

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**proyecto y Diseño de las Redes
Secundarias de Servicio para
Lineas de Embotellado de una
Planta Cervecera**

TESIS

Para Optar El Título Profesional de :

INGENIERO MECANICO

CARLOS ALBERTO CHUNGA DELGADO

LIMA - PERU 1986

I N D I C E

	Pág.
CAP U O	
I. INTRODUCCION	1
II. PARAMETROS DE DISEÑO	3
II-1. Condiciones Exigidas	9
II-2. Parámetros Restrictivos	34
III. DISEÑO BASICO DE LAS REDES	37
III-1. Selección de las Trayectorias de las Líneas.	37
1-1. Vapor	
1-2. Condensado	
1-3. Agua Fría	
1-4. Agua Caliente	
1-5. Aire Comprimido	
1-6. NA OH.	
1-7. CO ₂	
1-8. Desague	
1-9. Cerveza	
1-10. C.I.P.	
III-2. Consideraciones Termodinámicas y Determina <u>ción</u> del Diámetro Optimo de la Redes	40
2-1. Vapor	
2-2. Condensado	
2-3. Agua Fría	

	Pág.
2-4. Agua Caliente	
2-5. Aire Comprimido	
2-6. NA OH	
2-7. CO ₂	
2-8. Desague	
2-9. Cerveza	
2-10. C.I.P.	
III-3. Consideraciones Mecánicas	177
3-1. Cálculo de los Esfuerzos Térmicos	
3-1-1. De la Red de Vapor	
3-1-2. De la Red de Condensado	
3-2. Cálculo de los Esfuerzos - Mecánicos	
IV. CALCULO Y/O DISEÑO BASICO DE LOS SOPORTES	248
IV-1. Cálculo de los Soportes Fijos	249
IV-2. Cálculo de los Soportes Tipo Puente	271
IV-3. Cálculo de los Soportes Individuales	291
3-1. De la Red de Vapor	
3-2. De la Red de Condensado	
3-3. De la Red de Desague	
V. INGENIERIA DE DETALLE	311
V-1. De las Redes	311
V-2. De los Soportes	311

Pág.

2-1. Soportes Fijos

2-2. Soportes Tipo Puente

2-3. Soportes Individuales

- CONCLUSIONES

- PLANOS

- BIBLIOGRAFIA

- ANEXO 1

NOMENCLATURA DE SIMBOLOS

A_i	:	Area interior de la tubería
C.G.	:	Centro de gravedad
D.	:	Diámetro exterior de la tubería
d.	:	Diámetro interior de la tubería
ρ .	:	Densidad
ϵ/D	:	Rugosidad relativa
E	:	Módulo de elasticidad
f	:	Factor de fricción
F_x	:	Componente de la fuerza en el eje x.
F_y	:	Componente de la fuerza en el eje Y.
F_z	:	Componente de la fuerza en el eje z.
fr	:	Factor de reducción debido al número de ciclos
g	:	Aceleración de la gravedad
h	:	Coefficiente de película (convección)
hp	:	Altura de pérdidas por fricción
hf] p	:	Entalpía de líquido saturado a la presión p.
hg] p	:	Entalpía del vapor saturado a la presión p.
hr	:	horas.
I_x	:	Valor del momento de inercia alrededor del eje x.
I_y	:	Valor del momento de inercia alrededor del eje y.
I_z	:	Valor del momento de inercia alrededor del eje z.
I_{xy}	:	Producto de inercia referido a los ejes xy
I_{xz}	:	Producto de inercia referido a los ejes xz
I_{yz}	:	Producto de inercia referido a los ejes yz.

