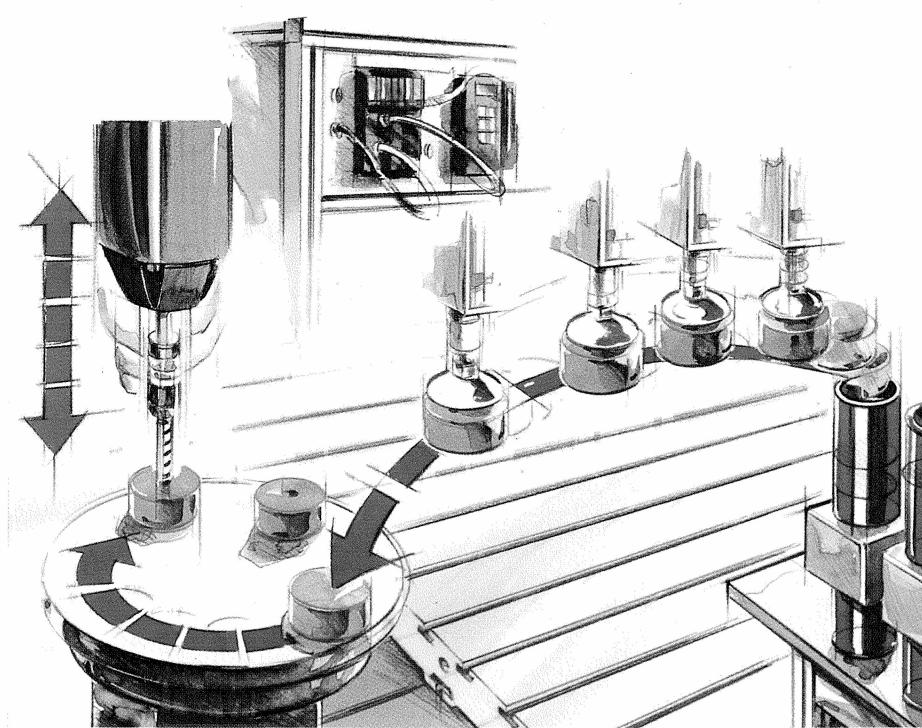


Hidráulica proporcional



TP-701/2000
**Manual de Trabajo
y Estudio**

Curso HPG

**FESTO
DIDACTIC**

Parte A – Curso**Ejercicio 1**

Prensa de embutir
Curva característica de un amplificador de un canal A-3

Ejercicio 2

Rodillo de contacto de una máquina enrolladora
Válvula limitadora de presión proporcional A-11

Ejercicio 3

Dispositivo de sujeción
Circuito con escalón de presión A-19

Ejercicio 4

Máquina fresadora
Curva característica de un amplificador de dos canales A-25

Ejercicio 5

Simulador de vuelo
Válvula proporcional de 4/3 vías A-31

Ejercicio 6

Máquina estampadora
Ajustes de valores de consigna con rampas A-37

Ejercicio 7

Rectificadora de superficies
Acelerar de desacelerar un motor,
Diagramas de función con rampas A-45

Ejercicio 8

Máquina de moldeo por inyección
Etapas de presión orientadas al proceso A-53

Ejercicio 9

Contenedor
Control externo de dos puntos de consigna A-59

Ejercicio 10

Ascensor
Velocidad independiente de la carga A-65

FESTO DIDACTIC

Hidráulica proporcional

Tema

Prensa de embutir

Título

Familiarizarse con la curva característica de un amplificador de un solo canal.

Objetivos didácticos

Poder ajustar la corriente básica, la corriente de salto y la máxima corriente.

- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar el valor de consigna
- Ajustar la corriente básica, la corriente de salto y la corriente máxima
- Trazar la curva característica del amplificador de un solo canal

Definición del problema

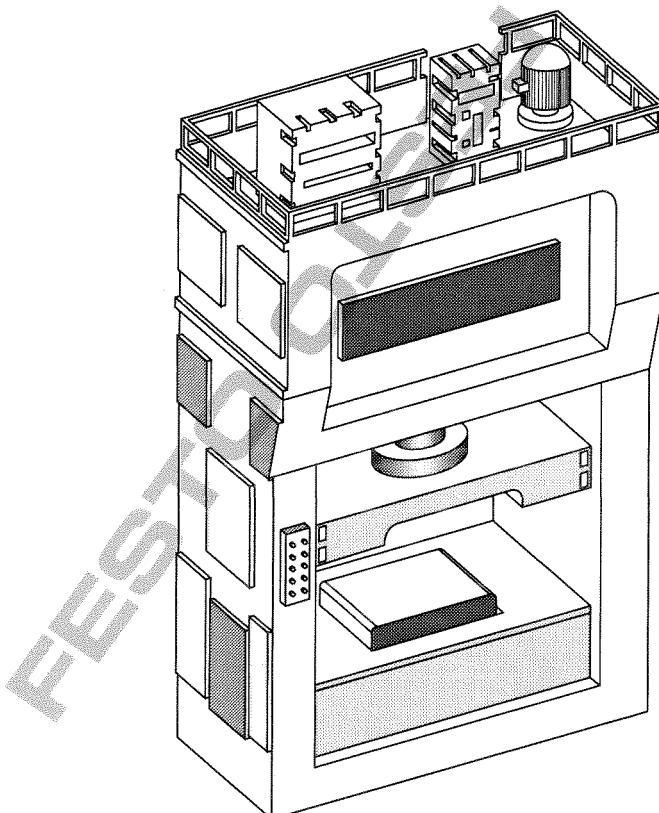
A-4

Ejercicio 1

Descripción del problema

Se utiliza una prensa de embutición para conformar piezas metálicas, en la cual debe mantenerse una determinada presión de trabajo. La matriz de la prensa debe accionarse por medio de un cilindro hidráulico. La presión de trabajo debe establecerse por medio de una válvula limitadora de presión proporcional, accionada a través de un amplificador proporcional.

El tamaño de las piezas metálicas no es constante. Para establecer la causa del error, antes de nada debe verificarse el funcionamiento del amplificador proporcional. Para ello debe registrarse la curva característica.



Croquis de situación

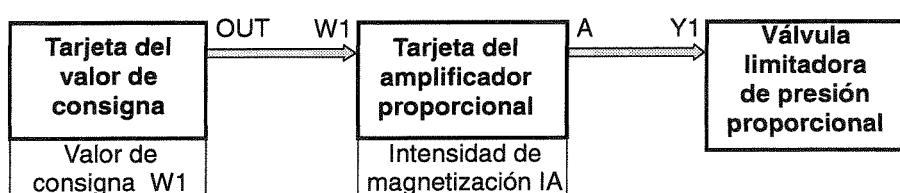
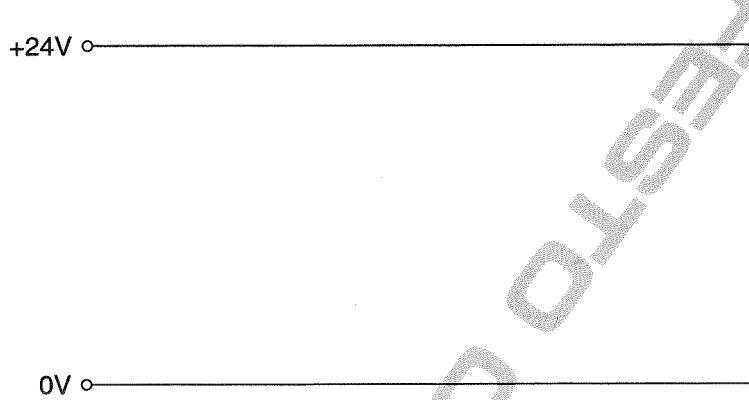
HOJA DE TRABAJO

Diagrama de bloques



Esquema del circuito eléctrico

A-6

Ejercicio 1

HOJA DE TRABAJO

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna



Mientras se aplica $E1 = E2 = E3$, W1 es el punto de consigna válido.

Interruptor selector	Botón giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Seleccionar los puntos de consigna con E1, E2, E3
W1	+ / -	Valor de consigna W1 W1 = 2.7 V

Ajuste de la tarjeta del amplificador

Interruptor selector	Botón giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Dos amplificadores de 1 canal
IA BASIC	+ / -	Corriente básica A IA basic = 0.0 mA
IA JUMP	+ / -	Corriente de salto A IA salto = 0.0 mA
IA MAX	+ / -	Corriente máxima A IA max = 1000 mA
IA	+ / -	Corriente de salida A IA = 270 mA

HOJA DE TRABAJO

W_1 = Valor de consigna 1
 I_A = Corriente del amplificador A

Evaluación

W_1 (V)	0.20	2.0	4.0	6.0	8.0	10.0
I_A (mA)						

Tabla de valores 1

I_A BASIC = 200 mA
 I_A JUMP = 0,0 mA
 I_A MAX = 800 mA

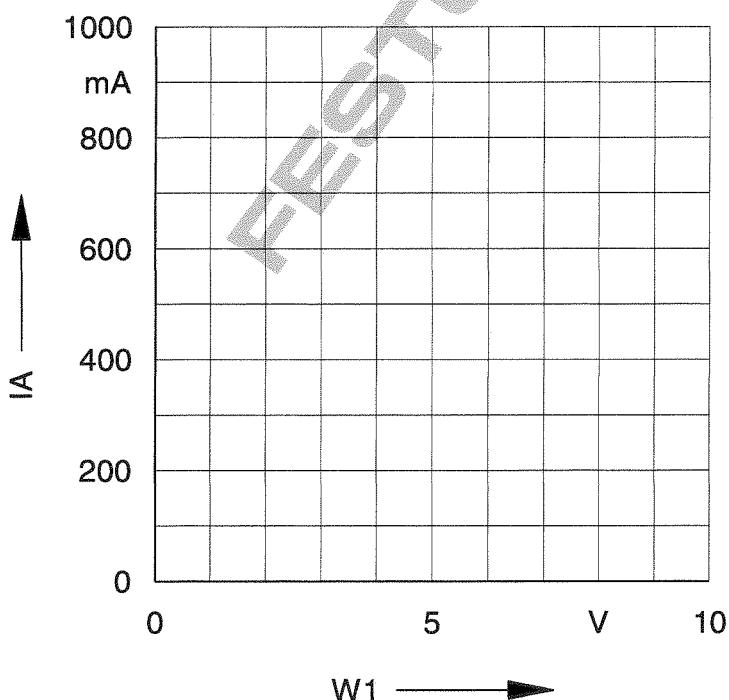
W_1 (V)	0.0	5.0	10.20
I_A (mA)			

Tabla de valores 2

I_A BASIC = 200 mA
 I_A JUMP = 100 mA
 I_A MAX = 800 mA

W_1 (V)	0.20	0.1	5.20	10.20
I_A (mA)				

Tabla de valores 3

*Curvas características del amplificador A de un solo canal*

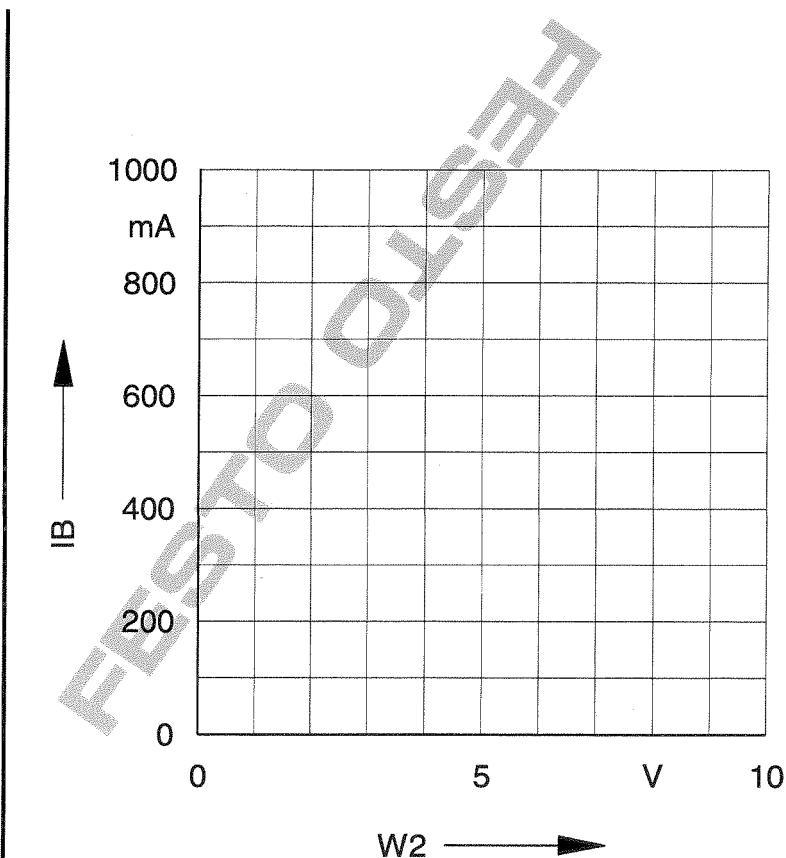
HOJA DE TRABAJO

W2 = Valor de consigna 2
IB = Corriente del amplificador B
IB BASIC = 0,0 mA
IB JUMP = 0,0 mA
IB MAX = 1000 mA

Tabla de valores 4

W2 (V)	0.20	2.0	4.0	6.0	8.0	10.0
IB (mA)						

Curva característica del
del amplificador B de un
solo canal



HOJA DE TRABAJO

¿Cómo cambia la curva característica, si cambian la corriente básica, la corriente de salto y la corriente máxima? *Conclusión*

¿Qué demuestra la comparación de las curvas características de los amplificadores A y B?

¿Cuál es el propósito de cambiar la curva característica fijando la corriente básica, la corriente de salto y la corriente máxima?

A-10

Ejercicio 1

FESTO DIDACTIC

Hidráulica proporcional

Tema

Rodillo de contacto de una máquina enrolladora

Título

Familiarizarse con las curvas características de una válvula limitadora de presión proporcional

Objetivos didácticos

Poder ajustar completamente un amplificador de un solo canal

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar el valor de consigna
- Ajustar el amplificador de un solo canal
- Trazar la curva característica presión/corriente de magnetización
- Trazar la curva característica presión/caudal

Definición del problema

A-12

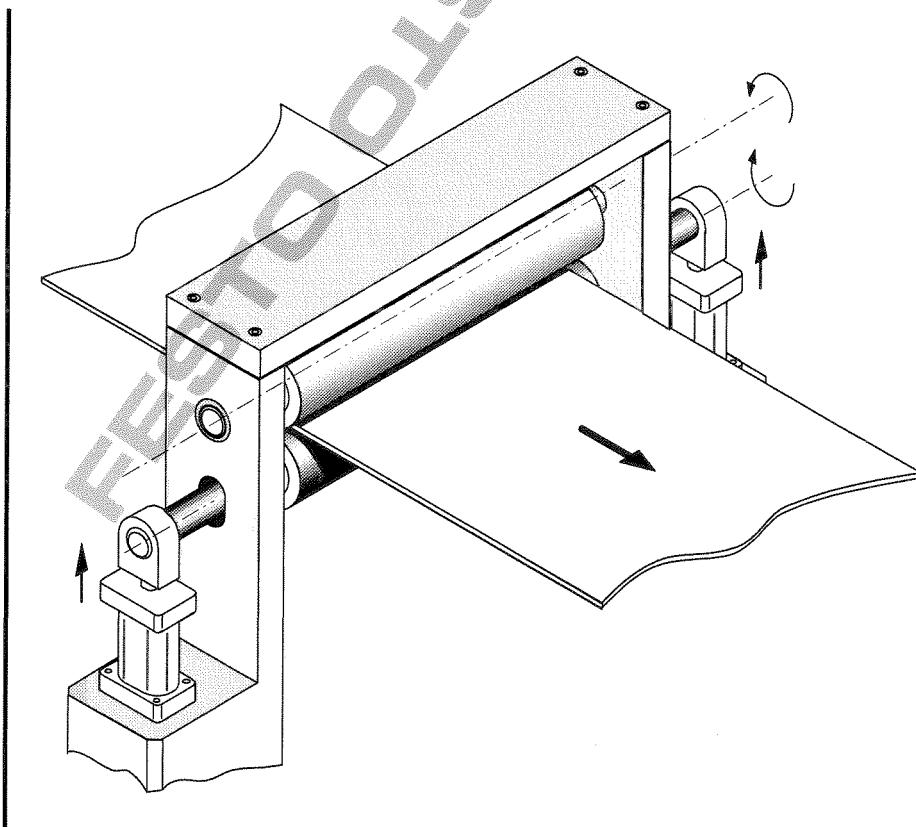
Ejercicio 2

Descripción del problema

Una plancha metálica debe enrollarse en finas tiras de metal. Las tiras de metal deben enrollarse en un tambor. Para ello, las tiras deben guiarse fuera de la zona del depósito entre rodillos de contacto. La guía tiene dos rodillos, uno fijo y el otro móvil para mantener la tira de metal a una tensión constante.

El rodillo de contacto móvil debe presionarse contra el rodillo fijo por medio de un cilindro hidráulico. Debe mantenerse una presión mínima, mientras que, al mismo tiempo, la presión no debe sobrepasar un valor máximo, ya que de lo contrario la tira se desgarraría. La presión del cilindro hidráulico debe ajustarse por medio de una válvula limitadora de presión proporcional.

Dado que ha habido problemas con la tensión de la tira metálica, debe hacerse una verificación para establecer si la válvula limitadora de presión proporcional aún funciona correctamente. Esto debe evaluarse con la ayuda de la curva característica.



Croquis de situación

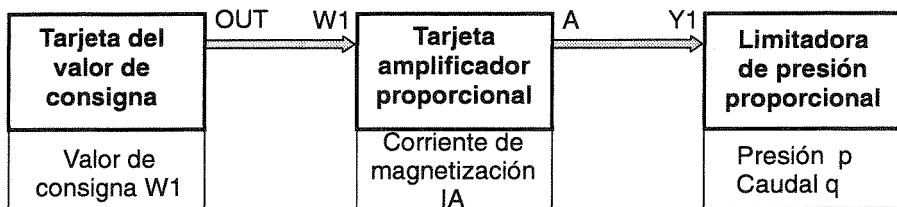
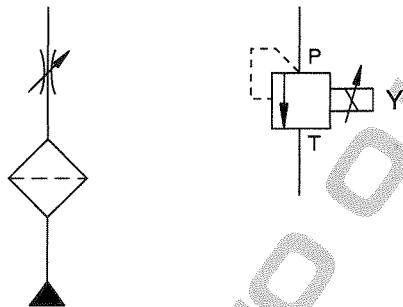
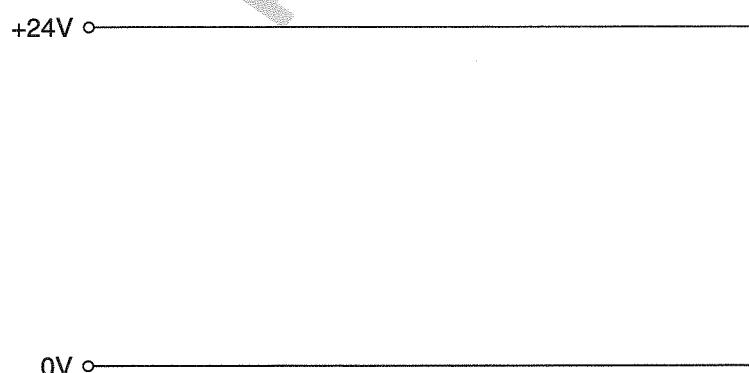
HOJA DE TRABAJO

Diagrama de bloques


 $p_{\max} = 60 \text{ bar (6 MPa)}$

Esquema del circuito hidráulico



Esquema del circuito eléctrico

HOJA DE TRABAJO

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna



Mientras se aplica $E1 = E2 = E3$, W1 es el punto de consigna válido.

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Seleccionar el valor de consigna con E1, E2, E3
W1	+ / -	Valor de consigna W1 W1 = 2,7 V

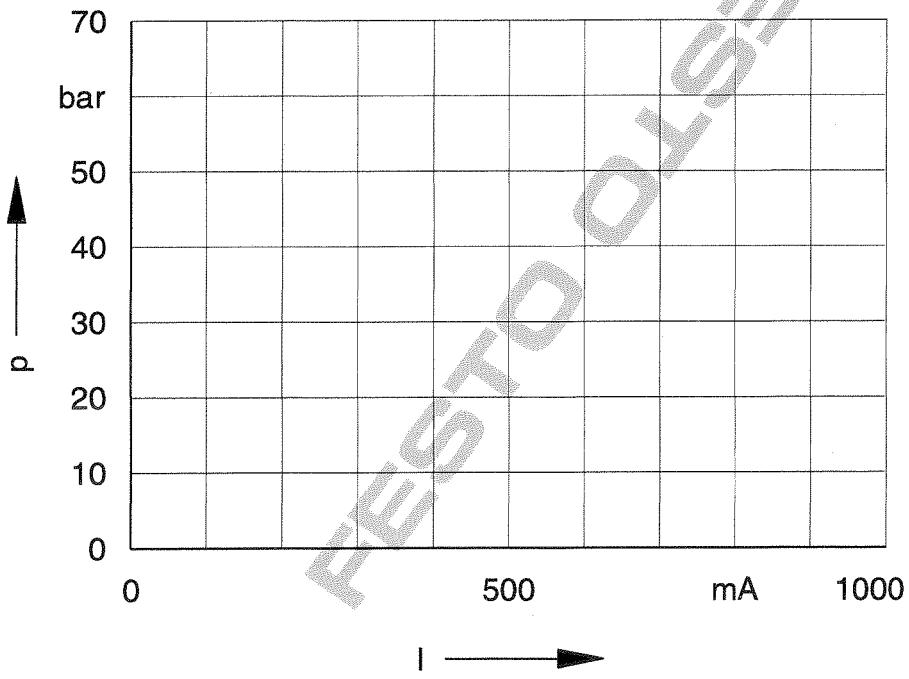
Ajuste tarjeta amplificadora

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Dos amplificadores de 1 canal
IA BASIC	+ / -	Corriente básica A IA basic = 0,0 mA
IA JUMP	+ / -	Corriente de salto A IA jump = 0,0 mA
IA MAX	+ / -	Corriente máxima A IA max = 1000 mA
DITHERFREQ	+ / -	Frecuencia dither $f = 200$ Hz
IA		Corriente de salida A IA = 270 mA

HOJA DE TRABAJO

- W1 = Valor de consigna 1 *Evaluación*
 IA = Corriente de magnetización del amplificador A
 p = Presión en la entrada de la válvula limitadora de presión
 proporcional, medida subiendo y bajando

W1 (V)	0,0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
IA (mA)	0,0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
p (bar) →											
p (bar) ←											

Tabla de valores 1*Curva característica presión/magnetización*

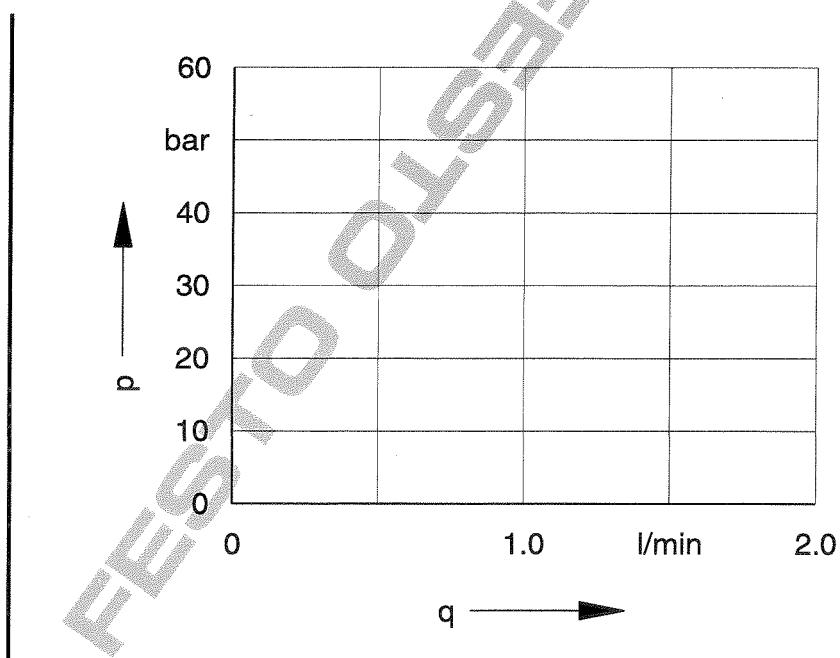
HOJA DE TRABAJO

- q = Caudal a través de la limitadora de presión proporcional
 p = Presión en la entrada de la válvula limitadora de presión proporcional

q (l/min)	0,5	1,0	1,5	2,0	
p (bar)					$IA = 200 \text{ mA}$
p (bar)					$IA = 300 \text{ mA}$
p (bar)					$IA = 400 \text{ mA}$
p (bar)					$IA = 500 \text{ mA}$

Tabla de valores 2

IA = Corriente de magnetización del amplificador A



Curvas características presión/caudal

HOJA DE TRABAJO

¿Dentro de qué margen es lineal la curva característica presión/corriente de magnetización? *Conclusión*

¿Qué presión se ajusta con una corriente de magnetización de $IA = 300 \text{ mA}$?

En relación con la característica presión/caudal, ¿Qué es lo que depende de una válvula limitadora de presión?

FESTO D

Hidráulica proporcional

Dispositivo de sujeción

Familiarizarse con el sistema de control de una etapa de presión

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el sistema de control
- Ajustar la circulación de la bomba sin presión
- Ajustar la válvula limitadora de presión proporcional
- Verificar las etapas de presión

Tema

Título

Objetivo didáctico

Descripción del problema

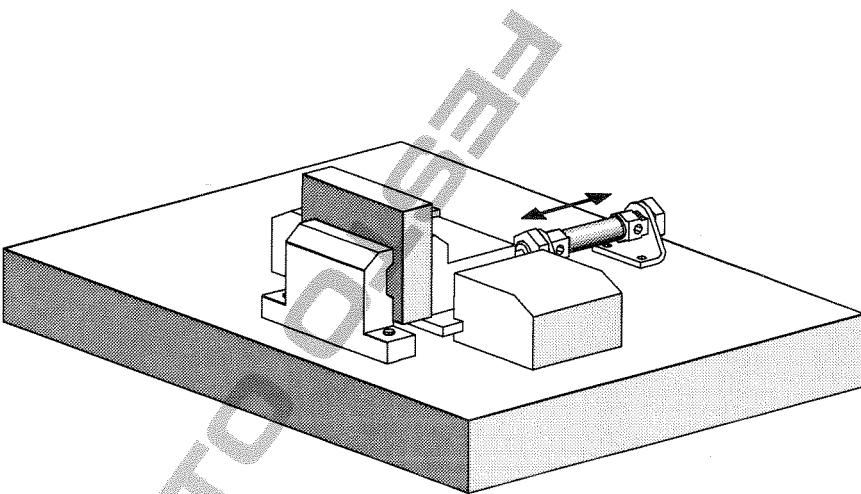
FESTO DIDACTIC

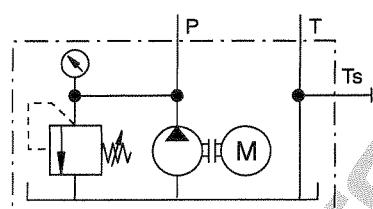
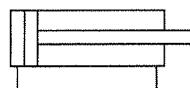
Descripción del problema

Unas piezas de diferentes materiales deben sujetarse por medio de un dispositivo de fijación. Debe ser posible adaptar la fuerza de pinzado al material. La fuerza de pinzado debe generarse por medio de un cilindro hidráulico, en el cual el sistema de presión debe poder ajustarse según se necesite. Esto debe realizarse por medio de una válvula limitadora de presión proporcional.

Una vez que el cilindro de fijación ha avanzado, debe crearse una determinada presión. Esta presión debe mantenerse durante el mecanizado de la pieza. Al presionar un pulsador, la presión debe descender y el cilindro debe retroceder de nuevo.

Croquis de situación

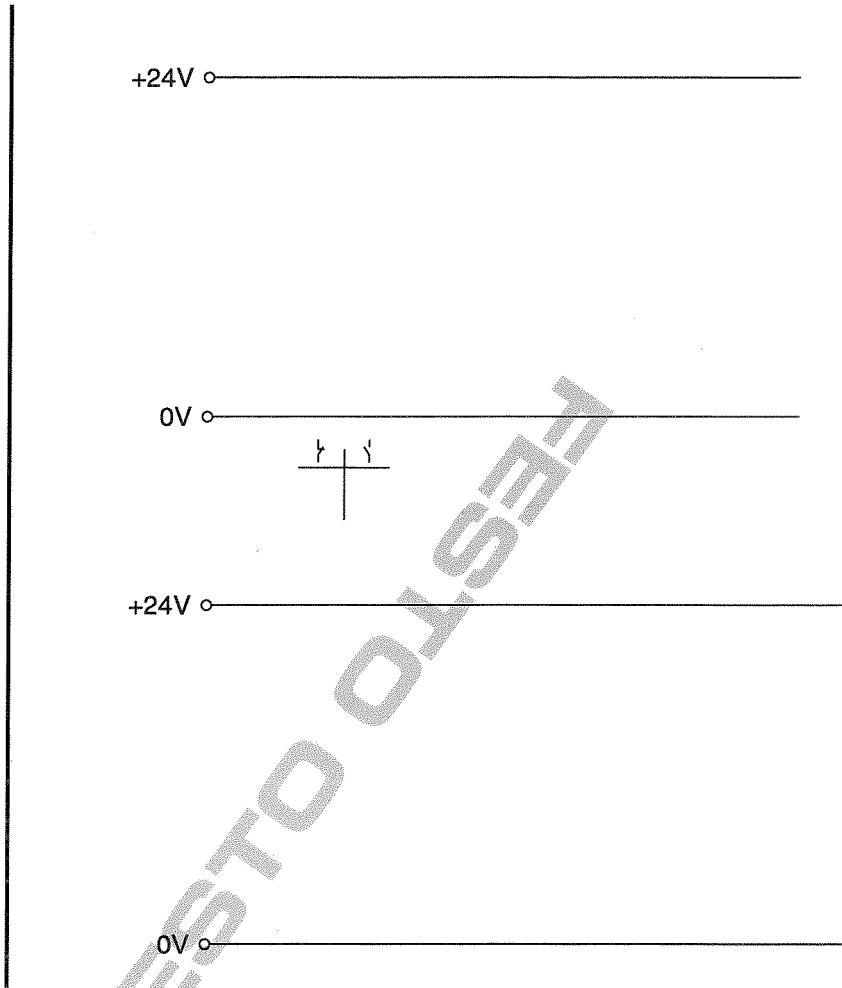


HOJA DE TRABAJO $p_{\max} = 60 \text{ bar (6 MPa)}$

Esquema del circuito hidráulico

HOJA DE TRABAJO

Esquema del circuito eléctrico



HOJA DE TRABAJO

<i>Interruptor selector</i>	<i>Pomo giratorio</i>	<i>Display</i>	
FUNCIÓN	+ / -	Selección interna: Valores de consigna 1÷3	
TIEMPO	+ / -	Tiempo de inversión $t = 5,0 \text{ sec}$	
W1	+ / -	W1 = 1,0 V	
W2	+ / -	W2 = 2,0 V	
W3		W3 = 3,0 V	Ajuste de la tarjeta del valor de consigna

Deben ajustarse 3 valores de consigna; cada uno de ellos debe conmutar al siguiente valor de consigna después de 5 segundos.



<i>Interruptor selector</i>	<i>Pomo giratorio</i>	<i>Display</i>	
FUNCIÓN	+ / -	Dos amplificadores de 1 canal	
IA BASIC	+ / -	100 mA	
IA JUMP	+ / -	0.0 mA	
IA MAX	+ / -	650 mA	
DITHERFREQ	+ / -	200 Hz	Ajuste de la tarjeta amplificadora

A-24

Ejercicio 3

HOJA DE TRABAJO

Evaluación

p = Presión de sujeción
 W_1 = Valor de consigna 1
 I_A = Corriente del amplificador A

	0	20	30	40	50	60
W ₁ (V)						
I _A (mA)						

Tabla de valores

Conclusión ¿Cuál es la ventaja de la válvula limitadora de presión proporcional, en comparación con la válvula limitadora de presión accionada manualmente?

¿Cómo es posible establecer una recirculación de la bomba sin presión por medio de la válvula limitadora de presión proporcional?

Hidráulica proporcional

Tema

Máquina fresadora

Título

Familiarizarse con la curva característica de un amplificador de dos canales

Objetivos didácticos

Poder establecer la corriente básica, la corriente de salto y la corriente máxima

- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar el punto de consigna
- Ajustar la corriente básica, la corriente de salto y la corriente máxima
- Trazar la curva característica del amplificador de dos canales

Definición del problema

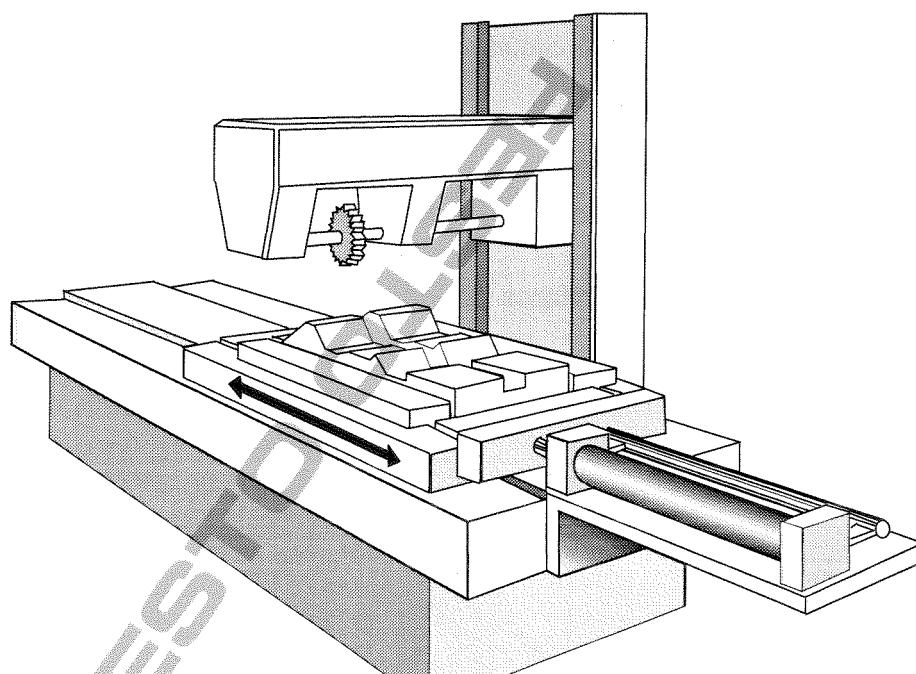
A-26

Ejercicio 4

Descripción del problema

Deben fresarse unas placas metálicas por medio de una fresadora. El avance de la fresadora debe accionarse por medio de un cilindro hidráulico. La velocidad de avance debe controlarse por medio de una válvula proporcional de 4/3 vías y de un amplificador de dos canales. Se ha introducido un nuevo amplificador como parte de una conversión del sistema de control. Antes de la puesta a punto debe trazarse la curva característica del amplificador.

Croquis de situación



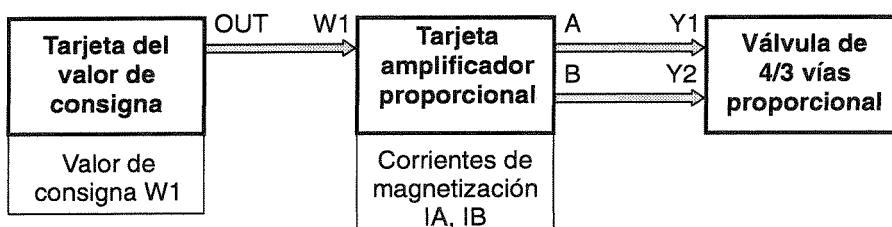
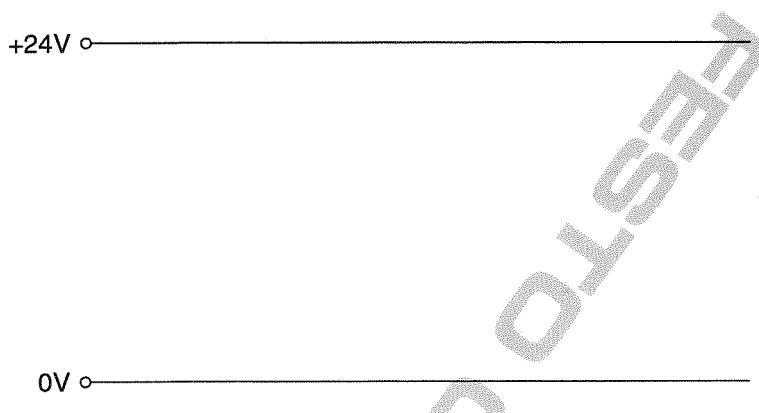
HOJA DE TRABAJO

Diagrama de bloques



Esquema del circuito eléctrico

HOJA DE TRABAJO

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna



Mientras se aplica $E_1 = E_2 = E_3 = 0$, W_1 es el valor válido del punto de consigna.

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Seleccionar los puntos de consigna con E_1 , E_2 , E_3
W1	+ / -	Valor de consigna W1 $W_1 = 2,7 \text{ V}$

Ajuste de la tarjeta amplificadora

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Amplificador de 2 canales
IA BASIC	+ / -	Corriente básica A IA basic = 0,0 mA
IA JUMP	+ / -	Corriente de salto A IA jump = 0,0 mA
IA MAX	+ / -	Corriente máxima A IA max = 1000 mA
IA		Corriente de salida A IA = 270 mA
IB BASIC	+ / -	Corriente básica B IB basic = 0.0 mA
IB JUMP	+ / -	Corriente de salto B IB jump = 0,0 mA
IB MAX	+ / -	Corriente máxima B IB max = 1000 mA
IB		Corriente de salida B IB = 0,0 mA

HOJA DE TRABAJO

W1 = Valor de consigna 1
 IA = Corriente del amplificador A
 IB = Corriente del amplificador B

IA BASIC = 0,0 mA IB BASIC = 0,0 mA *Ajuste 1*
 IA JUMP = 0,0 mA IB JUMP = 0,0 mA
 IA MAX = 1000 mA IB MAX = 1000 mA

W1 (V)	10,0	8,0	6,0	4,0	2,0	0,0	- 2,0	- 4,0	- 6,0	- 8,0	- 10,0
IA (mA)											
IB (mA)											

Tabla de valores 1

IA BASIC = 200 mA IB BASIC = 200 mA *Ajuste 2*
 IA JUMP = 0,0 mA IB JUMP = 0,0 mA
 IA MAX = 800 mA IB MAX = 800 mA

W1 (V)	10,20	5,20	0,0	- 5,0	- 10,0
IA (mA)					
IB (mA)					

Tabla de valores 2

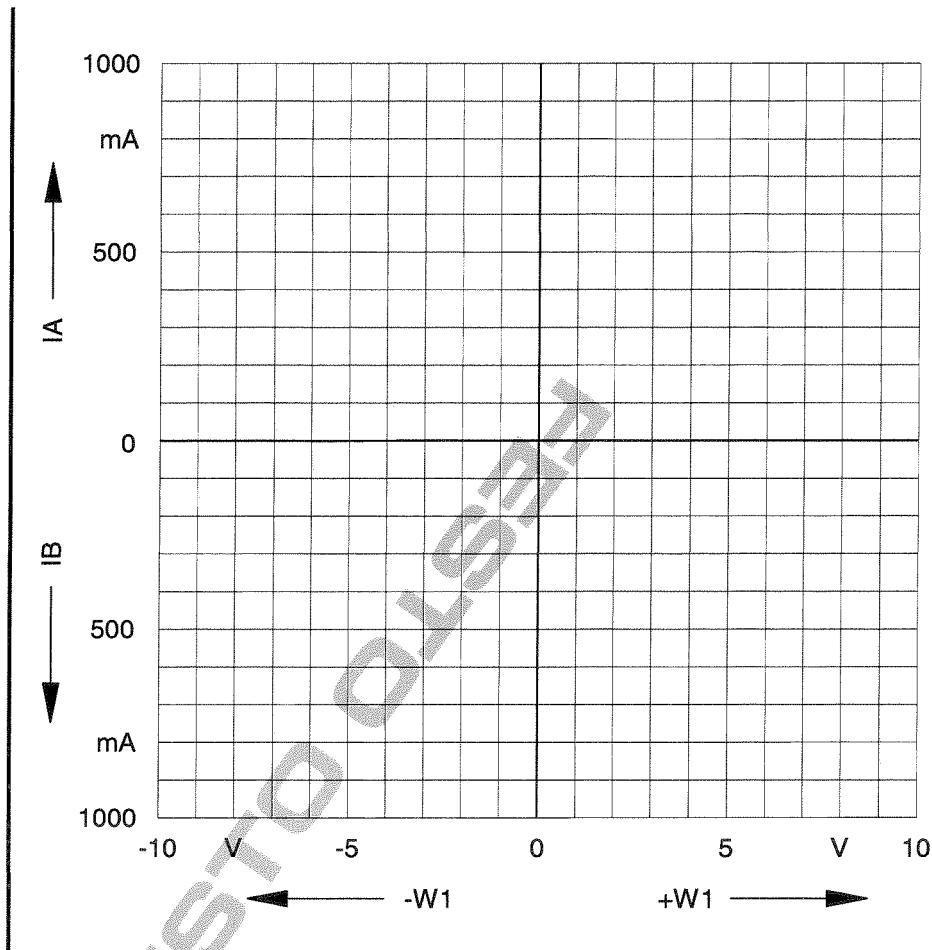
IA BASIC = 200 mA IB BASIC = 200 mA *Ajuste 3*
 IA JUMP = 100 mA IB JUMP = 100 mA
 IA MAX = 800 mA IB MAX = 800 mA

W1 (V)	10,0	5,0	0,1	0,0	- 0,1	- 5,0	- 10,0
IA (mA)							
IB (mA)							

Tabla de valores 3

HOJA DE TRABAJO

Curvas características de un amplificador de 2 canales



Conclusión ¿Cuál es la diferencia entre las curvas características de un amplificador de dos canales y un amplificador de un solo canal?

¿Para qué válvulas se requiere un amplificador de dos canales?

Hidráulica proporcional

Tema

Simulador de vuelo

Título

Familiarizarse con las curvas características de la válvula proporcional de 4/3 vías

Objetivos didácticos

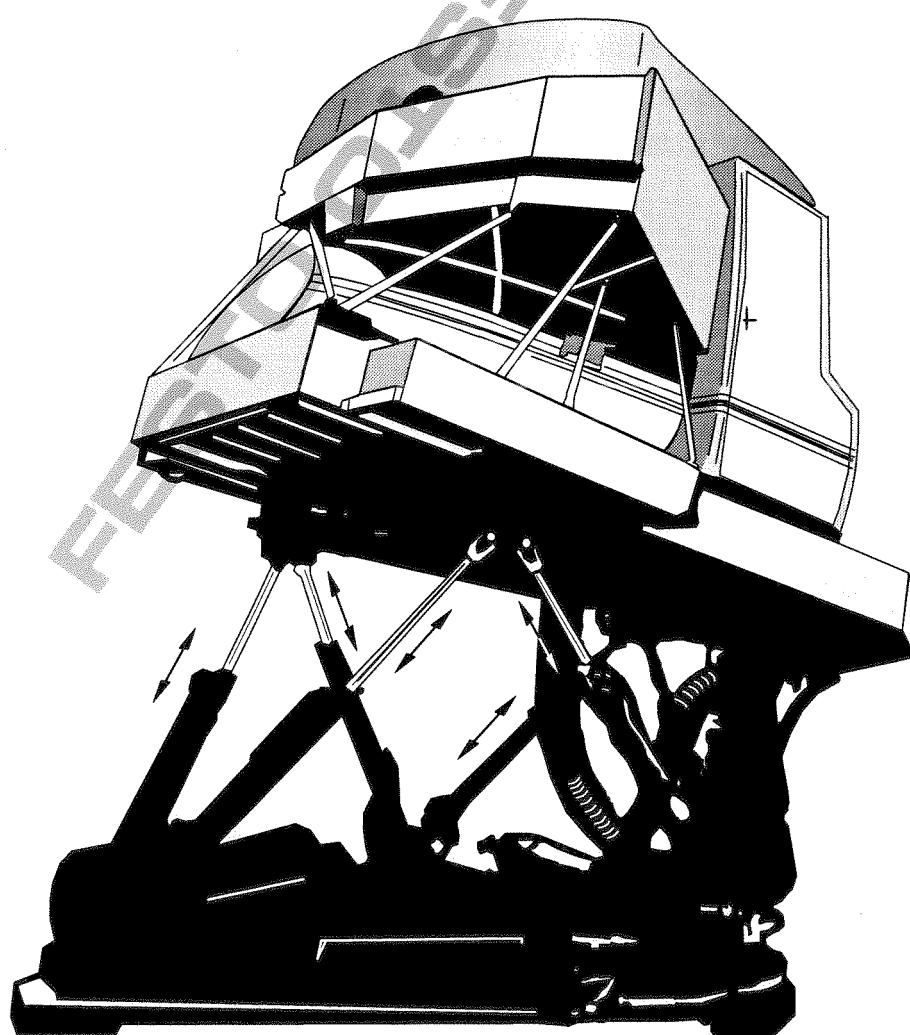
Poder establecer el ajuste de un amplificador de dos canales

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar el punto de consigna
- Ajustar el amplificador de dos canales
- Registrar la curva característica caudal/corriente de magnetización
- Establecer el ajuste óptimo del amplificador de dos canales

Definición del problema

Descripción del problema

Un simulador de vuelo consiste en una cabina soportada por seis brazos móviles. Cada brazo puede extenderse y retraerse a voluntad por medio de cilindros hidráulicos. De esta forma, la cabina puede situarse en cualquier posición. Cada cilindro se controla con una válvula proporcional de 4/3 vías y un amplificador de dos canales. Las entradas del piloto de pruebas deben convertirse en valores de consigna para los seis ejes por medio de un ordenador maestro. Para que los movimientos simulados correspondan a los movimientos reales del vuelo resultantes de las entradas del piloto, el sistema de control hidráulico debe estar libre de interferencias. El amplificador debe ajustarse para seguir a la válvula como parte del mantenimiento del sistema de control hidráulico.



