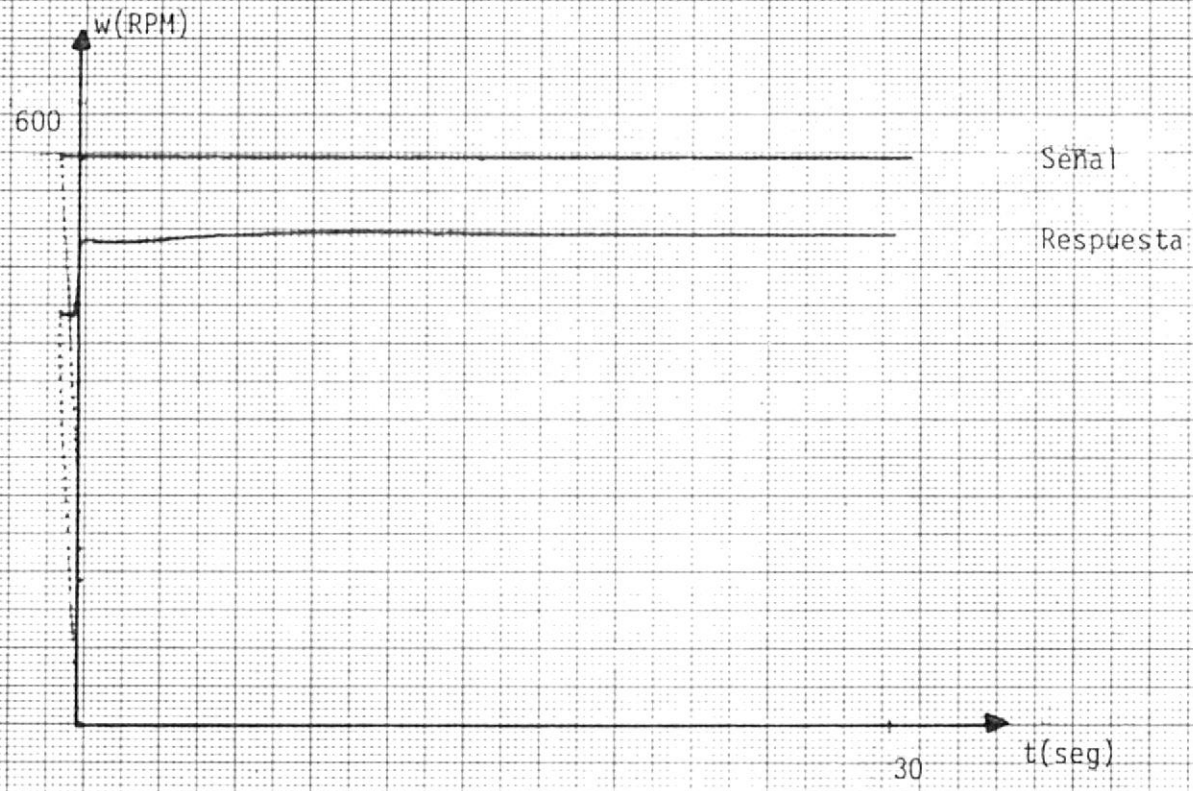
En conclusión, encontramos que el error de estado estable para un servo mecanismo tipo 0, ante una señal - escalón, es finito, como se puede observar claramente en el gráfico.

Nota: Los parámetros usados son similares con la diferencia que:

$$V_{i \text{ min}} = 0V \quad V_{i \text{ max}} = 3V$$

3.11. ANALISIS DEL EFECTO DE REALIMENTACION POSITIVA EN SERVO MECANISMOS ROTATORIOS

Esta experiencia nos permite observar el efecto que produce la realimentación positiva en un sistema de control de velocidad, en base a la variación de la realimenta-



RESPUESTA DE UN SERVOMECANISMO TIPO 0, ANTE UNA SEÑAL ESCALON

ción por medio del atenuador 2 (K_2).

Para este análisis, a nuestro sistema representado por el diagrama de bloque del gráfico N° 3.42, se le inyecta una señal de referencia. Los resultados obtenidos en la curva w Vs. t , nos permitirá realizar un análisis más profundo.

Los pasos seguidos para la obtención de esta curva, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo cerrado de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas, como se muestra en el gráfico N° 3.43.

2. Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula. Si este voltaje no es igual a cero, deberá balancearse las señales 1 y 2 como sigue:

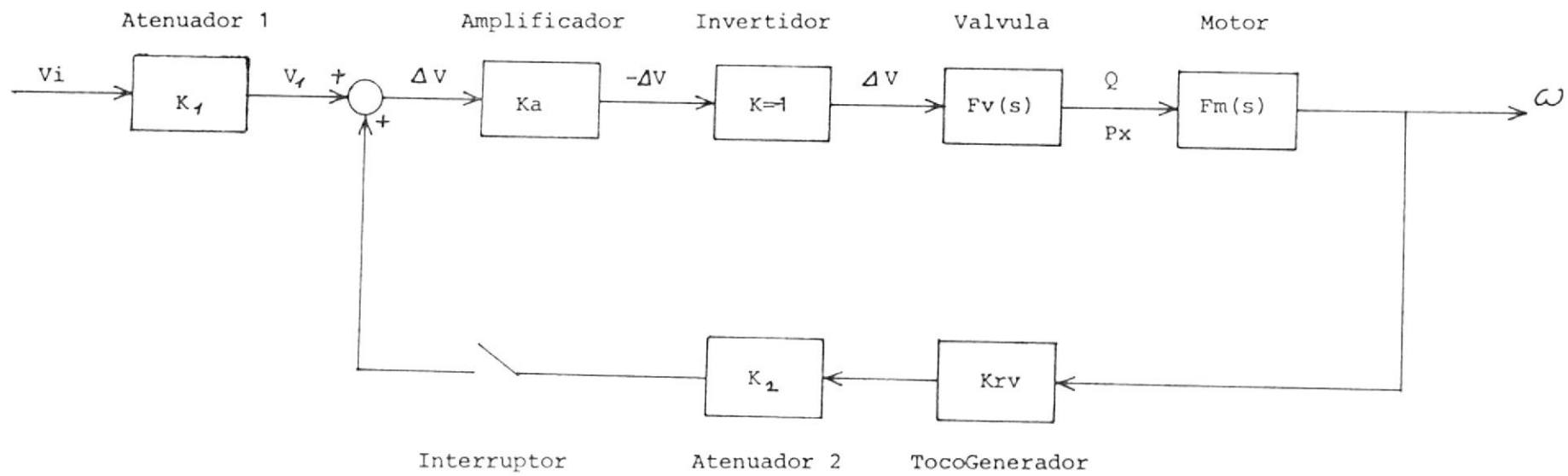
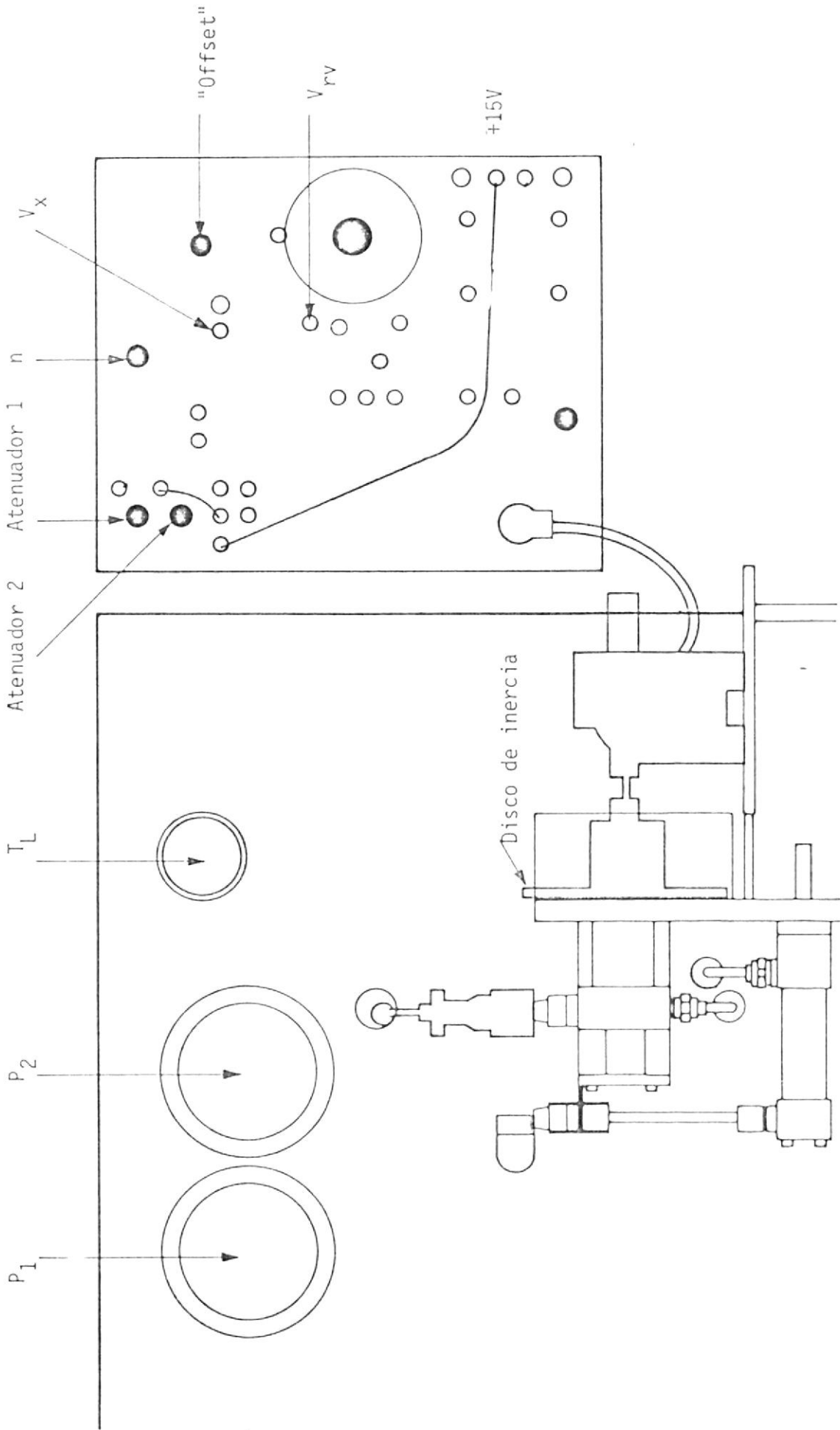


DIAGRAMA DE BLOQUE CON REALIMENTACION POSITIVA EN EL CONTROL DE LA

VELOCIDAD DE EL SISTEMA

GRAFICO N° 3.42.