I_p	:	Momento de inercia polar referido al punto p.
Kcal	:	Kilo calorías
KJ	:	Kilo Joules
K	:	Coeficiente de conductividad térmica
L	:	Longitud
L_e	:	Longitud equivalente
M_A	:	Momento de una fuerza referido al punto A.
P	:	Presión absoluta
P_{man}	:	Presión manométrica
\dot{Q}	:	Flujo de calor.
R_e	:	Número de Reynolds
R_H	:	Radio hidráulico
S	:	Esfuerzo referido a un punto cualquiera.
S_A	:	Esfuerzo admisible
SB	:	Esfuerzo de flexión
S_c	:	Esfuerzo circunferencial
S_L	:	Esfuerzo longitudinal
SR	:	Esfuerzo radial
S_t	:	Esfuerzo de torsión
S_m	:	Módulo de sección
Scd	:	Esfuerzo admisible en la condición "fría"
Sht	:	Esfuerzo admisible en la condición "caliente"
s	:	Entropía referida a un punto cualquiera
$s_f]_p$:	Entropía en el estado líquido saturado a la presión P.
$s_g]_p$:	Entropía en el estado vapor saturado a la presión P.

T	:	Momento torsor
\bar{D}	:	Tubería
T°	:	Temperatura
t	:	Espesor de pared de tubería o espesor de plancha
ΔT°	:	Cambio de temperatura
U	:	Viscosidad absoluta
$v]_p$:	Volumen específico de un punto cualquiera a la presión P .
$v f]_p$:	Volumen específico en estado líquido saturado a la presión P .
$v g]_p$:	Volumen específico en estado de vapor saturado a la presión P .
\dot{V}	:	Flujo Volumétrico
\bar{V}	:	Velocidad del fluido
x	:	Calidad del vapor.

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

El presente trabajo está referido a una Planta Cervecera que ha desarrollado un Proyecto de Ampliación de sus instalaciones para llevar su producción anual desde 1'300,000 Hl hasta 4'000,000 Hl de cerveza a fin de cubrir la demanda futura.

Actualmente la producción se cubre con el funcionamiento de 2 líneas de embotellado, la ampliación proyectada contempla la puesta en marcha de 2 nuevas líneas de embotellado; una de las cuales, la línea N° 3 debe ser instalada en forma inmediata y posteriormente la línea N° 4.

Forman parte de esta ampliación las redes secundarias de servicio para la operación de las líneas de embotellamiento.

Expondremos los criterios técnicos para el diseño y la instalación tanto a nivel de ingeniería básica como a nivel de detalle de las redes indicadas.

En el Capítulo I, se hará una descripción breve del funcionamiento de una Planta Cervecera y las variables que

intervendrán en el diseño. En el Capítulo II, seleccionaremos las trayectorias de las diferentes líneas, determinaremos los diámetros óptimos y se calcularán los esfuerzos en el caso que lo determine el análisis efectuado.

En el Capítulo III, se hará el cálculo y diseño básico de los diferentes tipos de soportes que utilizaremos y en el Capítulo IV, enfocaremos el desarrollo de la Ingeniería - de Detalle.

CAPITULO II

PARAMETROS DE DISEÑO

Antes de enfocar las condiciones de diseño haremos una - descripción breve del funcionamiento de una planta cerve- cera y de las principales máquinas y equipos que la compo- nen. De esta manera el lector podrá visualizar fácilmen- te el diagrama del flujo de los procesos de embotellado - que presentaremos.

2-A. DESCRIPCION GENERAL

Seguiremos en la descripción un ordenamiento desde el momento que son descargadas cajas con botellas - vacías; hasta que son almacenadas cajas con botellas llenas.

A-1. Máquina Despaletizadora

Sirve para descargar palets con cajas de plás- tico que contienen botellas vacías por el sis- tema de capas en forma completamente automáti- ca

Las cajas con botellas vacías que ingresan en rumas son desempacadas y colocadas en la faja que las conducirá hasta la desencajonadora de botellas.

Cantidad por línea : 01

Rendimiento nominal : 7,200 cajas /Hr.(12 bot/caja)

Dimensiones básicas : 1,200 mm. x 1,200 mm.

A-2. Máquina Desencajonadora de Botellas

Su función principal es la extracción de las botellas vacías de las cajas.

Entre sus características, merece indicar que por medio de aire comprimido succiona las botellas de la caja mediante ventosas de jebe, ésta continúa su camino mientras que la primera es colocada sobre una faja que la conduce a la Lavadora de Botellas.

Cantidad por línea : 01

Rendimiento Nóminal : 115 cajas/min.