Croquis de situación

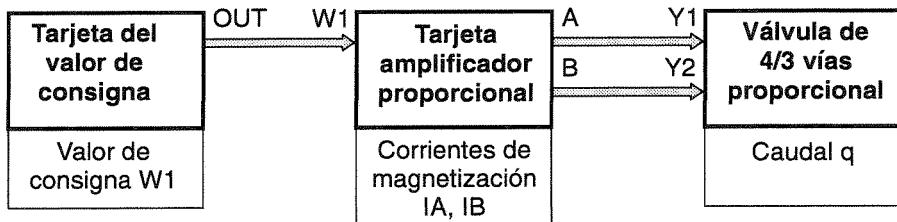
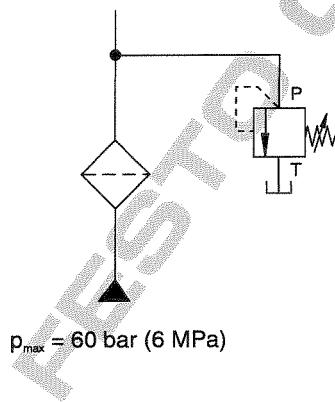
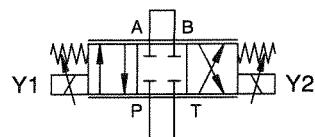
HOJA DE TRABAJO

Diagrama de bloques



Esquema del circuito hidráulico

+24V o

0V o

Esquema del circuito eléctrico

A-34

Ejercicio 5

HOJA DE TRABAJO

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Seleccionar los valores de consigna con E1, E2, E3
W1	+ / -	Valor de consigna W1 W1 = 2,7 V



Mientras se aplique $E1 = E2 = E3 = 0$, W1 es el valor de consigna válido.

Ajuste de la tarjeta amplificadora

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Amplificador de 2 canales
IA BASIC	+ / -	0.0 mA
IA JUMP	+ / -	0.0 mA
IA MAX	+ / -	1000 mA
IB BASIC	+ / -	0,0 mA
IB JUMP	+ / -	0,0 mA
IB MAX	+ / -	1000 mA
DITHERFREQ	+ / -	200 Hz

HOJA DE TRABAJO

- W1 = Valor de consigna 1
 IA = Corriente de magnetización del amplificador A
 IB = Corriente de magnetización del amplificador B
 q = Caudal a través de la válvula proporcional de 4/3 vías
 q₁₀ = Caudal con presión diferencial $\Delta p = 10$ bar
 q₂₀ = Caudal con presión diferencial $\Delta p = 20$ bar

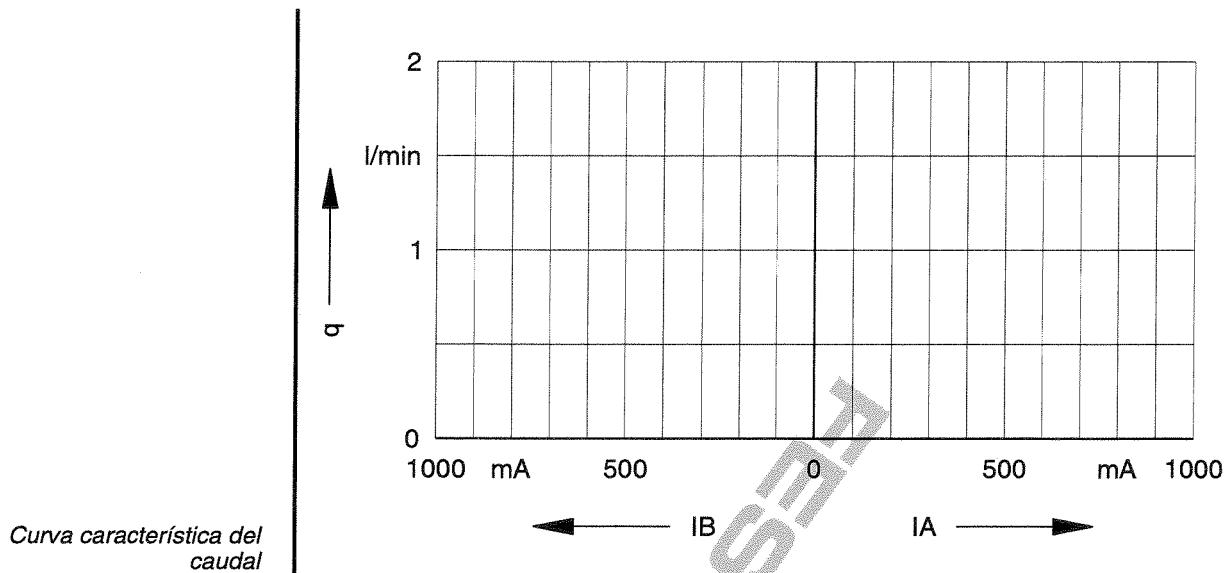
W1 (V)	0,0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
IA (mA)	0,20	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
q ₁₀ (l/min)											
q ₂₀ (l/min)											

Tabla de valores 1

W1 (V)	0,0	-1,0	-2,0	-3,0	-4,0	-5,0	-6,0	-7,0	-8,0	-9,0	-10,0
IB (mA)	0,20	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
q ₁₀ (l/min)											
q ₂₀ (l/min)											

Tabla de valores 2

HOJA DE TRABAJO



Conclusión ¿Por qué una baja corriente de magnetización no produce caudal?

¿Cómo cambia la curva característica del caudal con una mayor presión diferencial?

¿Qué corriente de magnetización produce una curva lineal de característica de caudal?

¿Qué ajuste del amplificador de dos canales es adecuado para esta válvula proporcional de 4/3 vías?

Corriente básica:

Corriente de salto:

Corriente máxima:

Hidráulica proporcional

Tema

Máquina estampadora

Título

Poder desacelerar el avance de un cilindro
Poder establecer una rampa

Objetivos didácticos

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar los valores de consigna
- Ajuste del amplificador de dos canales
- Ajuste de una rampa
- Observación de la característica de la presión durante el avance del cilindro

Descripción del problema

FESTO DIDACTIC

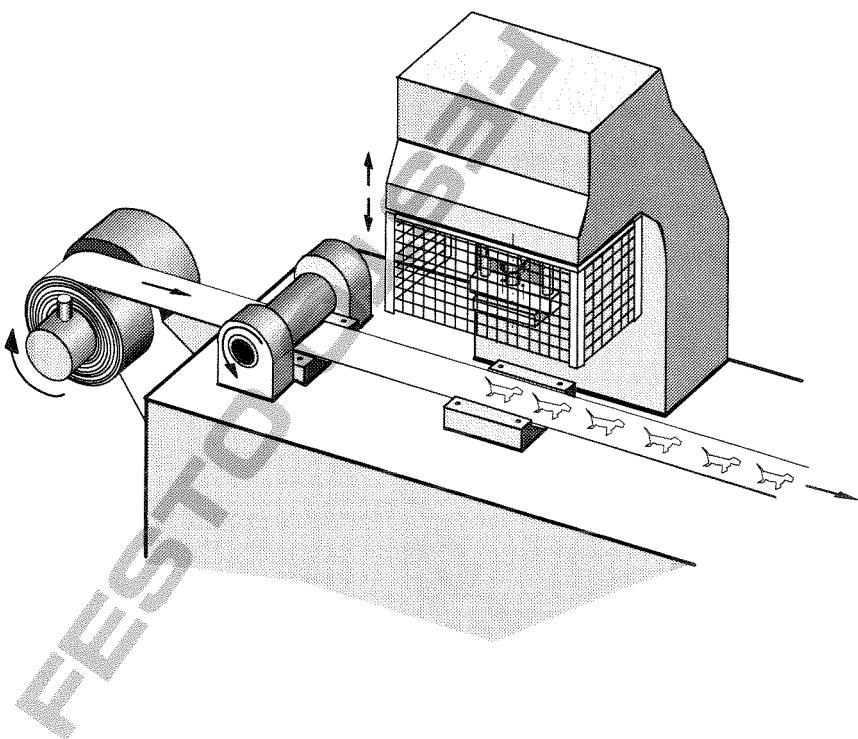
A-38

Ejercicio 6

Descripción del problema

Se utiliza una prensa estampadora para hacer inscripciones en cintas de papel. La matriz es accionada por un cilindro hidráulico. La matriz debe avanzar a la máxima velocidad y a continuación, desacelerar. La matriz debe aplicarse suavemente sobre el papel. La carrera de retroceso debe realizarse a la máxima velocidad. El cilindro debe accionarse por medio de una válvula distribuidora de control proporcional. El ajuste óptimo de la secuencia de movimientos se obtiene especificando los valores adecuados del punto de consigna.

Croquis de situación



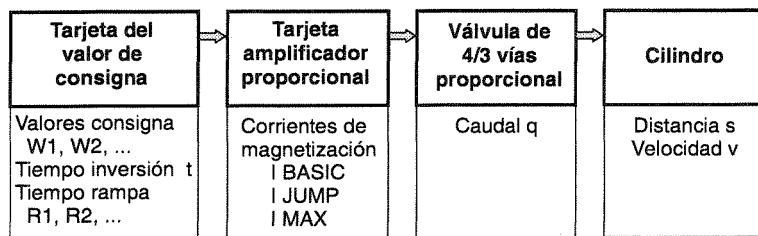
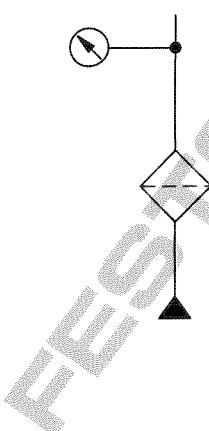
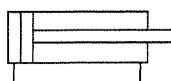
HOJA DE TRABAJO

Diagrama de bloques



Esquema del circuito, hidráulico

+24V o

0V o

Esquema del circuito, eléctrico

A-40

Ejercicio 6

HOJA DE TRABAJO

Ajuste
Tarjeta punto de consigna

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	Selección interna: Valores de consigna 1÷2
W1	+ / -	Valor de consigna W1 W1 = 10,0 V
W2	+ / -	Valor de consigna W2 W2 = - 10,0 V
TIME	+ / -	Tiempo de inversión t = 1,0 s
R1 → +	+ / -	Tiempo de rampa R1 tR1 = 0,00 s/1V
R2 + → 0	+ / -	Tiempo de rampa R2 tR2 = 0,00 s/1V
R3 0 → -	+ / -	Tiempo de rampa R3 tR3 = 0,00 s/1V
R4 - → 0	+ / -	Tiempo de rampa R4 tR4 = 0,00 s/1V

Ajuste
Tarjeta amplificadora

Interruptor selector	Pomo giratorio	Display
FUNCIÓN	+ / -	amplificador de 2 canales
IA BASIC	+ / -	0.0 mA
IA JUMP	+ / -	200 mA
IA MAX	+ / -	700 mA
IB BASIC	+ / -	0.0 mA
IB JUMP	+ / -	200 mA
IB MAX	+ / -	700 mA
DITHERFREQ	+ / -	250 Hz

HOJA DE TRABAJO

Tiempo mínimo de inversión para alcanzar con seguridad la posición final delantera:

$t_{min} = \dots$

$p =$ Presión en el lado del émbolo

$t = 2,0 \text{ s}$

Avance		Retroceso	
Presión de recorrido	Presión final	Presión de retroceso	Presión final

Tabla de valores 1

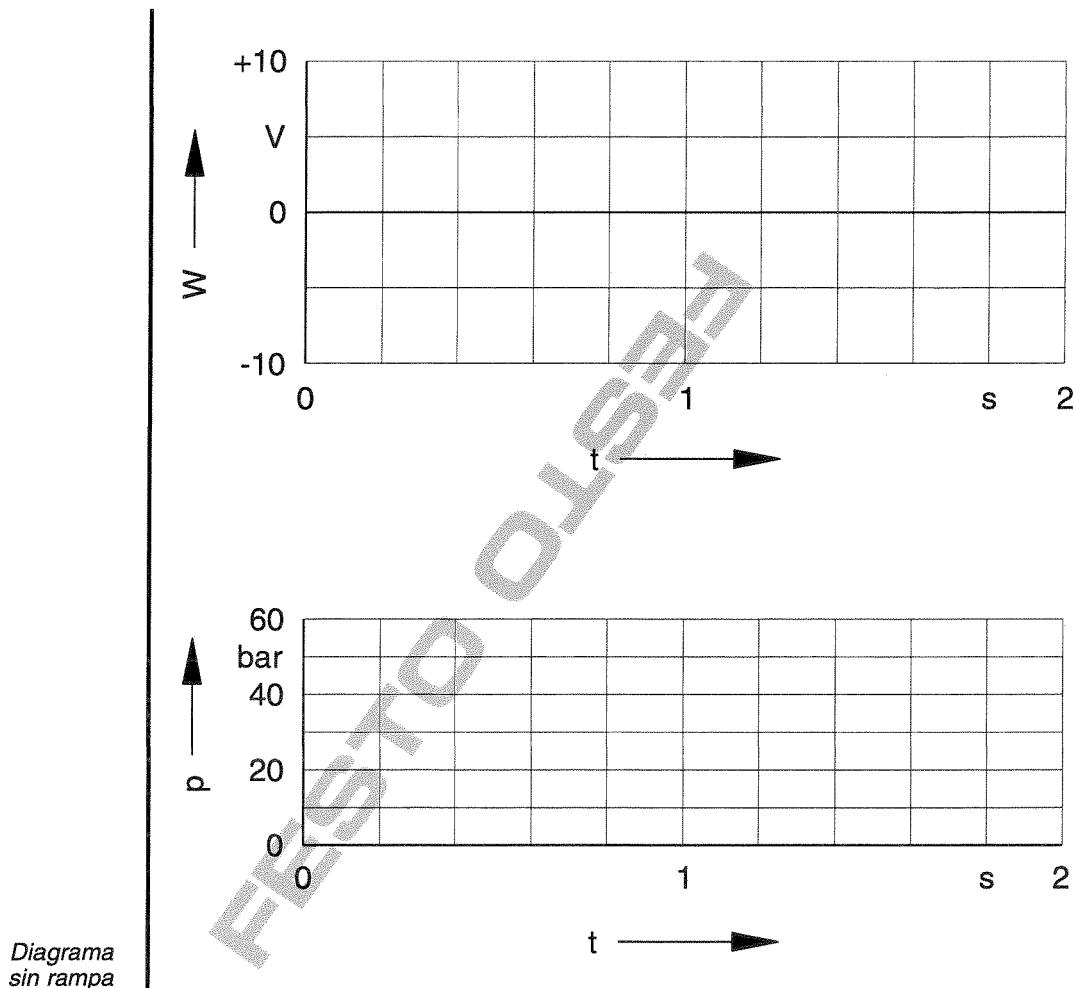
Ajustar la rampa R1 para desacelerar el avance de forma tal que el cilindro aún llegue justo a su posición final delantera.

Tiempo de inversión t (s)	Tiempo de rampa R1 (s/V)	Presión de recorrido p (bar)
1,5		
2,0		
2,5		
3,0		

Tabla de valores 2

HOJA DE TRABAJO

Característica del valor del punto de consigna y presión durante el recorrido sobre el tiempo con $t = 2,0$ s:



HOJA DE TRABAJO

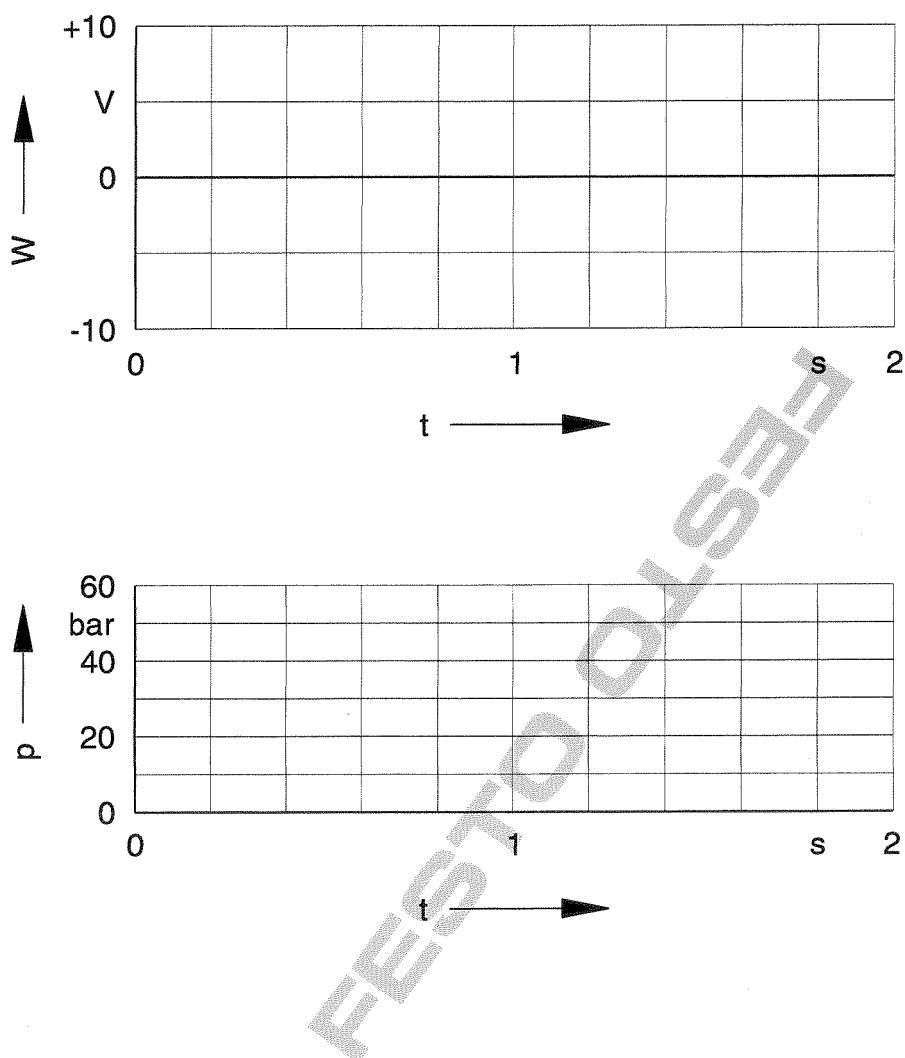


Diagrama
con rampa

HOJA DE TRABAJO

Conclusión ¿Por qué disminuye la velocidad de avance al incrementarse el tiempo de rampa TR1?

¿Cómo cambia la característica de la presión como resultado de la introducción de una rampa?

¿Cómo es posible también disminuir la velocidad de avance sin introducir una rampa?

Hidráulica proporcional

Rectificador de superficies

Poder invertir un motor hidráulico

Poder deducir los ajustes de la rampa del diagrama de función

Tema

Título

Objetivos didácticos

- Comprensión del diagrama de función
- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el sistema de control
- Ajustar el punto de consigna
- Ajuste del amplificador
- Ajuste de las rampas
- Cambio del sentido de rotación y velocidad de un motor hidráulico

Definición del problema

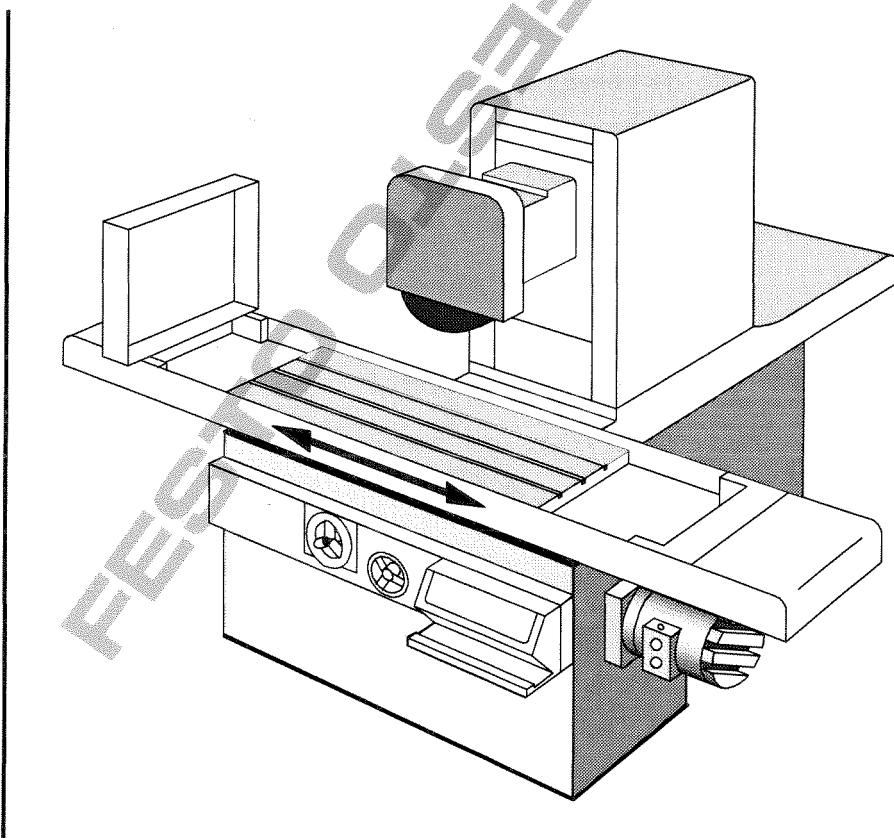
A-46

Ejercicio 7

Descripción del problema

Deben mecanizarse unas guías por medio de una rectificador de superficies. El movimiento de avance y retroceso debe ser suave y no deben producirse cambios bruscos de velocidad durante la inversión.

El eje de avance debe ser accionado por un motor hidráulico y un husillo. El sentido de giro y la velocidad deben controlarse por medio de una válvula distribuidora proporcional de 4/3 vías y un amplificador de dos canales. La inversión del sentido de movimiento debe dispararse accionando un pulsador, con lo cual se conmuta el valor del punto de consigna. El motor hidráulico debe desacelerar y arrancar de nuevo suavemente en sentido opuesto



Croquis de situación

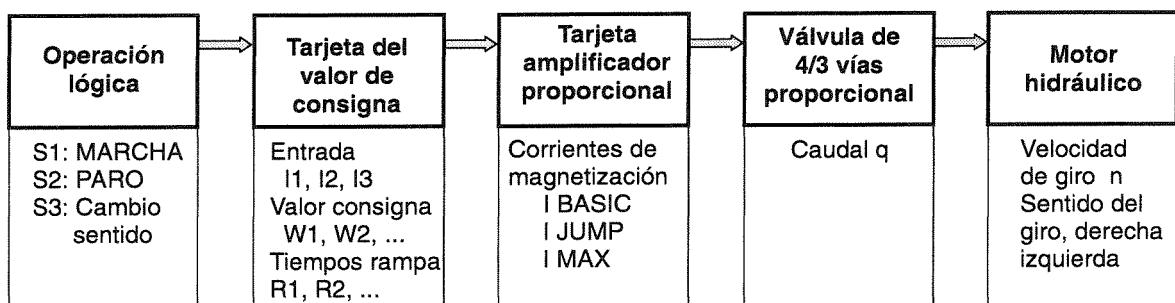
HOJA DE TRABAJO

Diagrama de bloques

I1	I2	I3	Valor de consigna	Motor
0	0	0	W1	Parada
1	0	0	W2	Giro en sentido horario
0	1	0	W3	Giro en sentido antihorario

Lista de asignaciones para tres valores de consigna

HOJA DE TRABAJO

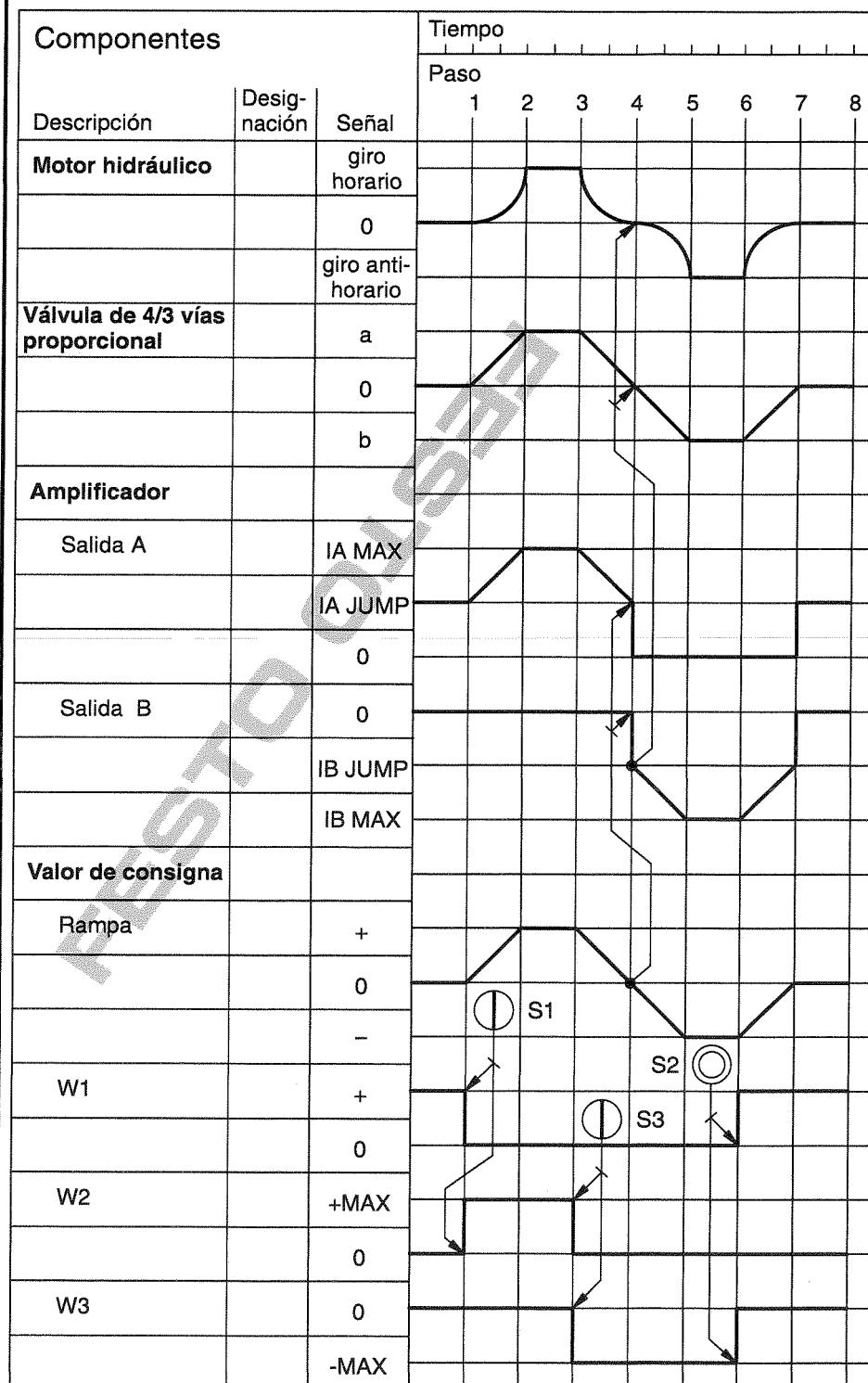
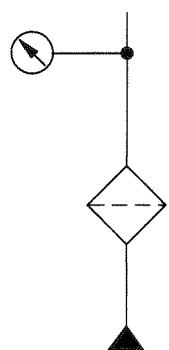
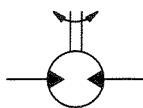


Diagrama de FUNCIÓN

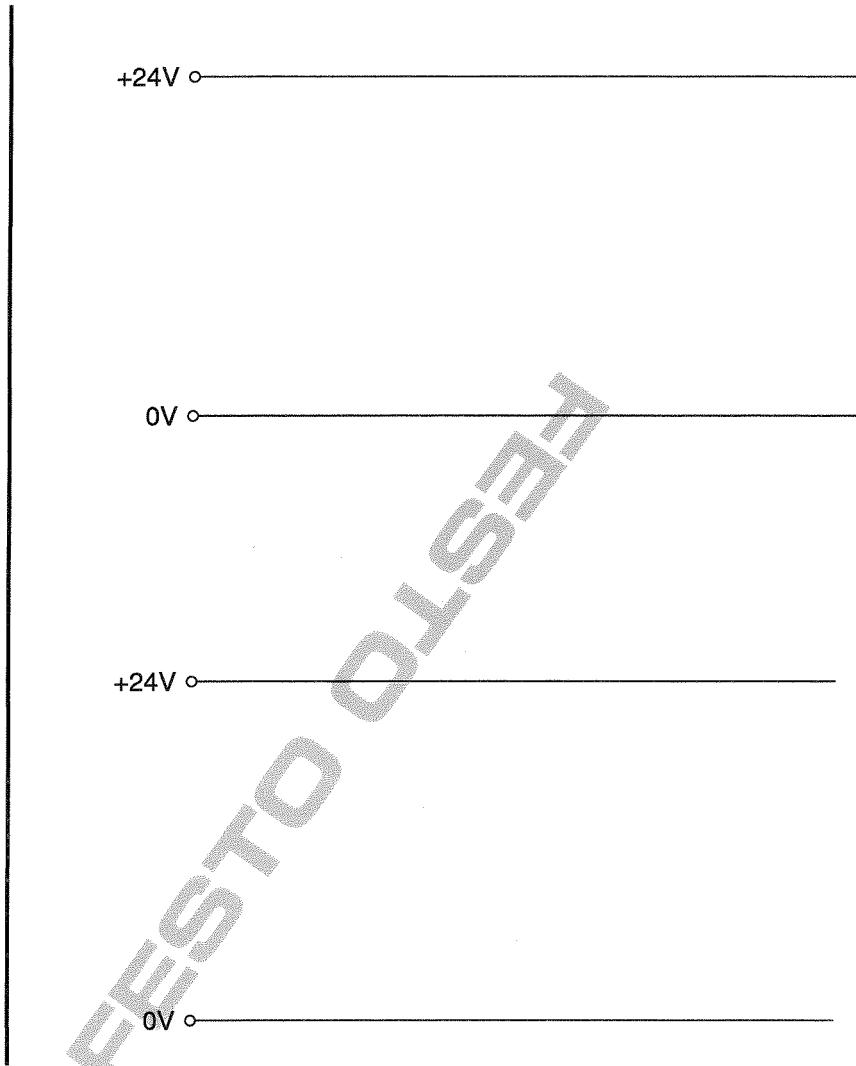
HOJA DE TRABAJO



Esquema del circuito hidráulico

HOJA DE TRABAJO

Esquema del circuito eléctrico



HOJA DE TRABAJO

La secuencia de movimientos requerida debe alcanzarse por medio **Evaluación** de los siguientes ajustes:

Interruptor selector	Display
FUNCIÓN	
W1	
W2	
W3	
R1 0 → +	
R2 + → 0	
R3 0 → -	
R4 - → 0	

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna

Interruptor selector	Display
FUNCIÓN	
IA BASIC	
IA JUMP	
IA MAX	
IB BASIC	
IB JUMP	
IB MAX	
DITHERFREQ	

Ajuste de la tarjeta amplificadora

HOJA DE TRABAJO

Conclusión ¿Cómo se ajusta una velocidad de avance reducida?

¿Qué sucede si la corriente de salto IJUMP es demasiado alta?

FESTO D_ESIGN

Hidráulica proporcional

Máquina de moldeo por inyección

Poder establecer etapas de presión orientadas al proceso
Establecer una conexión lógica de los valores de consigna
externamente

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar el punto de consignas
- Ajustar el amplificador
- Verificar las etapas de presión

Tema

Título

Objetivos didácticos

Descripción del problema

FESTO DIDACTIC

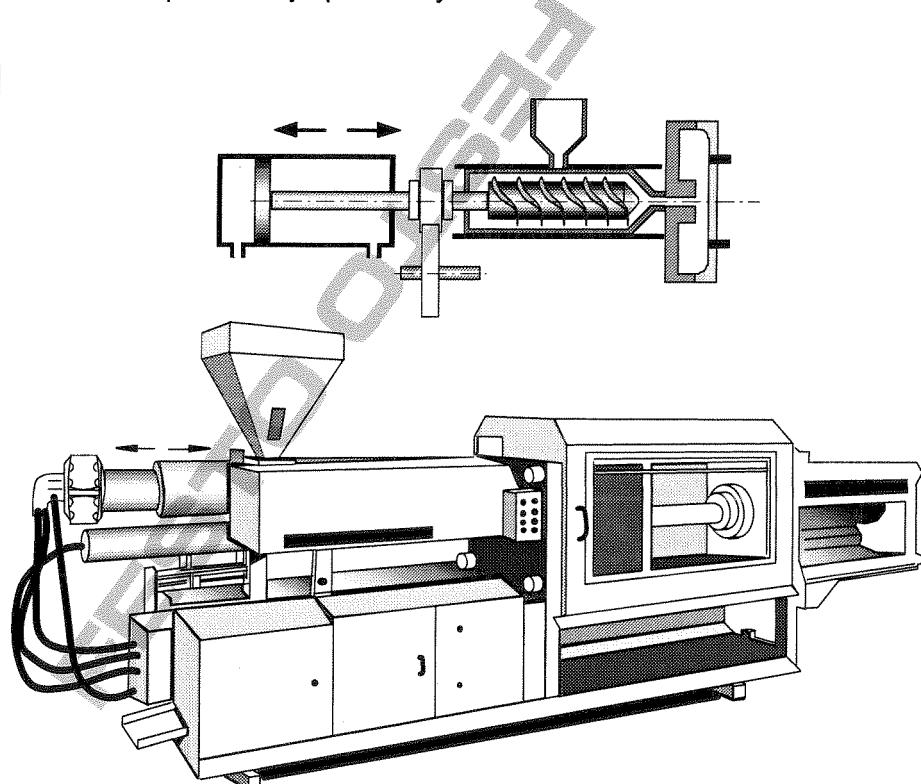
A-54

Ejercicio 8

Descripción del problema

Deben ajustarse diferentes presiones en una máquina de moldeo por inyección: Primero, el cilindro de plastificación debe avanzar lentamente y llenar el molde con una presión de llenado baja y constante. A continuación, el molde debe llenarse completamente a una elevada presión. Después de esto, el cilindro debe retroceder de nuevo a una presión reducida.

La secuencia debe empezar manualmente por medio de un pulsador. Una vez que el cilindro ha avanzado, el cambio a la etapa de alta presión debe realizarse por medio de un sensor de proximidad. Cuando se ha alcanzado la posición final, debe introducirse de nuevo la etapa de baja presión y el cilindro debe retroceder.



Croquis de situación

HOJA DE TRABAJO

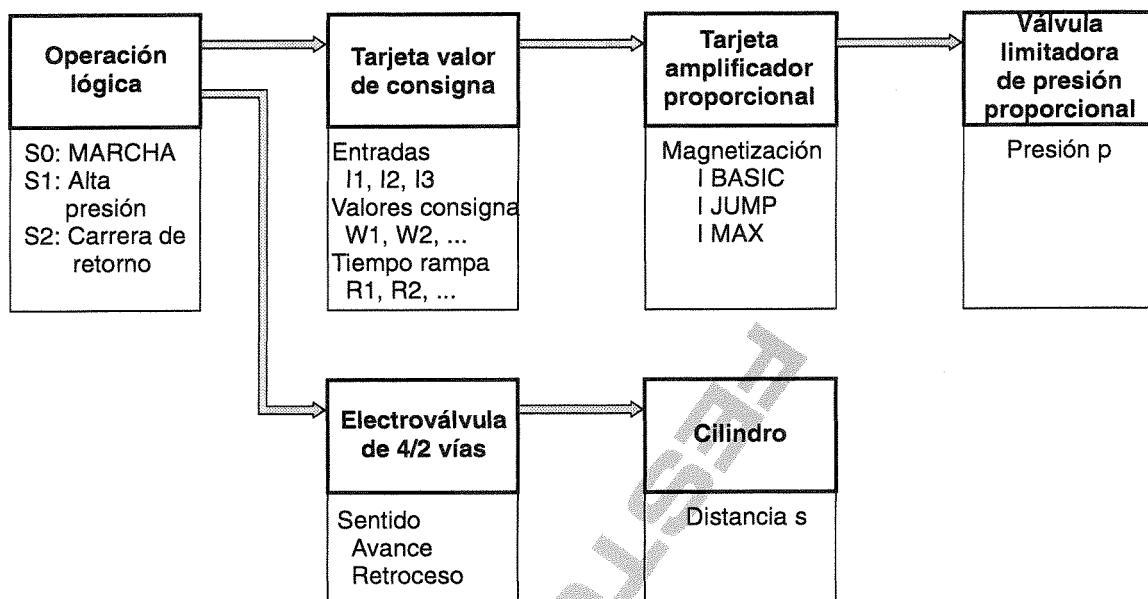
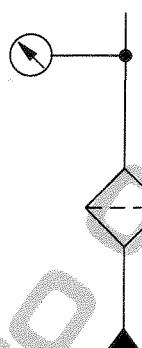
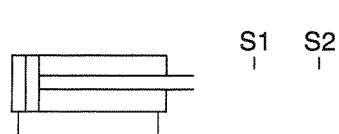


Diagrama de bloques

I1	I2	I3	Valor de consigna	Presión de trabajo
0	0	0	W1	p = 20 bar
1	0	0	W2	p = 40 bar

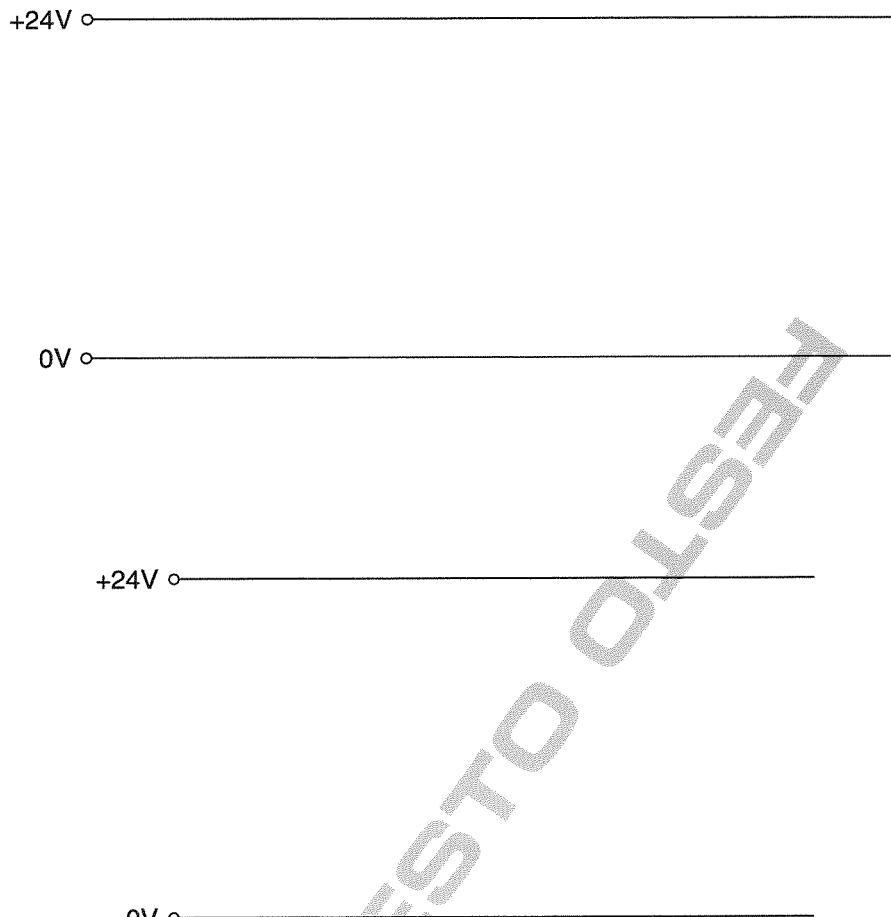
Lista de asignaciones para dos valores de consigna

HOJA DE TRABAJO



Esquema del
circuito hidráulico

HOJA DE TABAJO



*Esquema del
circuito eléctrico*

HOJA DE TRABAJO

Evaluación Las etapas de presión se alcanzan por medio de los siguientes ajustes:

Interruptor selector	Display
FUNCTION	
W1	
W2	
R1 0 → +	
R2 + → 0	
R3 0 → -	
R4 - → 0	

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna

Interruptor selector	Display
FUNCTION	
IA BASIC	
IA JUMP	
IA MAX	
DITHERFREQ	

Ajuste de la tarjeta amplificadora

Conclusión ¿Cómo se realiza el cambio a otra presión de trabajo?

¿Cómo se evitan los cambios bruscos de presión?

Hidráulica proporcional

Contenedor

Poder alcanzar una posición con deceleración

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar los puntos de consigna
- Ajustar el amplificador
- Armonizar la posición y la distancia de desaceleración

Tema

Título

Objetivos didácticos

Definición del problema

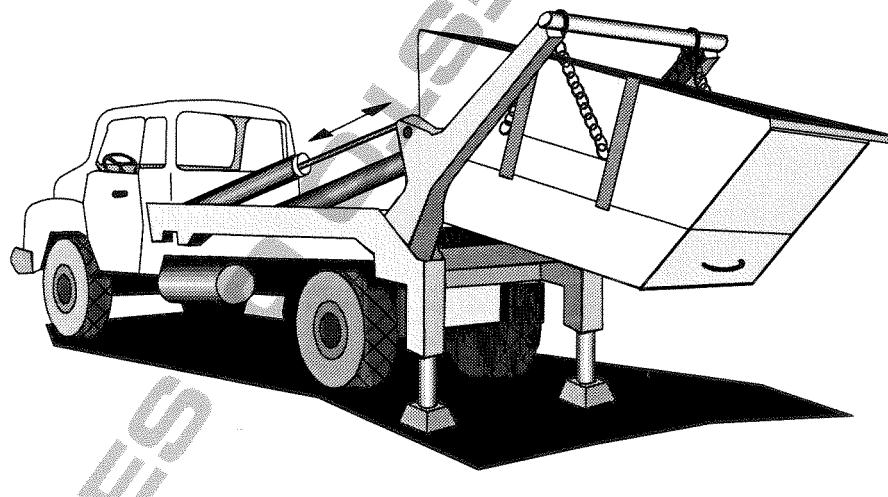
FESTO DIDACTIC

Descripción del problema

Un camión de recogida de desperdicios debe equiparse con un contenedor. El contenedor debe suspenderse de dos brazos, que se accionan por medio de cilindros hidráulicos. El contenedor debe bajarse a nivel del suelo y a continuación debe levantarse de nuevo hacia el camión. Para que no oscile el contenedor, este proceso debe realizarse con suavidad.

Debe considerarse solamente un cilindro. Este debe accionarse por medio de una válvula distribuidora proporcional de 4/3 vías. El accionamiento de un pulsador hace avanzar el cilindro. Antes de que se alcance la posición final, el movimiento debe desacelerarse de forma que el contenedor se deposite suavemente en el suelo. El accionamiento de un segundo pulsador hace que el contenedor se cargue de nuevo. Esto también debe realizarse con desaceleración.

Croquis de situación



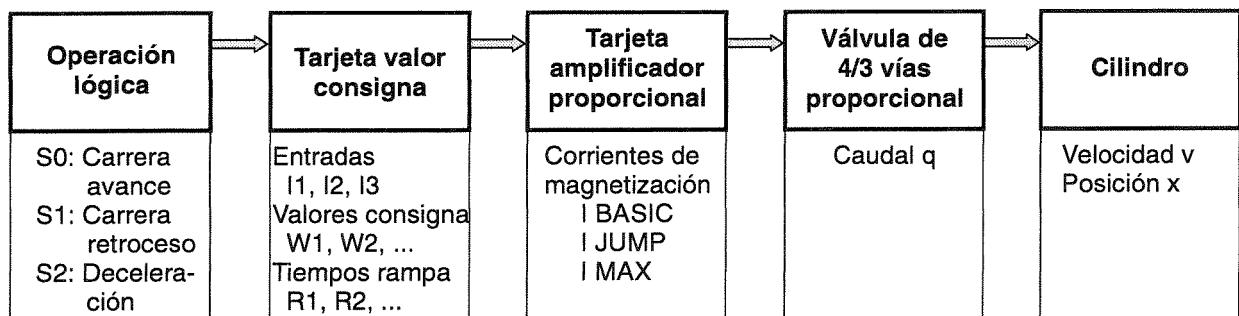
HOJA DE TRABAJO

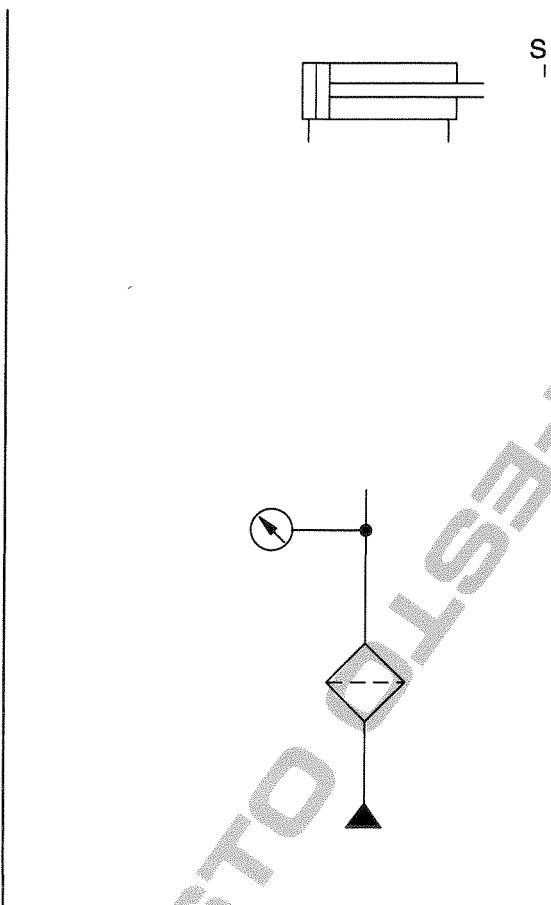
Diagrama de bloques

I1	I2	I3	Valor consigna	Cilindro
0	0	0	W1	Paro
1	0	0	W2	Carrera de avance
0	1	0	W3	Carrera de retroceso

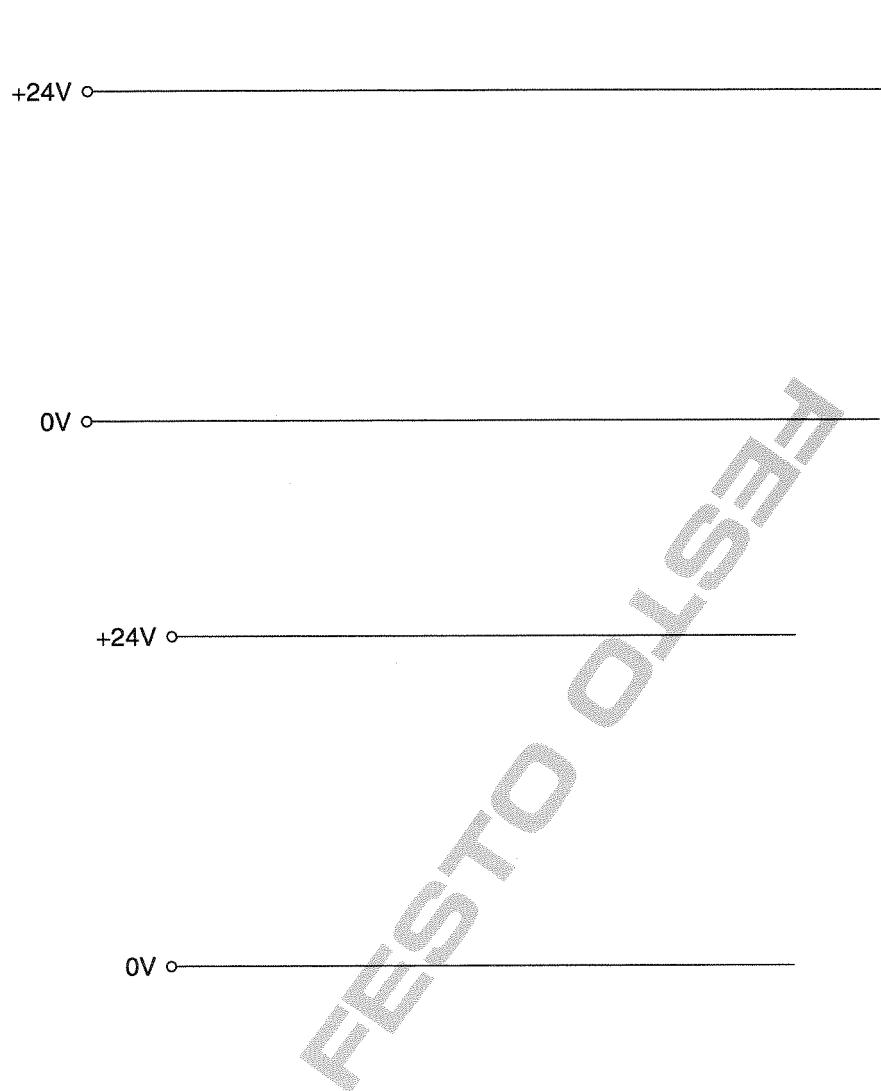
Lista de asignaciones para tres valores de consigna

HOJA DE TRABAJO

Esquema del circuito hidráulico



HOJA DE TRABAJO



Esquema del circuito eléctrico

HOJA DE TRABAJO

Evaluación La secuencia de movimientos deseada se obtiene por medio de los siguientes ajustes:

Interruptor selector	Display
FUNCIÓN	
W1	
W2	
W3	
R1 0 → +	
R2 + → 0	
R3 0 → -	
R4 - → 0	

Ajuste de la tarjeta del valor de consigna

Interruptor selector	Display
FUNCIÓN	
IA BASIC	
IA JUMP	
IA MAX	
IB BASIC	
IB JUMP	
IB MAX	
DITHERFREQ	

Ajuste de la tarjeta amplificadora

Conclusiones ¿Cómo se alcanza la misma posición utilizando diferentes velocidades?