CONEXIONES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Gráfico N°3.43

- a. Colocar el atenuador 2 en 0,5 con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
 - b. Girar el atenuador 1 hasta que la -
aguja del multímetro marque 0V. Esto
se hace con el fin de anular el -
voltaje de entrada al amplificador y
por ende a la válvula.
3. Verificando que el orificio esté total-
mente abierto, para que no se produzcan
sobrepresiones perjudiciales para el ma-
nómetro y transductor de presión, energi-
zar la bomba del circuito hidráulico.
- Si existe cierto movimiento del motor o
hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo
cual es un indicativo de que existe una
desviación "Offset", se puede corregir gi-
rando finamente la perilla respectiva has-
ta obtener un $\Delta P = 0$, significando esto
que no existe flujo en el sistema.
4. Luego de haber efectuado los pasos ante

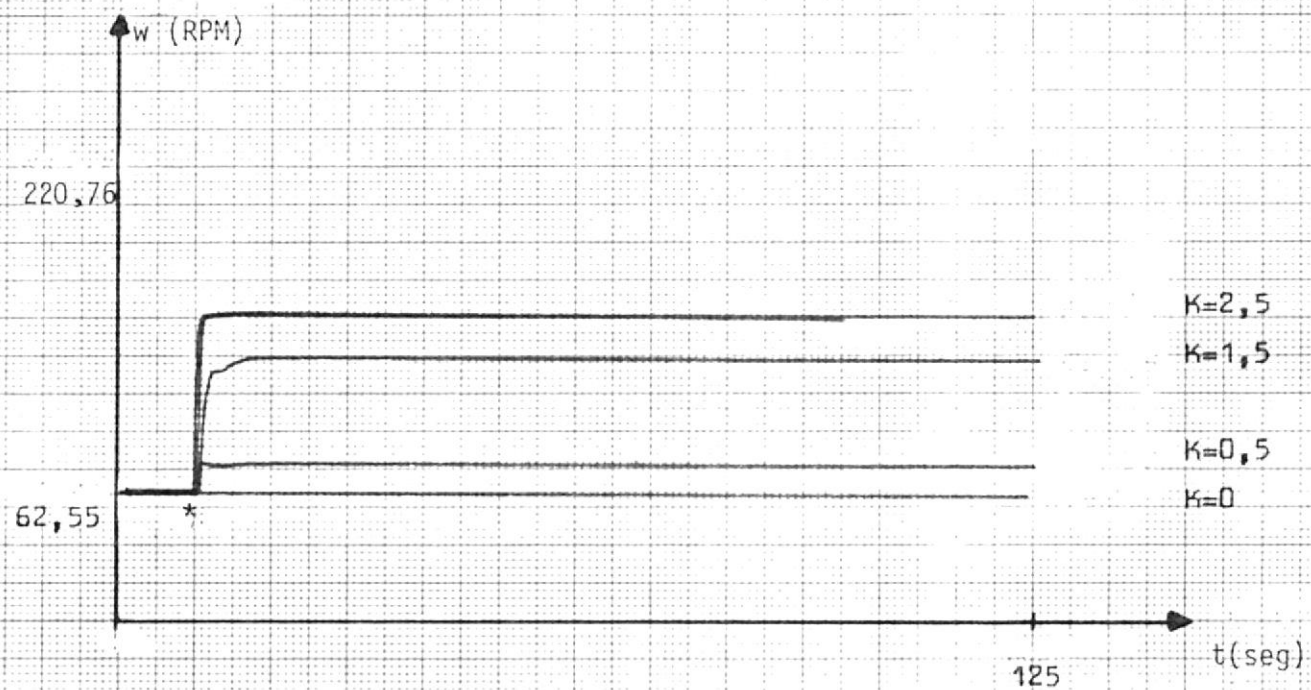
riores, que son los necesarios para poner a punto el equipo, se procedió a poner el nivel de referencia. Así:

$$V_i = 3,4 \text{ V} \quad K_1 = 0,5 \rightarrow V_1 = 0,17 \text{ Volt} \rightarrow w = 62,55 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Manteniendo el interruptor abierto ($K_2 = 0$), se graficó la velocidad en función del tiempo.

Otras curvas de w Vs. t fueron obtenidas para variaciones de K_2 , cerrando el interruptor en un momento determinado.

Los resultados obtenidos en esta experiencia están representados en el gráfico N° 3.44, del cual podemos concluir que la realimentación positiva en un sistema de control, produce inestabilidad en el mismo.



* Punto donde es conectado el interruptor de realimentación

RESPUESTA DE UN SISTEMA DE CONTROL DE VELOCIDAD CON REALIMENTACION POSITIVA

Gráfico Nº 3.44.