Dimensiones básicas : 5,500 mm. x 3,825mm. x 3,100 mm.

Peso referencial : 8.3 Tn.

A-3. Máquina Lavadora de Cajas

Mediante una serie de duchas, las primeras de

las cuales a mayor temperatura y concentración de Na OH que las últimas, lava completamente - las cajas, que pasan individualmente a través de la lavadora; interiormente posee un revestimiento de acero inoxidable desmontable y un desconectador automático para evitar daños por cajas desorientadas.

Cantidad por línea : 01

Rendimiento nominal: 120 cajas/min.

Medidas básicas : 6035 x 1780 x 1600 mm.

A-4. Máquina Lavadora de Botellas

Las botellas llegan mediante transportadores a la entrada de la máquina y a través de segmentos de rotación son llevadas a los cangilones de los cesteros. Se les dá un lavado a chorro previo, exterior e interior, no sólo para limpiarlas sino también, para calentarlas a una temperatura adecuada evitando saltos térmicos y reduciendo así el consumo calorífico.

Pasan a través de baños con distinta concentración de Na OH obteniéndose al final una botella limpia y sin etiqueta; ésta va a unas cámaras interiores a fin de evitar su trituración y desfibración.

Cantidad por línea : 01
Rendimiento nominal : 78,000 bot/hr.
Dimensiones básicas : 7,600 x 5,100 x 2,900 mm.
Peso referencial : 23.5 TN. (con carga)

A-5. Inspeccionadora de Botellas Limpias

Mediante un sistema de haz luminoso y célula fotoeléctrica se observa la botella desde el cuello hacia el fondo, detectando despostilladuras en los bordes, envases con altura diferente a la normal y restos de líquido en el fondo (residuos del procesos de lavado).

Cantidad por línea : 03
Rendimiento nominal : 134,840 bot/hr %

A-6. Máquina Llenadora - Taponadora

Tiene doble finalidad; primero inyectar la cerveza a una temperatura de 1°C. aprox. llenando la botella y segundo taponar la botella mediante chapas metálicas. Ambas acciones las realiza en una atmósfera de CO₂, donde el aire contenido en el cuello de la botella es desplazado por burbujeo del CO₂ contenido en la cerveza siendo desplazado a la atmósfera de CO₂ que proporciona el equipo. La máquina es de --

funcionamiento y arranque suave, además elim
na rápidamente los pedazos de vidrio que pu
dieran producir las botellas que accidental -
mente se rompan. Es de indicar, que la tapo-
nadora esta sincronizada con la llenadora.

Cantidad por línea : 02

Rendimiento nominal : 36,000 bot/hr %

Dimensiones básicas : 6,000 x 4,140 x 3,475 mm.

Peso referencial : 14.7 TN.

A-7. Dispositivo de Control de Nivel de Llenado

Mediante un haz luminoso se controla el nivel
de llenado y el correcto enchapado de las bo
tellas retirando aquellas no conformes.

Cantidad por línea : 02

Rendimiento nominal : 40,000 bot/hr %

A-8. Pasteurizador

Aquí se realiza el proceso de pasteurizado;
que consiste en la esterilización de la cer -
veza calentando hasta aprox. 70°C. durante 30
min. para luego producir un enfriamiento rápi
do hasta 3°C; más éste proceso no debe alte -
rar las características de la bebida (color,
sabor). Su funcionamiento es automático y -

las temperaturas en las diferentes zonas se consiguen por intercambiadores de calor. Es desmontable a fin de facilitar el mantenimiento.

Cantidad por línea : 01

Dimensiones básicas : 27,150 x 7,875 x 3,165 mm.

Peso referencial : 184 TN (con la máquina funcionando).

A-9. Máquina Etiquetadora

Ubica la etiqueta en la botella, recibe los alimentos de goma por un conducto lateral. Su accionamiento es por medio de engranajes helicoidales y su arranque y parada suaves.

Cantidad por línea :02

Rendimiento nominal : 40,000 bot/hr %

A-10. Inspeccionadoras Finales

Revisa la existencia de la etiqueta y su correcta ubicación; trabaja también, como un contador de botellas.