Hidráulica proporcional

Tema

Ascensor

Título

Poder establecer una velocidad independiente de la carga

Objetivos didácticos

- Dibujar el esquema del circuito hidráulico
- Dibujar el esquema del circuito eléctrico
- Montar el circuito
- Ajustar el punto de consigna
- Ajustar el amplificador
- Comparar la velocidad con y sin carga

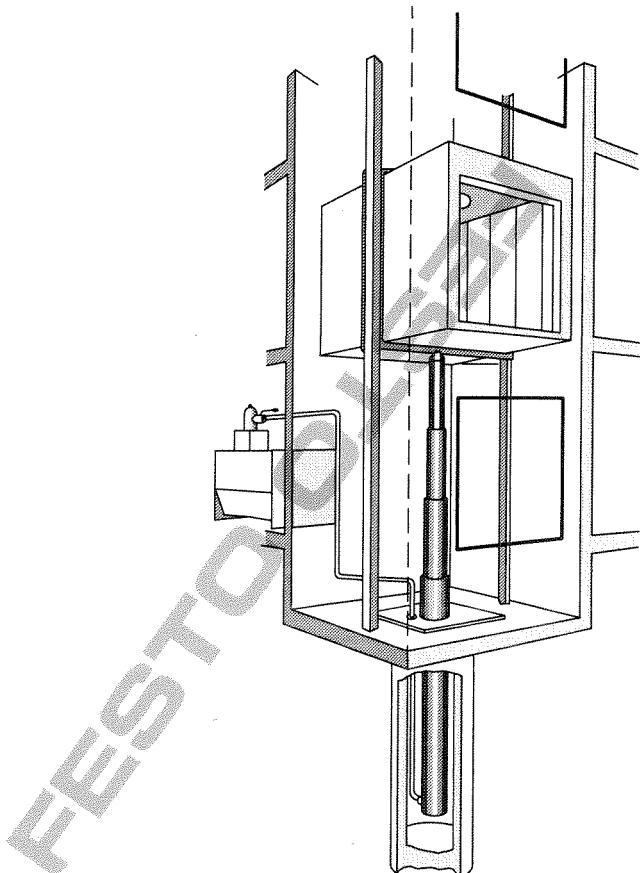
Definición del problema

FESTO DIDACTIC

Descripción del problema

Un ascensor de pasajeros debe ser accionado por medio de un cilindro hidráulico. La velocidad debe ajustarse por medio de un controlador con una válvula proporcional de 4/3 vías con un amplificador electrónico. Esta debe permanecer constante independientemente del número de pasajeros que se transporten.

Croquis de situación



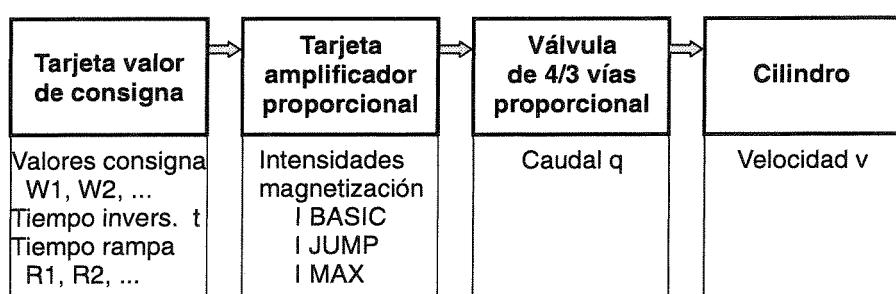
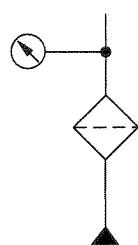
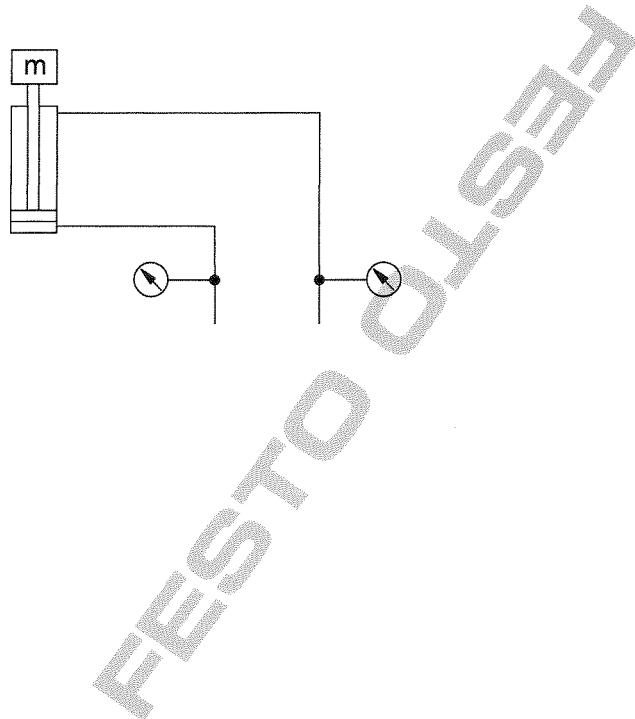
HOJA DE TRABAJO

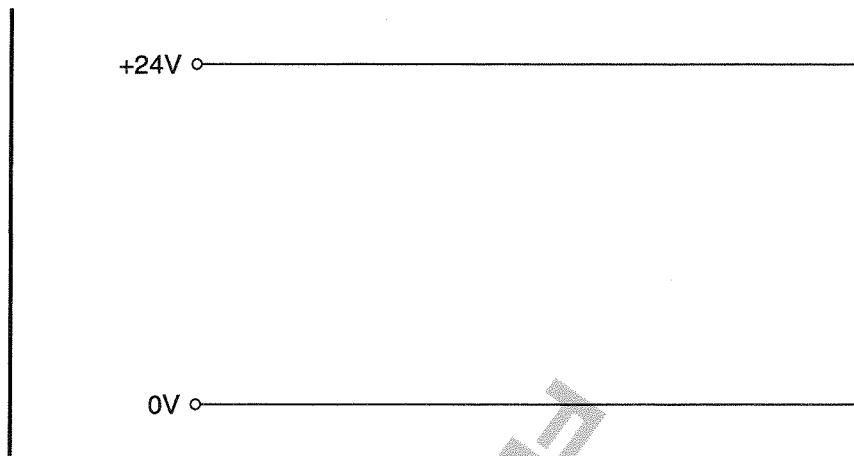
Diagrama de bloques



Esquema del circuito hidráulico

HOJA DE TRABAJO

Esquema del circuito eléctrico



Ajuste de la tarjeta del valor de consigna

Interruptor selector	Display
FUNCIÓN	Selección interna: Valores de consigna 1÷2
W1	5,0 V
W2	- 5,0 V
TIME	1,5 s
R1 0 → +	0,0 s/1V
R2 + → 0	0,0 s/1V
R3 0 → -	0,0 s/1V

Ajuste de la Tarjeta amplificadora

Interruptor selector	Display
FUNCIÓN	amplificador de 2 canales
IA BASIC	0,0 mA
IA JUMP	200 mA
IA MAX	700 mA
IB BASIC	0,0 mA
IB JUMP	200 mA
IB MAX	700 mA
DITHERFREQ	250 Hz

HOJA DE TRABAJO**Evaluación**

Equilibrio de presión	Carga	Tiempo de avance t_{out} (s)	Tiempo de retorno t_{in} (s)
sin	0 kg		
sin	9 kg		
con	0 kg		

*Medición de tiempos*Distancia $s = 200$ mmVelocidad $v = s / t$

Equilibrio de presión	Carga	Velocidad de avance v_{out} (m/s)	Velocidad de retorno v_{in} (m/s)
sin	0 kg		
sin	9 kg		
con	0 kg		

Medición de velocidades

¿Por qué se obtiene la misma velocidad con diferentes cargas si se utiliza una presión de alimentación equilibrada?

Conclusión

¿Cuál es la relación que soporta la velocidad de retroceso en relación con la velocidad de avance?

FESTO DIDACTIC

	Tabla de contenido
Capítulo 1	
Introducción a la hidráulica proporcional	B-3
1.1 Avance hidráulico con control manual	B-6
1.2 Avance hidráulico con control eléctrico y válvulas de conmutación	B-7
1.3 Avance hidráulico con control eléctrico y válvulas proporcionales	B-8
1.4 Flujo de señales y componentes de la hidráulica proporcional	B-10
1.5 Ventajas de la hidráulica proporcional	B-12
Capítulo 2	
Válvulas proporcionales: Diseño y modo de funcionamiento	B-15
2.1 Diseño y modo de funcionamiento de un solenoide proporcional	B-17
2.2 Diseño y modo de funcionamiento de una válvula de presión proporcional	B-22
2.3 Diseño y modo de funcionamiento de válvulas distribuidoras y restrictoras proporcionales	B-25
2.4 Diseño y modo de funcionamiento de válvulas reguladoras de caudal proporcionales	B-28
2.5 Diseños de válvulas proporcionales	B-30
Capítulo 3	
Válvulas proporcionales: Curvas características y parámetros	B-31
3.1 Representación de la curva característica	B-33
3.2 Histéresis, margen de inversión y umbral de respuesta	B-34
3.3 Curvas características de las válvulas de presión	B-36
3.4 Curvas características de las válvulas distribuidoras y restrictoras de caudal	B-36
3.5 Parámetros dinámicos de una válvula	B-42
3.6 Límites de aplicación de las válvulas proporcionales	B-46
Capítulo 4	
Amplificador y especificación del valor de consigna	B-47
4.1 Diseño y modo de funcionamiento de un amplificador	B-51
4.2 Ajuste de un amplificador	B-56

4.3 Especificación del valor de consigna	B-59
Capítulo 5	
Ejemplos de conmutación con válvulas proporcionales	B-63
5.1 Control de velocidad	B-65
5.2 Evitación de fugas	B-71
5.3 Posicionado	B-71
5.4 Medidas para ahorrar energía	B-73
 Capítulo 6	
Cálculo de las características del movimiento en los cilindros hidráulicos	B-79
6.1 Cálculo del caudal para válvulas distribuidoras proporcionales	B-85
6.2 Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficies iguales despreciando las fuerzas de la carga y los rozamientos	B-87
6.3 Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficie desigual, despreciando la carga y las fuerzas de rozamiento	B-91
6.4 Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies iguales teniendo en cuenta la carga y las fuerzas de rozamiento	B-98
6.5 Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies diferentes teniendo en cuenta la carga y los rozamientos	B-104
6.6 Efecto de la fuerza máxima del émbolo en el proceso de aceleración y deceleración	B-111
6.7 Efecto de la frecuencia angular natural en los procesos de aceleración y deceleración	B-115
6.8 Cálculo de la duración del movimiento	B-119

Capítulo 1

Introducción a la Hidráulica Proporcional

FESTO Didactic

FESTO TESTO

Los accionamientos hidráulicos permiten desarrollar grandes esfuerzos con un mínimo peso propio y un reducido espacio de montaje. Permiten un control rápido y preciso de los movimientos de los actuadores. El cilindro hidráulico representa un actuador lineal económico y de fácil construcción. La combinación de estas ventajas abre un amplio campo de aplicaciones para la hidráulica en la ingeniería mecánica, en la construcción de maquinaria móvil, en aeronáutica, etc. El crecimiento de la automatización, hace que sea posible controlar por medios electrónicos la presión, el caudal y el sentido del flujo en los sistemas hidráulicos. La elección obvia para este control son las válvulas hidráulicas proporcionales, como interface entre el sistema hidráulico y el control. Para mostrar claramente las ventajas de la hidráulica proporcional, se compararán tres circuitos hidráulicos utilizando el ejemplo del avance de un torno (Fig. 1.1):

- un circuito utilizando válvulas de accionamiento manual (Fig. 1.2),
- un circuito utilizando electroválvulas (Fig. 1.3),
- un circuito utilizando válvulas proporcionales (Fig. 1.4)

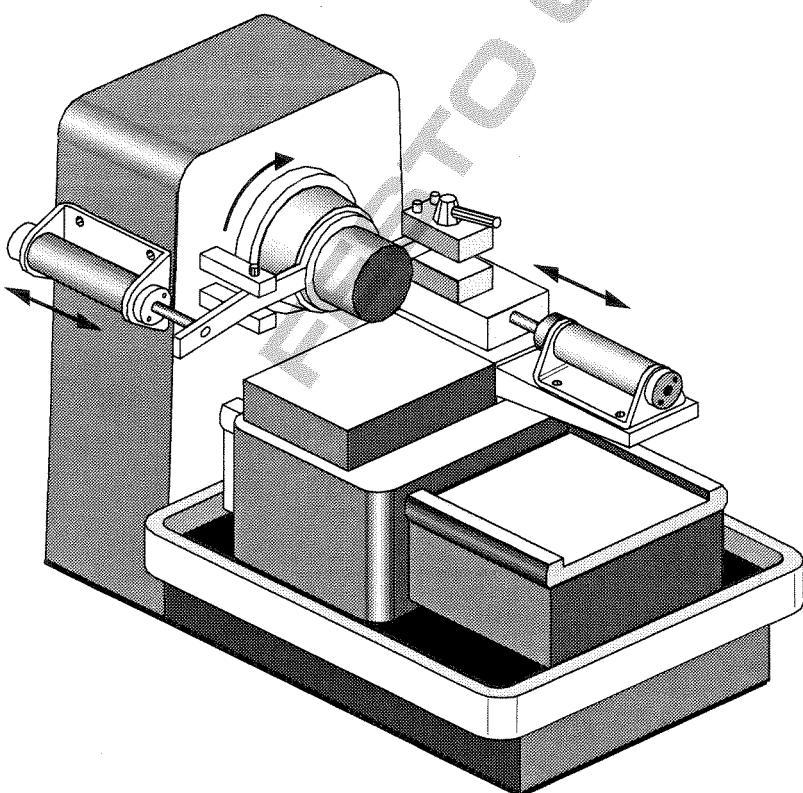


Fig. 1.1
Avance hidráulico
de un torno

1.1 Avance hidráulico con control manual

La Fig. 1.2 muestra un circuito que utiliza el avance hidráulico controlado por válvulas accionadas manualmente

- La presión y el caudal deben establecerse durante la puesta a punto. Para ello, la limitadora de presión y el regulador de caudal deben ajustarse con sus tornillos de regulación.
- El caudal y el sentido del flujo pueden cambiarse durante el funcionamiento, accionando manualmente la válvula distribuidora.

Ninguna de las válvulas de este sistema puede ser controlada eléctricamente. No es posible automatizar el avance.

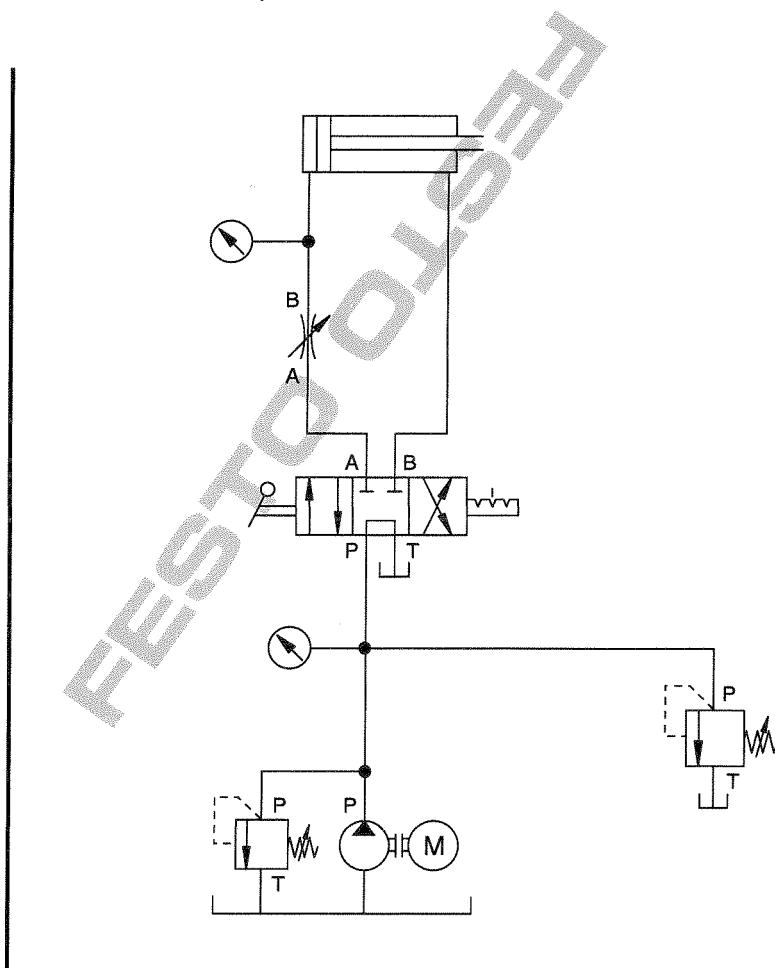


Fig. 1.2
Esquema del circuito hidráulico del avance controlado manualmente

En el caso de los sistemas electrohidráulicos, las válvulas distribuidoras se controlan eléctricamente. La Fig. 1.3 muestra el esquema del circuito del dispositivo de avance utilizando una válvula accionada eléctricamente. La operación de avance en el torneado puede automatizarse accionando la válvula distribuidora a través de un sistema eléctrico.

El sistema de control eléctrico no puede influir sobre la presión ni el caudal durante el funcionamiento. Si es necesario cambiar estos parámetros, debe detenerse la producción del torno. Solamente entonces pueden modificarse manualmente la válvula limitadora de presión y la reguladora de caudal.

1.2 Avance hidráulico utilizando un sistema de control eléctrico y válvulas conmutadoras

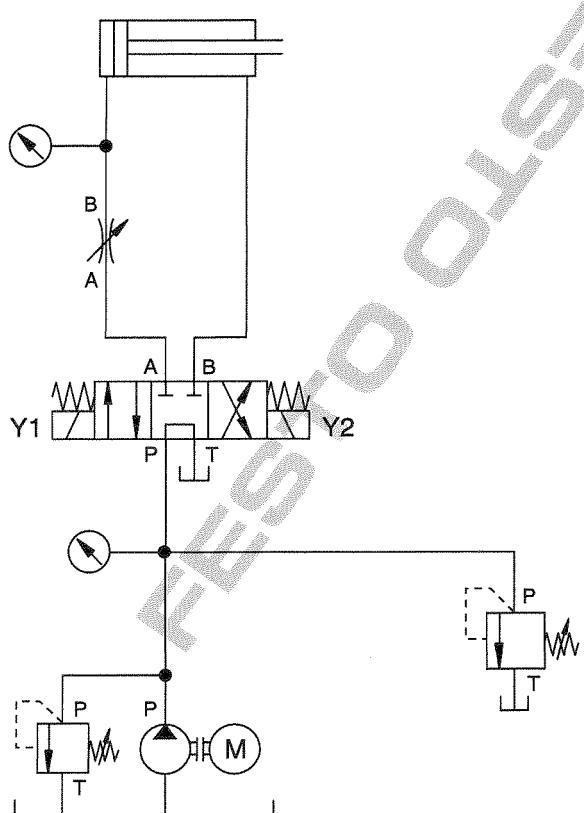


Fig. 1.3
Esquema del circuito hidráulico del avance controlado eléctricamente

La automatización de la presión y del caudal solamente es posible hasta ciertos límites en los sistemas de control electrohidráulicos que utilizan electroválvulas de conmutación. Algunos ejemplos son:

- la conexión de un regulador de caudal adicional por medio de una válvula distribuidora
- el control del caudal y la presión por medio de levas.

1.3 Avance hidráulico utilizando un sistema de control eléctrico y válvulas proporcionales

En la Fig. 1.4, se muestra el esquema del circuito hidráulico del avance de un torno, con la incorporación de válvulas proporcionales.

- La válvula distribuidora de control proporcional se acciona por medio de una señal de control eléctrica. La señal de control influye sobre el caudal y el sentido del flujo. La velocidad de avance puede ajustarse infinitamente modificando el caudal.
- Una segunda señal de control actúa sobre la válvula limitadora de presión proporcional. Por medio de esta señal de control, la presión puede ajustarse continuamente.

La válvula distribuidora de control proporcional de la fig. 1.4 asume la función de válvula reguladora de caudal y de válvula distribuidora o direccional de la figura 1.3. La utilización de la tecnología proporcional ahorra una válvula.

Las válvulas proporcionales se controlan por medio de un sistema de control eléctrico que emite señales, con lo cual es posible, incluso durante el funcionamiento:

- disminuir la presión durante las fases de carga reducida (p.ej. detención de la corredera), a través de la válvula limitadora de presión proporcional y ahorrar energía,
- arrancar, acelerar y decelerar suavemente la corredera por medio de la válvula distribuidora proporcional.

Todos los ajustes de la válvula se realizan automáticamente, es decir, sin intervención humana.

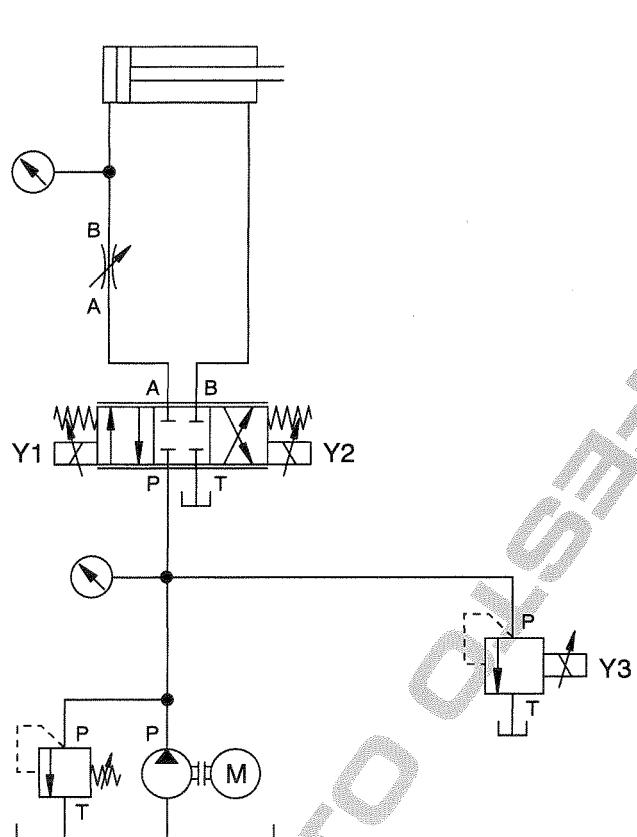


Fig. 1.4
Esquema del circuito hidráulico utilizando una válvula proporcional

1.4 Flujo de señales y componentes en hidráulica proporcional

La Fig. 1.5 muestra claramente el flujo de señales en hidráulica proporcional.

- Una tensión eléctrica (típicamente entre -10 V y +10 V) actuando sobre un amplificador eléctrico.
- El amplificador convierte la tensión (señal de entrada) en una corriente (señal de salida).
- La corriente actúa sobre el solenoide proporcional
- El solenoide proporcional actúa sobre la válvula
- La válvula controla el flujo energético del actuador hidráulico.
- El actuador convierte la energía hidráulica en energía cinética.

La tensión eléctrica puede variarse infinitamente, con lo que la velocidad y la fuerza (o la fuerza y el par) pueden ajustarse infinitamente en el actuador.

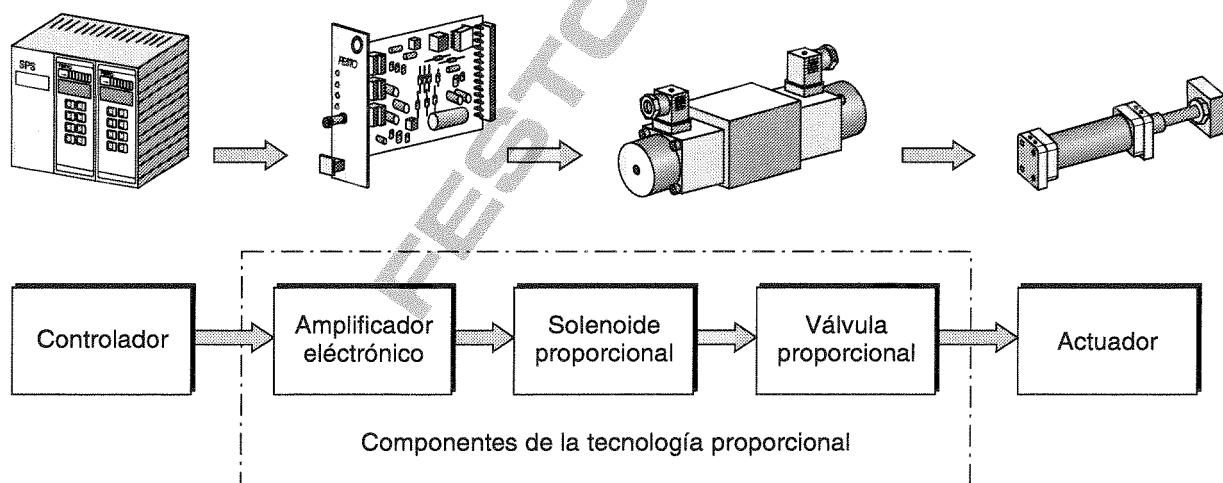
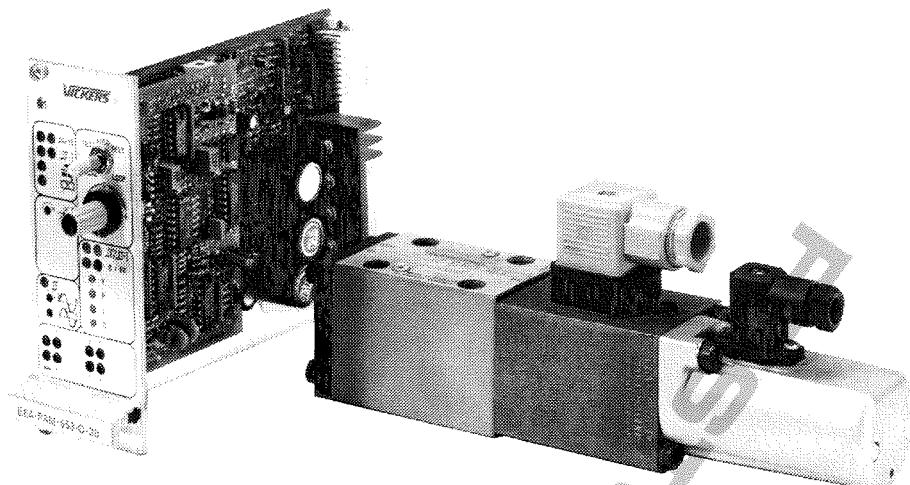


Fig. 1.5:
Flujo de señales en
hidráulica proporcional

La Fig. 1.6 muestra una válvula proporcional de 4/3 vías con el correspondiente amplificador eléctrico.



*Fig. 1.6
Válvula proporcional
de 4/3 vías con amplifica-
dor hidráulico (Vickers)*

1.5 Ventajas de la hidráulica proporcional

Comparación entre válvulas de conmutación y válvulas proporcionales.

Las ventajas de las válvulas proporcionales en comparación con las válvulas de conmutación ya han sido detalladas en las secciones 1.2 y 1.4, y se resumen en la tabla 1.1

Ajustabilidad de las válvulas	<ul style="list-style-type: none">- caudal y presión ajustables infinitamente por medio de una señal eléctrica- ajuste automático de caudal y presión durante el funcionamiento del sistema
Efecto en los accionadores	automatizable, ajuste preciso e infinito de <ul style="list-style-type: none">- Fuerza o par- Aceleración- Velocidad o rapidez- Posición del ángulo de giro
Efecto en el consumo de energía	<ul style="list-style-type: none">- Consumo de energía reducido gracias al control de la presión y el caudal orientados a la demanda.
Simplificación del circuito	<ul style="list-style-type: none">- Una válvula proporcional puede reemplazar a varias válvulas, p. ej. a una válvula distribuidora y a un regulador de caudal

Tabla 1.1
Ventajas de las válvulas proporcionales frente a las válvulas de conmutación

Comparación de la hidráulica proporcional y la servohidráulica

Pueden alcanzarse las mismas funciones con las servoválvulas que con las válvulas proporcionales. Gracias al creciente incremento en precisión y en velocidad, la servotecnología incluso tiene ciertas ventajas. En comparación con estas, las ventajas de la hidráulica proporcional son el bajo coste del sistema y los pocos requerimientos de mantenimiento:

- El diseño de las válvulas es más simple y más económico.
- La utilización conjunta de una corredera de control y de potentes solenoides proporcionales para el accionamiento de la válvula incrementan la fiabilidad funcional. La necesidad de filtración del fluido a presión se reduce y los intervalos de mantenimiento son más largos.
- Los accionamientos servohidráulicos a menudo funcionan en circuito cerrado de regulación. Los accionamientos provistos de válvulas proporcionales funcionan generalmente en forma de secuencia de control, con lo que no es necesario disponer de los sistemas de medida y control que requiere la hidráulica proporcional. Esto simplifica consecuentemente el diseño del circuito.

La tecnología proporcional combina la variación eléctrica continua con el diseño robusto y la construcción económica de las válvulas.

FESTO DIDACTIC

Capítulo 2

Válvulas proporcionales: Diseño y modo de funcionamiento

FESTO Didactic

FESTO Didactic

Dependiendo del diseño de la válvula, se utilizan uno o dos solenoideos proporcionales para el accionamiento de las electroválvulas proporcionales.

2.1 Diseño y modo de funcionamiento de un solenoide proporcional

Diseño del solenoide

El solenoide proporcional (Fig. 2.1) es una variante del solenoide de conmutación utilizado en electrohidráulica para el accionamiento de válvulas distribuidoras. La corriente eléctrica atraviesa la bobina del solenoide y genera un campo magnético. El campo magnético desarrolla una fuerza dirigida hacia la derecha de la armadura. Esta fuerza se utiliza para accionar la válvula.

De forma similar al solenoide de conmutación, la armadura y el núcleo del solenoide proporcional están hechos de material fácilmente magnetizable. En comparación con el solenoide de conmutación, el solenoide proporcional tienen un cono de control de forma diferente, que consiste en material no magnetizable y que influye en el recorrido de las líneas del campo magnético.

Modo de funcionamiento de un solenoide proporcional

Con un diseño correcto de las piezas de baja magnetización y del cono de control, se obtienen las siguientes características aproximadas (Fig. 2):

- La fuerza crece en proporción a la corriente, es decir, el doble de corriente produce el doble de fuerza en la armadura.
- La fuerza no depende de la posición de la armadura dentro de la zona operacional del solenoide proporcional.

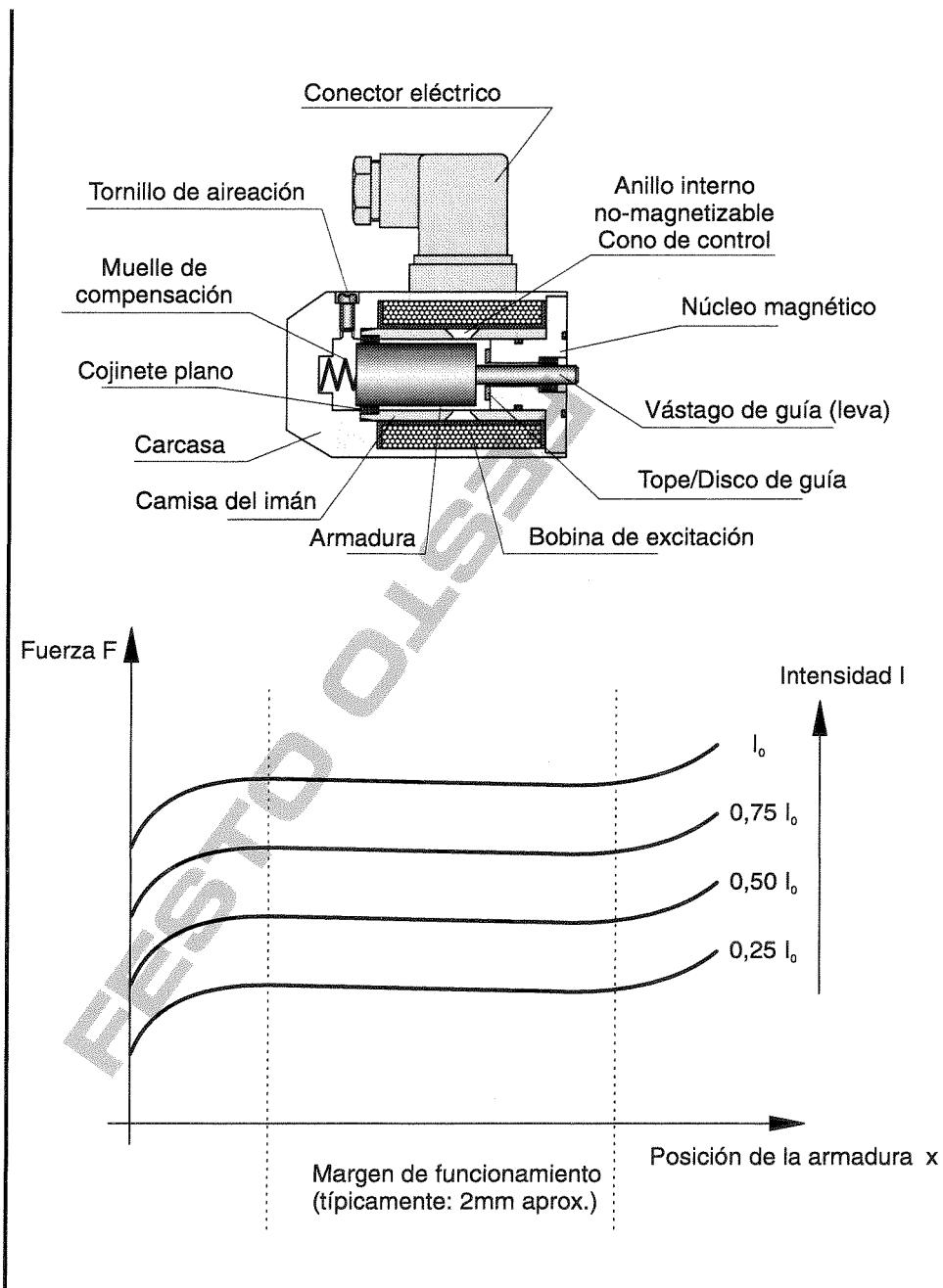


Fig. 2.1
Diseño y características de
un solenoide proporcional

En una válvula proporcional, el solenoide proporcional actúa contra un muelle, el cual crea la fuerza de reposición (Fig. 2.2). La característica del muelle ha sido introducida en los dos campos característicos del solenoide proporcional. Cuanto más lejos se desplaza la armadura hacia la derecha, mayor es la fuerza del muelle.

- Con una pequeña corriente, la fuerza sobre la armadura es reducida y consecuentemente, el muelle está casi relajado. (Fig. 2.2a)
- La fuerza aplicada a la armadura se incrementa, si la corriente eléctrica se incrementa. La armadura se desplaza hacia la derecha y comprime el muelle (Fig. 2.2b)

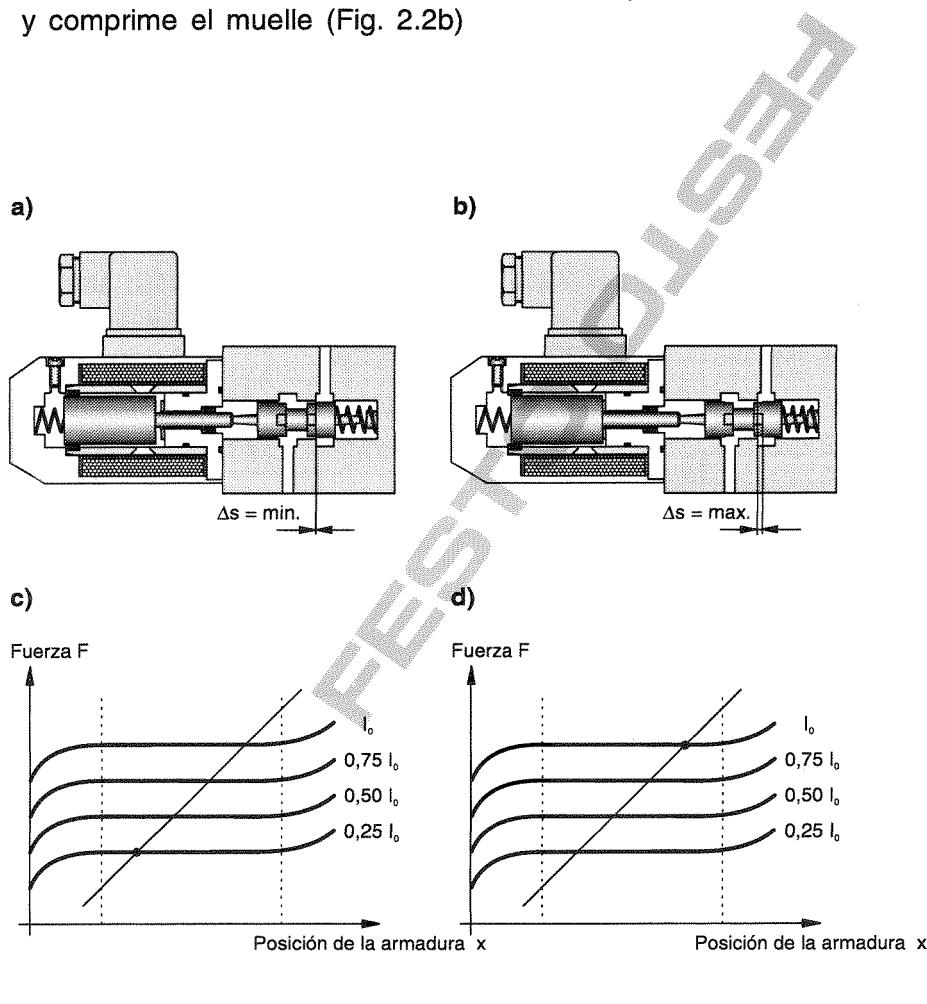


Fig. 2.2
Comportamiento de un solenoide proporcional con diferentes corrientes eléctricas

Actuación sobre la presión y el caudal en las válvulas distribuidoras

En las válvulas de presión, el muelle está montado entre el solenoide proporcional y el cono de control (fig. 2.3a).

- Con una corriente eléctrica reducida, el muelle solamente está ligeramente comprimido y la válvula abre con una baja presión.
- Cuanto mayor es la corriente eléctrica establecida a través del solenoide proporcional, mayor es la fuerza aplicada sobre la armadura. Esta se mueve hacia la derecha y la compresión previa del muelle aumenta. La presión a la cual se abre la válvula aumenta en proporción a esta fuerza, es decir, en proporción a la posición de la armadura y por lo tanto de la corriente eléctrica.

En las válvulas de control de caudal y distribuidoras o direccionales, la corredera de control está montada entre el solenoide proporcional y el muelle (Fig. 2.3b).

- En el caso de una corriente eléctrica reducida, el muelle solamente se comprime ligeramente. La corredera se halla completamente hacia la izquierda y la válvula está cerrada.
- Con un aumento de corriente a través del solenoide proporcional, la corredera es empujada hacia la derecha y la válvula abre, incrementando el caudal.

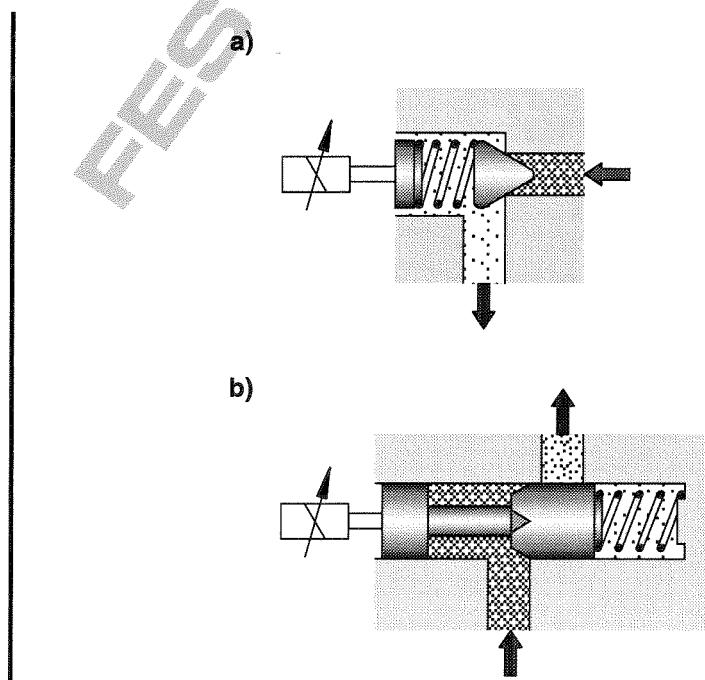


Fig. 2.3
Accionamiento de una válvula de presión y de restricción

Control posicional de la armadura

Los efectos de la magnetización, las fuerzas de rozamiento y el flujo distorsionan las prestaciones de una válvula proporcional. Esto lleva a que la posición de la armadura no sea exactamente proporcional a la corriente eléctrica.

Puede obtenerse una mejora en la precisión por medio de un bucle cerrado de regulación de la posición de la armadura (fig. 2.4).

- La posición de la armadura se mide por medio de un sistema de medición inductivo.
- La señal de medición x se compara con la señal de entrada y .
- La diferencia entre la señal de entrada y , y la señal medida x se amplifica.
- Se genera una corriente I , que actúa en el solenoide proporcional.
- El solenoide proporcional crea una fuerza, que cambia la posición de la armadura de forma tal que se reduce la diferencia entre la señal de entrada y , y la señal de medición x .

El solenoide proporcional y el transductor de posición forman una unidad, que se halla montada sobre la válvula.

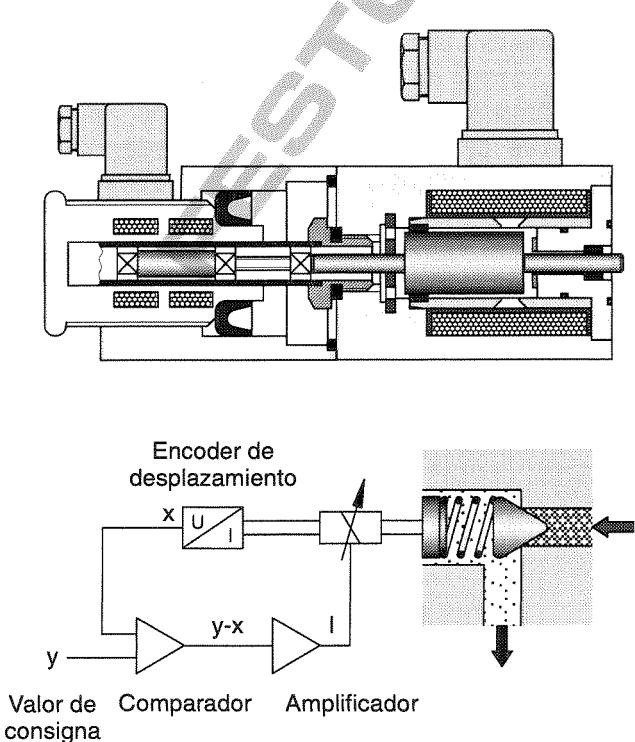


Fig. 2.4
Diseño de un solenoide proporcional de posición controlada

2.2 Diseño y modo de funcionamiento de las válvulas de presión proporcionales

En una válvula de presión proporcional, puede ajustarse la presión de un sistema hidráulico por medio de una señal eléctrica.

Válvula limitadora de presión

La Fig. 2.5 muestra una válvula limitadora de presión pilotada consistente en una etapa previa con una válvula de asiento y una etapa principal con una corredera de control. La presión en la conexión P actúa sobre el cono de control del pilotaje a través del agujero en la corredera de control. El solenoide proporcional ejerce una contrafuerza regulable eléctricamente.