CAPITULO IV

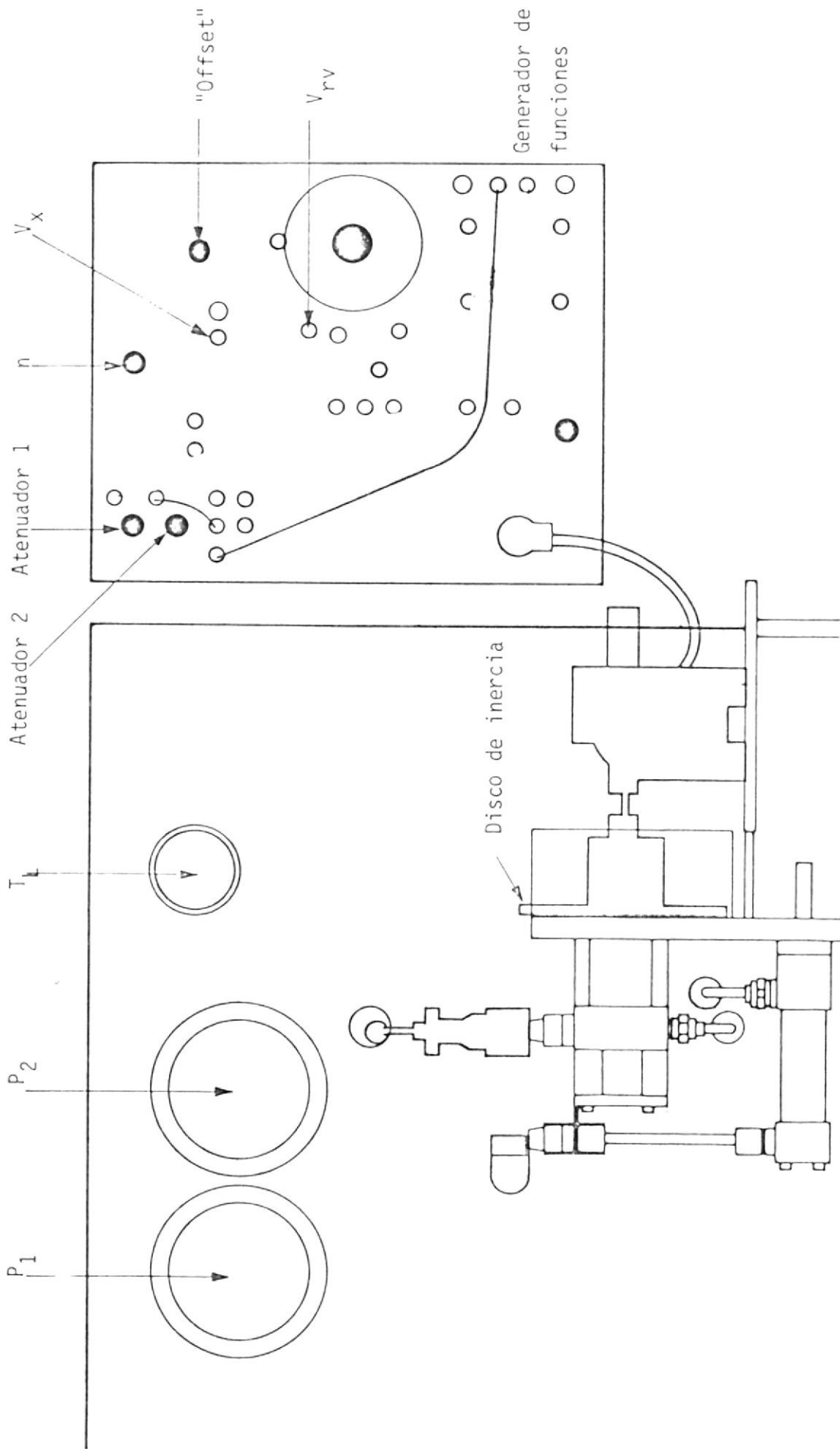
ESTUDIOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA ELECTRO HIDRAU LICO EN ESTADO TRANSIENTE

4.1. ANALISIS DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA DEL SISTEMA DE CONTROL ROTATORIO DE LAZO ABIERTO

Con el fin de obtener la función de transferencia del conjunto válvula motor, se efectuó el análisis de respuesta a la frecuencia. Los pasos seguidos para la obtención de los resultados de esta experiencia, fueron los siguientes:

1. Se efectuaron las conexiones eléctricas, simulando un sistema de lazo abierto de control rotativo.

Estas conexiones fueron hechas como se muestra en el gráfico N° 4.1. El Diagrama de bloque está representado en el gráfico N° 4.2.



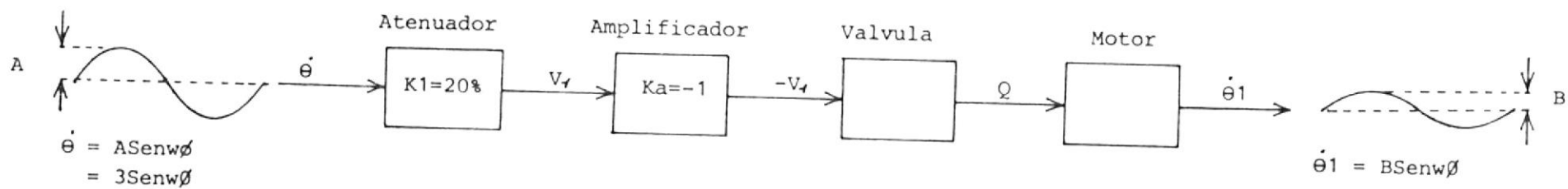


DIAGRAMA DE BLOQUE DEL ANALISIS DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA

GRAFICO N^o. 4.2.

Una vez efectuado el paso anterior, se procedió a energizar el panel electrónico y se midió el voltaje a la entrada de la válvula 1 y 2 como sigue:

- a. Colocar el atenuador 2 en 0,5, con el fin de tener un nivel de voltaje de referencia.
 - b. Girar el atenuador 1, hasta que la aguja del multímetro marque 0V. Esto se hace con el fin de anular el voltaje de entrada al amplificador y por ende a la válvula.
3. Verificando que el orificio este totalmente abierto, para que no se produzcan sobre presiones perjudiciales para el manómetro y transductor de presión, energizar la bomba del circuito hidráulico.

Si existe cierto movimiento del motor o hay un ΔP en las puertas 1 y 2, lo cual es un indicativo de que existe una desviación "Offset", se puede corregir girando finamente la perilla respectiva, hasta obtener un $\Delta P = 0$, sig

nificando esto que no existe flujo en el sistema.