Cantidad por línea : 03

Rendimiento nominal : 40,000 bot/hr %

A-11. Máquina Encajonadora de Botellas

De características iguales a la desencajonadora de botellas, pero de finalidad inversa porque coloca botellas llenas dentro de cajas vacías y limpias.

Cantidad por línea : 02

A-12. Máquina Paletizadora

De características similares a la despaletizadora pero, de finalidad inversa porque forma rumas de cajas con botellas llenas.

Cantidad por línea : 01

Realizada la descripción presentamos la figura # II.1 que corresponde al diagrama de flujo de los procesos de embotellado desde que ingresan cajas con botellas vacías y sucias hasta que salen cajas con botellas llenas de cerveza.

II.1 Condiciones Exigidas

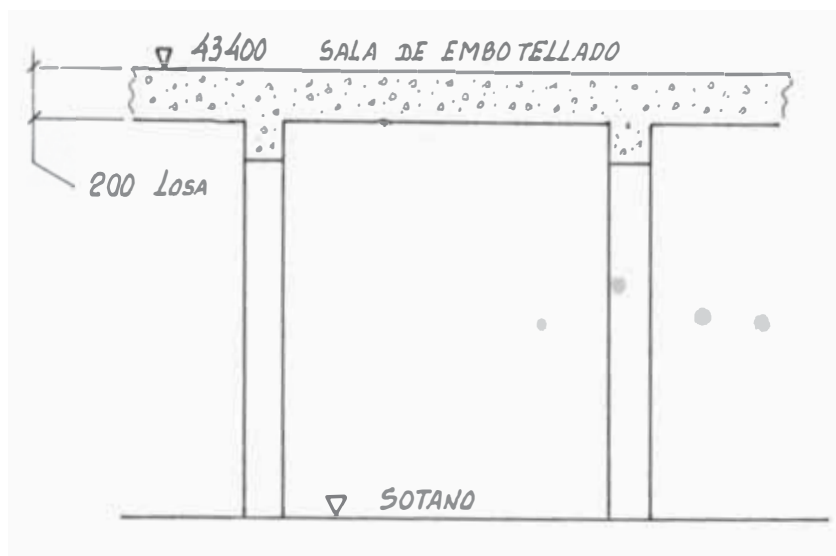
1-1. Condiciones Generales de la Instalación

Altura : 100 m.s.n.m.

- Temperatura de verano : 29°C.
- Temperatura en invierno : 15°C.
- Humedad relativa máx. : 99%
- rendimiento nominal de
la línea : 72,000 bot/hr.

1-2. Características del Edificio de
Embotellado

La figura # II.1a muestra un esquema - del sótano de la sala de embotellado. Tiene 13 ejes de columnas en forma longitudinal (desde A hasta M) y 37 ejes en forma transversal (del 1 al 37). Todas las columnas son de 400 x 400 mm. con excepción de las ubicadas en los - ejes A, G y M que miden 400 x 800 mm. Las vigas de los ejes marcados con letra miden 700 de altura x 400 mm. de - ancho y las que corresponden a los _ jes marcados con número miden 500 mm. de altura x 400 mm. de ancho.



La figura muestra un corte del área de embotellado, en el sótano están ubicados equipos como cabeceros de vapor, de condensado, tanques de aire comprimido, Na OH, máquinas, lavadoras de cajas y el almacén de las mismas. En el nivel 43,400 se ubican las máquinas - descritas en el ítem 2-A con excepción de lavadoras de cajas, paletizadoras y despaletizadoras.

Estas dos últimas máquinas están ubicadas en el edificio de almacenamiento - cuya ubicación mostramos en la fig.

II. 1b.

En la figura # II. 1a como referencia se ha superpuesto los perfiles de la máquina en su real ubicación. Nótese que el área de la ampliación (Líneas 3 y 4) está comprendida entre los ejes G - M y 1-37.

El área entre los ejes A - G y 1-37 es tá ocupada por las líneas que actual - mente funcionan (Líneas 1 y 2).