- La etapa preliminar permanece cerrada, si la fuerza del solenoide proporcional es mayor que la fuerza producida por la presión en la conexión P. El muelle sostiene la corredera de control de la etapa principal en la posición baja; el caudal es cero.
- Si la fuerza ejercida por la presión sobrepasa la fuerza de cierre del cono del pilotaje de control, este se abre. Un pequeño caudal regresa al depósito desde la conexión P a través de Y. Este caudal provoca una caída de presión a través del caudal de control en la corredera de control, por lo cual la presión en la parte superior de la corredera de control queda por debajo de la presión en la parte inferior. La presión diferencial produce una fuerza resultante. La corredera de control se desplaza hacia arriba hasta que el muelle antagonista compense esta fuerza. El borde de control de la etapa principal se abre de forma que P y T quedan conectados. La presión del fluido se descarga al depósito a través de la conexión T.

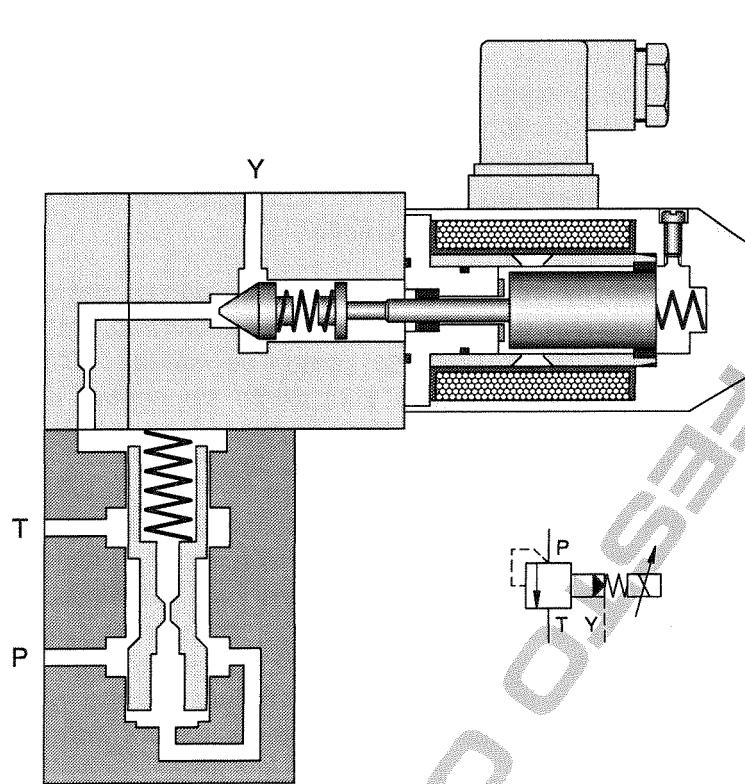


Fig. 2.5
Válvula limitadora de presión proporcional pilotada

Válvula reguladora de presión

La Fig. 2.6 muestra una válvula reguladora de presión pilotada de 2 vías. La etapa de pilotaje se realiza en forma de válvula de asiento y la etapa principal en forma de corredera de control. La presión en la conexión de utilización A actúa sobre el cono del pilotaje a través del taladro en la corredera de control. La fuerza opuesta se establece por medio del solenoide proporcional.

- Si la presión en la conexión A se halla por debajo del valor preestablecido, el control del pilotaje permanece cerrado. La presión en ambos lados de la corredera de control es idéntica. El muelle empuja la corredera hacia abajo y el borde de control de la etapa principal se abre. El fluido a presión puede pasar sin restricción desde la conexión P hacia la conexión A.
- Si la presión en la conexión A sobrepasa el valor preestablecido, la etapa de pilotaje abre, de forma que un pequeño caudal pasa hacia la conexión Y. En la corredera de control hay una caída de presión a través del caudal de control. La fuerza en la parte superior de la corredera se reduce y la corredera se desplaza hacia arriba. La sección transversal de la apertura se reduce. Como resultado de esto, la resistencia al caudal del borde de control entre P y A se incrementa. La presión en A cae.

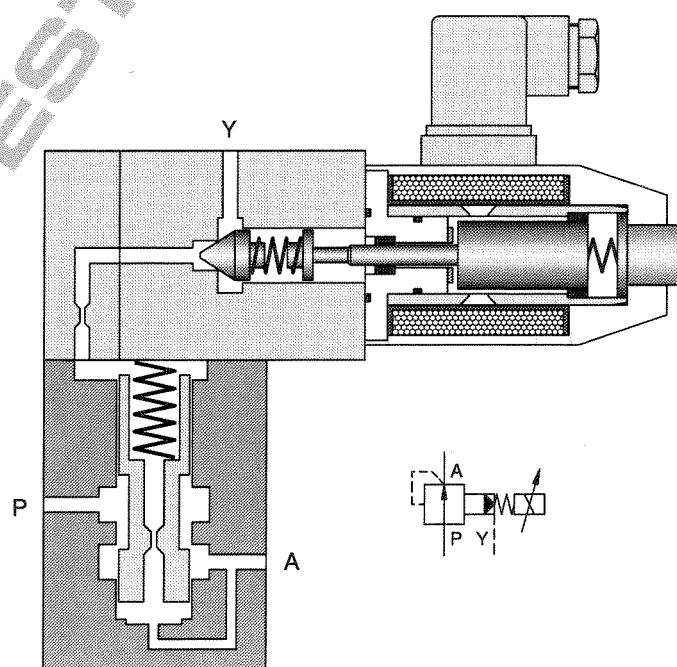


Fig. 2.6
Válvula reguladora de presión proporcional pilotada

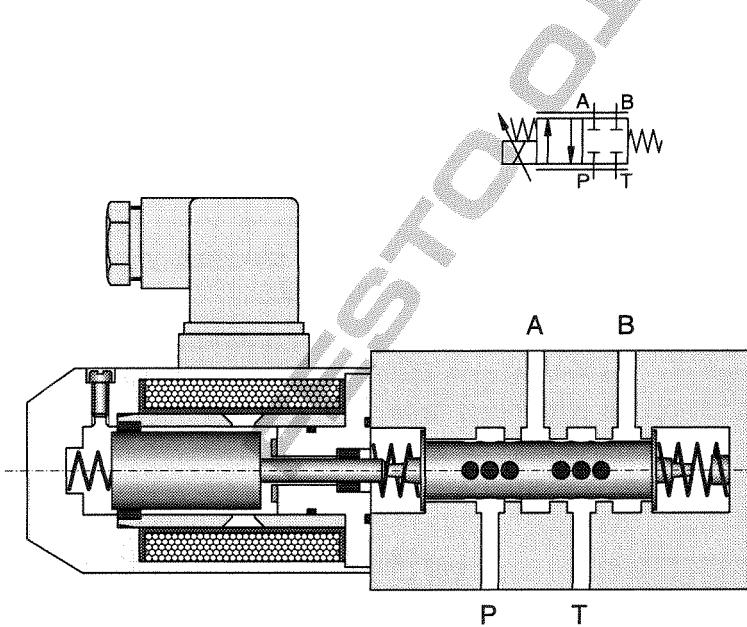
Válvula de control de caudal proporcional

En el caso de una válvula de control de caudal proporcional en un sistema hidráulico, la sección transversal de estrangulamiento se ajusta eléctricamente para cambiar el caudal de paso.

Una válvula de caudal proporcional tiene una forma constructiva similar a la de una válvula conmutadora de 2/2 vías o a la de una válvula conmutadora de 4/2 vías.

En un válvula reguladora de caudal proporcional accionada directamente (fig. 2.7), el solenoide proporcional, actúa directamente sobre la corredera de control.

- Con una corriente reducida a través del solenoide proporcional, ambos bordes de control están cerrados.
- Cuanto mayor es la corriente eléctrica a través del solenoide proporcional, mayor es la fuerza de la corredera. La corredera se desplaza hacia la derecha y abre los bordes de control.



2.3 Diseño y modo de funcionamiento de las válvulas distribuidoras y reguladoras de caudal proporcionales

La corriente a través del solenoide y la desviación de la corredera son proporcionales.

Fig. 2.7
Válvula restrictora proporcional accionada directamente sin control de posición

Válvula distribuidora proporcional, accionada directamente

El diseño de una válvula distribuidora proporcional se parece al una válvula conmutadora de 4/3 vías y combina dos funciones:

- Caudal regulable eléctricamente (igual que una válvula reguladora de caudal proporcional)
- Conexión de cada utilización o bien con la entrada P o con el retorno al depósito T (igual que una válvula conmutadora de 4/3 vías).

La Fig. 2.8 muestra una válvula distribuidora proporcional accionada directamente.

- Si la señal eléctrica es cero, entonces ambos solenoides están sin excitar. La corredera se halla centrada por los muelles. Todos los bordes de control se hallan cerrados.
- Si la válvula se excita con una tensión negativa, la corriente fluye a través del solenoide de la derecha. La corredera se desplaza hacia la izquierda. Se unen las conexiones P y B así como A y T. La corriente a través del solenoide y la desviación de la corredera son proporcionales.
- Con una tensión positiva, la corriente fluye a través del solenoide de la izquierda. La corredera se desplaza hacia la derecha. Se unen las conexiones P y A, así como B y T. También en este estado de funcionamiento, la corriente eléctrica y la desviación de la corredera son proporcionales entre sí.

En el caso de un fallo de tensión, la corredera se desplaza a la posición media, de forma que todos los bordes de control están cerrados (posición de seguridad ante un fallo de tensión).

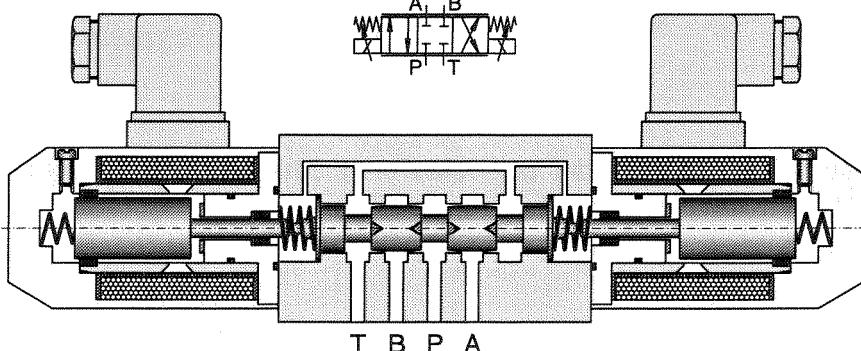


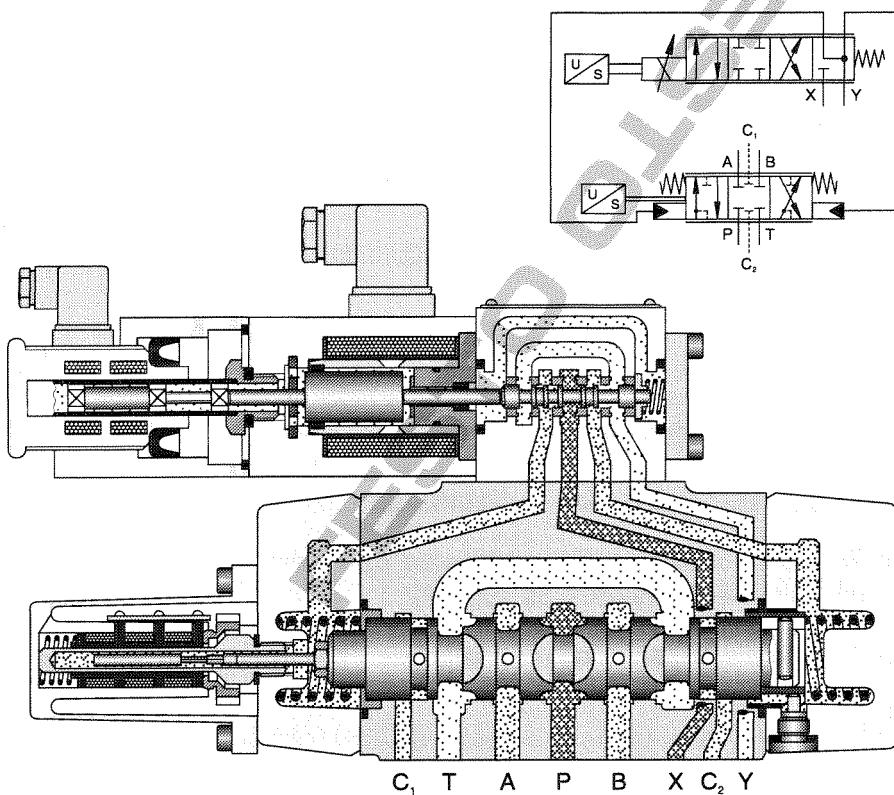
Fig. 2.8

Válvula distribuidora proporcional accionada directamente sin control de posición

Válvula distribuidora proporcional pilotada

La Fig. 2.9 muestra una válvula distribuidora proporcional pilotada. Para el control del pilotaje se utiliza una válvula proporcional de 4/3 vías. Esta válvula se utiliza para variar la presión en las superficies frontales de la corredera de control, con lo que la corredera de control de la etapa principal se desplaza y los bordes de control abren. Para obtener una mayor precisión, se controla la posición de ambas etapas de la válvula mostrada aquí.

En el caso de un fallo de la energía eléctrica o la hidráulica, la corredera de control de la etapa principal se desplaza a la posición media, de forma que todos los bordes de control están cerrados (posición de seguridad ante un fallo de tensión).



*Fig. 2.9
Válvula distribuidora proporcional pilotada con control de posición*

En lugar de la válvula de 4/3 vías, pueden utilizarse para el pilotaje dos reguladores de presión de 3 vías. Cada regulador de presión controla la presión de una de las superficies frontales de la corredera de control de la etapa principal.

Ventajas y desventajas de las válvulas proporcionales pilotadas

En una válvula pilotada, la fuerza para el accionamiento de la etapa principal es generada hidráulicamente. El solenoide proporcional solamente debe generar una mínima fuerza en la etapa inicial. La ventaja es que puede controlarse una gran potencia hidráulica con un pequeño solenoide proporcional y una mínima corriente eléctrica. La desventaja es el consumo adicional de aceite y de potencia del pilotaje de control.

En general, las válvulas distribuidoras proporcionales hasta un paso nominal de 10, están diseñadas con accionamiento directo. Con válvulas de mayor paso nominal, se prefiere la ejecución pilotada. Las válvulas con un paso nominal muy grande para caudales excepcionales, pueden tener tres o cuatro etapas.

2.4 Diseño y modo de funcionamiento de las válvulas reguladoras de caudal proporcionales

En las válvulas distribuidoras y reguladoras de caudal proporcionales, el caudal depende de dos factores:

- la abertura del borde de control especificada por medio de la señal de control,
- la caída de presión a través de la válvula.

Para asegurar que el caudal está afectado solamente por la señal de control, la caída de presión a través del borde de control debe mantenerse constante. Esto se consigue por medio de un equilibrio de presión adicional y puede realizarse de diferentes maneras:

- El equilibrio de presión y el borde de control están combinados en una válvula de control de caudal.
- Los dos componentes se combinan por medio de tecnología de conexión.

La Fig. 2.10 muestra una sección de una válvula reguladora de caudal proporcional de 3 vías. El solenoide proporcional actúa en la parte izquierda de la corredera. Cuanto mayor es la corriente eléctrica a través del solenoide proporcional, más se abre el borde de control A-T y mayor es el caudal.

La parte derecha de la corredera está diseñada como un equilibrador de presión. La presión en la conexión A actúa en el lado izquierdo de la corredera y la fuerza del muelle y la presión de la conexión T en el lado derecho.

- Si el caudal que atraviesa la válvula es demasiado elevado, la caída de presión en el borde de control aumenta, es decir, aumenta la presión diferencial A-T. La corredera de control del equilibrador de presión se desplaza hacia la derecha y reduce el caudal en el borde de control T-B. Esto produce la deseada reducción de caudal entre A y B.
- Si el caudal es demasiado bajo, la caída de presión en el borde de control disminuye y la corredera de control del equilibrador de presión se desplaza hacia la izquierda. El caudal en el borde de control T-B sube y el caudal aumenta.

De esta forma, el caudal A-B es independiente de las fluctuaciones de la presión en ambas conexiones.

Si la conexión P se cierra, la válvula funciona como una válvula de control de 2 vías. Si la conexión P es desviada al depósito, la válvula funciona como una válvula reguladora de caudal de 3 vías.

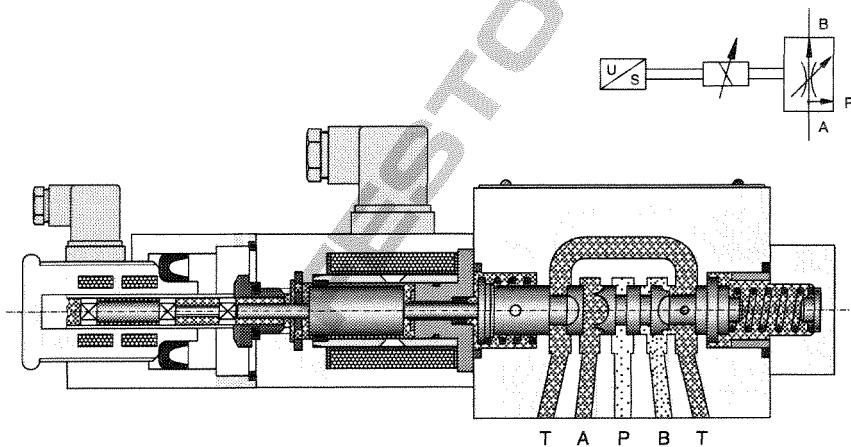


Fig. 2.10
Válvula reguladora de caudal proporcional

2.5 Diseños de válvulas proporcionales

Las válvulas proporcionales difieren en relación con el tipo de válvula, el control y el diseño del solenoide proporcional (tabla 2.1). Cada combinación de la tabla 2.1 produce diferentes diseños, p. ej.

- válvula reguladora de caudal proporcional de 2/2 vías accionada directamente, sin control posicional,
- válvula proporcional de 4/3 vías pilotada con control posicional,
- válvula reguladora de caudal proporcional de 2 vías, accionada directamente con control posicional.

Tipos de válvulas	- Válvulas de presión - Válvulas restrictoras - Válvulas distribuidoras - Válvulas reguladoras de caudal	Válvula limitadora de presión regulador de presión de 2 vías regulador de presión de 3 vías restrictor de 4/2 vías restrictor de 2/2-vías válvula de 4/3 vías válvula de 3/3 vías regulador de caudal de 2 vías regulador de caudal de 3 vías
-------------------	---	---

Tabla 2.1
Criterios para válvulas proporcionales

Capítulo 3

Válvulas proporcionales: Curvas características y parámetros

FESTO DIDACTIC

FESTO DIDACTIC
LESTO

La Tabla 3.1 proporciona una visión general de las válvulas proporcionales y las variables en un sistema hidráulico controlado por medio de válvulas proporcionales.

3.1 Representación de la curva característica

Tipos de válvulas	Variable de entrada	Variable de salida
Válvula de presión	corriente eléctrica	Presión
Válvula restrictora	corriente eléctrica	Aperura de la válvula, Caudal (dependiente de la presión)
Válvula distribuidora	corriente eléctrica	Apertura de la válvula Sentido del caudal Caudal (dependiente de la presión)
Válvula reguladora de caudal	corriente eléctrica	Caudal (dependiente de la presión)

Tabla 3.1
Válvulas proporcionales:
Variables de entrada y salida

La correlación entre la señal de entrada (corriente eléctrica) y la señal de salida (presión, apertura, sentido del flujo o caudal) pueden representarse de forma gráfica, con lo cual las señales se introducen en un diagrama:

- la señal de entrada en dirección X,
- la señal de salida en dirección Y.

En el caso de un comportamiento proporcional, la curva característica es lineal (fig. 3.1). Las curvas características de las válvulas comunes difieren de este comportamiento.

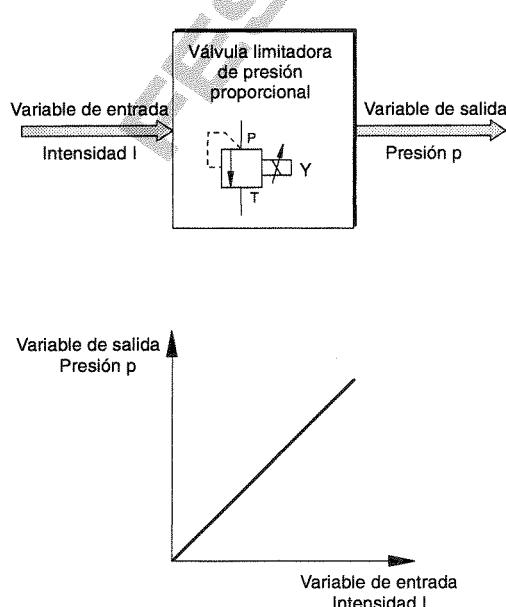


Fig. 3.1
Característica de una válvula limitadora de presión proporcional

3.2 Histéresis, margen de inversión y umbral de respuesta

Las desviaciones de este comportamiento ideal se producen como resultado del rozamiento de la corredera y de los efectos de magnetización, tales como:

- el umbral de respuesta,
- el margen de inversión,
- la histéresis.

Umbral de respuesta

Si la corriente eléctrica que atraviesa el solenoide proporcional aumenta, la armadura del solenoide se desplaza. Inmediatamente que la corriente deja de cambiar (fig. 3.2a), la armadura permanece inmóvil. Entonces la corriente debe incrementarse un valor mínimo antes de que la armadura se mueva de nuevo. La variación mínima requerida se conoce como umbral de respuesta o sensibilidad de respuesta, que también se produce si la corriente se reduce y la armadura se desplaza en sentido contrario.

Margen de inversión

Si la señal de entrada primero cambia en sentido positivo y después en sentido negativo, ello produce dos curvas características diferentes, véase el diagrama (fig. 3.2b). La distancia entre ambas curvas se conoce como margen de inversión. Se produce el mismo margen de inversión si la corriente primero cambia en sentido negativo y a continuación en sentido positivo.

Histéresis

Si la corriente cambia de un lado a otro en todo el margen de corrección, esto produce una distancia máxima entre las curvas características. La distancia mayor entre las dos curvas se conoce como histéresis (fig. 3.2c).

Los valores del umbral de respuesta, el margen de inversión y la histéresis se reducen mediante el control posicional. Los valores típicos para estas tres variables se hallan entorno:

- del 3 al 6% del margen de corrección para válvulas sin regular
- del 0,2 al 1% del margen de corrección para válvulas con posición controlada.

Cálculo de muestra para una válvula reguladora de caudal con control de posición:

Histéresis: 5% del margen de corrección,

Margen de corrección: 0...10 V

Distancia de las curvas características = $(10V - 0V) \cdot 5\% = 0,5 \text{ V}$

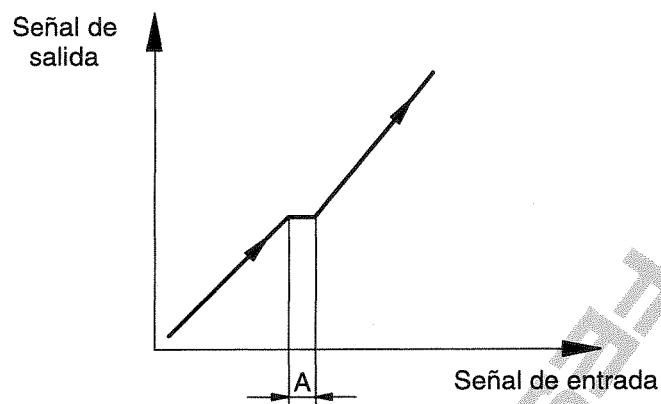
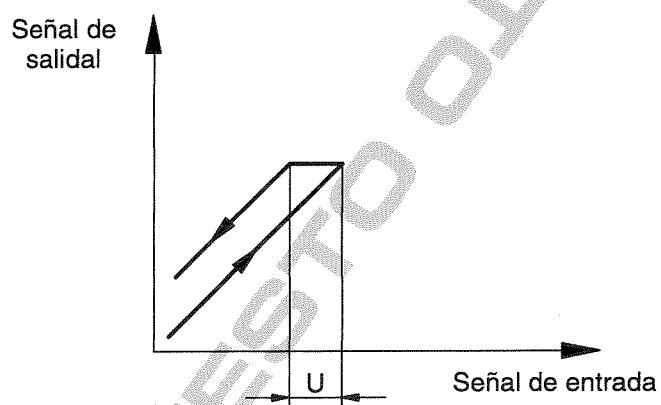
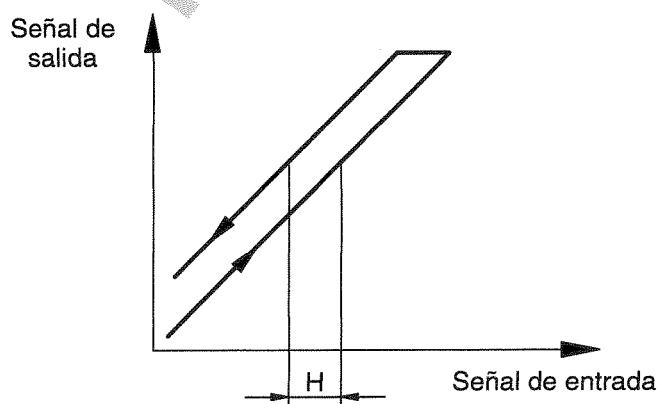
a) Umbral de respuesta**b) Rango de inversión****c) Histéresis**

Fig. 3.2
Umbral de respuesta, margen de inversión e histéresis

3.3 Curvas características de las válvulas de presión

El comportamiento de las válvulas de presión se describe por la función de la señal de presión. Se traza lo siguiente:

- la corriente eléctrica en dirección X
- la presión en la salida de la válvula en dirección Y

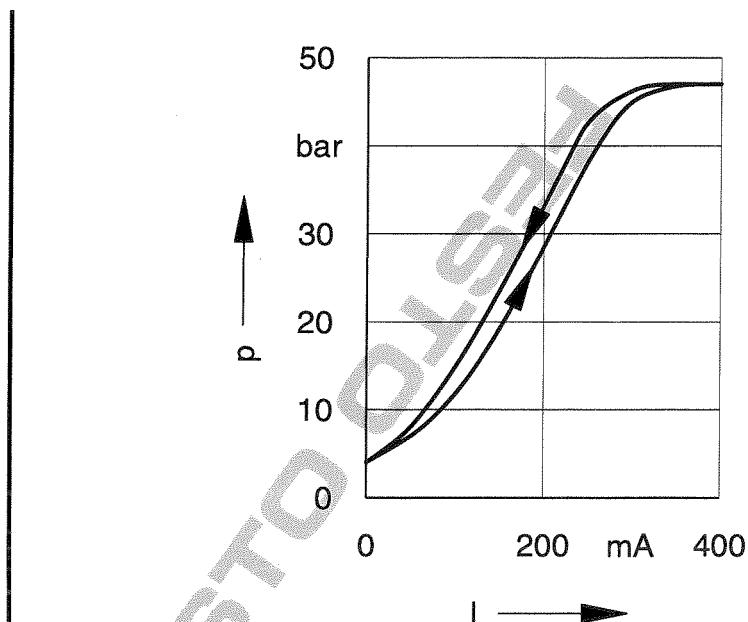


Fig. 3.3

Función presión/señal de una válvula limitadora de presión pilotada

3.4 Curvas características de las válvulas distribuidoras y reguladoras de caudal

Con las válvulas distribuidoras y reguladoras de caudal la desviación de la corredera es proporcional a la corriente eléctrica que circula a través del solenoide (fig. 2.7).

Función caudal/señal

En la fig 3.4 se muestra un circuito de medida para determinar la función caudal/señal. Cuando se registran mediciones, la caída de presión por encima de la válvula se mantiene constante. Se traza lo siguiente:

- la corriente que actúa sobre el solenoide proporcional en la dirección X,
- el caudal a través de la válvula en dirección Y

El caudal sube no sólo con un aumento de la corriente a través del solenoide, sino también con un incremento en la caída de presión en la válvula. Esta es la razón por la que en la ficha técnica se especifica la presión diferencial a la cual se han realizado las mediciones. La caída de presión típica es de 5 bar, 8 bar o 35 bar por borde de control.

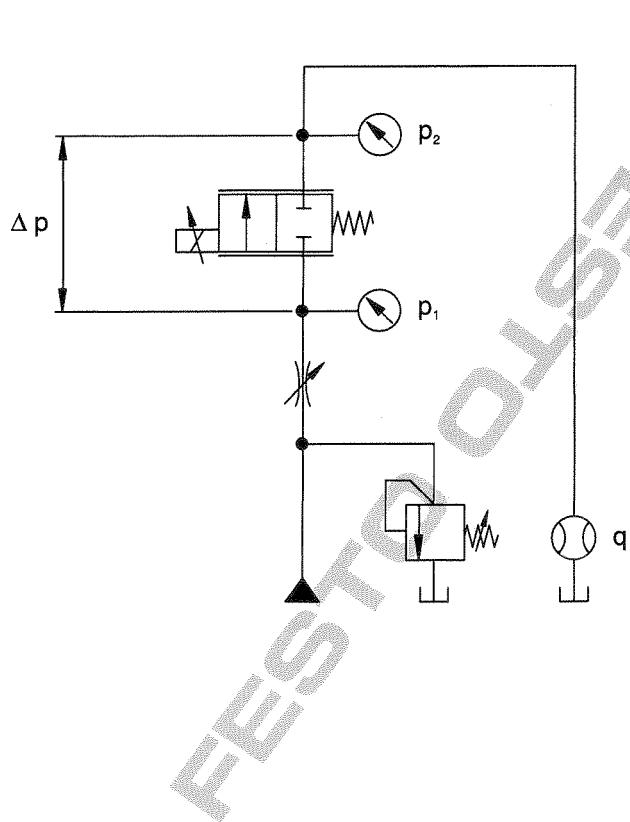


Fig. 3.4
Medición de la función caudal/señal

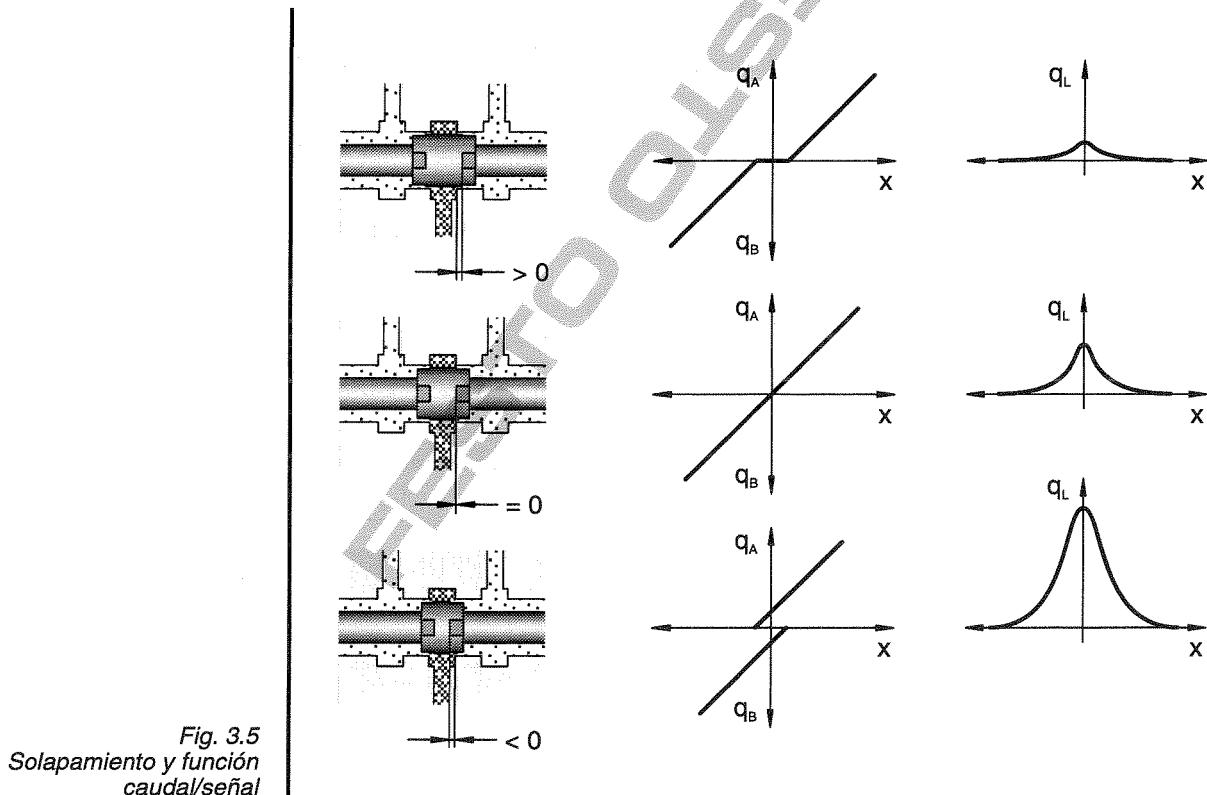
Las variables adicionales que influyen en la función caudal/señal son:

- el solapamiento,
- la forma de los bordes de control.

Solapamiento

El solapamiento de los bordes de control influye en la función caudal/señal. La Fig. 3.5 clarifica la correlación entre el solapamiento y la función caudal/señal utilizando los ejemplos de una válvula distribuidora de control proporcional:

- En el caso de un solapamiento positivo, una reducida corriente eléctrica provoca una desviación de la corredera de control, pero el caudal permanece en cero. Esto produce una zona muerta en la función caudal/señal.
- En el caso de solapamiento cero, la función caudal/señal en el margen bajo de la señal es lineal.



- En el caso de solapamiento negativo, la función caudal/señal en el margen de pequeña apertura de la válvula, produce una forma mayor.

En la práctica, las válvulas proporcionales generalmente tienen solapamiento positivo. Esto es útil por las siguientes razones:

- Las fugas en la válvula son inferiores en el caso de una corredera en posición media que con un solapamiento cero o negativo.
- En el caso de un fallo de tensión, la corredera de control se desplaza a su posición media por efecto de la fuerza del muelle (posición de seguridad ante un fallo de tensión). Solamente con solapamiento positivo la válvula cumple con los requerimientos de cerrar las utilizaciones en esta posición.
- La precisión de acabado de las correderas de control y los cuerpos es menor que para el solapamiento cero.

Dimensiones del borde de control

Los bordes de control de la corredera de la válvula pueden tener diversas formas. Puede variar lo siguiente (fig. 3.6):

- formas de los bordes de control,
- el número de aberturas en la periferia,
- el cuerpo de la corredera (manguito sólido o taladrado)

El manguito taladrado es la forma constructiva más fácil y económica de producir.

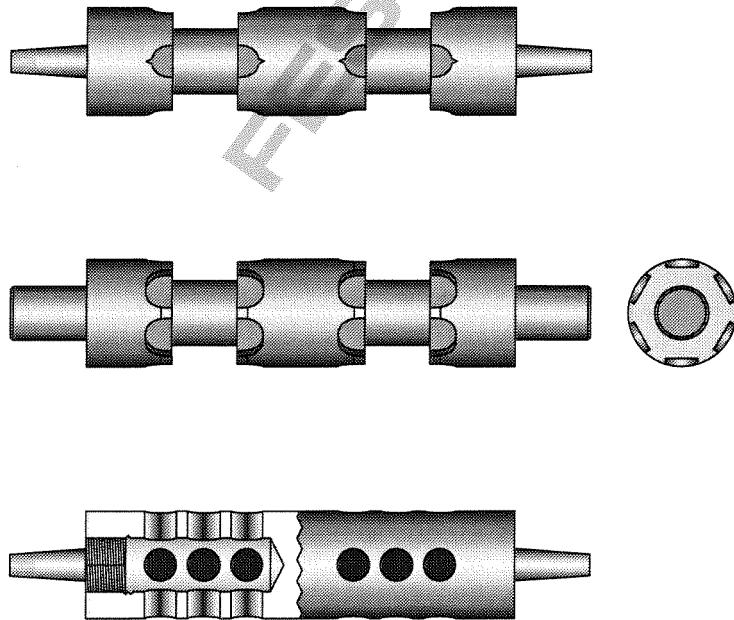


Fig. 3.6
Corredera con diferentes formas de los bordes de control

El borde de control con forma triangular se utiliza con mucha frecuencia. Sus ventajas pueden aclararse sobre una válvula distribuidora accionada manualmente:

- Con la válvula cerrada, la fuga es mínima debido al solapamiento y a las aberturas de forma triangular.
- En el margen de pequeñas aperturas, los movimientos de la leva apenas producen pequeñas variaciones de caudal. El caudal en este margen puede controlarse con un alto grado de sensibilidad.
- En el margen de grandes aperturas, se alcanzan grandes variaciones de caudal con pequeñas desviaciones de la leva.
- Si la leva se desplaza hasta el tope, se obtiene una gran apertura de válvula; consecuentemente, el actuador hidráulico conectado alcanzará una elevada velocidad.

De forma semejante a la leva manual, un solenoide proporcional también permite un ajuste continuo de la válvula. Por lo tanto, todas las ventajas de los bordes de control de tipo triangular valen también para las válvulas proporcionales accionadas eléctricamente.

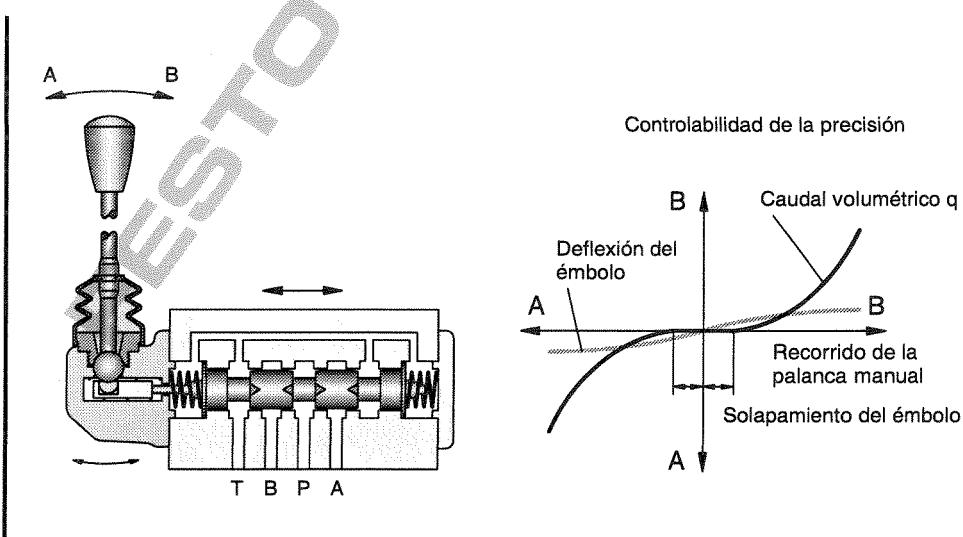


Fig. 3.7
Válvula accionada manualmente con bordes de control triangulares

La Fig. 3.8 muestra la función caudal/señal para dos tipos diferentes de bordes de control:

- Con una corriente eléctrica reducida, ambos bordes de control permanecen cerrados debido al solapamiento positivo.
- El borde de control rectangular produce un recorrido prácticamente lineal de la curva característica.
- El borde de control triangular produce una función caudal/señal parabólica.

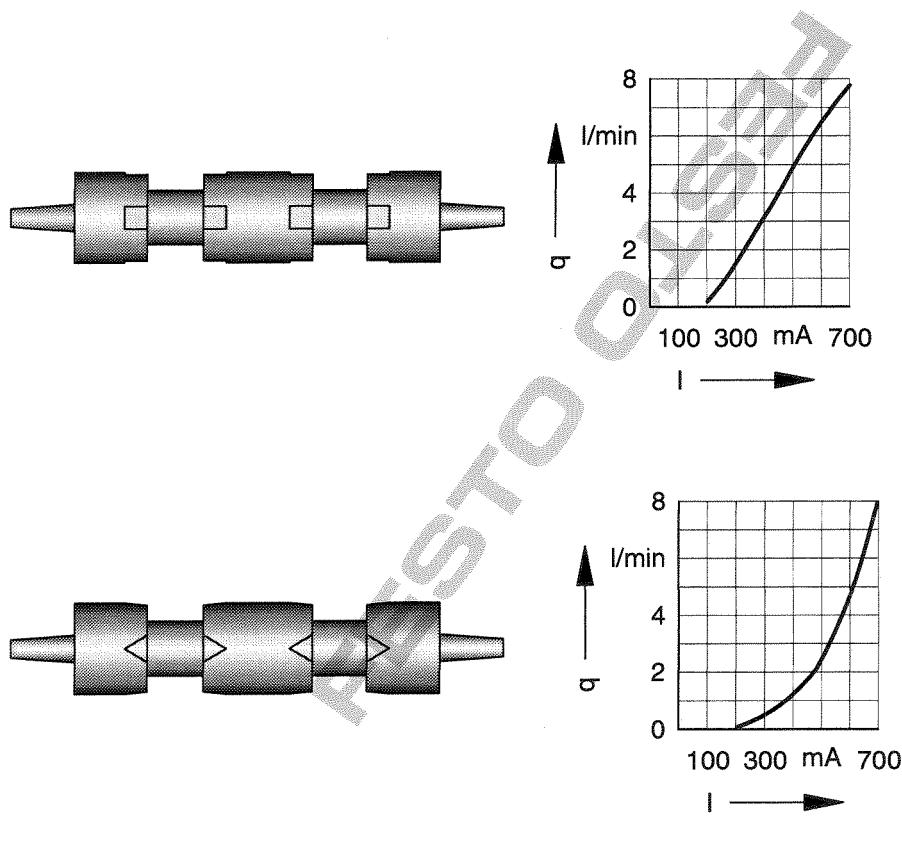


Fig. 3.8
Funciones caudal/señal
para dos diferentes formas
de corredera

3.5 Parámetros dinámicos de una válvula

Muchas aplicaciones requieren válvulas proporcionales, que no solamente son capaces de seguir con precisión los cambios de la entrada eléctrica, sino también muy rápidamente. La velocidad de reacción de una válvula proporcional puede especificarse por medio de dos valores característicos:

1. Tiempo de manipulación:
designa el tiempo requerido por la válvula para reaccionar a cambios en la variable de corrección. Las válvulas rápidas tienen un tiempo de manipulación corto.
2. Frecuencia crítica:
indica cuántos cambios de señal por segundo es capaz de seguir la válvula. Las válvulas rápidas muestran una elevada frecuencia crítica.

Tiempo de manipulación

El tiempo de manipulación de una válvula proporcional se determina como sigue:

- La señal de control se modifica por medio de un cambio en escalaón.
- Se mide el tiempo requerido por la válvula para alcanzar la nueva variable de salida

El tiempo de manipulación aumenta con grandes cambios de señal (fig. 3.9). Además, muchas válvulas tienen tiempos de manipulación diferentes para los cambios positivos o negativos de la señal de control.

Los tiempos de manipulación de las válvulas proporcionales se hallan aproximadamente alrededor de los 10 ms (válvula rápida, pequeño cambio de la señal de control) y aproximadamente 100 ms (válvula lenta, gran cambio de la señal de control).

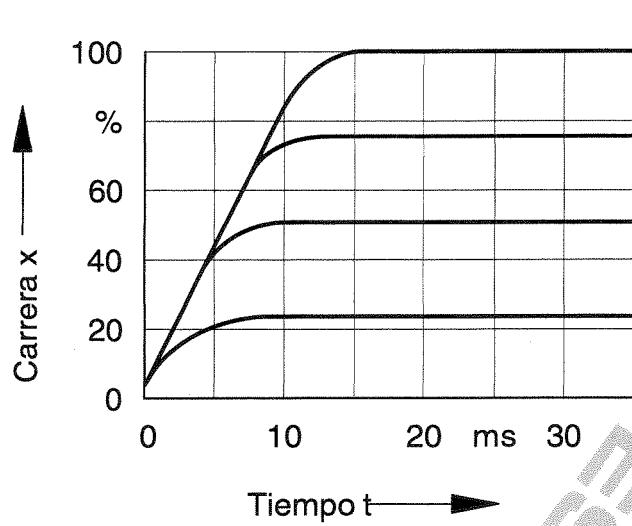


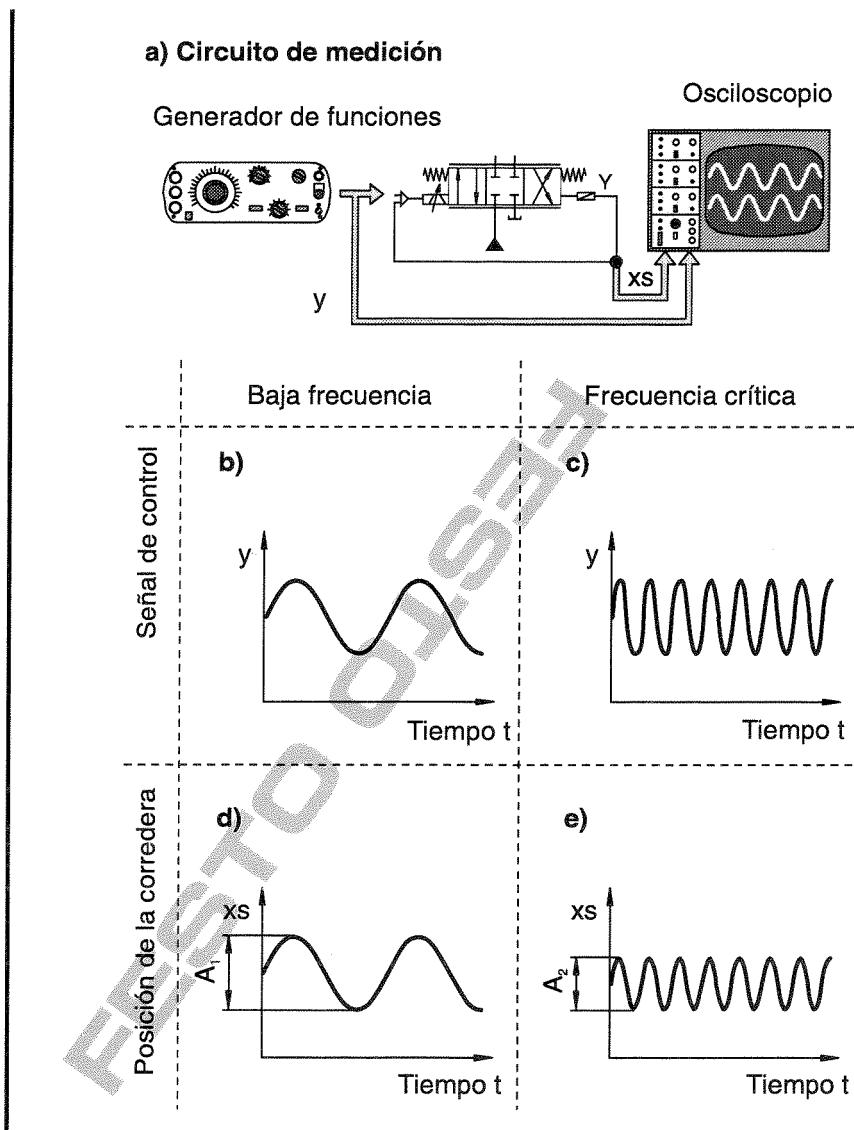
Fig. 3.9
Tiempo de manipulación para diferentes saltos de la señal de control (Válvula distribuidora proporcional)

Medición de la respuesta en frecuencia

Para poder especificar la frecuencia crítica de una válvula, primero es necesario medir la respuesta en frecuencia.