4. Una vez efectuados los pasos anteriores, que son para la puesta a punto del equipo, se procedió así:

Con un generador de funciones se inyectó una señal sinusoidal de amplitud constante igual a 3 voltios. Así:

$$\text{Señal de entrada} \rightarrow \theta = A \text{ Sen } w \emptyset$$

En un osciloscopio se graficó tanto la señal de entrada como la de salida, esta es una señal sinusoidal del tipo:

$$\theta_1 = B \text{ Sen } w \emptyset$$

Como el osciloscopio tiene memoria se facilitó la lectura de la amplitud de salida y del ángulo de fase, para las diferentes señales de entrada.

Los datos obtenidos en esta experiencia se

encuentran tabulados en la tabla N° 20 y graficados en el Diagrama de Bode, mostrado en el gráfico N° 4.3.

De este gráfico podemos obtener la función de transferencia, aplicando el método del diagrama simplificado de Bode. Como podemos observar en el gráfico N° 34, podemos pasar una recta por la mayor densidad de puntos, esta recta es del tipo:

$$(\tau \omega J + 1)^{-1}$$

Del gráfico obtenemos que:

$$\tau = 1/2, \quad \omega = 0,4$$

Luego la función de transferencia de lazo abierto está dada por:

$$F(s) = \frac{1}{(0,4\omega J + 1)}$$

TABLA N° 20

DATOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE LA RESPUESTA A LA
FRECUENCIA

w (Hz)	B (Volt)	B/A (db)	ϕ
0,5	3,1	0,28	0
1	3,05	0,14	0
1,5	3	0	8,57
2	3	0	9
2,5	2,8	-0,6	21,82
3	2,5	-1,58	34,62
3,5	2,2	-2,69	44
4	2	-3,52	57,07
5	1,7	-4,93	67,5
6	1,2	-7,96	83,08
7	1	-9,54	86,09
8	0,8	-11,98	104,21
9	0,75	-12,04	105,88
10	0,7	-12,64	112,5
12	0,6	-13,98	124,62
14	0,5	-15,56	133,04