1-3. Requerimientos de las Máquinas

1-3-1. Fluídos Requeridos

En el cuadro II.2 el lector en contrará la denominación C.I.P. (Cleaner internal Pipe) este - es un fluído de Na OH diluído al 50% (Na OH en estas condi - ciones es corrosivo).

Cuando es suspendido el sumi - nistro de cerveza a las Llena - doras por un tiempo relativa - mente prolongado (caso de una planta que trabaja 1 ó 2 tur - nos), en la tubería de alimen - tación de éstas máquinas perma - necen residuos de cerveza que al quedar allí se descomponen ocasionando la aparición de - bacterias y fermentos.

Para evitar esto se procede a lavar la tubería interiormente;

primero con CIP. y luego un lavado con detergente, a continuación se hace circular agua caliente y finalmente se lava con agua fría.

Debemos aclarar que el lavado de las tuberías con CIP se efectúa normalmente cada semana.

Cuadro Nº II.2

MAQUINA	VAPOR	CONDENS.	AGUA FRIA	AGUA CALIENTE	AIRE	NA OH	CO ₂	CERVEZA	CIP
Despaletizadora			X		X				
Desencajonadora			X		X				
Lav. de Cajas	X		X	X		X			
Lav. de Botellas	X	X	X		X	X	X		
Inspeccionadora de Botellas			X		X				
Llenadora - Taponadora			X	X	X	X	X	X	X
Control de Llenado					X				
Pasteurizador	X	X	X		X				
Etiquetadora			X	X	X				
Inspeccionadora Finales					X				
Encajonadora			X		X				
Paletizadora			X		X				
Almacén de Cajas Vacías					X				

Cuadro Nº II-3.a

Datos Generales

LÍNEA Nº 3

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN (MANOM)	UNIDAD	
DESECAJONADORA	Agua	3/4"	36-37	A 550 de 36				4		Kg/cm ²
	Aire	3/4"	H-I	A 400 de H	6.25	Nm ³ /hr		6		bar
	Agua	3/4"	36-37	A 1000 de 36				4		Kg/cm ²
	Aire	3/4"	I-J	A 1200 mm de I	6.25	Nm ³ /hr		6		bar
LAVADORA DE CAJAS	Vapor	1 1/2"	33-34		60,000	Kcal/hr		4		Kg/cm ²
	Agua fría	1		A 200 de 33	12	m ³ /hr		4		Kg/cm ²
	Agua Caliente	1	G-H	A 320mm de H	5	m ³ /hr		4		bar
	NA OH	1			1.5	m ³ /hr		4		bar

Continúa....

..Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
	Vapor	4"				3'833,334	Kcal/hr	4		Kg/cm ²
	Condensado	2½"	30-31	A 2800 m de 30						
	NA OH	1½"	G-H	A 700 m de G	4	m ³ /hr		4		bar
	Aire	1"			10	Nm ³ /hr		6		bar
	Agua fría	4"			18	m ³ /hr		4		Kg/cm ²
		2½"						4		Kg/cm ²
		3/4"	33-34	A 1700 m de 34				4		Kg/cm ²
LAVADORA DE	Agua fría	1"	I-J	A 900 mm de I						
BOTELLAS	CO ₂ (RET)	1½"	29'-30	A 1900 mm de 29'						
			I-J	A 1500 mm de J						
			29'-30	A 1900 mm de 29'						
			I-J	A 2500 mm de J						

Continúa....

...Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO		CONSUMO		PRES		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA	MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD			
INSPECCIONADORAS	Agua fría	3/4"	27-28	H-I	A 1400 mm de 27	A 2000 mm de 27	100/3 (%)	Nm ³ /hr	6	4	Kg/cm ²
					A 350 mm de H						
					A 600 mm de I						
					A 700 mm de 27						
					A 350 mm de H						
	Aire	1 1/2"	27-28	H-I	A 1900 mm de 27	A 2400 mm de 27	100/3 (%)	Nm ³ /hr	6	4	Kg/cm ²
					A 350 mm de H						
					A 1300 mm. de 27						
					A 600 mm de I						
					A 600 mm de I						