Para medir la respuesta en frecuencia, la válvula se acciona por medio de una señal de control sinusoidal. La variable de corrección y la posición de la corredera se representan gráficamente utilizando un osciloscopio. La corredera de la válvula oscila a la misma frecuencia que la señal de control (fig. 3.10).

Si la frecuencia de accionamiento aumenta mientras que la amplitud de activación permanece la misma, entonces la frecuencia a la cual oscila la corredera también aumenta. Con frecuencias muy altas, la corredera ya no es capaz de seguir los cambios de la señal de control. La amplitud A2 en la fig. 3.10e es claramente más pequeña que la amplitud A1 en la fig. 3.10d.



La respuesta en frecuencia de una válvula consiste en dos diagramas:

- la respuesta en amplitud,
- la respuesta en fase.

Respuesta en amplitud

La relación entre la amplitud a las frecuencias medidas y la amplitud a muy bajas frecuencias se especifica en dB y se traza en una escala logarítmica. Una relación de amplitud de -20 dB significa que la amplitud ha caído hasta un décimo de la amplitud a baja frecuencia. Si se traza la amplitud para todos los valores medidos en relación con la frecuencia medida, esto produce la respuesta a la amplitud (fig. 3.11).

Respuesta en fase

El retraso de la señal de salida en relación con la señal de entrada se especifica en grados. Un desplazamiento de fase de 360 grados significa que la señal de salida se retrasa respecto a la señal de entrada por un ciclo completo. Si se trazan todos los valores de fase en relación a las frecuencias de medición, ello produce la respuesta en fase (fig. 3.11).

Respuesta en frecuencia y amplitud de la señal de control

Con un 10% de amplitud de la variable de corrección (=1 voltio), la corredera de control solamente necesita cubrir una pequeña distancia. Consecuentemente, la corredera de control también es capaz de seguir cambios de señal con una elevada frecuencia. La respuesta en amplitud y en fase solamente varían respecto a la horizontal a frecuencias muy elevadas (fig. 3.11).

Con un 90% de amplitud de la variable de corrección (=9 voltios), la distancia requerida es nueve veces mayor. Consecuentemente, es más difícil para la corredera de control seguir los cambios de la señal de control. Las respuestas en amplitud y en fase ya varían de la horizontal a baja frecuencia (fig. 3.11).

Frecuencia crítica

La frecuencia crítica se lee de la respuesta en amplitud. Es la frecuencia a la cual la respuesta en amplitud ha caído hasta el 70,7% o -3 dB.

La respuesta en frecuencia (fig. 3.11) produce una frecuencia crítica de aprox. 65 Hertz al 10% de la máxima amplitud posible de la señal de control. Para un 90% de amplitud de la señal de control, la frecuencia crítica es de aproximadamente 23 Hertz.

Las frecuencias críticas de las válvulas proporcionales están aproximadamente entre 5 Hertz (válvula lenta, gran amplitud de la señal de control) y aproximadamente 100 Hertz (válvula rápida, pequeña amplitud de la señal de control)

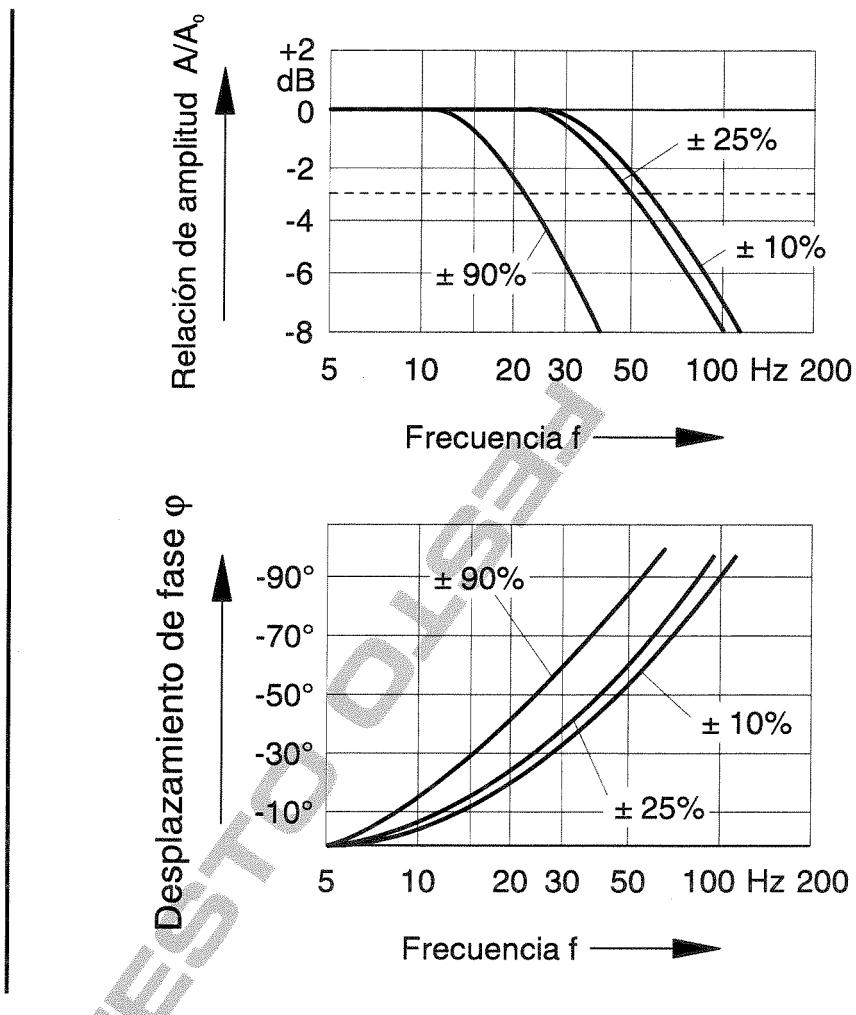


Fig. 3.11
Respuesta en frecuencia
de una válvula distribuidora
proporcional

3.6 Límites de aplicación de las válvulas proporcionales

Los límites de aplicación de una válvula proporcional están determinados por

- la resistencia a la presión del cuerpo de la válvula,
- la fuerza máxima permisible aplicada a la corredera de la válvula.

Si la fuerza del caudal es demasiado grande, la fuerza del solenoide proporcional no será suficiente para mantener la corredera de la válvula en la posición requerida. Como resultado de ello, la válvula asume un estado indefinido.

Los límites de aplicación son especificados por el fabricante sea en forma de valores numéricos para la presión y el caudal o en forma de diagrama.

Capítulo 4

Amplificador y especificación del valor de consigna

FESTO Didactic

FESTO DIDACTIC

La señal de control para una válvula proporcional se genera a través de un circuito electrónico. La Fig. 4.1 muestra el flujo de la señal entre el control y el solenoide proporcional. Debe distinguirse entre dos funciones:

- Especificación del valor de consigna:
La variable de corrección (= valor de consigna) se genera electrónicamente. La señal de control se emite en forma de una tensión eléctrica. Ya que solamente fluye una mínima corriente, el solenoide proporcional no puede ser accionado directamente.
- Amplificador:
El amplificador eléctrico convierte la tensión eléctrica de entrada en una corriente eléctrica de salida. Proporciona la potencia eléctrica requerida para el accionamiento de la válvula.

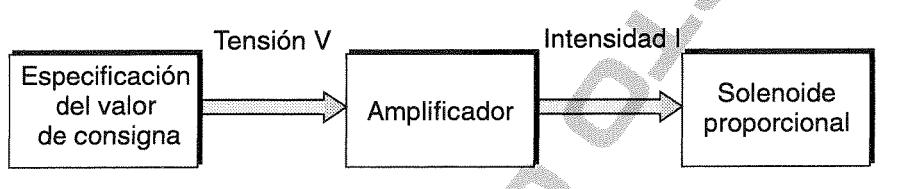


Fig. 4.1
Flujo de señal entre el control y el solenoide proporcional (esquemático)

Módulos

La especificación del valor de consigna y el amplificador pueden agruparse en módulos electrónicos (tarjetas electrónicas) de varias maneras. En la Fig. 4.2 se muestran tres ejemplos.

- si se utiliza un sistema de control que sólo pueda procesar señales binarias (p.ej. un PLC sencillo): la especificación del valor de consigna y el amplificador constituyen módulos independientes (fig. 4.2a).
- si se utiliza un PLC con salidas analógicas: la variable de corrección se genera directamente, incluyendo funciones especiales tales como generación de rampas y reconocimiento de cuadrantes. No se necesita una electrónica aparte para la especificación del valor de consigna (fig. 4.2b).
- A menudo se utilizan formas mixtas. Si el control solamente es capaz de especificar valores de tensión constantes, en el módulo amplificador se integran funciones adicionales tales como la generación de rampas (fig. 4.2c).

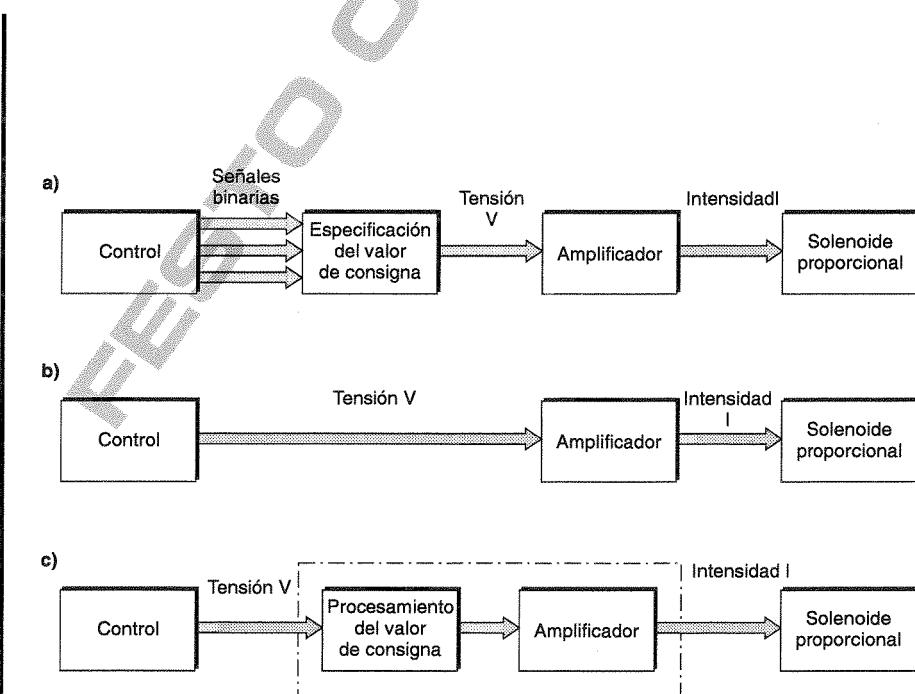


Fig. 4.2
Módulos electrónicos para el flujo de señal entre el control y el solenoide proporcional

En los amplificadores para válvulas proporcionales, debe distinguirse entre dos ejecuciones:

- El amplificador se halla montado en la propia válvula (electrónica integrada)
- El amplificador está diseñado en forma de módulo o tarjeta independiente (fig. 1.6).

4.1 Diseño y modo de funcionamiento de un amplificador

Funciones del amplificador

La Fig. 4.3a muestra las tres principales funciones de un amplificador proporcional para una válvula:

- Elemento de corrección:
Su objeto es compensar la zona muerta de la válvula (véase capítulo 4.2).
- Modulador del ancho de pulso:
Se utiliza para convertir la señal (= modulación).
- Etapa final:
Esto proporciona la capacidad eléctrica requerida.

Para válvulas con solenoides proporcionales de posición controlada, la evaluación del sensor y el bucle cerrado de regulación están integrados en el amplificador (fig. 4.3b). Se necesitan las siguientes funciones adicionales:

- Fuente de tensión:
Esta genera la tensión de alimentación del sistema de medición inductivo.
- Demodulador:
El demodulador convierte la tensión suministrada por el sistema de medición.
- Regulador en bucle cerrado:
En el regulador en bucle cerrado, se realiza una comparación entre las variables de corrección preparadas y la posición de la armadura. La señal de entrada para la modulación del ancho del pulso se genera de acuerdo con el resultado de la comparación.

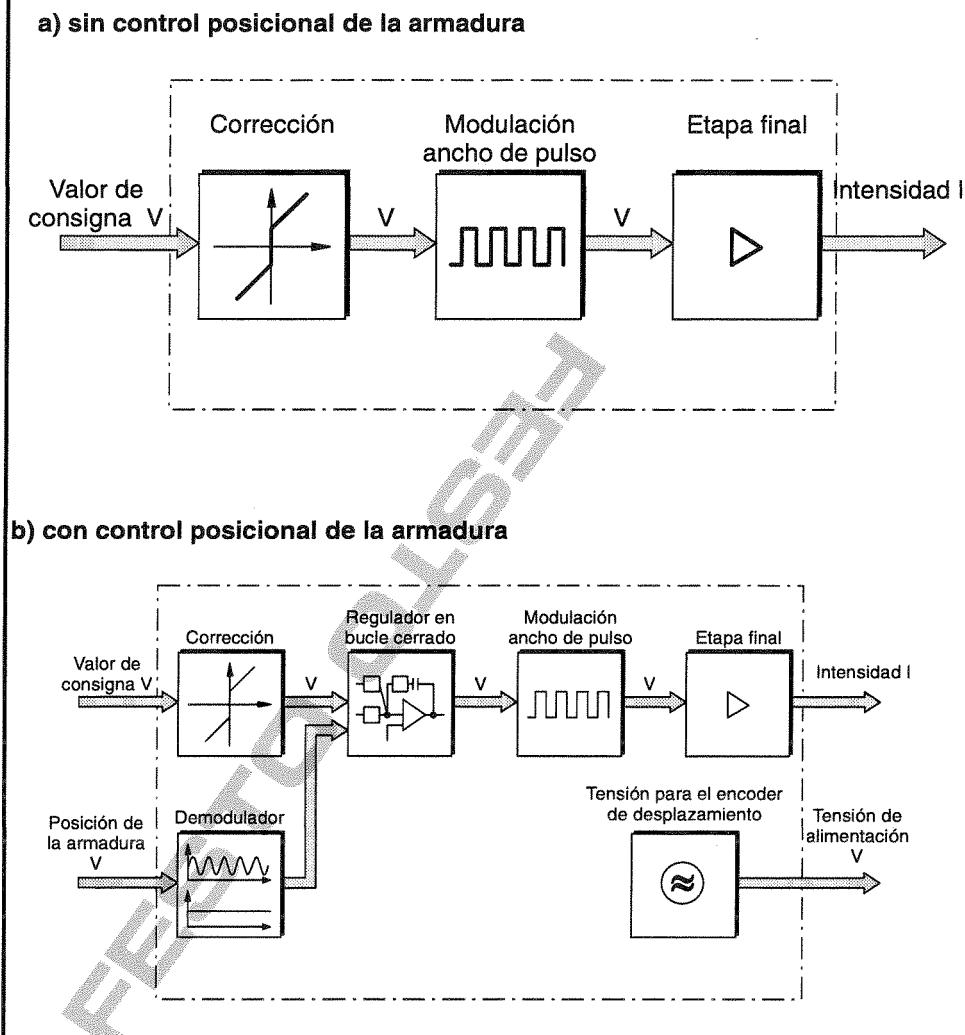


Fig. 4.3
Diagrama de bloques para amplificador de un canal

Amplificador de uno y dos canales

Un amplificador de un canal es adecuado para válvulas con un solenoide proporcional. Las válvulas distribuidoras accionada por medio de dos solenoides requieren un amplificador de dos canales. Dependiendo del estado de la señal de control, se aplica la corriente solamente en el lado derecho o el izquierdo del solenoide proporcional.

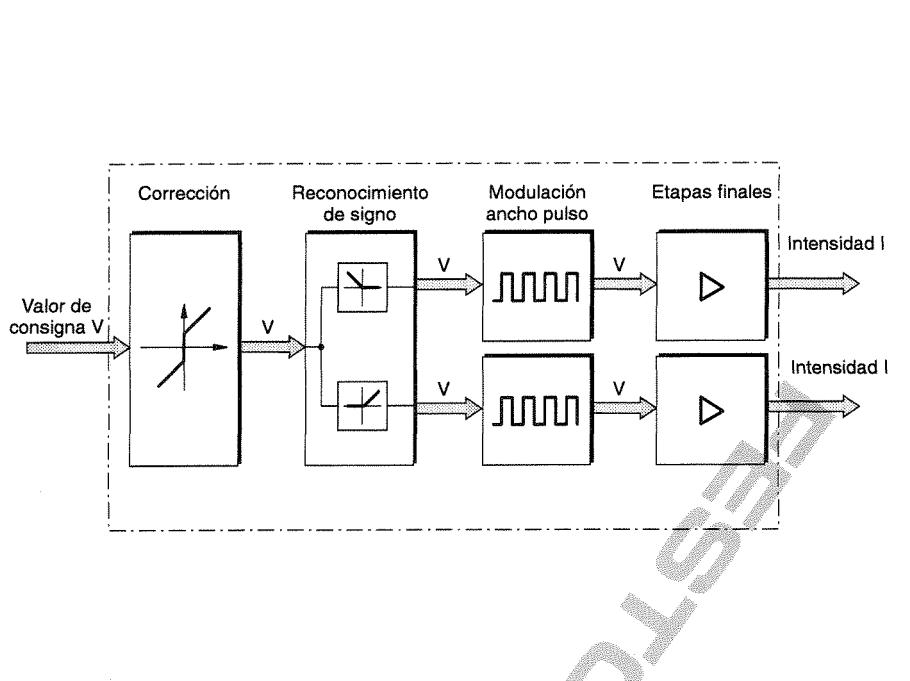


Fig. 4.4
Amplificador de dos canales
(sin control posicional de la armadura)

Modulación del ancho del pulso

La Fig. 4.5 muestra el principio de la modulación del ancho de pulso. La tensión eléctrica es convertida a pulsos. Se generan aproximadamente diez mil pulsos por segundo.

Cuando se ha ejecutado la etapa final, la señal en forma de pulso actúa sobre el solenoide proporcional. Dado que la inductividad de la bobina del solenoide proporcional es elevada, la corriente no puede cambiar tan rápidamente como la tensión. La corriente fluctúa ligeramente por un valor medio.

- Una tensión eléctrica pequeña, tal como una señal de entrada, crea pequeños pulsos. La corriente promedio de la bobina del solenoide es pequeña.
- Cuanto mayor es la tensión eléctrica, más ancho es el pulso. La corriente promedio que atraviesa la bobina del solenoide aumenta.

El promedio de la corriente que atraviesa el solenoide y la tensión de entrada del amplificador son proporcionales entre sí.

Efecto Dither

La ligera pulsación de la corriente, como resultado de la modulación de la amplitud de los pulsos hace que la armadura y la corredera de la válvula oscilen ligeramente a alta frecuencia. Con ello no se producen rozamientos estáticos. El umbral de respuesta, el margen de inversión y la histéresis de la válvula se reducen claramente.

La reducción del rozamiento y la histéresis como resultado de la alta frecuencia de la señal, se conoce como efecto dither. Algunos amplificadores permiten al usuario crear una señal dither adicional, independientemente de la modulación del ancho del pulso.

Calentamiento del amplificador

Como resultado de la modulación del ancho del pulso, se producen tres etapas de conmutación en los transistores de la etapa final:

- **Valor bajo de la señal:**
El transistor se inhibe. La pérdida de potencia en el transistor es cero, ya que no fluye corriente.
- **Valor alto de la señal:**
El transistor conduce. La resistencia del transistor en este estado es muy pequeña y solamente se produce una pérdida de potencia muy pequeña.
- **Flancos de la señal:**
El transistor comuta. Ya que la conmutación es muy rápida, la pérdida de potencia es muy poca.

En resumen, la pérdida de potencia es considerablemente inferior que con un amplificador sin modulación del ancho de pulso. Los componentes electrónicos se calientan menos y la construcción del amplificador es más compacta.

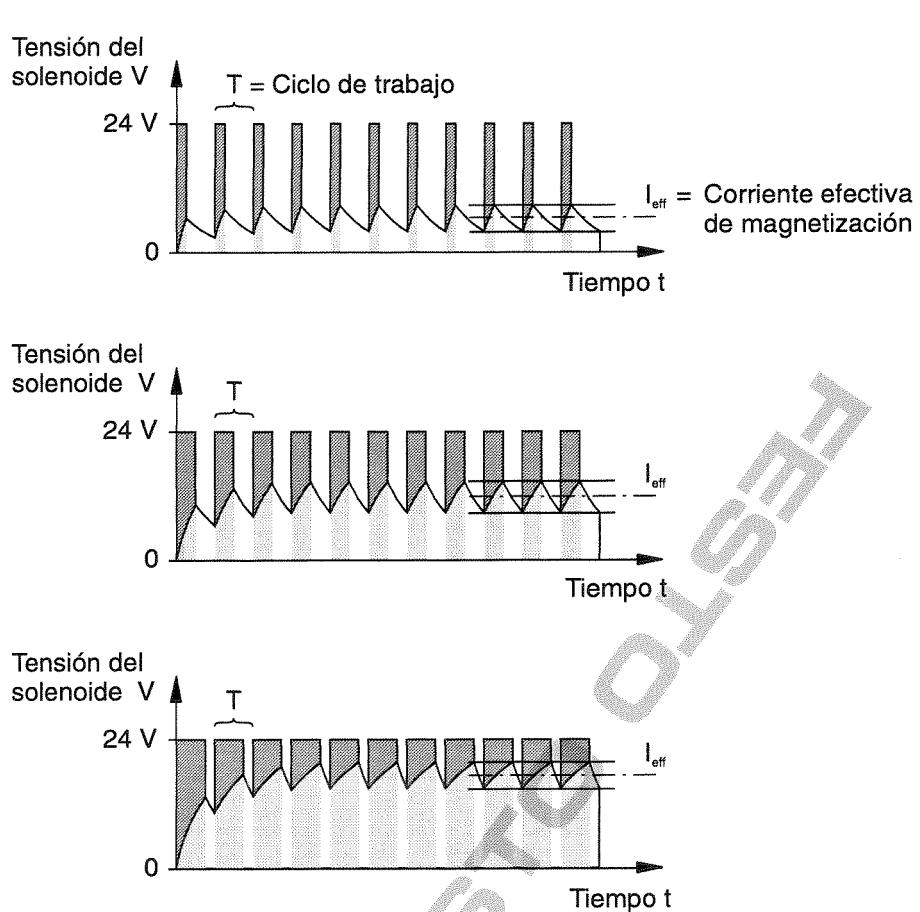


Fig. 4.5
Modulación del ancho de pulso

4.2 Ajuste de un amplificador

Compensación de la zona muerta

La Fig. 4.6a muestra la característica caudal/señal para una válvula con solapamiento positivo. Como resultado del solapamiento, las válvulas tienen una marca zona muerta.

Si se combina una válvula y un amplificador con característica lineal, se mantiene la zona muerta (fig. 4.6b).

Si se utiliza un amplificador con una característica lineal como la de la fig. 4.6c, puede compensarse la zona muerta.

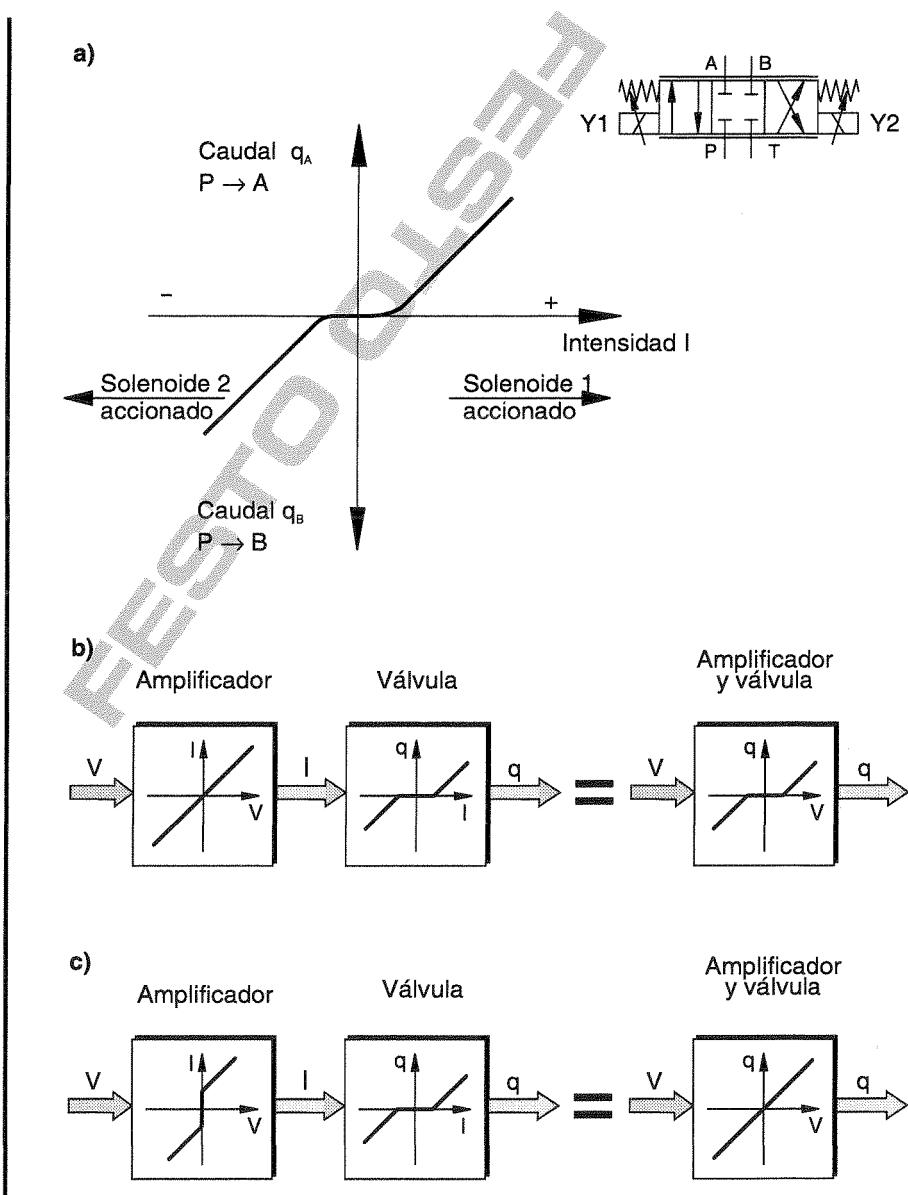


Fig. 4.6
Compensación de la zona muerta con una válvula distribuidora proporcional

Ajuste de la característica del amplificador

Puede ajustarse la característica del amplificador de la válvula, con lo cual es posible:

- utilizar el mismo tipo de amplificador para diferentes tipos de válvulas,
- compensar tolerancias de fabricación dentro de una misma serie de válvulas,
- en el caso de un fallo, reemplazar solamente la válvula o solamente el amplificador.

La característica del amplificador muestra el mismo comportamiento para válvulas de diferentes fabricantes. Sin embargo, los valores característicos son en algunos casos designados de forma diferente por los diferentes fabricantes y, consecuentemente, también pueden variar las instrucciones de ajuste.

La Fig. 4.7 representa la característica para un amplificador de dos canales. El solenoide 1 se alimenta solamente de corriente para una señal positiva de control, mientras que el solenoide 2 solamente para una señal negativa de control.

Se ajustan tres variables:

- Corriente máxima:
La corriente máxima puede ajustarse para adaptar el amplificador a solenoides proporcionales con diferentes corrientes máximas. Con ciertos amplificadores, se ajusta un factor de amplificación en lugar de la corriente máxima, lo cual especifica la inclinación de la característica del amplificador.
- Corriente de salto
La corriente de salto puede ajustarse para compensar diferentes solapamientos. En algunos fabricantes, la corriente de salto se ajusta por medio del "caracterizador de la señal".
- Corriente básica
Debido a tolerancias de fabricación, la corredera de la válvula puede ser que no se halle exactamente en posición media cuando ambos solenoides se hallan desexcitados. Este error puede compensarse aplicando una corriente básica a uno de los dos solenoides proporcionales. Puede ajustarse el nivel de la corriente básica. A menudo se utiliza el término 'ajuste del offset' para describir esta medida de compensación.

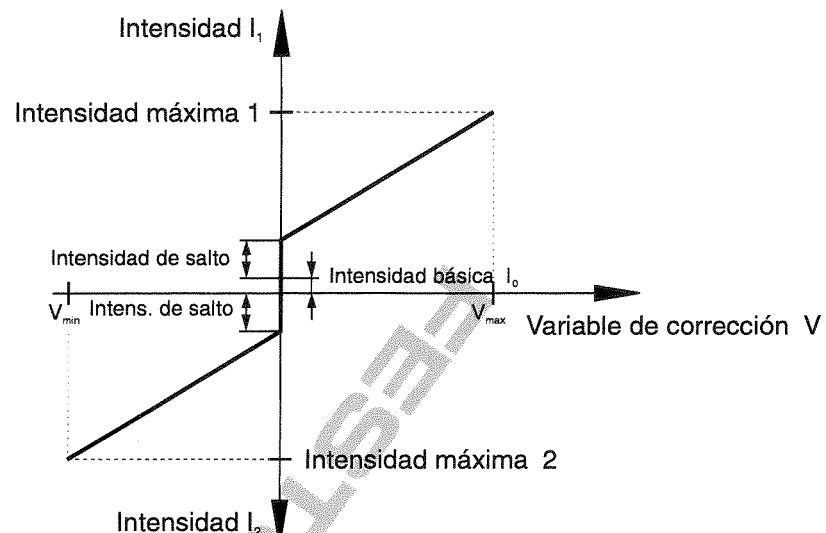


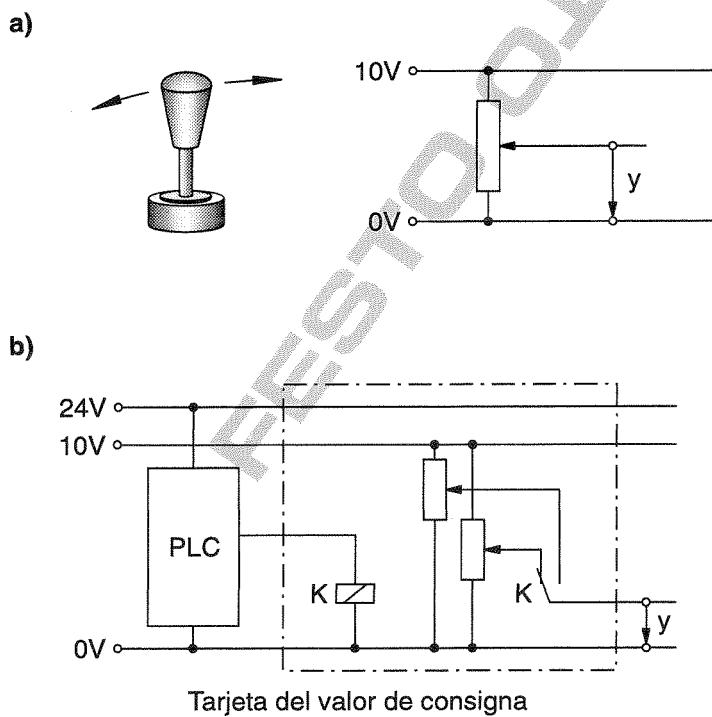
Fig. 4.7
Opciones de ajuste con un
amplificador de dos canales

En una válvula proporcional se necesita una tensión eléctrica como señal de control (= punto de consigna). La tensión puede variar en general dentro de los siguientes rangos:

- entre 0 V y 10 V para válvulas de presión y restrictoras,
- entre -10 V y 10 V para válvulas distribuidoras.

La variable de corrección y , puede ser generada de diferentes formas. En la Fig. 4.8 se muestran dos ejemplos.

- La corredera del potenciómetro se mueve por medio de una leva manual. La variable de corrección se toma a través de la corredera; esto facilita el ajuste remoto de válvulas (fig. 4.8a).
- Se utiliza un PLC para comutar entre dos valores de consigna establecidos por medio de potenciómetros (fig. 4.8b).



4.3 Especificación del valor de consigna

Fig. 4.8
Ejemplos de especificación del valor de consigna
a) Palanca manual
b) Inversión vía un PLC

Eliminación de picos de presión y vibraciones

Las vibraciones y los picos de presión son causados por la inversión de las válvulas distribuidoras. La Fig. 4.9 compara tres variantes de inversión.

Una válvula distribuidora de conmutación solamente tiene las posiciones “válvula abierta” y “válvula cerrada”. Un cambio en las señales de control produce cambios de presión súbitos, lo que produce aceleraciones bruscas y vibraciones del actuador (fig. 4.9a).

Con una válvula proporcional, es posible establecer diferentes aperturas de válvula y velocidades. También en estos circuitos, los cambios bruscos de las señales de control producen aceleraciones bruscas y vibraciones (fig. 4.9b).

Para conseguir un movimiento suave y regular, la variable de corrección de la válvula proporcional se modifica en forma de rampa (fig. 4.9c).

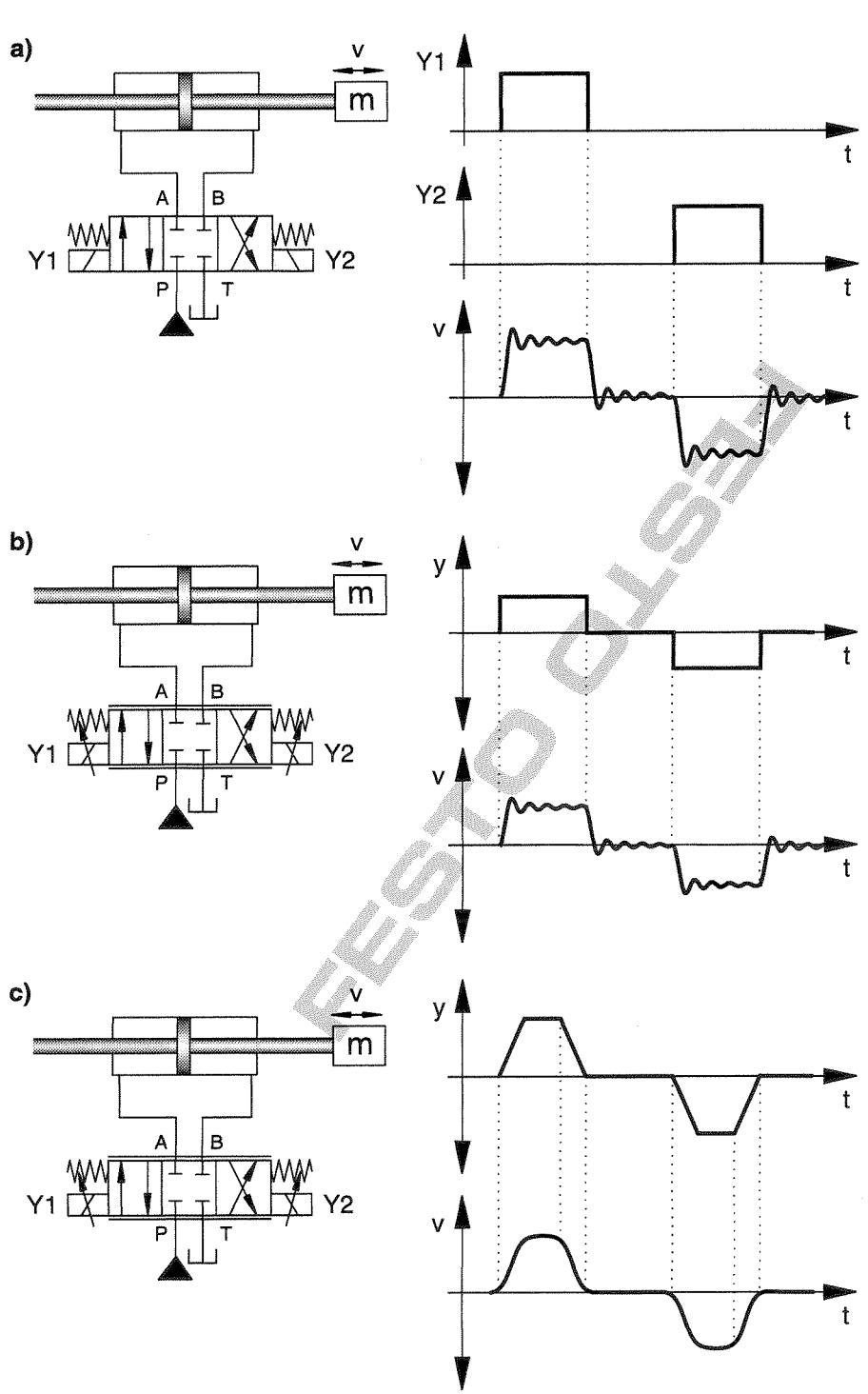


Fig. 4.9
Especificación del valor de consigna y velocidad de un cilindro

A menudo se necesitan diferentes pendientes de rampa para el avance y el retroceso de un cilindro. Además, muchas aplicaciones también exigen diferentes pendientes de rampa para la aceleración y deceleración de cargas. Para tales aplicaciones se utilizan formadores de rampas, que automáticamente reconocen el estado operacional y comutan entre las diferentes rampas.

La Fig. 4.10 muestra una aplicación para varias pendientes de rampas: un cilindro con áreas de émbolo desiguales moviendo una carga en sentido vertical.

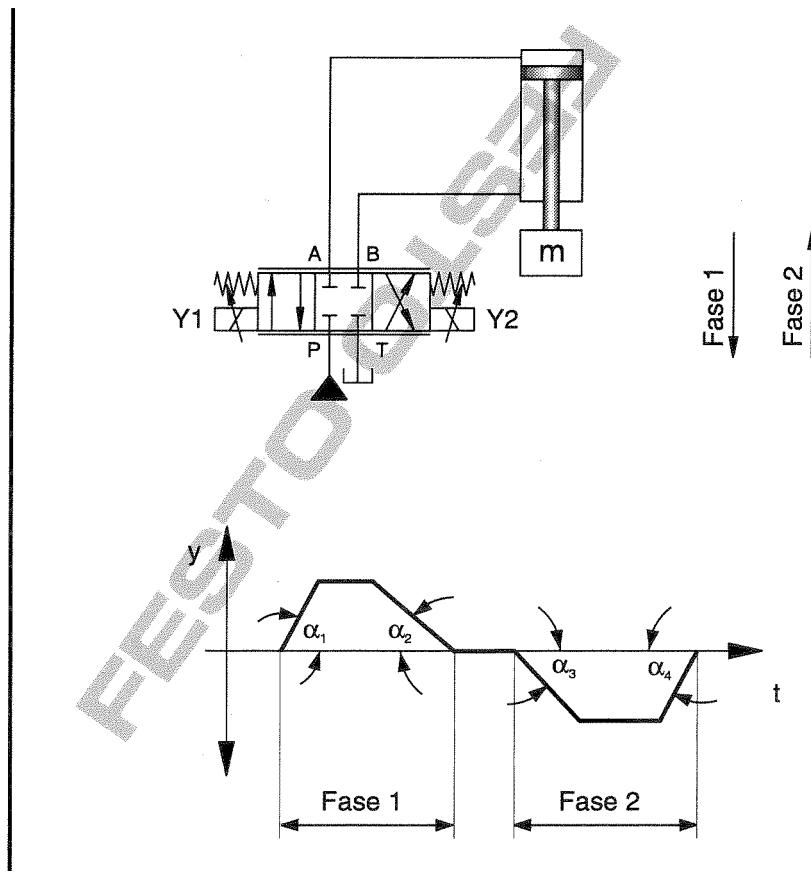


Fig. 4.10
Formador de rampa con diferentes pendientes

Los formadores de rampas pueden realizarse de diferentes formas:

- integrados en el amplificador de la válvula,
- con electrónica separada, conectada entre el controlador y el amplificador de la válvula,
- por medio de un programa de PLC con salidas analógicas.

Capítulo 5

Ejemplos de conmutación con válvulas proporcionales

FESTO OH-SAT

B-64

Capítulo 5

FESTO Didactic

Características del caudal de restrictores proporcionales y válvulas distribuidoras

EL caudal que atraviesa el borde de control de una válvula proporcional depende de la caída de presión. Se aplica la siguiente correlación entre la caída de presión y el caudal si la apertura de la válvula permanece constante:

$$q \sim \sqrt{\Delta p}$$

Esto significa: Si la caída de presión en la válvula es el doble, el caudal se incrementa por el factor $\sqrt{2}$, es decir hasta 141,4%.

Control de la velocidad dependiente de la carga con válvulas distribuidoras proporcionales

En el caso de un cilindro hidráulico, la caída de presión a través de la válvula distribuidora proporcional desciende si el cilindro debe funcionar contra una fuerza. Dada la dependencia que tiene el caudal de la presión, la velocidad también desciende. Esto puede explicarse por medio de un ejemplo.

Consideremos el movimiento de subida de un cilindro hidráulico para dos casos de carga:

- sin carga (fig. 5.1a),
- con carga (fig. 5.1b).

En ambos casos, la variable de corrección es de 4 V, es decir:
La apertura de válvula es idéntica.

Sin carga, la caída de presión a través de cada borde de control de la válvula distribuidora es de 40 bar. El émbolo del cilindro se mueve hacia arriba con una velocidad de $v = 0,2$ m/s (fig. 5.1a).

5.1 Control de la velocidad

Si el cilindro debe levantar una carga, la presión aumenta en la cámara inferior, mientras que la presión en la cámara superior disminuye. Ambos efectos hacen que la caída de presión a través de los bordes de control de la válvula se reduzca, p.ej. hasta 0 V por borde de control en el ejemplo mostrado.

El caudal se calcula como sigue:

$$\frac{q_{\text{con carga}}}{q_{\text{sin carga}}} = \frac{\sqrt{\Delta p_{\text{con carga}}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{sin carga}}}} = \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{1}{2}$$

La velocidad y el caudal son proporcionales entre sí. Consecuentemente, la velocidad y el estado de la carga se calculan como sigue:

$$q \sim v$$

$$\frac{v_{\text{con carga}}}{v_{\text{sin carga}}} = \frac{q_{\text{con carga}}}{q_{\text{sin carga}}} = \frac{1}{2}$$

$$v_{\text{con carga}} = \frac{1}{2} v_{\text{sin carga}} = 0,1 \text{ m / s}$$

Por lo tanto, la velocidad es considerablemente inferior que la que obtenía sin carga, a pesar de que la apertura de la válvula sea idéntica.

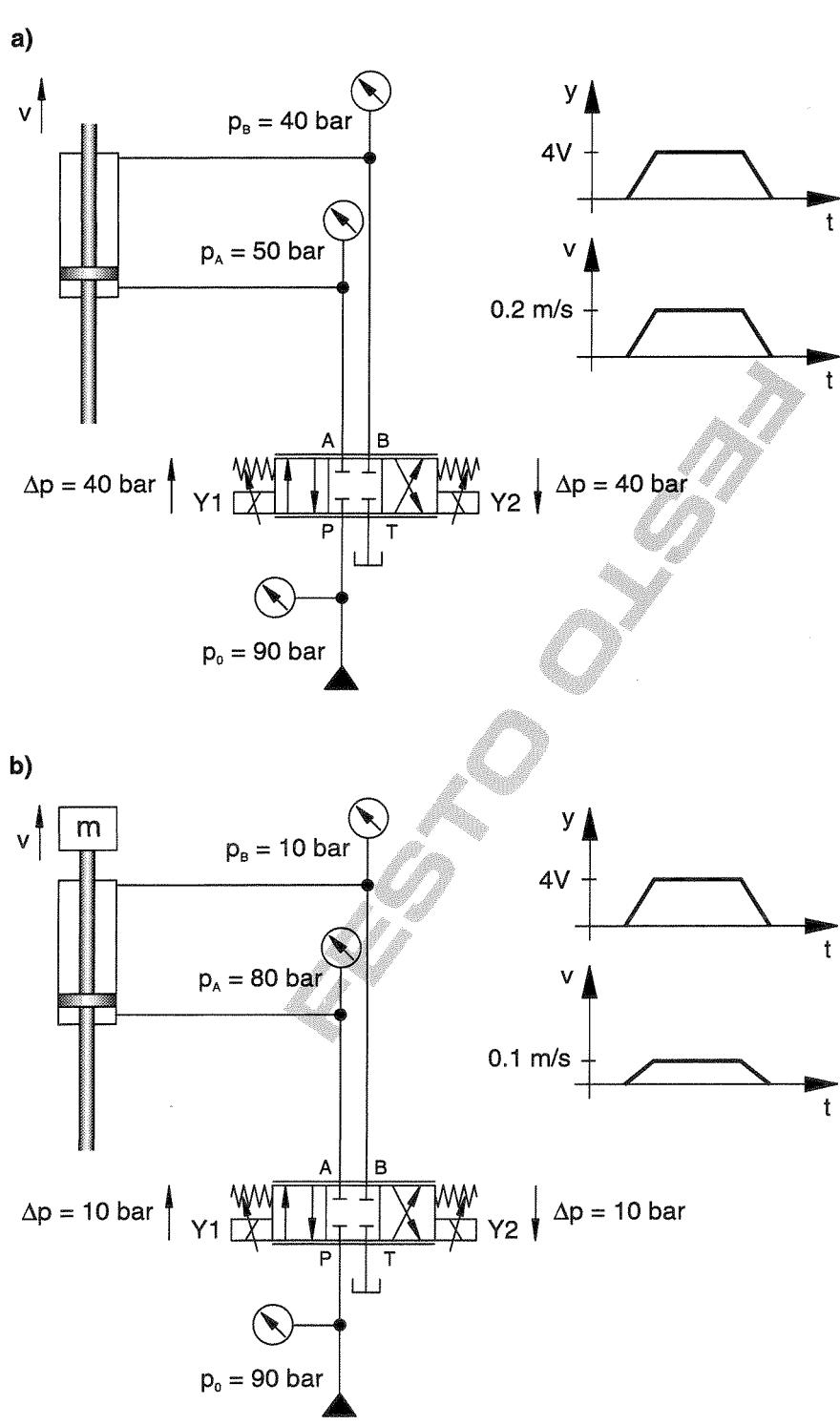


Fig. 5.1
Velocidad de un cilindro para dos tipos de carga
a) sin carga
b) con carga

Control de la velocidad independiente de la carga con válvula distribuidora proporcional y equilibrador de presión

Un equilibrador (compensador) de presión adicional hace que la caída de presión a través de la válvula distribuidora proporcional permanezca constante, independientemente de la carga. El caudal y la velocidad permanecen independientes de la carga.