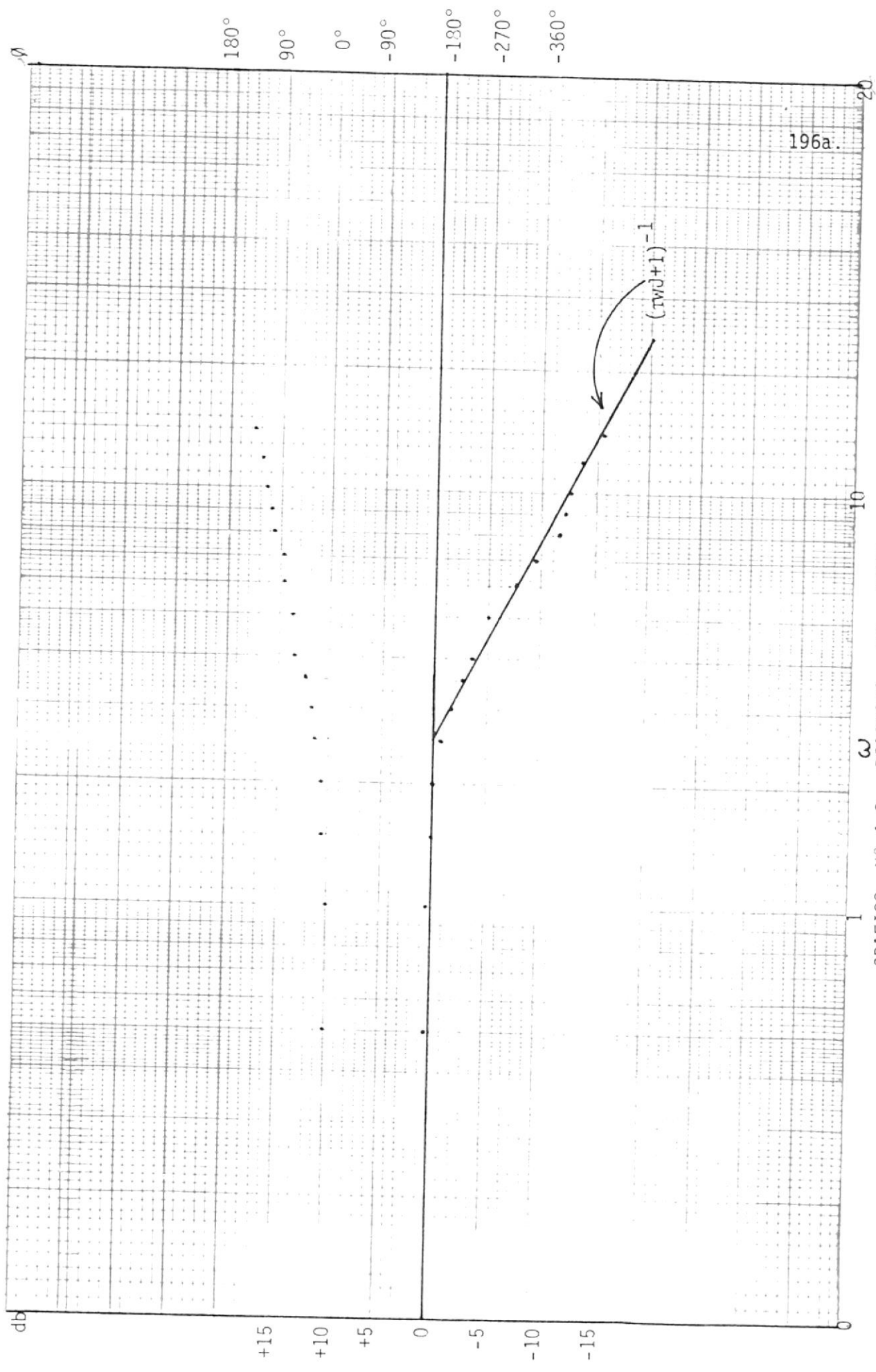


GRAFICO N° 4.3. DIAGRAMA DE BODE

4.2. ANALISIS DEL EMPLEO DEL METODO DE COMPENSACION EN UN SERVO MECANISMO ROTATORIO

Conociendo que la compensación de sistemas, implica el diseño del compensador y la modificación del sistema - electro hidráulico se tomó la decisión de no realizar este análisis, debido a que nuestro compensador debía - ser electrónico, y esto implicaba realizar modificaciones en el panel electrónico, se evita modificar el panel electrónico por no alterar las prácticas anteriores.

4.3. ANALISIS DEL EFECTO POR RETRASO TEMPORAL POR TRANSPORTE

Luego de efectuar tantas experiencias con el equipo se llegó a la conclusión que medir el tiempo de retraso por transporte, es casi imposible, puesto que este es muy pequeño.

Esto nos da una idea de la versatilidad de los - sistemas electro hidráulicos, los cuales nos reducen el tiempo de retraso por transporte, a valores tan pequeños, que son imperceptibles.

CAPITULO V

ANALISIS Y DISCUSION DE LOS RESULTADOS

5.1. ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

En esta sección se efectuará un análisis de los resultados obtenidos experimentalmente con el fin de conocer que características tiene cada componente del equipo experimental utilizado.

En la sección 3.2.1, encontramos las características del medidor de velocidad del motor hidráulico. Esta velocidad es obtenida por medio de un tacogenerador, el cual genera un voltaje (D.C) que es proporcional a las revoluciones a que gira.

Experimentalmente se encontró una relación, con la cual se puede obtener la velocidad del motor con solo medir el voltaje de salida del tacogenerador. Esta relación es:

$$K_{rv} = 25,953 \frac{M_v}{\text{rad}/\text{seg.}}$$

Mientras que el valor teórico proporcionado por el fabricante del equipo experimental utilizado, es de:

$$K_{rv} = 26 \frac{M_v}{\text{rad/seg}}$$

Comparando los dos valores, encontramos que existe un error de desviación de 0,18 %, el cual es un valor aceptable.

El valor obtenido para la constante revolución voltios es fundamental, puesto que es la base para todos los experimentos realizados en esta tesis.

En la sección 3.2.2., encontramos las curvas de caudal Vs. velocidad. Estas nos permiten obtener el caudal que pasa a través de la válvula, con solo conocer la velocidad de giro del motor. En esta sección se obtuvieron dos curvas, tanto para altas como bajas revoluciones. Estas curvas al ser obtenidas graficando directamente caudal como velocidad en un graficador XY con lo cual po

demos suponer que si bien son reales, no obedecen al comportamiento esperado que es una recta, esto es debido a que en ningún momento el flujo era completamente desarrollado, debido a esto, en una sección posterior se analizó experimentalmente la constante de desplazamiento del motor hidráulico con la cual no habrá necesidad de recurrir a las curvas de esta sección.

En la sección 3.3., se encontró las curvas características de la válvula solenoide, las cuales nos permiten conocer el caudal de aceite en función del voltaje de entrada a la válvula. En esta parte se obtuvieron dos curvas variando la carga sobre el motor.

Los gráficos obtenidos son los N° 8 y 9. Como podemos observar en los gráficos mencionados para valores cercanos a 0 volt. de entrada a la válvula, el caudal es cero. Esto es debido a que se debe vencer tanto la inercia del motor como el freno aplicado.

En el gráfico N° 8, el rango en el cual no existe flujo es de $\pm 0,023$ V con un diferencial en el

motor de 20 BAR y en el gráfico N° 9 es de $\pm 0,0376$ V con un diferencial de presión de 40 BAR con lo cual nos damos cuenta facilmente que necesitamos abrir mas la válvula a medida que aumenta la carga sobre el motor. Una vez que se rompe la inercia del motor y se vence la carga nos damos cuenta que el caudal a través de la válvula es proporcional al voltaje de entrada a la válvula.

En la sección 3.4.1, se encuentra la determinación de las pérdidas de presión por fricción, tanto seca como viscosa, en el motor hidráulico con sólo conocer su velocidad. El gráfico N° 11 es la representación de las pérdidas de presión por fricción. Como podemos observar en este gráfico la fricción seca es constante, mientras la viscosa es variable, esto se debe a que la una es la producida por elementos mecánicos rozando, mientras que la viscosa es debido a la fricción del propio fluido. Además notamos que al momento de iniciar el giro, el diferencial de presiones es grande, para luego disminuir hasta un valor de $6,5 \times 10^5$ Pa, esto es debido a la presión inicial que es necesaria para vencer la inercia del

motor.