CUADRO Nº II-3.b

DATOS GENERALES

LINEA Nº 3

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES. MINIM.	
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN (MANOM)	UNIDAD
CIP DE LA LLENADORA	Agua Caliente	2"	24-25	A 450 mm de 25				4	bar
	NA OH	3/4"	H-I	A 2600 mm de H	1.5	m ³ /hr		4	bar
	Agua fría	2"						4	Kg/cm ²
LLENADORA Nº 1	Aire	1"			6	Nm ³ /hr		6	bar
	Agua fría	1"						4	Kg/cm ²
	CO ₂	1"	25-26	A 2993 mm de 26	*	*			
	Agua caliente	1"	G-H	A 2885 mm de G				4	bar

Continúa

...Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
	CO ₂ (RET)									
	Cerveza	3"						2.2		bar
	CIP	3"								
LLENADORA Nº 2	Aire	1"	25-26		A 2885 mm de G.					
	Agua fría	1"	I-J		A 1325 mm de I.	6	Nm ³ /hr	6		bar
			25-26						4	Kg/cm ²
			I-J				*	*		
			25-26							
			I-J							
	Agua caliente	1"	25-26					4		bar
			I-J							

Continúa.....

...Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO		CONSUMO		PRES. MINIM.	
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA	MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD		
LLENADORA Nº 2	CO ₂ (RET.)		25-26							
			I-J							
	Cerveza	3"	25-26							
			I-J					2.2	bar	
	CIP	3"	25-26							
			I-J							
INSPECCIONADORA	Aire	3/8"	22-23		A 350 de 23					
			G-H		A 1400 de H			6	bar	
	Aire	3/8"	22-23							
			I-J		A 1700 mm de I			6	bar	
	Agua fría	4"	21-22		A 2800 mm de 21					
			I-J		A 925 mm de J		107.46 **	m ³ /hr	4	Kg/cm ²

Continúa...

...Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.	
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD		
PASTEURIZADOR	Aire	3/4"	20-21	A 700 mm de 20				6		bar	
			I-J	A 925 mm de J							
	Vapor	6"	20-21	A 700 mm de 20				4		Kg/cm ²	
			I-J	A 925 mm de J							
	Condensado	5"	19'-20	A 1300 mm de 19'		3'021,296					
			I-J	A 1175 mm de J							
	Agua fría			16-17	A 2000 de 16						Kg/cm ²
				I-J	A 300 mm de I						

Cuadro Nº II-3.C

Datos Generales

LINEA Nº 3

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
ETIQUETADORA	Aire	½"	13-14	A 2135 mm de 14				6		bar
	Agua fría		G-H	A 350 mm de H						
			12-13	A 1000 mm de 13				4		Kg/cm ²
	Agua caliente		H-I	A 1700 mm de H				4		bar
	Aire		12-13							
			H-I						6	

Continúa.....

..Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
INSPECCIONADORAS	Aire	3/8"	12-13	A 2400 mm de 13				6		bar
	Aire	3/8"	G-H	A 1850 mm de 6						
	Aire	3/8"	12-13	A 2400 mm de 13						
	Aire	3/8"	I-J	A 1450 mm de I						
CONTROL DE CAJAS	Aire	3/8"	6-7	A 1200 mm de 6			0.5			Nm ³ /hr
	Aire	3/8"	G-H	A 300 de H			0.5			Nm ³ /hr
	Aire	3/8"	6-7	A 1200 de G			6.25			Nm ³ /hr
	Aire	3/8"	I-J	A 500 de I						
		3/4"	4-5	A 300 de 5						
			H-I	A 500 de H						bar

Continúa.....

Cuadro Nº II-4.a

Datos Generales

LINEA Nº 4

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
DESECAJONADORA	Agua	3/4"	36-37	550 de	36			4		Kg/cm ²
	Aire	3/4"	J-K	700 mm de	K	6.25	Nm ³ /hr	6		bar
	Agua	3/4"	36-37	1000 mm de	26			4		Kg/cm ²
	Aire	3/4"	I-M	450 mm de	H	6.25	Nm ³ /hr	6		bar
LAVADORA DE CAJAS	Vapor	1 1/2"				60000	Kcal/hr	4		Kg/cm ²
	Agua fría	1"	33-34	A 175mm de	23	12	m ³ /hr	4		Kg/cm ²
	Agua caliente	1"	J-K	A 320 mm de	J			4		
	NA OH	1"				1.5	m ³ /hr	4		bar

Continúa....