La Fig. 5.2 representa un circuito con compensador de presión. La válvula selectora asegura que la presión mayor de las dos cámaras se alimente siempre al compensador de presión.

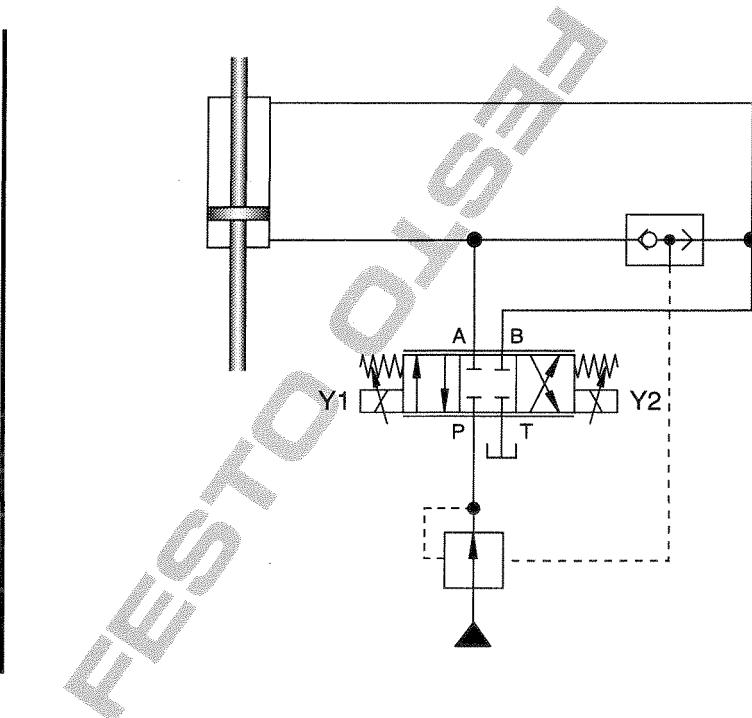


Fig. 5.2
Cilindro accionado con una
válvula con compensador
de presión

Circuito diferencial

En las máquinas herramienta, a menudo se utilizan los actuadores hidráulicos para dos tipos de trabajo:

- velocidad de avance rápida para un recorrido de aproximación,
- elevada fuerza y precisión, velocidad constante durante la etapa de trabajo.

Ambos requerimientos pueden cumplirse utilizando el circuito mostrado en la fig. 5.3.

- Al avanzar el émbolo en recorrido rápido hace que se abra la válvula estranguladora. El fluido circula desde el lado del émbolo anular a través de ambas válvulas hacia el lado del émbolo; el vástago alcanza una elevada velocidad.
- Al avanzar el émbolo durante la etapa de trabajo, hace que la válvula de estrangulación se cierre. La presión en la superficie anular cae y el actuador puede ejercer una gran fuerza.
- Ya que la válvula estranguladora está dispuesta como una válvula proporcional, es posible conmutar suavemente entre el recorrido rápido o de aproximación y la etapa de trabajo.
- La válvula de estrangulación está cerrada durante el retroceso.

Las válvulas proporcionales especiales de 4/3 vías combinan las funciones de ambas válvulas y se utilizan también para circuitos diferenciales.

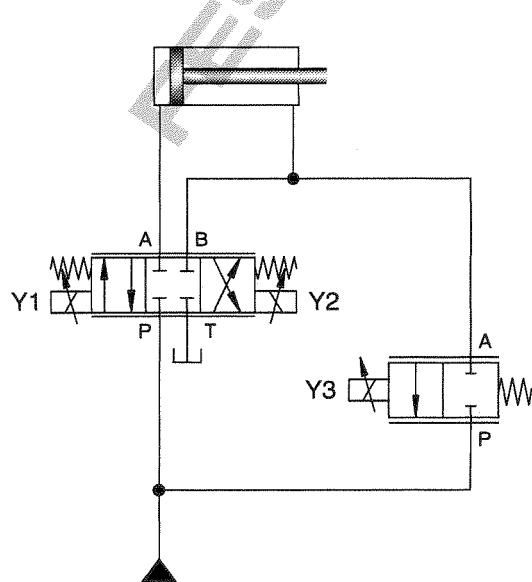


Fig 5.3
Circuito diferencial

Contrapresión

Cuando se desaceleran cargas, la presión en la cámara de descarga del cilindro puede descender incluso por debajo de la presión atmosférica. Pueden crearse burbujas de aire en el aceite como resultado de la baja presión y el sistema hidráulico puede dañarse debido a la cavitación.

Para compensar este efecto se genera una contrapresión por medio de una válvula limitadora de presión. Esta medida produce una alta presión en ambas cámaras con lo que se elimina la cavitación.

La válvula limitadora de presión es presurizada adicionalmente con la presión procedente de la otra cámara del cilindro. Esta disposición hace que se abra la válvula limitadora de presión cuando se acelera la carga, evitando con ello que la contrapresión tenga efectos perjudiciales en este estado operativo.

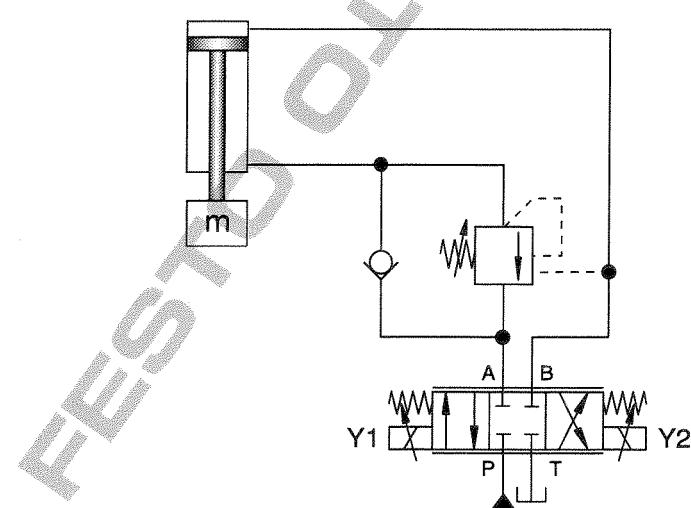
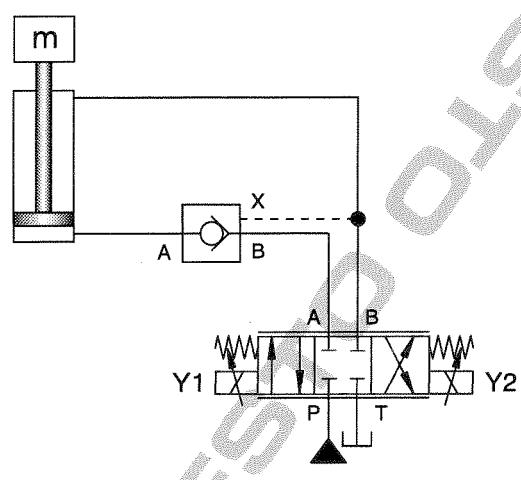


Fig. 5.4
Contrapresión con válvula limitadora de presión

Los estranguladores (restrictores) y las válvulas distribuidoras proporcionales están disponibles en forma de válvulas de corredera. En las válvulas de corredera se produce una minúscula fuga en posición central, que lleva a una pequeña 'deriva' del cilindro cargado. En muchas aplicaciones es absolutamente esencial evitar esta deriva, por ejemplo, en los ascensores.

En el caso de una aplicación en la que la carga debe permanecer inmóvil a pesar de las fugas, se combina la válvula proporcional con una válvula de asiento. La Fig. 5.5 muestra el circuito con una válvula distribuidora proporcional y una válvula de antirretorno pilotada (desbloqueable).



5.2 Evitación de fugas

Fig. 5.5
Retención de una carga utilizando una válvula antirretorno pilotada

Los actuadores posicionadores se utilizan siempre en aquellas aplicaciones en las que las cargas deben moverse con rapidez y precisión a una posición específica. Un ascensor es un típico ejemplo de una aplicación para un posicionador hidráulico. Pueden realizarse accionamientos posicionadores hidráulicos económicos utilizando válvulas distribuidoras proporcionales y sensores de proximidad.

La Fig. 5.6a muestra un circuito que utiliza un sensor de proximidad. Inicialmente, el actuador se desplaza a elevada velocidad debido a la gran apertura de la válvula. Una vez que ha pasado delante del sensor, la apertura de la válvula se reduce (formador de rampa) y el actuador se desacelera. Si la carga aumenta, ello puede llevar a una amplitud diferente del recorrido de aceleración y al rebasar de la posición de destino (fig. 5.6a)

5.3 Posicionado

Círculo de recorrido rápido/velocidad lenta

Se obtiene un posicionamiento de alta precisión por medio de un circuito de recorrido rápido (aproximación)/velocidad lenta (final). Una vez alcanzado el primer sensor de proximidad, la apertura de la válvula se reduce (formador de rampa) a un valor muy pequeño. Una vez alcanzado el segundo sensor de proximidad, la válvula se cierra sin rampa. Debido a la velocidad lenta del segundo proceso de deceleración, las desviaciones de la posición para diferentes cargas son muy pequeñas (fig. 5.6b).

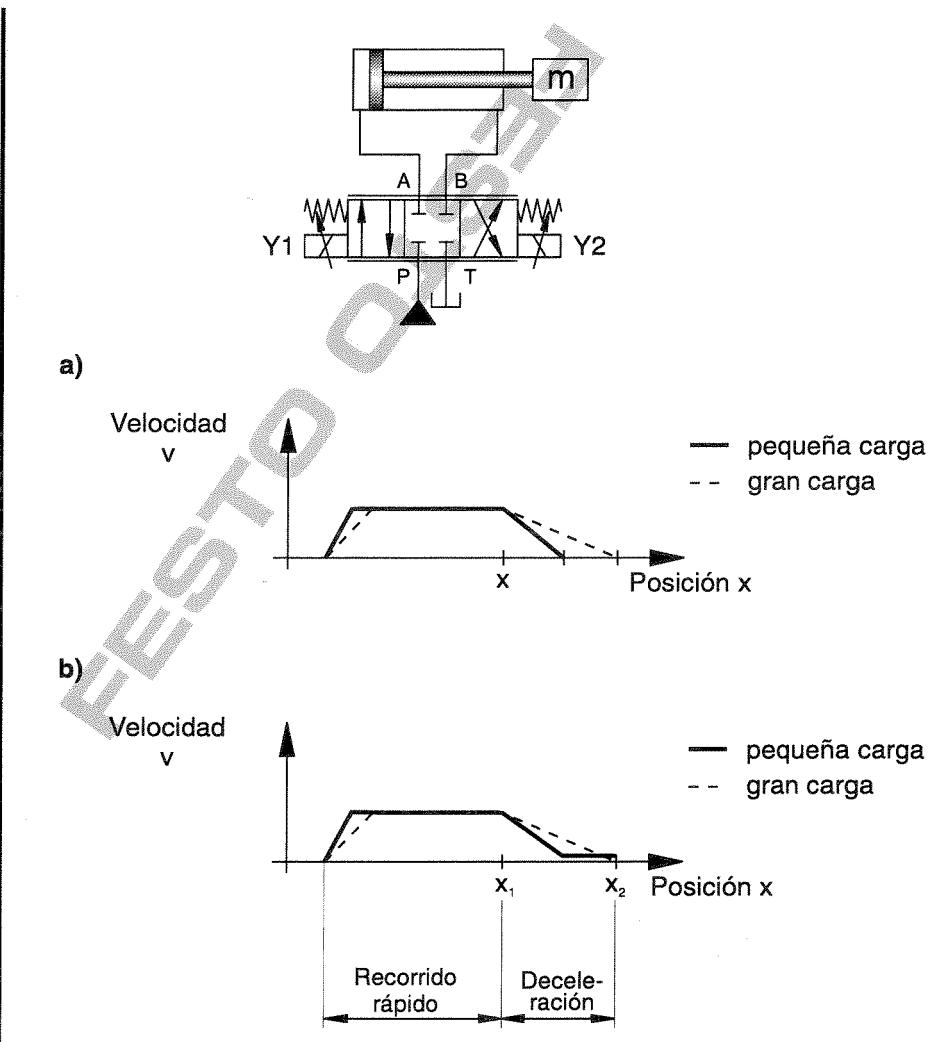


Fig. 5.6
Posicionado con un circuito de desplazamiento rápido/lento

Los accionamientos hidráulicos se utilizan principalmente en aplicaciones en las que se mueven grandes cargas y se generan fuerzas elevadas. Los consumos de potencia y los costes de un sistema así son correspondientemente altos, lo cual da margen para un considerable ahorro de energía y de costes.

Inicialmente, cualquier medida para ahorrar energía por medio de la tecnología del circuito representa un incremento en los costes de construcción de un sistema hidráulico. Sin embargo, reduciendo el consumo de potencia, los costes adicionales pueden amortizarse fácilmente después de un breve periodo de funcionamiento.

Cuando los movimientos son controlados por medio de válvulas proporcionales, se producen caídas de presión en los bordes de control de las válvulas proporcionales. Esto lleva a una pérdida de energía y al calentamiento del medio de presión.

Pueden producirse pérdidas adicionales de energía, ya que la bomba crea un caudal mayor que el que se necesita para el movimiento del actuador. El caudal superfluo es descargado hacia el depósito a través de la válvula limitadora de presión sin que realice ninguna tarea útil.

Las figs. 5.7 a 5.10 muestran diferentes variantes del circuito para un cilindro controlado por medio de una válvula distribuidora proporcional. Cada variante del circuito representa lo siguiente:

- el esquema del circuito,
- la velocidad del actuador como una función del tiempo (idéntico para todos los circuitos, ya que la secuencia del movimiento del actuador es el mismo),
- la potencia absorbida por la bomba en función del tiempo.

5.4 Medidas para ahorrar energía

Bomba de desplazamiento fijo, posición media de la válvula distribuidora: cerrada.

La fig. 5.7 muestra un circuito, en el cual se combinan la bomba de desplazamiento fijo y la válvula distribuidora proporcional con centro cerrado. La bomba debe estar diseñada para el caudal máximo necesario, suministrar continuamente este caudal y entregarlo contra la presión del sistema. Consecuentemente, el consumo de potencia es correspondientemente alto.

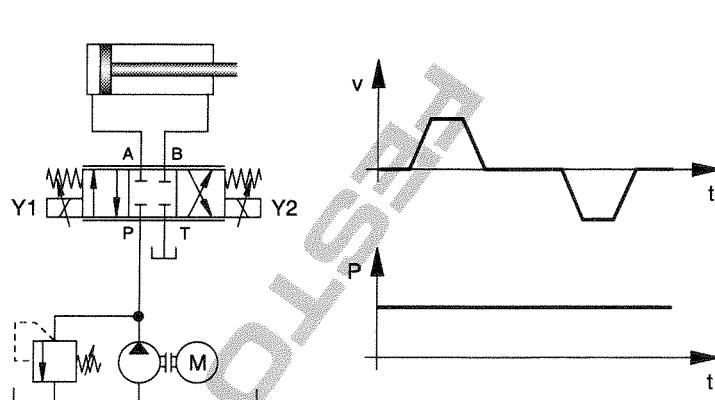


Fig. 5.7
Consumo de potencia de
una bomba de despla-
zamiento fijo (posición media
de la válvula: cerrada)

Bomba de desplazamiento fijo, posición media de la válvula distribuidora: Derivación a depósito

Puede reducirse el consumo de potencia utilizando una válvula proporcional con derivación a depósito (fig. 5.8). Mientras el actuador permanece inmóvil, la bomba sigue suministrando todo el caudal, pero solamente necesita crear una ligera presión, reduciendo así la presión absorbida durante estas fases. Esto lleva a un consumo de potencia inferior al del circuito mostrado en la fig. 5.7.

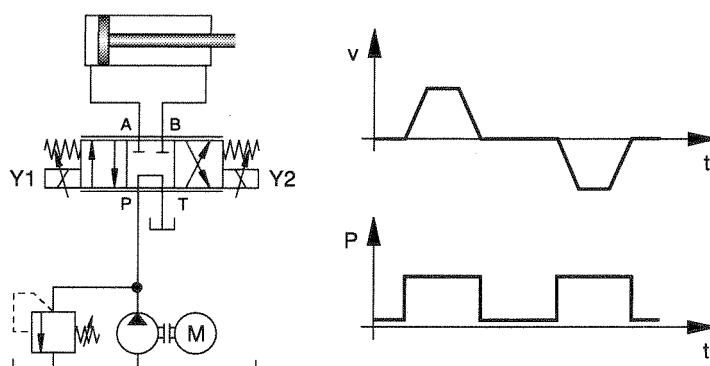


Fig. 5.8
Consumo de potencia de
una bomba de despla-
zamiento fijo (posición media
de la válvula: Derivación a
depósito)

Bomba de desplazamiento fijo con acumulador

En muchos casos, no es posible la utilización de una válvula con derivación a depósito, ya que la presión en el cilindro cae como resultado de esto. En tales casos, puede utilizarse un acumulador (fig. 5.9). Si el actuador no se mueve o lo hace solo lentamente, entonces la bomba carga el acumulador. En las fases de movimiento rápido, parte del caudal es suministrado por el acumulador, con lo cual puede utilizarse una bomba con un caudal inferior. Esto lleva a una reducción en la potencia absorbida y el consumo de potencia.

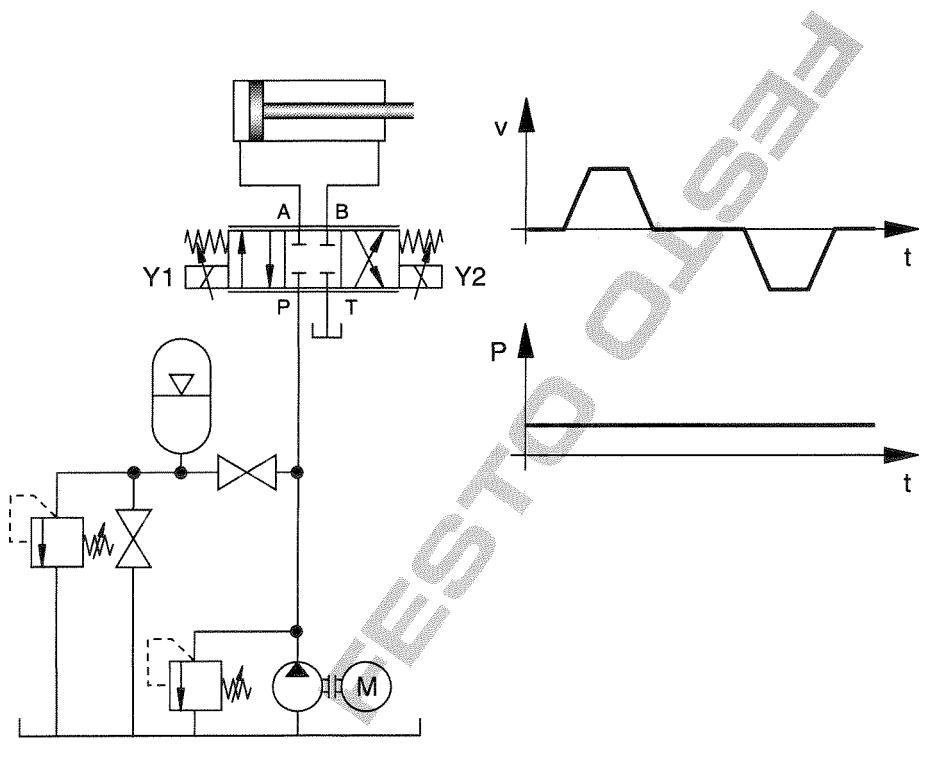


Fig. 5.9
Consumo de potencia de
una bomba de desplaza-
miento fijo con acumulador
adicional (posición media
de la válvula: cerrada)

Bomba de desplazamiento variable

La bomba de desplazamiento variable es accionada a velocidad constante. El volumen de entrada (= volumen de aceite suministrado por revolución) es regulable, con lo cual el caudal suministrado por la bomba también puede cambiar.

La bomba de desplazamiento variable se ajusta con dos cilindros:

- El cilindro de control con una gran superficie de émbolo ajusta la bomba en relación a los caudales mayores.
- El cilindro de control con la superficie del émbolo más pequeña ajusta la bomba en relación a caudales inferiores.

La regulación de la bomba (circuito de la fig. 5.10) funciona como sigue:

- Si la apertura de la válvula distribuidora proporcional aumenta, la presión en la salida de la bomba desciende. La válvula de commutación del regulador de la bomba abre. La bomba funciona con el cilindro de mayor superficie y crea el necesario aumento de caudal.
- Si se reduce la apertura de la válvula distribuidora proporcional, la presión en la salida de la bomba sube. Consecuentemente, la válvula de 3/2 vías comuta. El cilindro de control con el área de émbolo grande se conecta al depósito. La bomba funciona con el cilindro pequeño, lo que produce una disminución del caudal. La potencia absorbida por la bomba disminuye.
- Con la válvula cerrada, el caudal y por lo tanto la potencia absorbida por la bomba se reduce hasta cero. La potencia absorbida por la bomba pasa a un valor muy pequeño, el necesario para vencer el par de rozamiento.

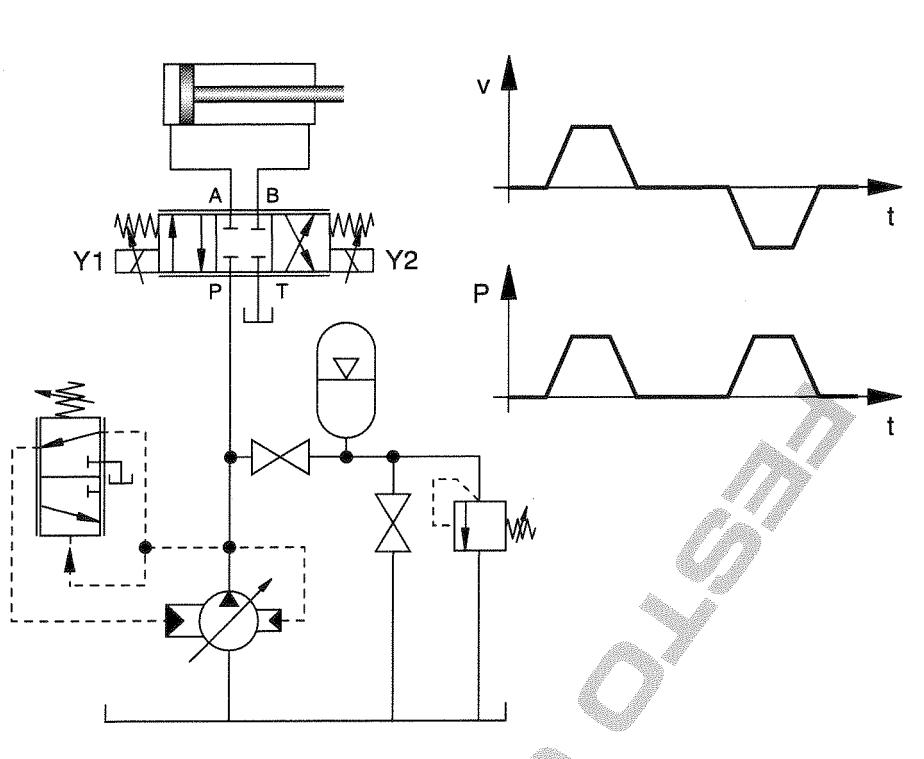


Fig. 5.10
Consumo de potencia de una bomba de desplazamiento variable (posición media de la válvula: cerrada)

La válvula limitadora de presión se utiliza meramente para protección. La presión de respuesta de esta válvula debe ajustarse a un valor mayor que la presión de trabajo de la bomba. Así que la bomba de desplazamiento variable funciona libre de fallos, la válvula permanece cerrada.

Si se produce un cambio súbito en la apertura de la válvula, la bomba no puede reaccionar con suficiente rapidez. En este estado operativo se utiliza un acumulador como tampón para evitar fuertes fluctuaciones de la presión de alimentación. Comparado con el circuito mostrado en la fig. 5.9, es adecuado un depósito de baja presión.

Comparación de consumo de potencia entre una bomba de desplazamiento fijo y una de desplazamiento variable

A diferencia de la bomba de desplazamiento fijo, la bomba de desplazamiento variable solamente genera el caudal que realmente necesita el actuador. Con ello se minimizan las pérdidas de potencia. Por lo tanto, el circuito que utiliza la bomba de desplazamiento variable es el que ofrece el menor consumo de energía.

FESTO DEDICATED

Capítulo 6

Cálculo de las características del movimiento en los cilindros hidráulicos

FESTO DIDACTIC

FESTO DEDICATED TO THE FESTO

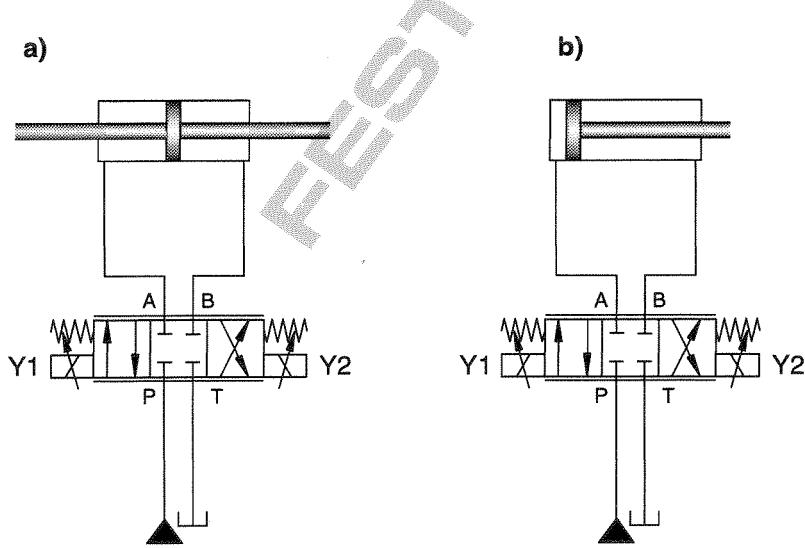
Los accionamientos hidráulicos son capaces de generar elevadas fuerzas y de desplazar grandes cargas. Con la ayuda de válvulas proporcionales, es posible controlar movimientos con rapidez y precisión.

Dependiendo de la aplicación, se utiliza un cilindro un cilindro lineal, un cilindro rotativo o un motor rotativo. Los cilindros lineales son los que se utilizan con más frecuencia. Por lo tanto, los siguientes diseños están confinados a este tipo de accionamiento.

Hay que considerar dos tipos de cilindros en los sistemas de accionamiento:

1. Igual superficie, cilindro de doble efecto con vástago pasante o doble vástago, (fig. 6.1a):
La fuerza máxima y la máxima velocidad son idénticas para ambos sentidos del movimiento.
2. Diferente superficie, cilindro de doble efecto con vástago simple (fig. 6.1b):
La fuerza máxima y la máxima velocidad varían para ambos sentidos del movimiento.

El cilindro con vástago simple es más económico y requiere menos espacio de montaje. Por ello se utiliza más a menudo en la práctica.



*Fig. 6.1
Sistema de accionamiento hidráulico de doble efecto
a) superficies iguales:
cilindro (vástago doble)
b) superficies diferentes:
cilindro (vástago simple)*

Los datos de prestaciones y características del movimiento de un accionamiento por cilindro hidráulico pueden calcularse aproximadamente. Este cálculo permite lo siguiente:

- determinar la duración de la secuencia de movimiento,
- establecer el recorrido de la variable de corrección,
- seleccionar la bomba, la válvula proporcional y el cilindro necesarios.

Fases de una secuencia de movimientos

Una secuencia de movimientos simples de un accionamiento hidráulico consta de varias fases (fig. 6.2):

- Si los puntos de arranque y de destino del movimiento están muy cercanos, la secuencia de movimientos comprende dos fases: la fase de aceleración (duración t_B , distancia recorrida x_B) y la fase de deceleración (duración t_V , distancia recorrida x_V).
- los puntos de arranque y de destino del movimiento se hallan suficientemente distanciados, la secuencia de movimiento comprende tres fases: la fase de aceleración (duración t_B , distancia recorrida x_B), la fase con velocidad máxima constante (duración t_K , distancia recorrida x_K) y la fase de deceleración (duración t_V , distancia recorrida x_V).

La duración de todo el movimiento es t_G . El vástago del accionamiento recorre la distancia x_G .

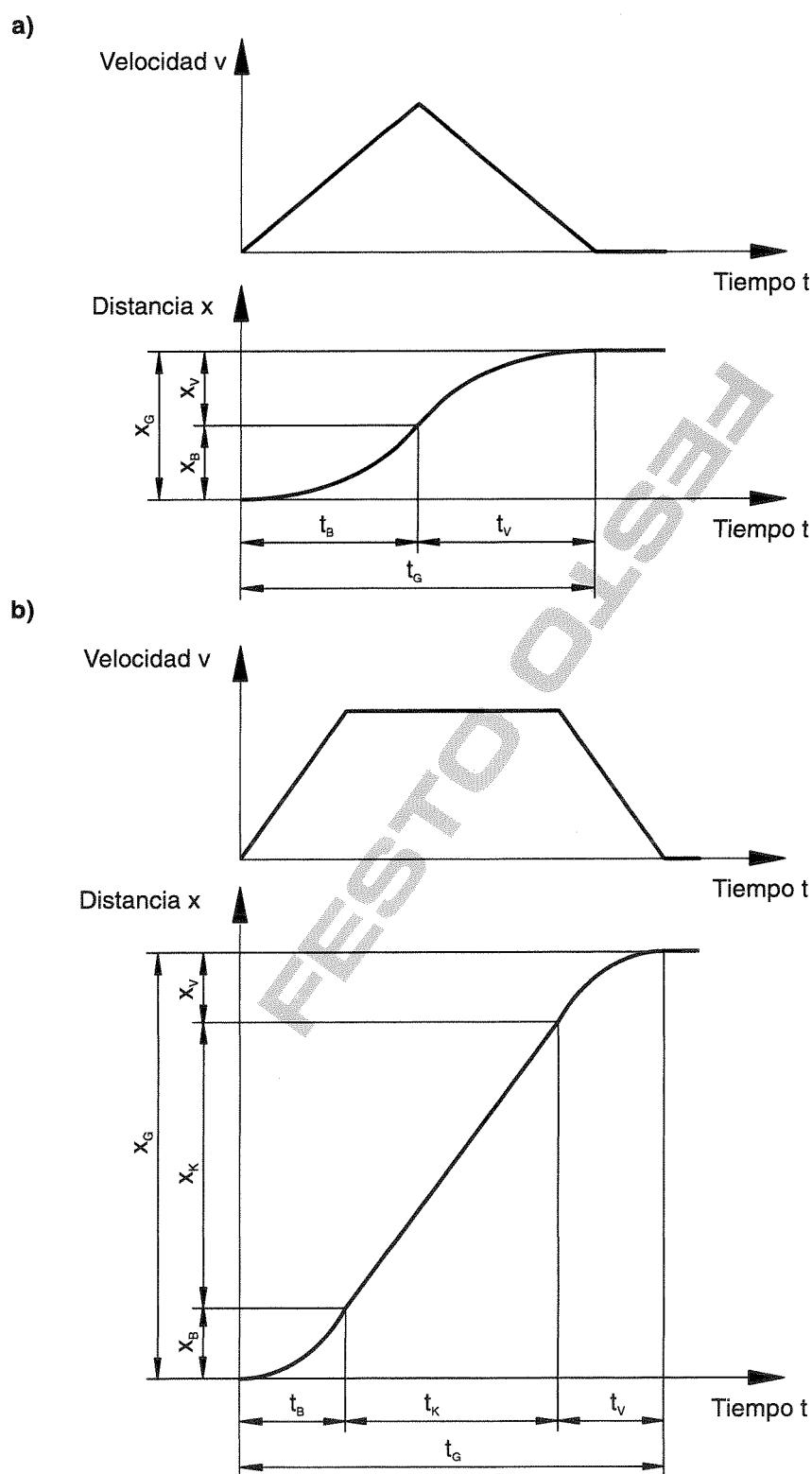


Fig. 6.2
Fases de la secuencia de un movimiento

Factores que influyen en la duración de una secuencia de movimiento

Para que un movimiento se ejecute lo más rápido posible, el sistema de accionamiento hidráulico debe alcanzar una elevada aceleración, una elevada deceleración y una velocidad máxima también elevada. Las aceleraciones y la velocidad máxima están influenciadas por:

- el sistema hidráulico con la bomba, la válvula limitadora de presión, la válvula distribuidora proporcional y el cilindro,
- la carga (fuerzas y masas),
- la distancia entre el punto de arranque y el de destino.

La Tabla 6.1 proporciona un detalle sobre los factores que influyen.

Instalación hidráulica	
Cilindro	- Superficie igual/ desigual - Carrera - émbolo- / Superficie anular - Rozamiento de las juntas
Válvula distribuidora proporcional	- Caudal nominal - Función caudal/señal
Alimentación de energía utilizando una bomba y una válvula limitadora de presión	- Presión del sistema - Caudal volumétrico de la bomba
Carga	
Masa de la carga	- Masa - Sentido del movimiento(horizontal/vertical, inclinado, arriba/ abajo)
Fuerzas de la carga	- Carga de tracción/compresión - Rozamiento de los cojinetes, guías
Distancia desde el punto de inicio al de destino	
	- pequeña/ grande

Tabla 6.1
Factores que influyen en la duración de una secuencia de movimientos

Condiciones marginales para el cálculo

Para simplificar los cálculos se han asumido dos consideraciones:

- Se utiliza una válvula proporcional de 4/3 vías con cuatro bordes de control iguales y una función caudal/señal lineal.
- Es condición indispensable que el sistema tenga una presión constante, es decir, la bomba debe estar diseñada de forma tal que aún pueda suministrar el caudal requerido incluso a la máxima velocidad del actuador.

Con todos los cálculos, la presión es tomada como presión estándar, es decir, la presión del depósito es cero.

Caudal nominal de una válvula distribuidora proporcional

La velocidad que puede alcanzarse por medio de un cilindro hidráulico, depende del caudal nominal de la válvula distribuidora proporcional.

El la ficha técnica de una válvula distribuidora proporcional, se especifica el caudal q_N con la válvula completamente abierta y una caída de presión de Δp_N por borde de control.

6.1 Cálculo del caudal para válvulas distribuidoras proporcionales

Caudal de una válvula distribuidora proporcional combinada con un accionamiento por cilindro hidráulico

Las condiciones de funcionamiento de la válvula en un sistema de accionamiento hidráulico difieren de las condiciones marginales para la medición, por lo que las válvulas de presión y caudal varían consecuentemente.

El margen del caudal bajo condiciones cambiantes se calcula según la tabla 6.2.

- La caída de presión a través del borde de control de la válvula se introduce en la fórmula del caudal como un valor raíz.
- Con una función lineal caudal/señal, el efecto de la variable de corrección es proporcional a la apertura de la válvula y al caudal.

Tabla 6.2
Cálculo del caudal

Parámetros de la válvula	- Caudal nominal de una válvula proporcional: q_N - Caída de presión nominal en el borde de control de la válvula proporcional: Δp_N - variable de corrección máxima de la válvula: y_{max}
Condiciones de funcionamiento dentro del circuito hidráulico	- caída de presión real a través de un borde de control de la válvula proporcional: Δp - variable de corrección real: y
Cálculo del caudal	$q = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}}$

Ejemplo 1

Cálculo del caudal

Los datos para una válvula proporcional de 4/3 vías son como sigue:

- Caudal nominal: $q_N = 20 \text{ l/min}$, medidos con una caída de presión de $\Delta p_N = 5 \text{ bar}$. El caudal nominal es igual para los cuatro bordes de control.
- señal de control máxima: $y_{max} = 10 \text{ V}$
- función lineal caudal/señal

En un sistema hidráulico se utiliza una válvula proporcional. Se han medido los siguientes valores durante el avance del cilindro:

- Señal de control: $y = 4 \text{ V}$.
- Caída de presión a través del borde de control de entrada: $\Delta p_A = 125 \text{ bar}$.

Se pide

el caudal q_A a través del borde de control de entrada de la válvula bajo las condiciones dadas

■ Cálculo de caudal

$$\begin{aligned} q_A &= q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_A}{\Delta p_N}} \\ &= 20 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot \frac{4\text{V}}{10\text{V}} \cdot \sqrt{\frac{125 \text{ bar}}{5 \text{ bar}}} \\ &= 20 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 0,4 \cdot 5 = 40 \frac{\text{l}}{\text{min}} \end{aligned}$$

Presiones de las cámaras y caída de presión a través de los bordes de control

Se considera un cilindro con superficies iguales, sin que tenga unida ninguna carga (fig. 6.3). Se desprecian los rozamientos y las fugas. La apertura de la válvula es constante y el vástagos se desplaza a velocidad constante. En ambas cámaras se crea una presión que es la mitad de la presión de alimentación. La presión diferencial Δp_A a través del borde de control de entrada es idéntica a la presión diferencial Δp_B a través de los bordes de control de salida. El valor de ambas presiones diferenciales es $p_0/2$.

6.2 Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficies iguales despreciando las fuerzas de la carga y los rozamientos.

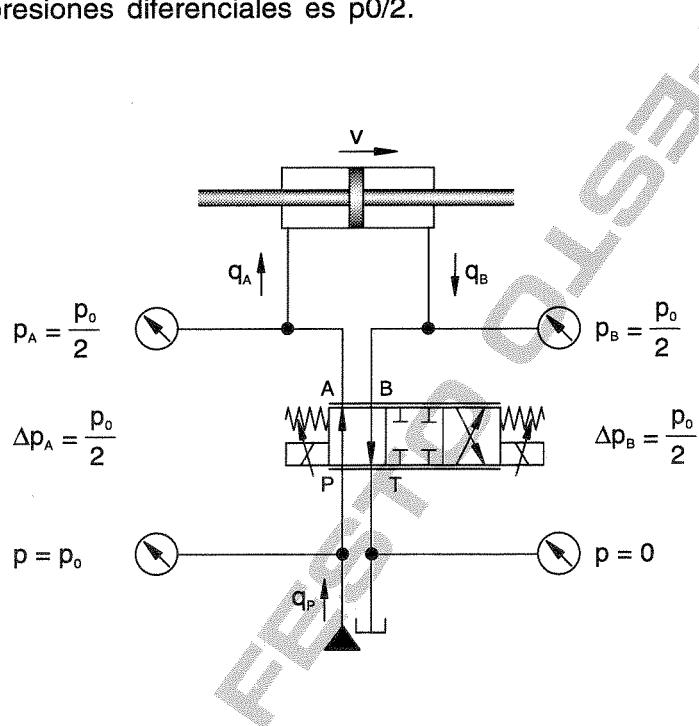


Fig. 6.3
Presiones en las cámaras y presiones diferenciales a través de los bordes de control en un cilindro con superficies iguales (despreciando la carga y los rozamientos)

Cálculo de la velocidad

La fórmula de cálculo para la velocidad se relaciona en la tabla 6.3.

- El área efectiva del émbolo es el resultado de la diferencia entre la superficie del émbolo y la superficie del vástago.
- El caudal a través del borde de control de la válvula se calcula como se muestra en la tabla 6.2.
- Para calcular la velocidad, el caudal a través del borde de la válvula de control se divide por la superficie anular del émbolo.

Dimensionado de la bomba

La bomba debe ser capaz de suministrar el caudal que fluye a través del borde de control de entrada con la máxima apertura de válvula.

Parámetros de un sistema de accionamiento hidráulico	
Alimentación de energía	Presión de alimentación: p_0
Válvula	véase Tabla 6.2
Cilindro	Diámetro del émbolo: D_K Diámetro del vástago: D_S
Fórmula para el cálculo	
Superficie anular	$A_R = \frac{\pi}{4} \cdot (D_K^2 - D_S^2)$
Caudal a través del borde de control	$q_A = q_B = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2 \cdot \Delta p_N}}$
Velocidad	$v = \frac{q}{A_R}$ $q_P = q_{A\max} = q_N \cdot \frac{y_{max}}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2 \cdot \Delta p_N}} = q_N \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2 \cdot \Delta p_N}}$

Tabla 6.3
Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficies iguales, despreciando la carga y los rozamientos

Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficies iguales, despreciando la carga y las fuerzas de rozamiento

Ejemplo 2

Un sistema de accionamiento hidráulico consta de los siguientes componentes:

- una válvula distribuidora proporcional con datos idénticos a los del ejemplo 1,
- un cilindro de superficies iguales
diámetro del émbolo: DK = 100 mm,
diámetro del vástago: DS = 70,7 mm,
- una bomba de caudal constante,
- una válvula limitadora de presión
presión ajustada: p0 = 250 bar.

Se pide:

- la velocidad máxima del cilindro (variable de corrección $y_{max} = 10 \text{ V}$)
- la velocidad del cilindro para una variable de corrección $y = 2 \text{ V}$
- el caudal qP, que debe suministrar la bomba

■ Cálculo de la superficie anular del émbolo

$$A_R = \frac{\pi}{4} \cdot (100^2 - 70,7^2) \text{ mm}^2 = 3928 \text{ mm}^2 = 39,3 \text{ cm}^2$$

■ Cálculo de la velocidad máxima

Caudal a través de un borde de control con la máxima variable de corrección

$$q_{A_{max}} = q_N \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2 \cdot \Delta p_N}} = 20 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot \sqrt{\frac{250 \text{ bar}}{2 \cdot 5 \text{ bar}}} = 100 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Velocidad máxima

$$v_{\max} = \frac{q_{A_{\max}}}{A_R} = \frac{100 \frac{l}{min}}{39,3 \text{ cm}^2} = \frac{100 \text{ dm}^3}{60 \text{ s} \cdot 0,393 \text{ dm}^2}$$
$$= 4,24 \frac{\text{dm}}{\text{s}} = 42,4 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

■ Cálculo de la velocidad con una variable de corrección de 2V

Caudal a través de un borde de control con una variable de corrección de 2 V:

$$q_A = q_N \cdot \frac{y}{y_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2 \cdot \Delta p_N}} = 20 \frac{l}{min} \cdot \frac{2 \text{ V}}{10 \text{ V}} \cdot \sqrt{\frac{250 \text{ bar}}{2 \cdot 5 \text{ bar}}} = 20 \frac{l}{min}$$

Velocidad con una válvula de corrección de 2 V

$$v = \frac{q_A}{A_R} = \frac{20 \frac{l}{min}}{39,3 \text{ cm}^2} = \frac{20 \text{ dm}^3}{60 \text{ s} \cdot 0,393 \text{ dm}^2} = 8,48 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

■ Cálculo del caudal necesario de la bomba

$$q_P = q_{A_{\max}} = 100 \frac{l}{min}$$

Relación de superficies de un cilindro con área desigual

En un cilindro con superficies desiguales, la presión en una de las cámaras actúa sobre la superficie total del émbolo y en la otra cámara en la superficie disminuida por la superficie del vástago. La relación entre la superficie del vástago y la del émbolo, se conoce como relación de superficies α (tabla 6.4). Con una superficie desigual, la relación de superficies α es mayor de 1.

6.3 Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficie desigual, despreciando la carga y las fuerzas de rozamiento.

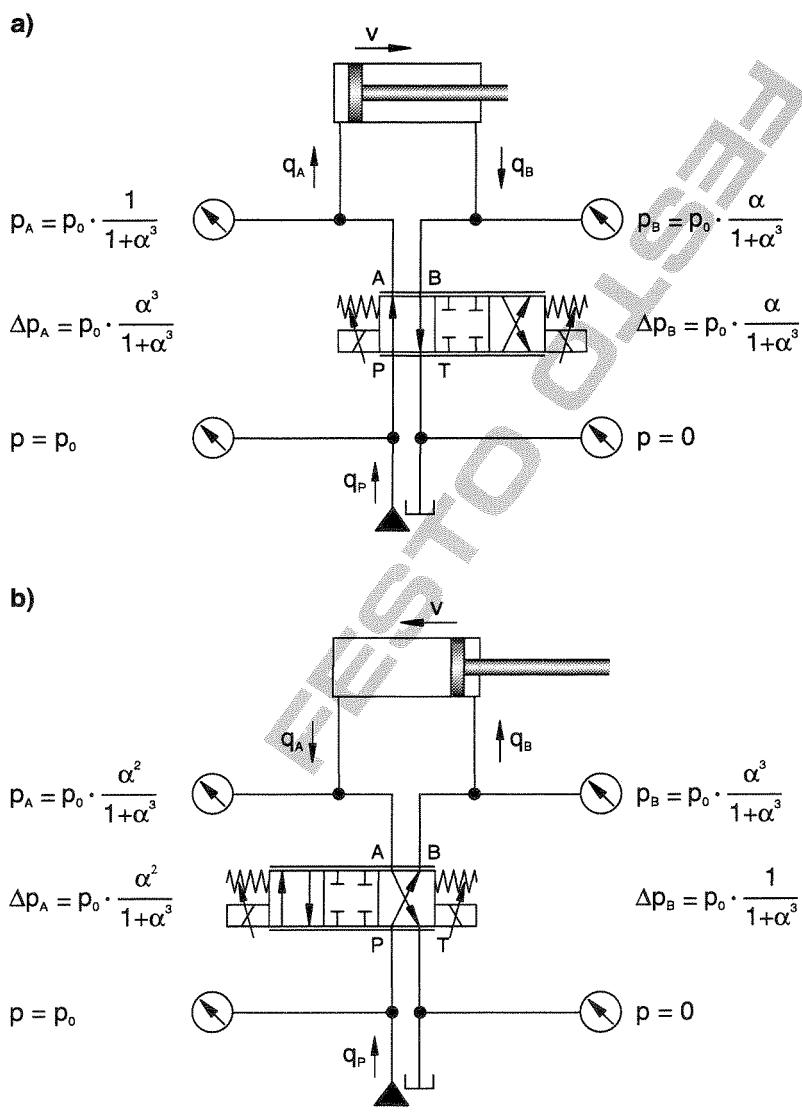


Fig. 6.4
Presiones en las cámaras y presiones diferenciales a través de los bordes de control en un cilindro con superficies desiguales (despreciando la carga y los rozamientos)

a) Avance del vástago
b) Retroceso del vástago

Secuencia de avance:

Presiones en las cámaras y caídas de presión a través de los bordes de control de la válvula.