En la sección 3.4.2., se encuentra la determinación experimental de la caída de presión real producida en el motor por la acción de un freno (torque perturbador) y el cálculo de la constante de desplazamiento del motor. La determinación de la caída de presión real ante la presencia de un torque perturbador, es necesaria para la obtención de la constante de desplazamiento del motor hidráulico, puesto que es su pendiente. La constante de desplazamiento es necesaria como se expresó anteriormente para la obtención del caudal a través del motor hidráulico con solo conocer su velocidad. El valor obtenido para la constante de desplazamiento es:

$$\Delta = 0,2598 \frac{\text{pulg}^3}{\text{rev}} = 4,257510^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rev}}$$

Mientras que el valor teórico proporcionado por el fabricante del equipo experimental utilizado es de:

$$\Delta = 0,275 \frac{\text{pulg}^3}{\text{rev}} = 4,510^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rev}}$$

Comparando los dos valores, encontramos que existe un error de desviación de 5,5 %.

En la sección 3.5.1., se encuentra el cálculo de la presión que es necesaria aplicar al pistón para vencer la fricción. Este cálculo es necesario puesto que nos da una idea de la presión en la cual el cilindro empezará a moverse. Este cálculo, es aplicable para experiencias que se puedan implementar en el futuro en el laboratorio, como al aplicar transductores de fuerza o resistencias para las mediciones de posición del cilindro. El valor de esta presión es de:

$$P_f = 3.9 \times 10^5 \text{ Pa}$$

En la sección 3.5.2, se encuentra el cálculo experimental de la relación de áreas en el pistón del cilindro hidráulico. El procedimiento y obtención de esta relación es necesaria para futuras necesidades del laboratorio como es la obtención de la fuerza de salida de un transductor, conociendo la relación de áreas y la presión en los dos lados del cilindro. El valor obtenido expe

rimentalmente es :

$$\frac{A_v}{A_h} = 0.6$$

Mientras que el valor teórico proporcionado por el fabricante del equipo utilizado es:

$$\frac{A_v}{A_h} = 0,609$$

Comparando los dos valores, encontramos que existe un error de desviación de 1,5 %.

En la sección 3.5.3., se encuentra el cálculo de las pérdidas en el cilindro hidráulico, esto es el paso de aceite que existe a través del cilindro. Este cálculo es útil para las consideraciones teóricas en el cálculo de la fuerza ejercida por el cilindro. Este valor es:

$$Q_p = 1,242 \frac{\text{ml}}{\text{seg}}$$

En la sección 3.6., se encuentran graficadas (Gráf. N° 15) curvas de Q Vs. ΔP con curvas superpuestas - de torque constante.

Estas curvas nos dan la facilidad de obtener el diferencial de presión en el motor hidráulico conociendo el caudal y el torque aplicado o el caudal - que se tiene en el motor con un diferencial de presión y torque conocido. De este gráfico se puede obtener la eficiencia del motor hidráulico en amplios rangos de operación. La obtención de la eficiencia es como sigue:

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{potencia hidráulica}}{\text{potencia de freno}}$$

Donde:

$$\text{Potencia hidráulica} = \frac{Q\Delta P}{4572} \quad (\text{HP})$$

$$\text{Potencia de freno} = \frac{T}{27,43104} \quad (\text{HP})$$

Donde las variables deben de estar en las siguientes unidades:

$$Q \quad \{ \text{m}^3 / \text{min} \}$$

$$\Delta P/n \quad \{ \text{m} \}$$

$$T \quad \{ \text{Kg m} \}$$

En la sección 3.7., encontramos el análisis del efecto de realimentación en un sistema de control de velocidad. Los resultados se encuentran representados en el gráfico N° 20, del cual podemos concluir que al aumentar la realimentación. La respuesta se acerca a la señal, puesto que el error tiende a cero.

En la sección 3.8., encontramos el análisis del efecto de un torque perturbador con la variación de la realimentación, sobre el cambio de velocidad. Del gráfico N°. 23 podemos decir que el cambio de la velocidad disminuye al aumentar la realimentación para torques iguales. Para valores iguales de realimentación, mientras disminuye el torque aplicado, el diferencial de velocidades disminuye.

En la sección 3.9., encontramos la obtención de las curvas de velocidad Vs. error de estado estable para torques diferentes. Del gráfico N°24, podemos decir que para un mismo torque aplicado sobre el motor hidráulico, el error de estado estable aumenta al aumentar la velocidad. Además se puede notar que para una misma velocidad el error

de estado estable aumenta al aumentar al torque . Esto es debido a que cuando aumenta la velocidad del motor, la potencia del mismo aumenta y es capaz de efectuar una mejor acción de control.

En la sección 4.1., encontramos el análisis de respuesta a la frecuencia. En el gráfico N° 34, observamos los resultados experimentales con los cuales se obtuvo la función de transferencia del sistema de control. Del gráfico podemos concluir que una buena aproximación es una recta con una pendiente de -6 db/octr, la cual representa su retraso de tiempo. La función de transferencia está dada por:

$$F(s) = \frac{1}{0,4 w J + 1}$$

Con la obtención de esta función de transferencia del conjunto válvula motor, tenemos la ecuación que rige a dichos componentes.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego de haber realizado las experiencias, podemos concluir:

1. El equipo experimental utilizado presta las facilidades para llevar a cabo experiencias netamente de mostrativas como las que se han efectuado. De los valores que se han podido comparar con los teóricos, facilitados por el fabricante, podemos concluir que son valores aceptables puesto que se tiene errores menores al 10 %.
2. Si bien es cierto el equipo presta las facilidades para la ejecución de experiencias, no es demostrativo en el sentido de que se logra obtener problemas de control comunes en las industrias.

Por lo tanto podemos expresar que al equipo le falta aplicabilidad de elementos comunes en la industria.

Como recomendación, sugiero que si bien el equipo puede

ser utilizado para experiencias como respuesta a la frecuencia, cálculo experimental de error en servomecanismos tipo 0, no se debe utilizar como elemento fundamental de la enseñanza práctica de los Controles Automáticos.

Más bien debería de obtenerse una serie de dispositivos comunes en la industria, con el fin de que cuando un ingeniero recién graduado sin experiencia, los vea, los reconozca rápidamente y sepa sus características elementales:

Una forma fácil y económica de la obtención de estos elementos sería solicitarlos a industrias poderosas de nuestra ciudad.

Estos elementos no necesariamente deberán ser nuevos, sino elementos que se encuentran semidestruídos, pero fáciles de reparar en los talleres de la ESPOL.

A P E N D I C E S

APENDICE A

DEDUCCION DE LA FORMULA DE PRESION DE FRICCION EN EL CILINDRO HIDRAULICO

Un esquema del cilindro hidráulico se muestra en el gráfico N° 1.

En el lado izquierdo del cilindro, siempre tenemos la presión de suministro de la bomba P_s . En el lado de recho tenemos la línea hidráulica que nos permite controlar el movimiento del cilindro, este control lo efectuamos por medio de la válvula, con la cual podemos variar el flujo de aceite hacia el cilindro.

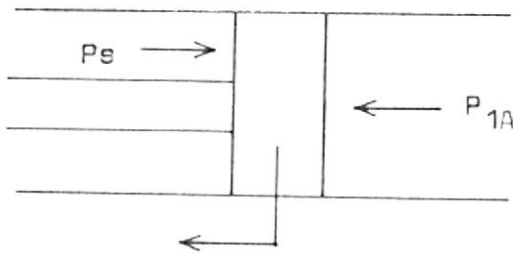
Cabe anotar que la máxima presión que le podemos suministrar al cilindro para su desplazamiento, $G_s P_s$. A pesar de que tenemos iguales presiones en ambos lados del pistón del cilindro, existe movimiento por cuanto existe una diferencia de área en los lados del mismo. Así:

$$A_r < A_h$$

Luego la fuerza sobre el lado derecho del pistón es mayor que la del lado izquierdo, por esto existe desplazamiento del mismo.

Considerando que hay bajas velocidades, tenemos que:

a. En acción

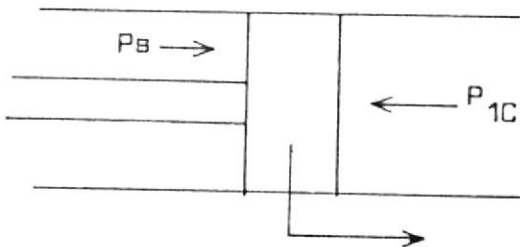


$$P_{1A} > P_s$$

$$P_f = P_{1A} - P_s$$

$$P_s = P_{1A} - P_f$$

b. En contracción



$$P_s > P_{1C}$$

$$P_f = P_s - P_{1C}$$

$$P_s = P_{1C} + P_f$$

Luego:

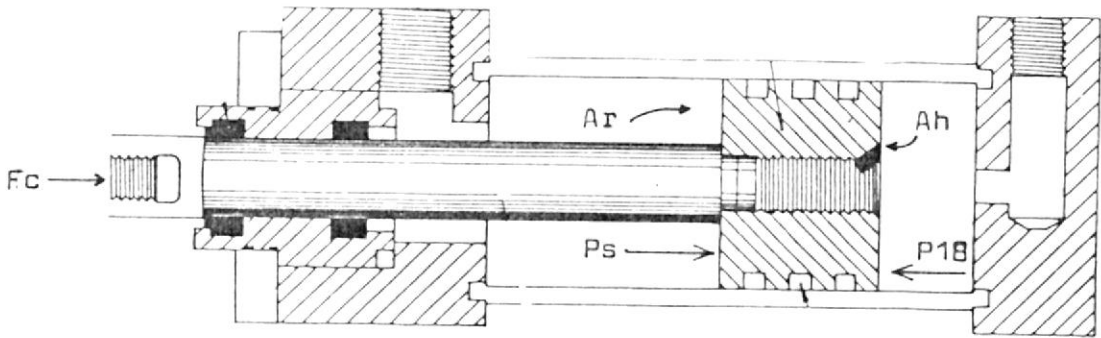
$$P_{1A} - P_f = P_{1C} + P_f$$

$$P_f = \frac{P_{1A} - P_{1C}}{2}$$

APENDICE B

DEDUCCION DE LA FORMULA DE LA RELACION DE AREAS EN EL CILINDRO HIDRAULICO

Si en el cilindro en condiciones de equilibrio, realizamos un sumatorio de fuerzas, tenemos que:



$$F_c + P_s A_r = P_{1B} A_h$$

Pero:

F_c = fuerzas de carga (+) fuerza de fricción

Como estamos:

1) En condiciones de equilibrio, fuerza de fricción = 0

2. Sin carga, fuerza de carga = 0

$$P_s A_r = P_{1B} A_h$$

$$\frac{P_{1B}}{P_s} = \frac{A_r}{A_h}$$

B I B L I O G R A F I A

1. CEVALLOS, NELSON. Controles automáticos. Guayaquil, ESPOL, 1979.
2. DORF, RICHARD C. Sistemas automáticos de control. Bogotá, FONDO EDUCATIVO INTERAMERICANO, 1977.
3. HARRISON, HOWARD - BOLLINGER, JOHN. Controles automáticos. México, Trillas, 1978.
4. OGATA, KATSUHIKO. Ingeniería de control moderna. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1974.