La presión en las cámaras del cilindros y las presiones diferenciales a través de los bordes de control vienen determinados por el equilibrio de fuerzas en el émbolo y el valor raíz de las características del caudal. El avance del vástago resulta de las siguientes correlaciones (fig. 6.4a):

- Equilibrio de fuerzas en el émbolo:
Dado que no hay carga, las fuerzas en ambos lados del émbolo son idénticas. La presión en la superficie anular del émbolo es mayor por el factor α que la presión en la superficie del émbolo.
- Características del caudal:
La superficie del émbolo es mayor por el factor α que la superficie anular del émbolo. Consecuentemente, el caudal a través del borde de control de entrada es x veces mayor que a través del borde de control de salida. Dado que el caudal solamente aumenta con la caída de presión en el valor raíz, la caída de presión Δp_A a través del borde de control de entrada es mayor por el factor α^2 que la caída de presión Δp_B a través del borde de control de salida.

Las presiones y presiones diferenciales relacionadas en la fig 6.4a pueden calcularse a partir de las condiciones para el equilibrio de fuerzas y del caudal.

Secuencia de retroceso:

Presiones en la cámaras y caídas de presión a través de los bordes de control de la válvula.

Durante el retroceso, el caudal a través de borde de control de entrada está reducido por el factor α respecto al caudal a través del borde de control de salida. Las presiones y presiones diferenciales introducidas en la fig. 6.4b han sido obtenidas teniendo en cuenta el equilibrio de fuerzas en el émbolo y la relación de caudales.

Cálculo de la velocidad

La fórmula para el cálculo de la velocidad para el avance y retroceso del vástagos se indica en la tabla 6.4.

La velocidad para el avance del cilindro se determina en dos pasos.

- Cálculo del caudal para el borde de control de entrada:
La caída de presión a través del borde de control de entrada Δp_A en la fig. 6.4a se introduce en la fórmula del caudal (tabla 6.2).
- Cálculo de la velocidad:
El caudal a través del borde de control de entrada se divide por la superficie del émbolo.

El proceso para calcular la velocidad de retroceso se realiza también en dos etapas. Para calcular el caudal a través del borde de control de entrada, la caída de presión Δp_B según la fig. 6.4b se aplica en la relación de caudal según la tabla 6.2. La velocidad se calcula dividiendo el valor del caudal por la superficie anular del émbolo.

Dimensionado de la bomba

Durante el avance del vástagos, el caudal a través del borde de control de la entrada es mayor por el factor $\alpha 1,5$ que durante el retroceso (tabla 6.4). Por lo tanto, el caudal máximo durante el avance debe utilizarse como base para el dimensionado de la bomba. Esto sucede con la máxima apertura de la válvula.

Parámetros del sistema de accionamiento hidráulico

véase Tabla 6.3

Fórmula para el cálculo del cilindro

Superficie del émbolo	$A_K = \frac{\pi}{4} \cdot D_K^2$
-----------------------	-----------------------------------

Relación de superficies	$\alpha = \frac{A_K}{A_R} = \frac{D_K^2}{D_K^2 - D_S^2}$
-------------------------	--

Fórmula para el cálculo del avance del vástagos

Caudal a través del borde de control de entrada	$q_A = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_A}{\Delta p_N}} = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot \alpha^3}{\Delta p_N \cdot (1 + \alpha^3)}}$
---	--

Velocidad de avance del vástagos	$v = \frac{q_A}{A_K} = \frac{q_N}{A_K} \cdot \frac{y}{y_{max}} = \sqrt{\frac{p_0 \cdot \alpha^3}{\Delta p_N \cdot (1 + \alpha^3)}}$
----------------------------------	---

Fórmula para el cálculo del retroceso del vástagos

Caudal a través del borde de control de entrada	$q_B = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_B}{\Delta p_N}} = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_N \cdot (1 + \alpha^3)}}$
---	--

Velocidad de retroceso del vástagos	$v = \frac{q_B}{A_R} = \frac{q_B \cdot \alpha}{A_K} = \frac{q_N}{A_K} \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot \alpha^2}{\Delta p_N \cdot (1 + \alpha^3)}}$
-------------------------------------	--

Fórmula para el cálculo del caudal volumétrico de la bomba

$$q_P = q_{max} = q_N \cdot \frac{y_{max}}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot \alpha^3}{\Delta p_N \cdot (1 + \alpha^3)}} \\ = q_N \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot \alpha^3}{\Delta p_N \cdot 1 + \alpha^3}}$$

Tabla 6.4
Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies diferentes despreciando la carga y los rozamientos

Comparación de las velocidades de avance y retorno para un accionamiento por cilindro utilizando una válvula proporcional de 4/3 vías

Si la bomba está correctamente dimensionada, suministra bajo cualquier situación por lo menos el máximo caudal q_{max} capaz de atravesar el borde de control de la válvula distribuidora proporcional con la presión de alimentación p_{max} . Bajo esta condición, la presión p_0 siempre se aplica a la conexión P de la válvula distribuidora proporcional. El accionamiento con válvula distribuidora proporcional puede ser considerado como un sistema a presión constante (tabla 6.5).

Con un sistema a presión constante, la apertura de la válvula es el factor crítico para la velocidad, y la velocidad de avance de un cilindro sin carga con superficies desiguales, es mayor por el factor α que su velocidad de retroceso (tabla 6.4).

Comparación de la velocidad de avance y retroceso de un cilindro utilizando una válvula conmutadora de 4/3 vías

Si un accionamiento por cilindro hidráulico está controlado por una válvula conmutadora de 4/3 vías, entonces la velocidad está limitada por el caudal volumétrico de la bomba. Se utiliza un sistema de caudal constante (tabla 6.5).

Con un sistema de caudal constante, la velocidad de retroceso de un cilindro con superficies desiguales es mayor por el factor α que la velocidad de avance.

	Sistema a presión constante	Sistema a caudal constante
Tipo de válvula	Válvula proporcional de 4/3 vías	Válvula comutadora de 4/3 vías
Constante	Presión en la conexión P de la válvula proporcional de 4/3 vías (corresponde a la presión de alimentación p_0)	Caudal volumétrico q_A a través de la apertura de entrada de la válvula (corresponde al caudal volumétrico q_P de la bomba)
Variable	Caudal q_A a través del borde de control de entrada (depende de la carga y de la variable de corrección)	Presión en la conexión P de la válvula distribuidora (depende de la carga)
Caudal volumétrico a través de la válvula limitadora de presión	En casi todos los puntos de funcionamiento q_A es menor que q_P . El caudal restante se descarga por la limitadora de presión.	Con movimiento de velocidad constante
Velocidad de un cilindro con superficies diferentes	Velocidad de avance mayor que la velocidad de retroceso	Velocidad de retroceso mayor que la velocidad de avance

Tabla 6.5
Comparación entre un sistema a presión constante y un sistema a caudal constante

Ejemplo 3

Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies desiguales despreciando la carga y las fuerzas de rozamiento

Los datos para la alimentación de presión y la válvula distribuidora proporcional son los mismos que los del ejemplo 2. La superficie del émbolo y del vástagos también son idénticos.

Se pide:

- la velocidad de avance máxima del vástagos (variable de control: $y = 10 \text{ V}$)
- la velocidad de retroceso máxima del vástagos (variable de control: $y = -10 \text{ V}$)
- el caudal volumétrico necesario de la bomba q_P

■ Cálculo del cilindro

Superficie del émbolo

$$A_K = \frac{\pi}{4} \cdot D_K^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 100^2 \text{ mm}^2 = 7854 \text{ mm}^2 = 0,785 \text{ dm}^2$$

Relación de superficies

$$\alpha = \frac{A_K}{A_R} = \frac{7854 \text{ mm}^2}{3928 \text{ mm}^2} = 2$$

■ Cálculo de la velocidad máxima de avance

Caudal a través del borde de control de entrada

$$q_A = q_N \cdot \frac{y}{y_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\Delta p_N} \cdot \frac{\alpha^3}{1 + \alpha^3}}$$

$$= 20 \frac{l}{\text{min}} \cdot \frac{10 \text{ V}}{10 \text{ V}} \cdot \sqrt{\frac{250 \text{ bar}}{5 \text{ bar}} \cdot \frac{8}{9}} = 133,3 \frac{l}{\text{min}}$$

velocidad de avance máxima

$$v = \frac{q_A}{A_K} = \frac{133,3 \text{ dm}^3}{60 \text{ s} \cdot 0,785 \text{ dm}^2} = 2,8 \frac{\text{dm}}{\text{s}} = 0,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

■ Cálculo de la velocidad máxima de retroceso

Caudal a través del borde de control de entrada

$$q_B = q_N \cdot \frac{y}{y_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\Delta p_N} \cdot \frac{1}{1 + \alpha^3}}$$

$$= 20 \frac{l}{\text{min}} \cdot \sqrt{\frac{250 \text{ bar}}{5 \text{ bar} \cdot 9}} = 47,1 \frac{l}{\text{min}}$$

velocidad de retroceso máxima

$$v = \frac{q_B}{A_R} = \frac{q_B \cdot \alpha}{A_K} = \frac{47,1 \text{ dm}^3 \cdot 2}{60 \text{ s} \cdot 0,785 \text{ dm}^2} = 2 \frac{\text{dm}}{\text{s}} = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

■ Cálculo del caudal volumétrico requerido de la bomba

$$q_P = q_{\max} = q_N \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\Delta p_N} \cdot \frac{\alpha^3}{1 + \alpha^3}} = 133,3 \frac{l}{\text{min}}$$

6.4 Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies iguales teniendo en cuenta la carga y las fuerzas de rozamiento

Fuerza máxima del émbolo

La fuerza máxima F_{max} actúa sobre el émbolo si en una cámara del cilindro hidráulico hay la presión de alimentación y en la otra la presión del depósito. La fuerza máxima para un cilindro con superficies iguales se calcula como el producto de la presión de alimentación y la superficie del émbolo (tabla 6.6).

Fuerza del émbolo con movimiento de velocidad constante

Con un movimiento de velocidad constante, la fuerza real del émbolo F se obtiene de la fuerza de la carga F_L y las fuerzas de rozamiento F_R , para lo cual deben observarse las siguientes definiciones para los signos:

- Una carga que actúe en sentido opuesto al movimiento se describe como una carga de compresión y debe utilizarse con signo positivo.
- Una carga que actúe en el mismo sentido que el movimiento, es decir, ayudando a moverse al cilindro, se describe como una carga de tracción y debe utilizarse con signo negativo.
- La fuerza de rozamiento siempre actúa contra el movimiento y por lo tanto siempre debe utilizarse con signo positivo.

Para que el émbolo se desplace siempre en el sentido deseado, la fuerza del émbolo F siempre debe ser inferior a la máxima fuerza del émbolo F_{max} .

Presión de carga, presión de cámara y presión diferencial a través de los bordes de control

La presión de carga p_L indica qué presión diferencial debe prevalecer entre las dos cámaras del cilindro para generar la fuerza F . Para un cilindro con superficies iguales, se calcula dividiendo la fuerza que debe ejercer el vástago por la superficie anular del émbolo AR.

Teniendo en cuenta la presión de carga, se producen la presión y presiones diferenciales que muestra la fig. 6.5.

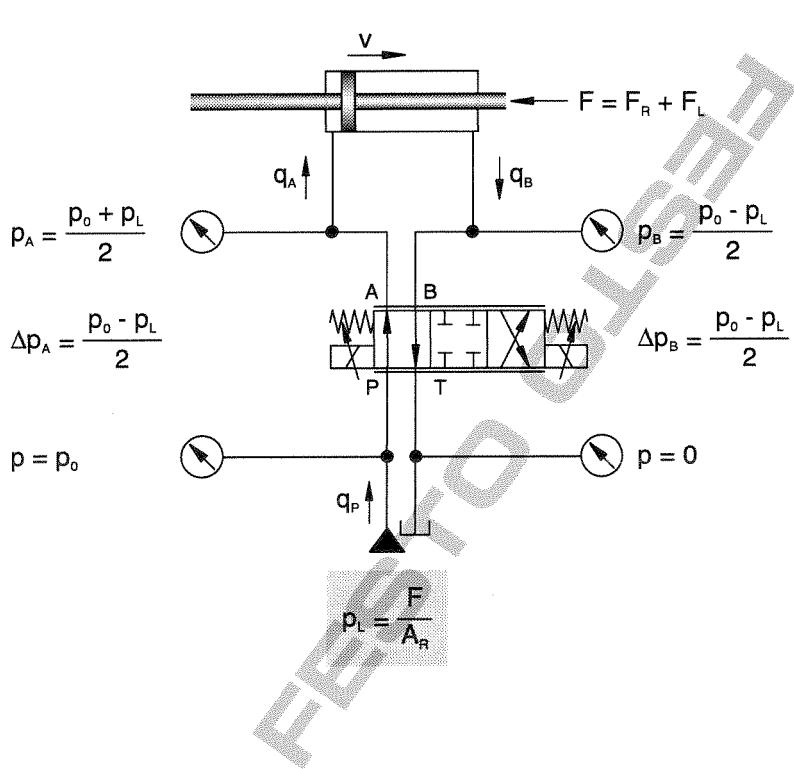


Fig. 6.5
Presiones de cámara y presiones diferenciales a través de los bordes de presión en cilindros con superficies iguales (con carga y rozamientos)

B-100

Capítulo 6

Parámetros en un sistema hidráulico	
	véase tabla 6.3
Parámetros de la carga	
Fuerza de la carga	F_L
Rozamientos	F_R
Fórmula para calcular fuerzas y presiones de carga	
Fuerza máxima del émbolo	$F_{max} = A_R \cdot p_0$
Fuerza real del émbolo	$F = F_L + F_R$
Presión de carga	$p_L = \frac{F}{A_R}$
Fórmula para el cálculo de la velocidad, directa para cilindro cargado	
Caudal a través de un borde de control	$q_A = q_B = q_N \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{2 \cdot \Delta p_N}}$
Velocidad con carga	$v_L = \frac{q_A}{A_R}$
Fórmulas para el cálculo de velocidad en un cilindro sin carga	
Velocidad sin carga	v calculada según la tabla 6.3
Velocidad	$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{p_0}} = v \cdot \sqrt{\frac{F_{max} - F}{F_{max}}}$
Fórmula para el cálculo del caudal de la bomba	
	$q_P = q_{Amax} = q_N \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{2 \cdot \Delta p_N}}$

Tabla 6.6

Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies iguales (con carga y rozamientos)

Cálculo de la velocidad del movimiento

La velocidad del movimiento se calcula en dos etapas (tabla 6.6):

- Cálculo del caudal:

Los caudales q_A y q_B son idénticos. Estos se determinan incluyendo la presión diferencial Δp_A o Δp_B (fig. 6.5) en la relación de caudal (tabla 6.2).

- Cálculo de la velocidad

El caudal q_A se divide por la superficie anular del émbolo AR.

Si la velocidad del movimiento del actuador sin carga ya ha sido establecida, es conveniente determinar la velocidad v_L bajo la influencia de la carga, a partir de la premisa de la velocidad del actuador sin carga (tabla 6.6).

Dimensionado de la bomba

Ya que el caudal volumétrico q_A aumenta al aumentar la velocidad del movimiento del actuador, el dimensionado de la bomba debe hacerse de acuerdo con el movimiento a la máxima velocidad. Con una carga de tracción, la carga actúa en el sentido del movimiento y la fuerza de la carga F_L es negativa. Bajo esta condición marginal, la velocidad del émbolo y el caudal volumétrico requerido q_P de la bomba puede ser mayor que en el estado sin carga.

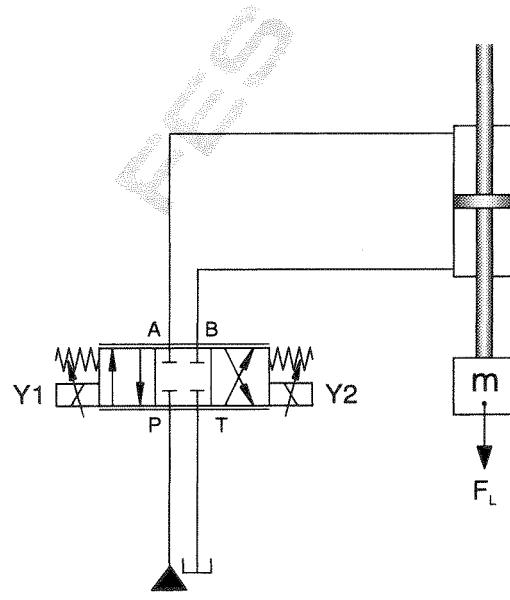


Fig. 6.6
Cilindro de superficies iguales con carga y rozamientos

Ejemplo 4

Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies iguales teniendo en cuenta la carga y los rozamientos

Un accionamiento por cilindro está dispuesto verticalmente y debe elevar y descender una carga (fig. 6.6)

- La fuerza de la carga es de $F_L = 20 \text{ kN}$.
- La fuerza de rozamiento en ambos sentidos del movimiento es de $F_R = 5 \text{ kN}$.

El resto de datos técnicos corresponden al ejemplo 2.

Se pide:

- la velocidad máxima para el movimiento de elevación del cilindro (variable de corrección: $y = 10 \text{ V}$)
- la velocidad máxima para el movimiento de descenso del cilindro (variable de corrección: $y = -10 \text{ V}$)
- el caudal volumétrico q_P necesario en la bomba
- **Velocidad máxima sin carga
(del ejemplo 2):**

$$v = \frac{q_A}{A_R} = \frac{100 \text{ dm}^3}{60 \text{ s} \cdot 0,393 \text{ dm}^2} = 4,24 \frac{\text{dm}}{\text{s}} = 0,424 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo de la fuerza máxima del émbolo

$$\begin{aligned} F_{\max} &= A_R \cdot p_0 = 39,3 \text{ cm}^2 \cdot 250 \text{ bar} = 39,3 \text{ cm}^2 \cdot 250 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \\ &= 9825 \text{ kp} = 98,25 \text{ kN} \end{aligned}$$

- **Cálculo de la velocidad máxima
(movimiento de subida, empujando la carga)**

fuerza real del émbolo

$$F = F_R + F_L = 5 \text{ kN} + 20 \text{ kN} = 25 \text{ kN}$$

Velocidad con la máxima apertura de válvula

$$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} - F}{F_{\max}}} = 0,424 \frac{m}{s} \cdot \sqrt{\frac{98,25 \text{ kN} - 25 \text{ kN}}{98,25 \text{ kN}}} = 0,366 \frac{m}{s}$$

■ **Cálculo de la velocidad máxima
(movimiento de bajada, carga de tracción)**

Fuerza real del émbolo

$$F = F_R + F_L = 5 \text{ kN} - 20 \text{ kN} = -15 \text{ kN}$$

Velocidad con la máxima apertura de la válvula

$$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} - F}{F_{\max}}} = 0,424 \frac{m}{s} \cdot \sqrt{\frac{98,25 \text{ kN} + 15 \text{ kN}}{98,25 \text{ kN}}} = 0,455 \frac{m}{s}$$

■ **Cálculo del caudal requerido de la bomba**

Con el movimiento hacia abajo, la velocidad v y el caudal q_A a través del borde de control de entrada son mayores que en el movimiento de hacia arriba. Por lo tanto, la bomba debe estar dimensionada para el movimiento hacia abajo.

$$q_p = q_{A\max} = v_{\max} \cdot A_R = 4,55 \frac{\text{dm}}{\text{s}} \cdot 0,393 \text{ dm}^2 = 1,79 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 107,5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Efecto de la carga en la velocidad del movimiento

El ejemplo muestra el efecto de la carga sobre la velocidad del movimiento de un cilindro hidráulico:

- En el movimiento de subida, el cilindro debe vencer una fuerza que actúa contra el sentido del movimiento. La velocidad es menor con idéntica apertura de válvula que en el caso sin carga.
- En el movimiento de bajada, la carga actúa en el mismo sentido del movimiento. La velocidad es mayor con idéntica apertura de válvula que en el caso sin carga.

6.5 Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies diferentes teniendo en cuenta la carga y los rozamientos

Fuerza máxima en el émbolo

La fuerza máxima del émbolo F_{max} se calcula según la tabla 6.7. La fuerza para el movimiento de avance es mayor por un factor α que para el movimiento de retroceso.

Fuerza del émbolo a una velocidad de desplazamiento constante

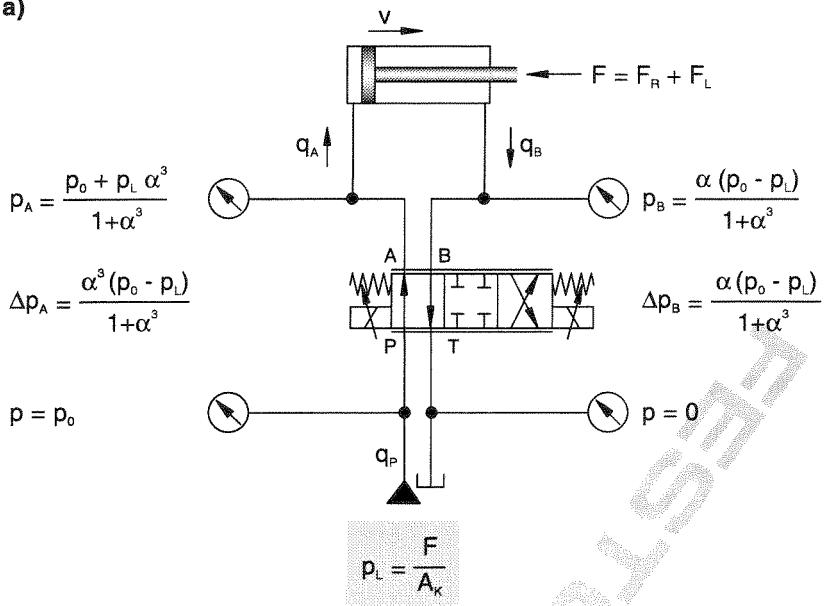
Se aplican las mismas correlaciones a los cilindros con superficies iguales (sección 6.4).

Presión de carga, presiones de cámara y presiones diferenciales a través de los bordes de control

La fórmula de cálculo para la presión de carga p_L es diferente para los movimientos de avance y de retroceso (tabla 6.7). Una carga idéntica durante el movimiento de retorno provoca una presión de carga mayor por un factor α .

Las presiones de las cámaras p_A y p_B así como las presiones diferenciales Δp_A y Δp_B a través de los bordes de control se muestran en la fig. 6.7a (movimiento de avance) y en la fig. 6.7 b (movimiento de retroceso).

a)



b)

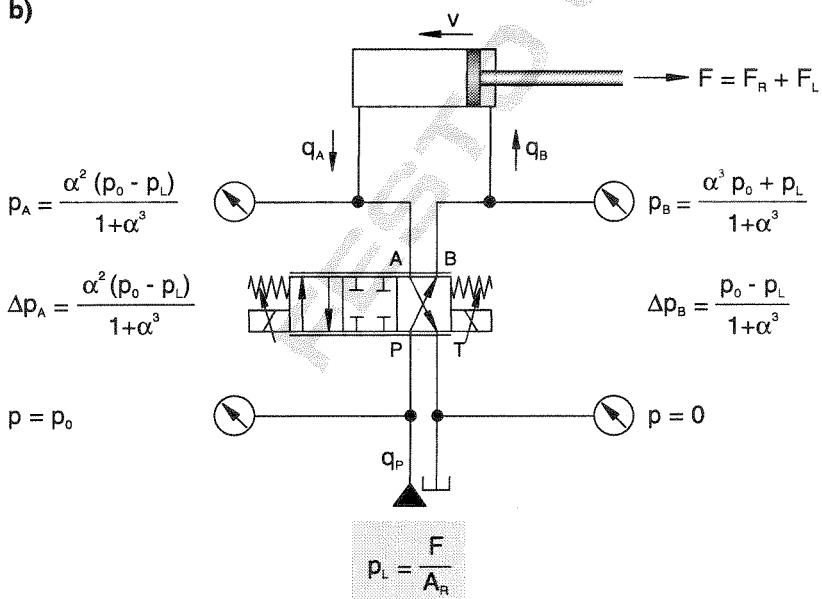


Fig. 6.7
Presiones de cámara y presiones diferenciales a través de los bordes de control en un cilindro con superficies diferentes (con carga y rozamientos)

Cálculo de la velocidad de avance y de retroceso

La velocidad de avance y de retroceso se calculan según el mismo principio que el de los cilindros con superficies iguales (sección 6.4).

Efecto de las fuerzas debidas a la carga

Durante el movimiento de retroceso, la fuerza máxima del émbolo F_{max} es menor que durante el movimiento de avance. Una carga que actúe en sentido opuesto al movimiento, produce una presión mayor p_L , con lo cual la velocidad influida por la carga de tracción se reduce durante el movimiento de retroceso.

Dimensionado de la bomba

El factor decisivo para el dimensionado de la bomba es el caudal máximo q_{max} a través del borde de control de entrada, que se produce durante la apertura de la válvula. Para determinar el caudal de la bomba, deben examinarse las necesidades de ambos sentidos del movimiento:

- En el caso de la mayoría de los sistemas, el caudal máximo a través del borde de control de la entrada es mayor durante el avance. Por lo tanto, la bomba se dimensiona para el movimiento de avance.
- Su actúa una fuerza de compresión durante el avance, en oposición a una carga de tracción durante el retroceso, el caudal puede ser mayor durante el retorno que durante el avance. En este caso, la bomba debe dimensionarse para el movimiento de retroceso.

a) Parámetros de un sistema hidráulico

véase tabla 6.3

b) Parámetros de la carga

véase tabla 6.5

c) Avance del vástago

Fórmula para el cálculo del cilindro

$$\text{Fuerza máxima del émbolo} \quad F_{\max} = A_K \cdot p_0$$

$$\text{Fuerza real del émbolo} \quad F = F_R + F_L$$

$$\text{Presión de carga} \quad p_L = \frac{F}{A_K}$$

Cálculo de la velocidad de avance

$$\text{Caudal a través del borde de control de entrada} \quad q_A = q_N \cdot \frac{y}{y_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{p_N} \cdot \frac{\alpha^3}{1 + \alpha^3}}$$

$$\text{Velocidad con carga} \quad v_L = \frac{q_A}{A_K}$$

Cálculo de la velocidad de avance, si se conoce la velocidad de avance sin carga

$$\text{Velocidad de avance sin carga} \quad v \quad \text{véase tabla 6.3}$$

$$\text{Velocidad de avance con carga} \quad v_L = v \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{p_0}} = v \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} - F}{F_{\max}}}$$

d) Retroceso del vástago

Fórmula para el cálculo del cilindro

$$\text{Fuerza máx. del émbolo} \quad F_{\max} = A_R \cdot p_0$$

$$\text{Fuerza real del cilindro} \quad F = F_R + F_L$$

$$\text{Presión de carga} \quad p_L = \frac{F}{A_R} = \frac{F \cdot \alpha}{A_K}$$

Cálculo de la velocidad de retroceso

$$\text{Caudal a través del borde de control de entrada} \quad q_B = q_N \cdot \frac{y}{y_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{p_N} \cdot \frac{1}{1 + \alpha^3}}$$

$$\text{Velocidad con carga} \quad v_L = \frac{q_B}{A_R} = \frac{q_B \cdot \alpha}{A_K}$$

Tabla 6.7
Cálculo de la velocidad para un cilindro con superficies diferentes (con carga y rozamientos)

B-108

Capítulo 6

Continuación de la tabla
6.7
Cálculo de la velocidad para un cilindro son superficies diferentes (con carga y rozamientos)

Cálculo de la velocidad de retroceso, si se conoce la velocidad de retroceso sin carga

Velocidad de retroceso sin carga	V véase tabla 6.3
Velocidad de retroceso con carga	$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{p_0}} = v \cdot \sqrt{\frac{F_{max} - F}{F_{max}}}$
e) Fórmula para el cálculo del caudal de la bomba	$q_P = q_{max}$

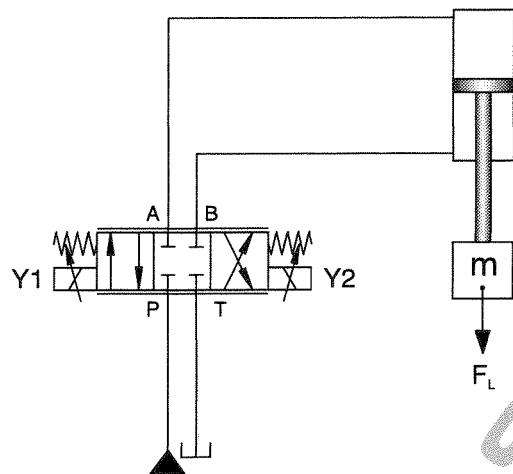


Fig. 6.8
Cilindro de superficies diferentes con carga y rozamientos

Cálculo de la velocidad para un cilindro de superficies desiguales teniendo en cuenta la carga y los rozamientos

Ejemplo 5

Un cilindro con superficies desiguales se monta verticalmente y debe subir y bajar una carga (fig. 6.8). Todos los demás datos corresponden a los del sistema del ejemplo 4.

Se pide

- la velocidad máxima para el movimiento de subida del cilindro (variable de corrección $y = 10 \text{ V}$)
- la velocidad máxima para el movimiento de bajada del cilindro (variable de corrección $y = -10 \text{ V}$)
- el caudal necesario de la bomba

- **Cálculo de la velocidad máxima para el movimiento de subida:**
El vástago se esconde durante el movimiento de subida.

Velocidad máxima del movimiento de retorno sin carga (del ejemplo 3)

$$v = \frac{q_B}{A_R} = \frac{47,1 \text{ dm}^3}{60 \text{ s} \cdot 0,393 \text{ dm}^2} = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

fuerza máxima del émbolo (movimiento de retorno)

$$F_{\max} = A_R \cdot p_0 = 0,393 \text{ dm}^2 \cdot 250 \text{ bar} = 98,25 \text{ kN}$$

fuerza real del émbolo

$$F = F_R + F_L = 5 \text{ kN} + 20 \text{ kN} = 25 \text{ kN}$$

Velocidad para la máxima apertura de la válvula (movimiento de retorno)

$$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} - F}{F_{\max}}} = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{98,25 \text{ kN} - 25 \text{ kN}}{98,25 \text{ kN}}} = 0,173 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Cálculo de la velocidad máxima para el movimiento de bajada:**
El vástago avanza durante el movimiento de bajada.

Velocidad máxima del movimiento de avance sin carga (del ejemplo 3)

$$v = \frac{q_A}{A_K} = \frac{133,3 \text{ dm}^3}{60 \text{ s} \cdot 0,785 \text{ dm}^2} = 0,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

fuerza máxima del émbolo (movimiento de avance)

$$F_{\max} = A_K \cdot p_0 = 0,785 \text{ dm}^2 \cdot 250 \text{ bar} = 196,3 \text{ kN}$$

fuerza real del émbolo

$$F = F_R - F_L = 5 \text{ kN} - 20 \text{ kN} = -15 \text{ kN}$$

Velocidad durante la máxima apertura de la válvula (movimiento de avance)

$$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} - F}{F_{\max}}} = 0,28 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{196,3 \text{ kN} + 15 \text{ kN}}{196,3 \text{ kN}}} = 0,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

■ **Cálculo del caudal de la bomba:**

caudal máximo a través del borde de control de entrada durante el avance

$$q_A = v_L \cdot A_K = 0,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,785 \text{ dm}^2 = 2,3 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 137 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

caudal máximo a través del borde de control de entrada durante el retroceso

$$q_B = v_L \cdot A_R = 0,173 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,393 \text{ dm}^2 = 0,68 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 40,8 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

caudal necesario de la bomba

$$q_P = q_{\max} = q_A = 137 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Velocidad y recorrido de la variable de control durante la fase de aceleración

Para hacer un cálculo aproximado, se considera una aceleración constante. Esto produce un incremento constante de la velocidad durante la fase de aceleración (fig. 6.2). La apertura de la válvula se incrementa en forma de rampa durante la fase de aceleración.

6.6 Efecto de la fuerza máxima del émbolo en el proceso de aceleración y deceleración

Fuerzas durante la fase de aceleración

Durante la fase de aceleración, la fuerza del émbolo F se forma con la fuerza de rozamiento FR, la fuerza de la carga FL y la fuerza de aceleración FB. La máxima fuerza de aceleración y la máxima aceleración amax se producen con la máxima fuerza del émbolo Fmax. La fuerza máxima del émbolo Fmax se alcanza si la presión de alimentación p0 se halla en una de las cámaras del cilindro y la presión del depósito en la otra cámara.

La formula para la fuerza durante la aceleración se resume en la tabla 6.8a.

Duración del proceso de aceleración y distancia recorrida

Para conseguir un movimiento rápido, la aceleración debe ser lo más grande posible. La aceleración máxima alcanzable a_{max} se calcula como el cociente de la máxima fuerza de aceleración F_{Bmax} y la masa en movimiento m (tabla 6.8b). La masa total desplazada m se determina sumando la masa de la carga y la masa del actuador hidráulico.

La duración del proceso de aceleración t_B y la distancia recorrida x_B se calculan según la tabla 6.8b.

Recorrido de la variable de velocidad y la variable de corrección en la fase de deceleración

Ya que un requisito previo para la fase de deceleración es una deceleración constante, esto produce una reducción constante de la velocidad (fig. 6.2). La apertura de la válvula se reduce en forma de rampa hasta que la válvula se cierra.

Sentido real de las fuerzas durante la deceleración

Durante el proceso de deceleración, la fuerza resultante F ejercida por el émbolo sobre la carga lo es en sentido opuesto al del movimiento. Por lo tanto, es positiva, si actúa contra el sentido del movimiento. La fuerza de rozamiento FR y la fuerza positiva de la carga FL ayudan al proceso de deceleración (tabla 6.8c) y reducen la fuerza del émbolo F necesaria para la deceleración.

Cavitación y puntas de presión

Para decelerar un cilindro, hay que cerrar la válvula distribuidora proporcional. Se producen dos efectos si la apertura de la válvula se reduce demasiado rápidamente.

- En la cámara en la que el fluido se comprime por la carga en movimiento la presión sube rápidamente por encima de la presión de alimentación. Los cilindros, racores y tubos pueden llegar a estallar como resultado de este pico de presión.
- En la otra cámara, la presión puede descender por debajo de la presión del depósito y se producen cavitaciones.

Valores críticos de la fuerza del émbolo durante la deceleración

Para evitar cavitaciones y picos de presión excesivos durante la deceleración de un cilindro, la válvula debe cerrarse con suficiente lentitud para que la fuerza del émbolo F se mantenga por debajo del valor crítico F_{max} . Las fuerzas permisibles del émbolo durante la deceleración se relacionan en la tabla 6.8c.

- En un cilindro con superficies iguales, no debe sobrepasarse la fuerza máxima F_{max} calculada para la aceleración.
- Cuando se decelera el retroceso del vástago en un cilindro con superficies desiguales, el riesgo de cavitaciones es mínimo ya que fluye una cantidad relativamente pequeña de aceite a través del borde de control de entrada. Es aconsejable decelerar el cilindro de forma tal que la presión en la superficie del émbolo no suba por encima de la presión de alimentación. La fuerza máxima del émbolo se calcula bajo estas condiciones según la tabla 6.8c.
- Particularmente crítico es el frenado del avance de un cilindro de superficies diferentes, ya que en este caso se produce fácilmente una cavitación con una fuerza F_{max} del émbolo comparativamente reducida.

Duración del proceso de deceleración y distancia recorrida

El cilindro alcanza el máximo retraso a_{max} , cuando la fuerza máxima del émbolo F_{max} actúa contra el sentido del movimiento (tabla 6.8c). La máxima deceleración a_{max} , la duración y_V del proceso de deceleración y la distancia recorrida x_V se calculan según la tabla 6.8d.

a) Fórmulas de cálculo para las fuerzas durante la fase de aceleración	
Fuerza del émbolo durante la fase de aceleración	$F = F_B + F_R + F_L$
Fuerza máxima del émbolo en un cilindro de superficies iguales	$F_{max} = A_R \cdot p_0$
Fuerza máxima de avance en un cilindro de superficies diferentes	$F_{max} = A_K \cdot p_0$
Fuerza máxima de retroceso en un cilindro de superficies diferentes	$F_{max} = A_R \cdot p_0$
b) Fórmulas de cálculo para la duración de las fases de aceleración y deceleración y la distancia recorrida	
Aceleración máxima permisible	$a_{max} = \frac{F_{Bmax}}{m} = \frac{F_{max} - F_R - F_L}{m}$
Duración de la fase de aceleración	$t_B = \frac{v}{a}$
Distancia recorrida durante la fase de aceleración	$x_B = \frac{1}{2} \cdot t_B \cdot v$
c) Fórmulas de cálculo para las fuerzas durante la fase de deceleración	
Fuerza del émbolo durante la fase de deceleración	$F = F_V - F_R - F_L$
Fuerza máxima del émbolo en un cilindro de superficies iguales	$F_{max} = A_R \cdot p_0$
Fuerza máxima de avance en un cilindro de superficies diferentes	$F_{max} = \frac{A_K \cdot p_0}{\alpha^3}$
Fuerza máxima de retroceso en un cilindro de superficies diferentes	$F_{max} = A_K \cdot p_0 \cdot \frac{\alpha^3 - \alpha^2 + 1}{\alpha^3}$
d) Fórmulas de cálculo para la duración de la fase de deceleración y distancia recorrida	
Deceleración máxima permisible	$a_{max} = \frac{F_{Vmax}}{m} = \frac{F_{max} + F_R + F_L}{m}$
Duración de la fase de deceleración	$t_V = \frac{v}{a}$
Distancia recorrida durante la fase de deceleración	$x_V = \frac{1}{2} \cdot t_V \cdot v$

Tabla 6.8
Efecto de la fuerza máxima del émbolo en los procesos de aceleración y deceleración

Accionamiento por cilindro hidráulico como oscilador muelle/masa

El émbolo de un cilindro hidráulico de doble efecto se halla bloqueado entre dos columnas de líquido. Dado que el fluido es ligeramente compresible, las columnas forman sendos muelles con rigidez c_1 y c_2 (fig. 6.9). La rigidez de los muelles de las dos columnas son acumulativas. Con un cilindro de superficies iguales, la suma de la rigidez de ambos muelles es mínima cuando el émbolo se halla en la posición media.

El sistema, consistente en muelles de aceite, émbolo, vástago y carga de la masa, puede ser considerado como un oscilador muelle/masa. Si un accionamiento por cilindro hidráulico con la válvula cerrada es excitado por una fuerza, se producen oscilaciones decrecientes (fig. 6.9).

6.7 Efecto de la frecuencia angular natural en los procesos de aceleración y deceleración

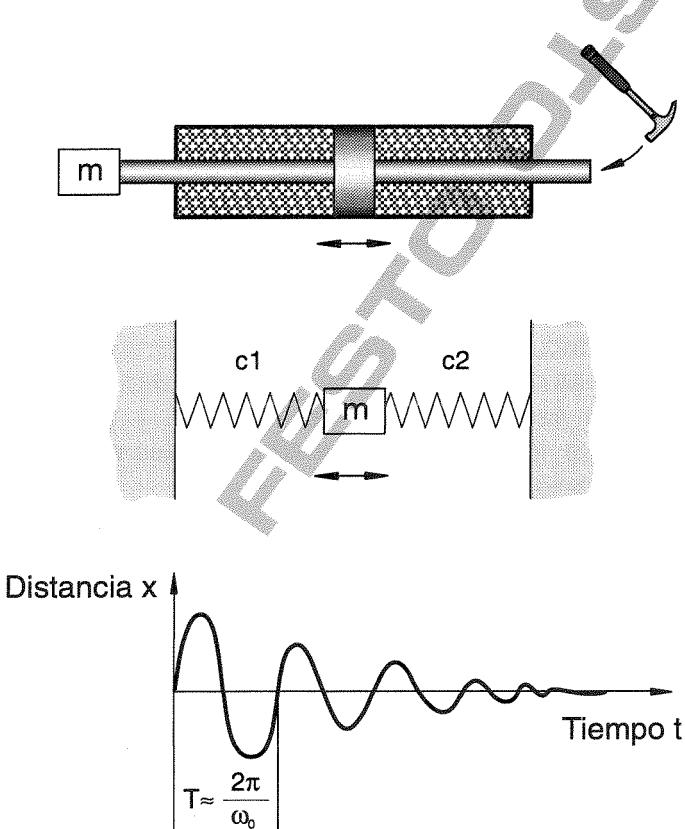


Fig. 6.9
Accionamiento con cilindro hidráulico como oscilador muelle/masa

Cálculo de la frecuencia natural angular

La rigidez del muelle c en un cilindro de superficies iguales en posición media, se calcula a partir del módulo de compresión E del fluido hidráulico así como de la carrera H y de la superficie anular AR (tabla 6.7). La inclusión de la masa móvil m en la fórmula de los osciladores muelle/masa, lleva a la frecuencia angular natural ω_0 del actuador hidráulico.

En un sistema de accionamiento, no es tan sólo el volumen del fluido lo que se comprime en la cámara del cilindro, sino que además el volumen del fluido en las tuberías entre la válvula y el cilindro. Como resultado del efecto de los tubos, el volumen de fluido comprimido aumenta y la rigidez del muelle c disminuye. Con ello, la frecuencia natural angular ω_0 también disminuye. Esto puede tenerse en cuenta cuando se calcula la frecuencia natural angular por medio de un factor de corrección de 0,85 a 0,9.

Con un cilindro de superficies desiguales, el mínimo de la frecuencia angular natural se halla fuera de la posición media del émbolo. La fórmula de cálculo para la frecuencia angular natural mínima se indica en la tabla 6.9 e incluye el factor de corrección.

Cálculo de la aceleración mínima y el tiempo de retraso

Para evitar oscilaciones, el tiempo de aceleración t_B y el de deceleración t_V de un accionamiento hidráulico no debe ser excesivamente corto. Los tiempos mínimos permisibles de aceleración y deceleración dependen de la frecuencia angular natural. Cuanto mayor es la frecuencia angular natural, más rápidas son la aceleración y la deceleración permisibles (tabla 6.9). Las distancias x_B y x_V recorridas por el actuador durante las dos fases, pueden calcularse a partir de los tiempos de aceleración y deceleración.

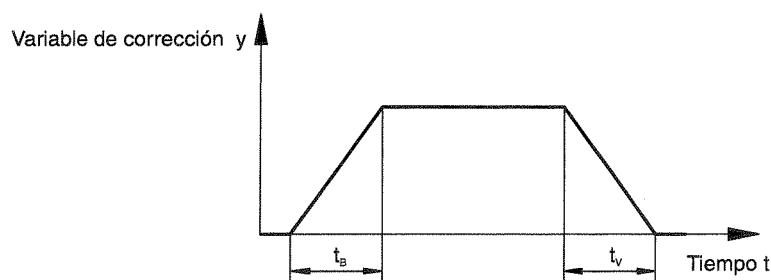


Fig. 6.10
Tiempo mínimo de rampa,
gobernado por la
frecuencia angular

$$t_B > \frac{18}{\omega_0}$$

$$t_V > \frac{18}{\omega_0}$$

Parámetros de un sistema hidráulico

	véase Tabla 6.3
Módulo de compresión del fluido a presión	E
Carrera del cilindro	H
Fórmulas para el cálculo de la frecuencia angular natural en un cilindro de superficies iguales	
Rigidez mínima del muelle de dos columnas de fluido	$C = C_1 + C_2 = \frac{2 \cdot E \cdot A_R}{H} + \frac{2 \cdot E \cdot A_R}{H} = \frac{4 \cdot E \cdot A_R}{H}$
Frecuencia angular natural mínima	$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_R}{H \cdot m}}$
Frecuencia angular natural mínima con volumen muerto	$\omega_0 \approx 0,85 \dots 0,9 \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_R}{H \cdot m}}$
Fórmulas para el cálculo de la frecuencia angular natural en un cilindro de superficies diferentes	
Frecuencia angular natural mínima con volumen muerto	$\omega_0 = 0,85 \dots 0,9 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_K}{H \cdot m} \cdot \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2 \cdot \sqrt{\alpha}}}$
Fórmulas para el cálculo de la secuencia de movimiento	
Tiempo mínimo de aceleración y deceleración	$t_{B\min} = t_{V\min} = \frac{18}{\omega_0}$ $x_{B\min} = x_{V\min} = \frac{1}{2} \cdot v \cdot t_{B\min} = \frac{1}{2} \cdot v \cdot t_{V\min} = \frac{9 \cdot v}{\omega_0}$

Tabla 6.9
Cálculo de la frecuencia angular natural y su efecto en las fases de aceleración y deceleración

Ejemplo 6

Cálculo de la frecuencia angular natural y la aceleración y deceleración mínimas permisibles para un cilindro con superficies diferentes.

Un cilindro hidráulico de superficies diferentes debe subir y bajar una carga. Los datos corresponden al sistema de accionamiento del ejemplo 6 (fig. 6.8). La carrera H del cilindro es 1m, el módulo de compresión E es $1,4 \cdot 10^9$ N/m².

Se pide

- Frecuencia angular natural mínima del sistema de accionamiento
- Aceleración y deceleración mínimas permisibles

■ Cálculo de la frecuencia angular natural mínima

Frecuencia angular natural mínima

$$\begin{aligned}\omega_0 &= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_K}{H \cdot m} \cdot \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2 \cdot \sqrt{\alpha}}} \\ &= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4 \cdot 10^9 \cdot \frac{N}{m^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot m^2}{1m \cdot 2000 \text{ kg}}} \cdot \frac{1 + \sqrt{2}}{2 \cdot \sqrt{2}} = 113,9 \cdot \frac{1}{s}\end{aligned}$$

■ Cálculo de la aceleración y deceleración mínima

Tiempo mínimo de aceleración y deceleración

$$t_{B\min} = t_{V\min} = \frac{18}{\omega_0} = 0,158 \text{ s}$$

Pasos del cálculo

La duración de la secuencia de movimientos se calcula por medio de los siguientes pasos:

- Establecimiento de la máxima velocidad,
- Cálculo de la duración de las fases de aceleración y deceleración,
- Decisión sobre si la secuencia de movimientos consiste en dos o tres fases,
- Cálculo de la duración global del movimiento.

6.8 Cálculo de la duración del movimiento

Cálculo de la velocidad máxima

La velocidad máxima depende de la máxima apertura de la válvula, la superficie anular del émbolo, la presión de alimentación y la carga. Las fórmulas de cálculo se dan y se explican en la sección 6.4 y 6.5

Duración de las fases de aceleración y deceleración

Durante la fase de aceleración y de deceleración, la válvula abre o cierra en forma de rampa.

La aceleración y deceleración permisibles están influidas por dos variables:

- No deben sobrepasarse las fuerzas permisibles del émbolo calculadas en la sección 6.6.
- Las rampas durante la aceleración y deceleración deben seleccionarse de forma tal que el cilindro no entre en oscilación (sección 6.7).

La duración de la fase de aceleración t_B y la duración de la fase de deceleración t_V se determinan de forma tal que cumplan con ambas condiciones. A esto le sigue el cálculo de las distancias x_B y x_V , que han sido cubiertas durante la fase de aceleración y deceleración.

Secuencia de movimiento con tres fases

Si la suma de las dos distancias x_B y x_V es menor que la distancia completa, la secuencia de movimiento tiene tres fases (fig. 6.2). El accionamiento completa la distancia restante x_K a la máxima velocidad. Toda la secuencia de movimientos requiere un tiempo t_G , que se calcula sumando t_B , t_K y t_V .

Secuencia de movimiento con dos fases

Si la suma de las distancias calculadas x_B y x_V es igual a la distancia total x_G , la secuencia de movimiento consiste en dos fases y el cálculo ha terminado.

Si la suma de las dos distancias calculadas x_B y x_V es mayor que la distancia total x_G , no se alcanzará la máxima velocidad posible del accionamiento durante el movimiento. En este caso, la secuencia de movimiento comprende dos fases y las distancias x_B y x_V deben determinarse de nuevo. Para ello deben tenerse en cuenta las fuerzas máximas permisibles del émbolo y los límites especificados por la frecuencia angular natural. La duración del proceso de aceleración y deceleración se calcula entonces a partir de las distancias x_B y x_V y añadiendo la duración del movimiento completo t_G .

Ejemplo 7

Cálculo de la duración de una secuencia de movimiento con cilindros de superficies desiguales.

Un cilindro de superficies desiguales debe subir y bajar una carga. Los datos técnicos corresponden a los del ejemplo 6.

Se pide
la duración total mínima t_G del movimiento, si la carga se baja con $x_G = 0,5$ m.

- Establecimiento del tipo de movimiento
El movimiento en cuestión es un movimiento de avance de un cilindro de superficies desiguales.

- Cálculo de la velocidad máxima para el movimiento de descenso, según el ejemplo 5.

$$v_L = v \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} - F}{F_{\max}}} = 0,29 \frac{m}{s}$$

- Fase de aceleración

fuerza máxima del émbolo

$$F_{\max} = A_K \cdot p_0 = 0,785 \text{ dm}^2 \cdot 250 \text{ bar} = 196,3 \text{ kN}$$

fuerza de aceleración máxima

$$F_B = F_{\max} - F_R - F_L = 196,3 \text{ kN} - 5 \text{ kN} + 20 \text{ kN} = 211,3 \text{ kN}$$

duración mínima de la fase de aceleración
(restricción a través de la fuerza)

$$t_{B\min 1} = \frac{v_L}{a} = \frac{v_L \cdot m}{F_B} = \frac{0,29 \frac{m}{s} \cdot 2000 \text{ kg}}{211,3 \text{ kN}} = 2,7 \text{ ms}$$

duración mínima de la fase de aceleración
(restricción a través de la frecuencia angular natural, según el ejemplo 6)

$$t_{B\min 2} = \frac{18}{\omega_0} = 158 \text{ ms}$$

duración mínima de la fase de aceleración

$$t_B = t_{B\max} = t_{B\min 2} = 158 \text{ ms}$$

Distancia cubierta durante la fase de aceleración

$$x_B = \frac{1}{2} \cdot v_L \cdot t_B = \frac{1}{2} \cdot 0,29 \frac{m}{s} \cdot 0,158 \text{ s} = 2,3 \text{ cm}$$

■ Fase de deceleración

fuerza máxima del émbolo

$$F_{\max} = \frac{p_0 \cdot A_K}{\alpha^3} = \frac{196,3 \text{ kN}}{8} = 24,5 \text{ kN}$$

fuerza máxima de deceleración

$$F_v = F_{\max} + F_R + F_L = 24,5 \text{ kN} + 5 \text{ kN} - 20 \text{ kN} = 9,5 \text{ kN}$$

duración mínima de la fase de deceleración
(restricción a través de la fuerza)

$$t_{v\min 1} = \frac{v_L}{a} = \frac{v_L \cdot m}{F_v} = \frac{0,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 2000 \text{ kg}}{9,5 \text{ kN}} = 61 \text{ ms}$$

duración mínima de la fase de deceleración
(restricción a través de la frecuencia angular natural)

$$t_{v\min 2} = \frac{18}{\omega_0} = 158 \text{ ms}$$

duración mínima de la fase de deceleración

$$t_v = t_{v\max} = t_{v\min 2} = 158 \text{ ms}$$

Distancia cubierta durante la fase de deceleración

$$x_v = \frac{1}{2} \cdot v_L \cdot t_v = \frac{1}{2} \cdot 0,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,158 \text{ s} = 2,3 \text{ cm}$$

■ Conclusión

La distancia cubierta durante las fases de aceleración y deceleración es en total inferior a la distancia total recorrida xG. Conclusión:
La secuencia de movimiento consta de tres fases.

■ Fase de máxima velocidad

Distancia con recorrido constante

$$x_K = x_G - x_B - x_V = 0,5 \text{ m} - 0,23 \text{ m} - 0,23 \text{ m} = 0,454 \text{ m}$$

Duración del recorrido constante

$$t_K = \frac{x_K}{v_L} = \frac{0,454 \text{ m}}{0,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1,56 \text{ s}$$

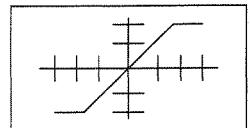
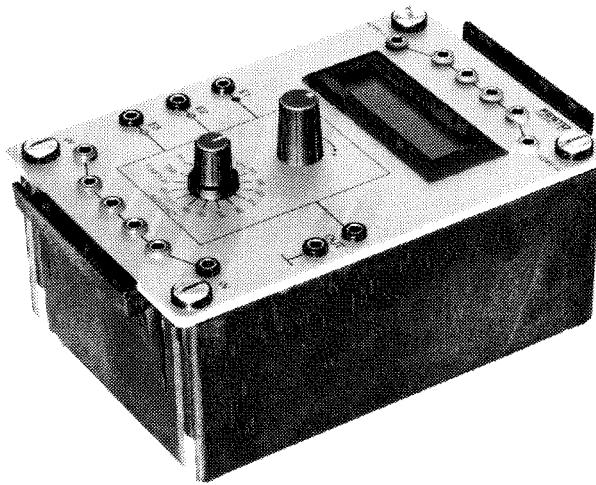
■ Duración total del movimiento

$$t_G = t_B + t_V + t_K = 0,158 \text{ s} + 0,158 \text{ s} + 1,56 \text{ s} = 1,87 \text{ s}$$

B-124

Capítulo 6

FESTO Didactic



Elementos de control

- 1 Tensión de alimentación: 24 V DC
- 2 Tensión de alimentación: 0 V DC
- 3 Display
- 4 Pomo giratorio
- 5 Interruptor selector
- 6 + señal de consigna
- 7 - señal de consigna
- 8 Entrada binaria externa I1
- 9 LED
- 10 Entrada binaria externa I2
- 11 LED I2
- 12 Entrada binaria externa I3
- 13 LED I3

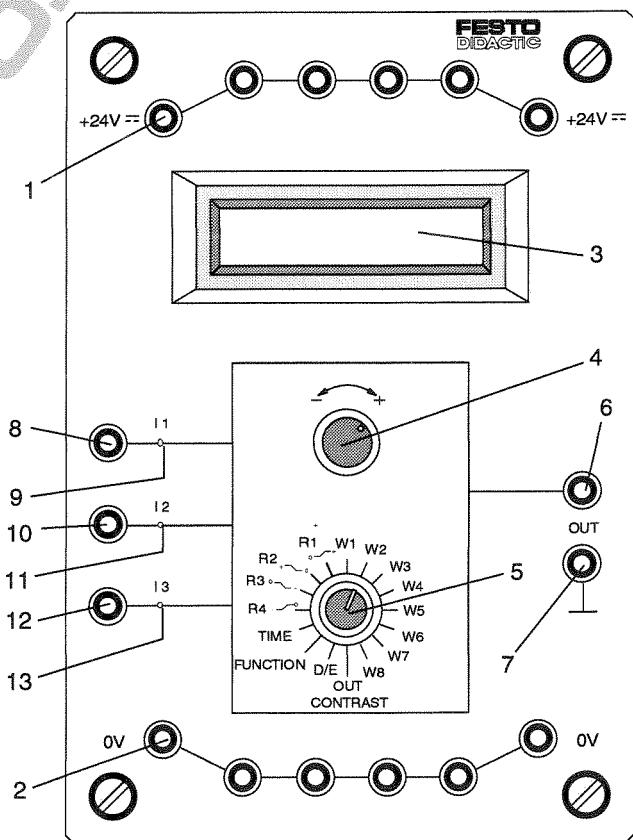
Diseño

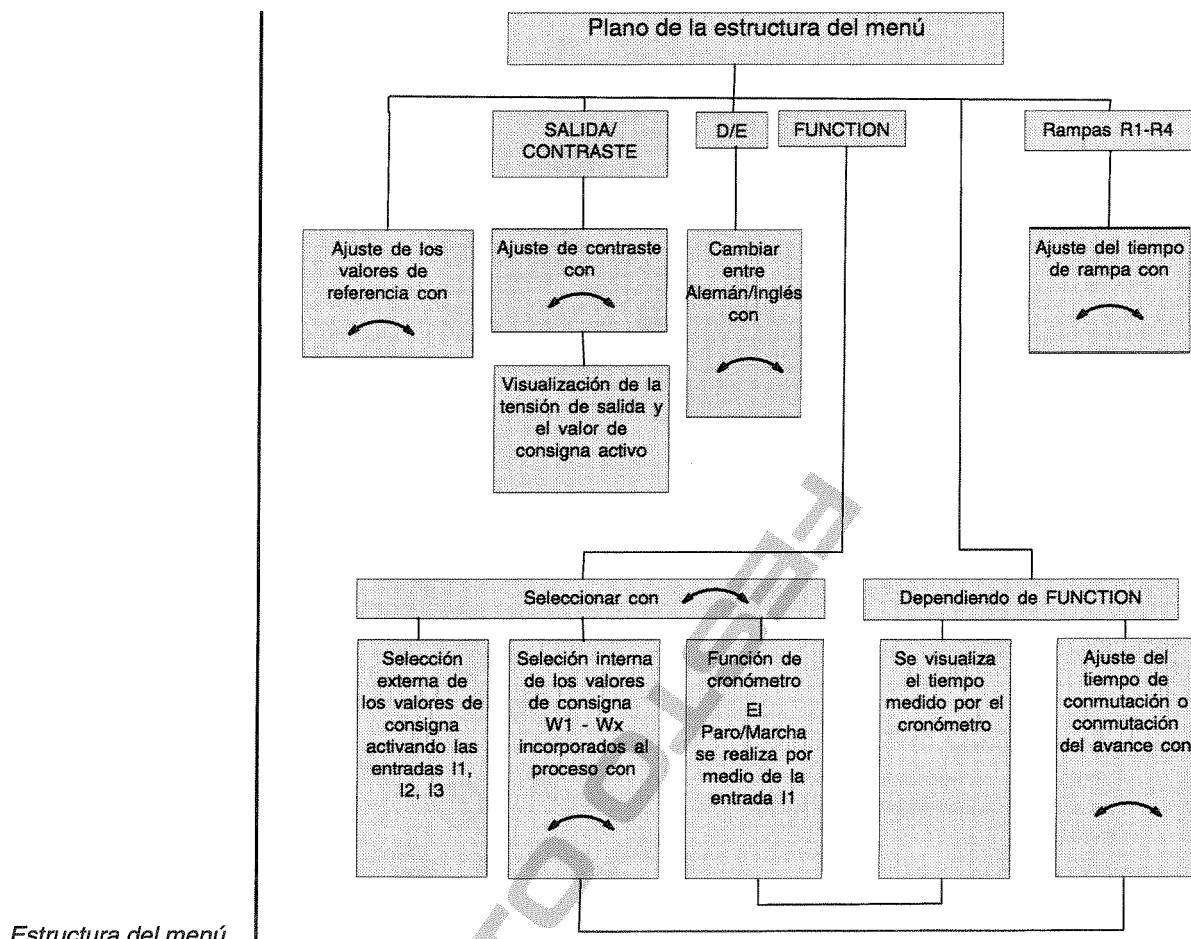
La tarjeta del valor de consigna está alojada en una pequeña unidad ER. Puede accederse a las señales y tensiones por medio de clavijas de 4 mm.

Función

Las funciones de la tarjeta del valor de consigna son las siguientes:

- generación del valor de consigna programable
- generación de rampa programable
- secuencia cíclica de valores de consigna y rampas
- Cronómetro



**Almacenamiento**

Los valores ajustados se almacenan por medio de un posterior enclavamiento del interruptor selector.

Cronómetro

La función de cronómetro se selecciona por medio del elemento del menú "FUNCTION". El tiempo medido se visualiza bajo el elemento de menu "TIME". El cronómetro se pone en marcha y se detiene por medio de la activación de la entrada I1. El tiempo máximo que puede medir es 100 horas.

Valores de consigna

Pueden ajustarse hasta 8 valores de consigna en el margen de -10 V a +10 V. Estos pueden activarse interna o externamente.

La activación interna se realiza secuencialmente dentro del tiempo de inversión regulable (0,01...50 s). El tiempo de inversión es idéntico para todos los valores de consigna. Las entradas externas de control I1, I2 e I3 están inactivas.

Con tiempos de conmutación de menos de 0,01 s o más de 50,0 s, se selecciona el modo de funcionamiento "Advance switching setpoint values", con lo cual los valores de consigna seleccionados internamente W1...Wx son avanzados continuamente, una vez que el valor de consigna activado ha alcanzado su valor.

Tabla de bits de entrada			
I3	I2	I1	Valor de consigna
0	0	0	W1
0	0	1	W2
0	1	0	W3
0	1	1	W4
1	0	0	W5
1	0	1	W6
1	1	0	W7
1	1	1	W8

Tabla de bits

La activación externa se realiza en cualquier orden según la tabla de bits a través de la activación de las entradas I1, I2 e I3. El tiempo de inversión interno está inactivo.

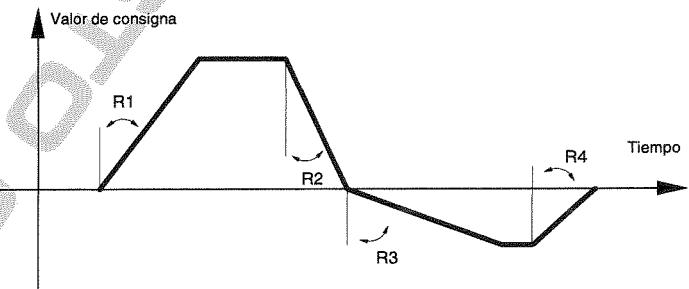
Rampas

Las rampas se establecen como parámetros de pendiente (segundos / Volt), es decir:

- valor bajo de rampa = gran pendiente
- valor alto de rampa = pequeña pendiente

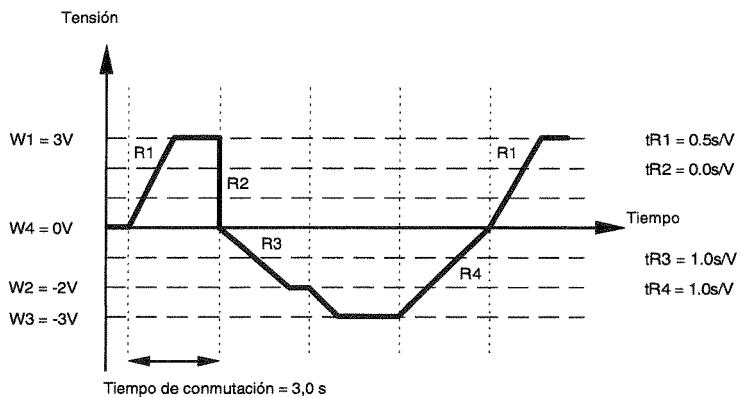
Las rampas en los cuadrantes del sistema de coordenadas cartesianas están definidas como sigue:

1. Cuadrante: pendiente positiva de 0 V
2. Cuadrante: pendiente negativa hasta 0 V
3. Cuadrante: pendiente negativa de 0 V
4. Cuadrante: pendiente positiva hasta 0 V



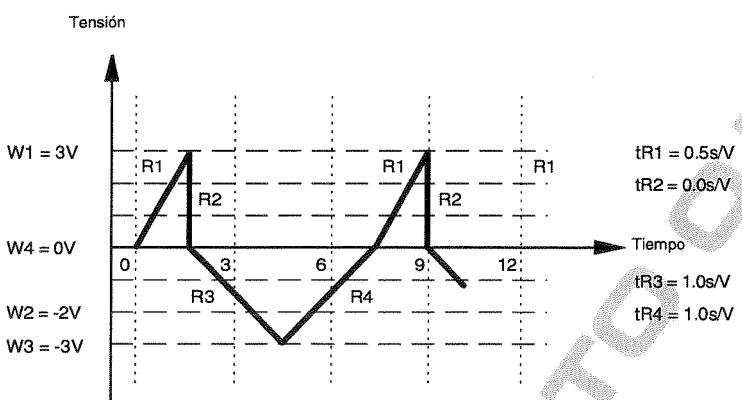
Tensión de alimentación 24 V DC +/- 10%	
Número de valores de consigna	8
Margen de tensión de salida	-10 V...+10 V Tol. ± 5 mV (regulable en pasos de 0,1 V)
Número de rampas	4
Tiempos de rampa	0...10,0 s / 1V (regulable en pasos de 50 ms / 1 V)
Tensión de activación de entradas	min. 15 V
Salida	1 kHz
Cronómetro	Entrada 1 tiempo de medición 0...100 hrs.
Conexiones	para clavija/jack de 4 mm
<i>Sujeto a cambios</i>	

Datos técnicos

**Ejemplo 1**

Ajustes en la tarjeta del valor de consigna:

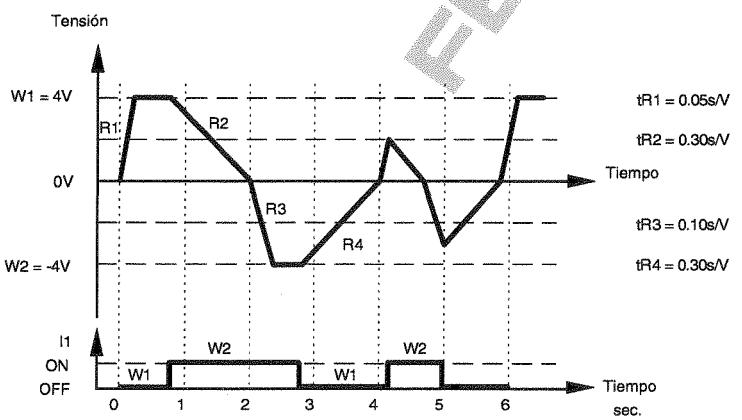
Función: Selección interna:
 Valores de consigna 1÷4
 Tiempo: Tiempo de conmut. $t = 3.0\text{ s}$
 Tiempos rampa: $tR1 = 0.5\text{s/V}$
 $tR2 = 0.0\text{s/V}$
 $tR3 = 1.0\text{s/V}$
 $tR4 = 1.0\text{s/V}$
 Valores de consigna: $W1 = 3,0\text{V}$
 $W2 = -2,0\text{V}$
 $W3 = -3,0\text{V}$
 $W4 = 0,0\text{V}$

**Ejemplo 2**

Ajustes en la tarjeta del valor de consigna:

Tiempo : Avance de conmutación de los valores de consigna

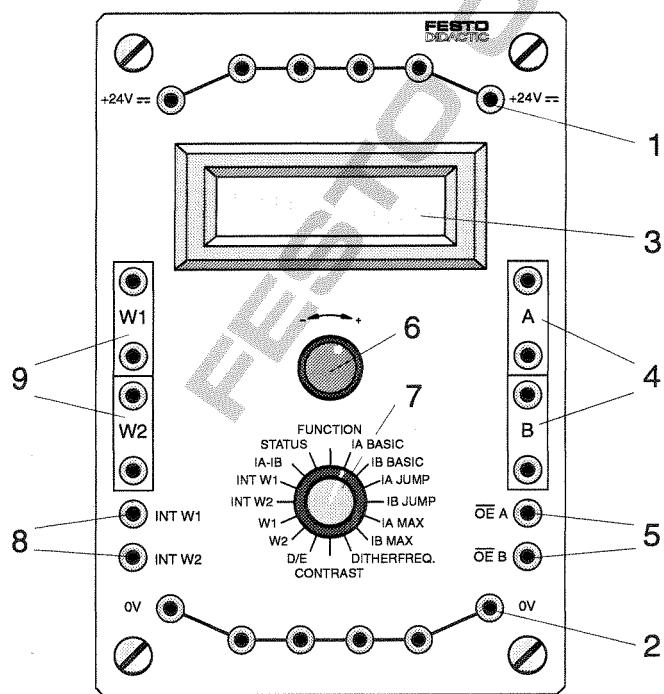
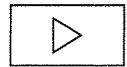
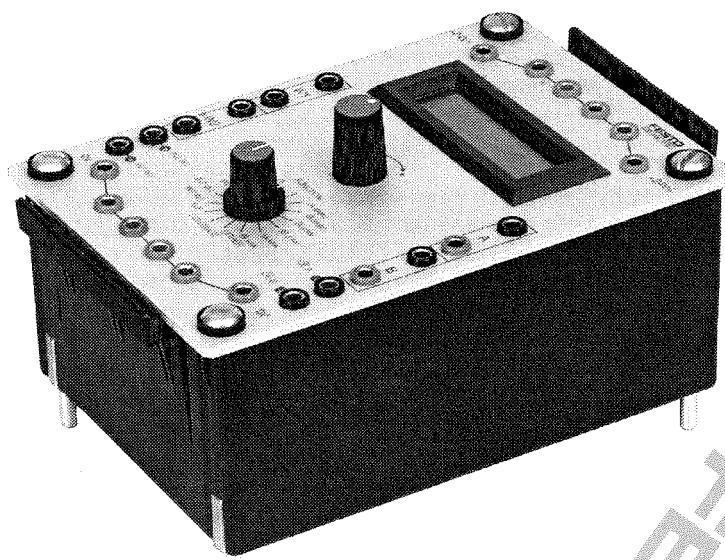
Todos los demás ajustes idénticos al ejemplo 1.

**Ejemplo 3**

Activación externa a través de la entrada I1

Función: Seleccionar valores de consigna con I1, I2, I3

Tiempos de rampa: $tR1 = 0,05\text{s/V}$
 $tR2 = 0,30\text{s/V}$
 $tR3 = 0,10\text{s/V}$
 $tR4 = 0,30\text{s/V}$ Valores de consigna: $W1 = 4,0\text{V}$
 $W2 = -4,0\text{V}$



Vista frontal

Elementos de control

- | | |
|--|--|
| 1 Tensión de alimentación 24 V DC | 6 Pomo giratorio |
| 2 Tensión de alimentación 0 V DC | 7 Interruptor selector |
| 3 Display | 8 Valores de consigna internos |
| 4 Salidas A y B | 9 Entradas para valores de consigna externos |
| 5 Habilitación de las salidas A y B
(output enable) | |

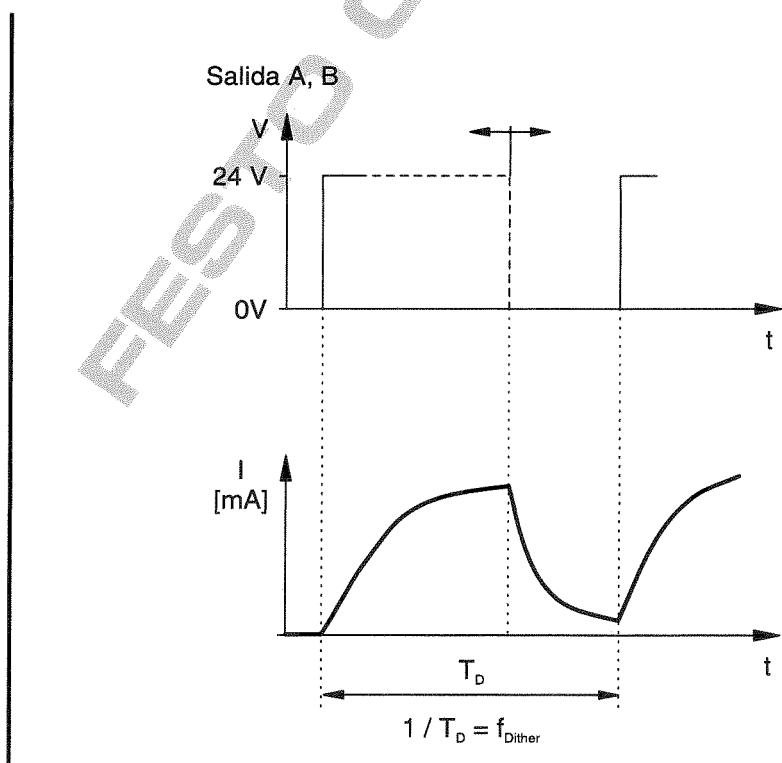
Diseño

La tarjeta del amplificador proporcional está alojada dentro de una pequeña unidad electrónica. Las conexiones eléctricas se realizan en forma de zócalos de 4 mm. La unidad se monta en el bastidor del armario de la mesa de prácticas o en la placa perfilada por medio de cuatro clavijas adaptadoras.

Función

La tarjeta amplificadora se utiliza para el accionamiento de válvulas proporcionales. El amplificador está diseñado de forma tal que puede activar o bien dos solenoides independientes (1 canal) o una válvula con dos solenoides (2 canales), p.ej. una válvula proporcional de 4/3 vías. La tarjeta funciona opcionalmente de la misma forma como dos amplificadores de 1 canal o como amplificador de dos canales.

Para ello, los valores de consigna (/señales de tensión) se convierten en la corriente de magnetización necesaria para las válvulas proporcionales. Esta tarea se realiza en dos etapas finales de modulación del ancho de pulso. La función de las etapas finales puede compararse a la de un interruptor. Este se conecta y se desconecta por períodos de tiempo determinados. La suma total de los dos períodos es siempre la misma. La relación entre los períodos de conexión (ON) y los de desconexión (OFF) cambia en relación con el valor de consigna. El interruptor puede estar desconectado todo el periodo. Cuanto más tiempo se halle en ON, más corriente circulará a través del solenoide proporcional. En el solenoide, la corriente sube de acuerdo a la curva de carga de la bobina hasta el valor máximo especificado por la tensión aplicada y la resistencia óhmica, o limitada por el tiempo. Cuando se comuta a OFF, la corriente cae según la curva de descarga. Esto produce una forma de onda de la corriente similar a un diente de sierra



Flujo de la corriente

Ya que la resistencia de la bobina del solenoide proporcional cambia con la temperatura, la corriente está controlada. Para ello, la corriente se conduce a través de una resistencia de pequeño valor óhmico. La caída de tensión a través de esta resistencia se conduce hacia el controlador de corriente.

Las etapas finales están montadas con un fusible automático contra sobrecargas.

Diagrama de bloques



Ajustes

Todas las entradas se realizan por medio de un interruptor selector y un pomo giratorio en la parte frontal de la tarjeta. El almacenamiento se realiza posteriormente accionando el interruptor selector. Los datos variables se muestran en el display y están asegurados ante un fallo de tensión.

FUNCTION	Dos amplificadores de 1 canal o uno de dos canales
IA BASIC, IB BASIC	Corriente básica para la salida A, B
IA JUMP, IB JUMP	Corriente de salto para la salida A, B
IA MAX, IB MAX	Corriente máxima para la salida A, B
DITHERFREQ.	Frecuencia Dither
CONTRAST	Contraste de la pantalla
G/E	Opciones de idioma: Alemán, Inglés
INT W1, INT W2	Valor de consigna interno W1, W2
W1, W2	Indicación del valor de consigna externo W1, W2
IA, IB	Indicación de la corriente de magnetización en la salida A, B

Los valores de consigna pueden especificarse interna o externamente. Los valores de consigna internos se activan por medio de las entradas INT W1 e INT W2. El estado activo se visualiza por medio de LEDs junto a las entradas.

Corriente de magnetización

Hay tres corrientes de magnetización diferentes. La corriente básica, la corriente de salto y la corriente dependiente del valor de consigna.

La corriente básica depende del ajuste de I Basic y no del valor de consigna.

La corriente de salto depende de la polaridad del valor de consigna. En lo que se refiere al amplificador de 2 canales, esto significa que un cambio del valor de consigna a positivo conduce a la salida A a un cambio brusco en la corriente por el valor ajustado. Consecuentemente, un cambio del valor de consigna a negativo produce una corriente de salto en el canal B. El nivel del valor de consigna no tiene efecto alguno en el valor de la corriente de salto.

La correlación entre el valor de consigna y la corriente de magnetización depende de varios factores. Estos factores son la corriente máxima I Max, la corriente en reposo I Basic, la corriente de salto I Jump y el valor de consigna.

El valor de I max se refiere al valor de consigna de 10 V. Si no se ha ajustado una corriente básica y una corriente de salto, la amplificación (V) está en:

$$V = \frac{\text{Valor de } I \text{ Max}}{10 \text{ V}}$$

Ejemplo

$$I \text{ Max} = 800 \text{ mA}$$

$$V = \frac{800 \text{ mA}}{10 \text{ V}} = 80 \text{ mA/V}$$

Si se ha ajustado una corriente de salto o una corriente básica, la amplificación (V) se reduce. Sin embargo, la corriente máxima permanece al valor ajustado con I_{Max} .

$$V = \frac{(I_{Max} - I_{Basic} - I_{Jump})}{10 V}$$

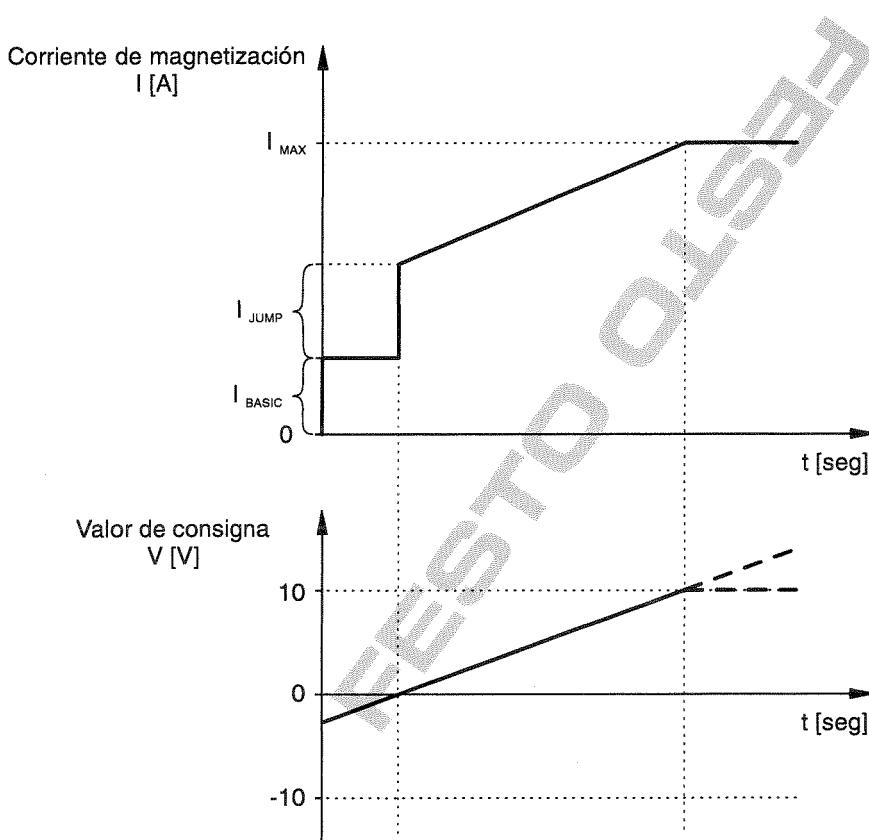
Ejemplo

$$I_{Basic} = 100 \text{ mA}$$

$$I_{Jump} = 200 \text{ mA}$$

$$I_{Max} = 800 \text{ mA}$$

$$V = \frac{(800 \text{ mA} - 100 \text{ mA} - 200 \text{ mA})}{10 V} = \frac{500 \text{ mA}}{10 V} = 50 \text{ mA/V}$$



Ajustes de la corriente de magnetización

Dado que la corriente en reposo y la corriente de salto no tiene que ser ajustada idénticamente en ambos canales, esto puede producir amplificaciones diferentes para el canal A y el canal B.

Además, por medio de dos entradas de PLC puede conectarse una habilitación. Se dispone de una señal de habilitación para cada salida de solenoide A y B. Una salida se halla cerrada si se aplican 24 V DC en la entrada OE A o OE B. El estado se visualiza con LEDs junto a las entradas.

Dither

Para compensar el rozamiento estático de la corredera de la válvula, se superpone una señal de frecuencia en la corriente de magnetización. Esto se conoce como dither. Esta frecuencia es conocida al mismo tiempo como frecuencia pulsante para las etapas finales. El efecto del dither es mayor con frecuencias bajas. La elección de la frecuencia depende de la histéresis de la válvula accionada y del actuador, así como de las interferencias acústicas. La frecuencia ajustada se aplica a ambas salidas.

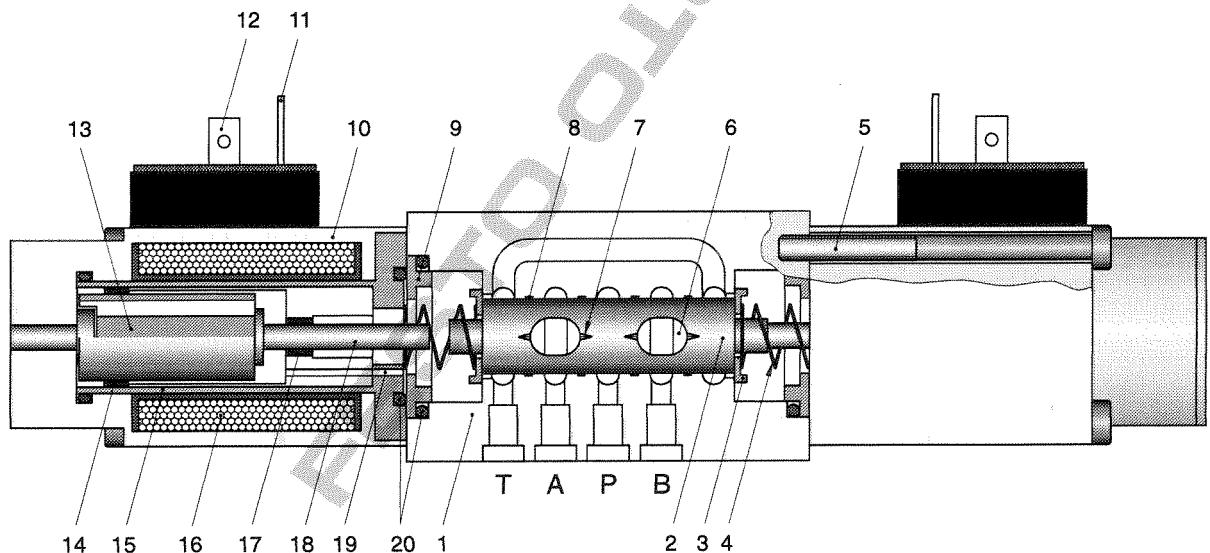
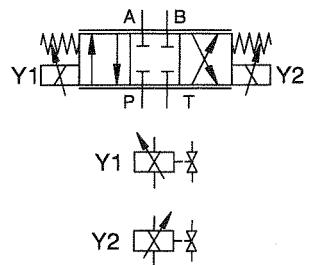
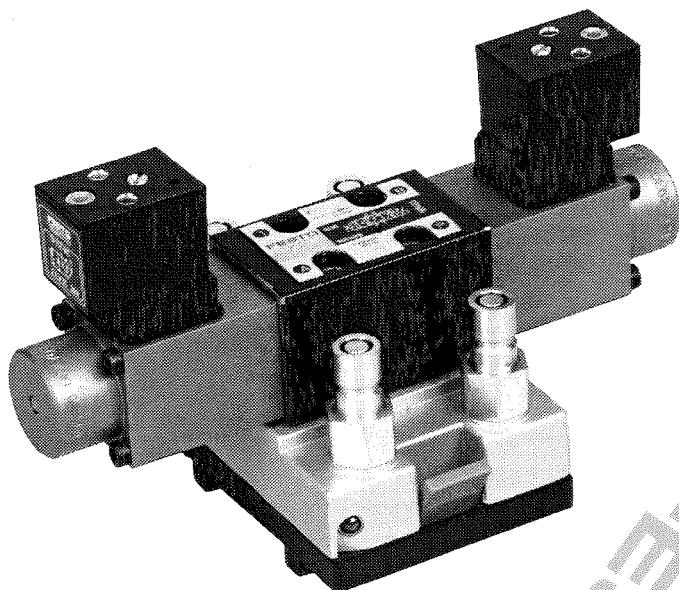
Especificación del valor de consigna

Los valores de consigna pueden especificarse externamente a través de dos entradas o internamente. Si se aplican 24 V DC a una entrada de control INT W1 o INT W2, se aplican los valores de consigna internos y el LED se ilumina. Para los valores de consigna W1 y W2 vale lo siguiente:

Amplificador de 1 canal:	Valor de consigna W1, 0 ... + 10 V	Salida A
	Valor de consigna R2, 0 ... + 10 V	Salida B
Amplicador de 2 canales:	Valor de consigna W1, 0 ... + 10 V	Salida A
	Valor de consigna W1, 0 ... + 10 V	Salida B
	Valor de consigna W2	no se tiene en cuenta

Tensión de alimentación	24 V DC ± 10 V, Rizado residual < 10 %			
Valores de consigna	± 10 V DC en pasos de 100 mV			
Señal de conmutación para valor de consigna interno	15 30 V DC			
Salidas para solenoides	señal PWM, 24 V, max. 1 A			
Señal de habilitación	15 ... 30 V DC			
Corriente básica	0 ... 250 mA	en pasos de 1 mA		
Corriente de salto	0 ... 250 mA	en pasos de 1 mA		
Corriente máxima	100 mA ... 1 A	en pasos de 5 mA		
Frecuencia Dither	100 Hz ... 250 Hz	en pasos de 1 Hz		
Conexiones	para clavijas de 4 mm			
Las entradas están protegidas ante cortocircuitos y sobrecargas hasta 24 V.				
<i>Sujeto a cambios</i>				

Datos técnicos



Diseño

Esta válvula proporcional de 4/3 vías se halla montada en una placa base que incorpora rieles de acoplamiento rápido. El dispositivo se fija sobre la placa perfilada por medio del sistema de dos levas azules (alternativa de montaje "A").

- | | |
|------------------------------------|--|
| 1 Cuerpo de la válvula | 11 Pin de tierra |
| 2 émbolo de la válvula | 12 Conexiones eléctricas del solenoide |
| 3 Disco de muelle | 13 Núcleo de hierro dulce de la armadura |
| 4 Muelle de centraje | 14 Cojinete de la armadura |
| 5 Tornillos de fijación | 15 Camisa de presión |
| 6 Taladro del émbolo de la válvula | 16 Bobina del solenoide |
| 7 Muesca de control | 17 Cojinete de la leva |
| 8 Ranura limitadora de presión | 18 Leva |
| 9 Disco | 19 Conducto de compensación |
| 10 Cuerpo del solenoide | 20 Juntas |

Función

La vista en sección representa la posición media. El émbolo de la válvula (2) es accionado directamente por medio de los solenoides proporcionales. El émbolo de la válvula es mantenido en posición media por dos muelles (4), si ambos solenoides están desexcitados. El accionamiento eléctrico de un solenoide desarrolla una fuerza que hace desplazarse a la leva. Esta fuerza se transfiere al émbolo de la válvula por medio de la leva produciendo el movimiento de émbolo de la válvula hacia el lado opuesto (4). La fuerza del solenoide es proporcional a la corriente eléctrica. Junto con la presión del muelle, se establece un equilibrio de fuerzas correspondiente a la curva característica del muelle. Cuanto mayor es la corriente de magnetización, mayor es la desviación del émbolo.

Si se excita el solenoide Y, ello produce una circulación de P hacia A y de B hacia T. Si es el solenoide Y2 es que se excita, ello produce una circulación desde P hacia B y desde A hacia T.

El caudal, que puede ser controlado a través del émbolo de la válvula, depende de:

■ La abertura de la estrangulación

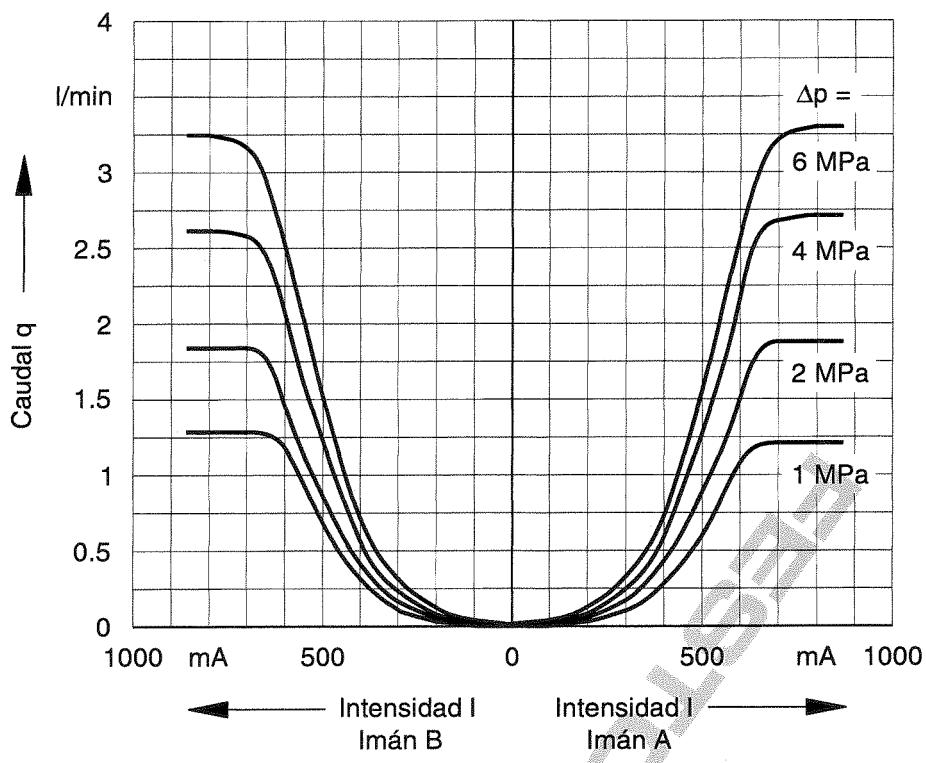
Durante el recorrido del émbolo de la válvula, se produce una apertura de P a A y de B a T, o de P a B y de A a T. Estas aberturas se forman por las ranuras de control (7) y se conocen como bordes de control. El tamaño de la abertura de estrangulación depende de la distancia recorrida por el émbolo de la válvula. La forma de la ranura de control también influye las características del caudal. Una ranura en V produce un caudal progresivo. (Una ranura rectangular produciría un caudal lineal).

■ La presión diferencial

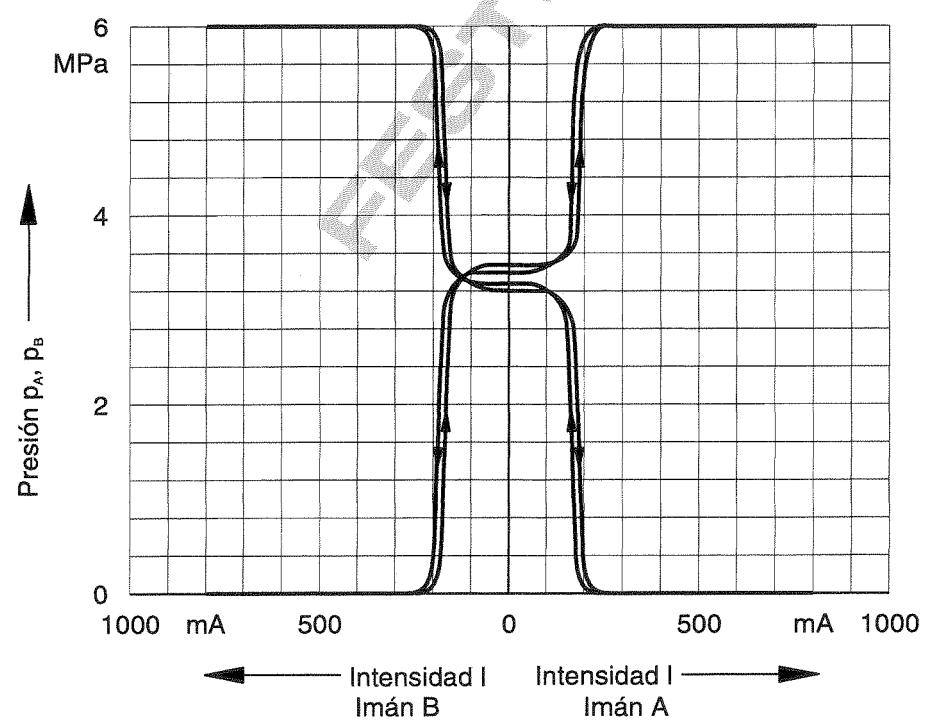
Cuanto mayor es la presión diferencial a través de los bordes de control, mayor es el caudal.

■ La viscosidad del medio (tipo de aceite y temperatura).**Nota**

Las conexiones eléctricas están protegidas contra sobretensión. El estado de conmutación viene indicado por un LED.



Curvas características caudal/señal



Curvas características presión/señal

Diseño de la válvula	Válvula de corredera accionada directamente
Accionamiento	Solenoide proporcional a compresión
Distribución de taladros	ISO/DIN 4401 Tamaño 02
Medio	Aceite mineral, viscosidad 22 cSt (mm^2/s)
Grado de filtración	10 μm
Temperatura máxima del aceite	70 °C
Presión máx. de funcionamiento p_{\max} , estática	120 bar (12 MPa)
Caudal nominal q_N	1,5 l/min a $\Delta p_N = 5$ bar / Borde de control
Caudal de fuga de aceite q_L	< 0,01 l/min a 60 bar
Tensión nominal	24 V DC
Intensidad nominal	680 mA
Resolución	< 1 mA
Tiempo de ajuste del salto de señal 0 ... 100 %	< 60 ms
Precisión de repetibilidad	< 1 %
Conexión eléctrica	para clavijas de 4 mm , 3,5 mm
Conexión hidráulica	para 4 zócalos de acoplamiento rápido
<i>Sujeto a cambios</i>	

Datos técnicos