UNIVERSIDAD NACIONAL

...Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES. MINIM.			
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANDOM)	UNIDAD		
LAVADORA DE BOTELLAS	Vapor	4"									
	Condensado	2½"	30-31	A 2800 mm de 30				4	Kcal/hr	Kg/cm ²	
	NA OH	1½"	I-J	A 400 mm de J	4			4	m ³ /hr	bar	
	Aire	1"						6		bar	
	Agua fría	4"						4		Kg/cm ²	
			2½"								
	Agua fría	3/4"	33-34	A 2000 mm de 33							
			L-M	A 350 mm de L							
	Agua fría	3/4"	29-30	A 1850 mm de 29'							
	CO ₂ (RET.)	1½"	K-L	A 600 mm de L					4		Kg/cm ²

Continuación...

...Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION ENTRE COLUMNAS	SUMINISTRO DISTANCIA	CONSUMO		PRES.		MINIM. UNIDAD
					MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
INSPECCIONADORA DE BOTELLAS LIMPIAS	Aire	½"	27-28	A 700 mm de 27		Nm ³ /hr	6		bar
				A 350 mm de K					
				A 1400 mm de 27					
				A 350 mm de K				4	Kg/cm ²
				A 1900 mm de 27					
				A 350 mm de K				6	bar
				A 1300 mm de 27					
				A 1250 mm de L					
				A 2000 mm de 27					
				K-L	A 1250 mm de L			4	

Cuadro Nº II-4.b

Datos Generales

LÍNEA Nº 4

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD	
	Cerveza	3"	25-26	A 2993 mm de 26				2.2		bar
	CIP	3"	J-K	A 2245 mm de J						
LLENADORA Nº 2	Aire	1"			6	Nm ³ /hr	6			bar
	Agua fría	1"					4			Kg/cm ²
	CO ₂	1"	25-26	A 2993 mm de 26	*	*	*			
	Agua calient.	1"	L-M	A 685 mm de L			4			bar
	CO ₂ (RET)							2.2		bar
	Cerveza	3"								
	CIP	3"								

Continúa.....

..Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO		CONSUMO		PRES.		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA	MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD			
INSPECCIONADORA	Aire	3/8"	22-23	A 300 mm de 23				6		bar	
	Aire	3/8"	J-K	A 2000 de J							
			22-23	A 300 mm de 23							
				A 1000 mm de L							
PASTEURIZADOR	Agua fría	4"	21-22	A 2800 mm de 21				4		Kg/cm ²	
	Aire	3/4"	I-M	A 1525 mm de M				6		bar	
	Vapor	6"	20-21	A 700 mm de 20				4		Kg/cm ²	
	Condensado	5"	I-M	A 1525 mm de M		3'021296	Kcal/hr				
	Agua Fría		19' -20	A 1300 mm de 19'							
			L-M	A 1775 mm de M							
			16-17	A 2000 mm de 16							
			K-L	A 1000 mm de L				4		Kg/cm ²	

Continúa....

//Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL SUMINISTRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO		CONSUMO		PRES		MINIM. UNIDAD
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA	MAGNITU	UNIDAD	MAGN. (MANOM)	UNIDAD			
ETIQUETADORA	Aire	1/2"	13-14	A 2,155 mm de 14					6	Bar	
	Aire	1/2"	J-K	A 2000 mm de J							
			13-14	A 2155 mm de 14							
			K-L	A 2000 mm de K							
			12-13	A 1000 mm de 13					4	bar	
INSPECCIONADORAS	Aire	3/8"	K-L	A 300 mm de					6	bar	
			12-13	A 2400 mm de 13							
			J-K	A 300 mm de J					6	bar	
			12-13	A 2400 mm de 12							
			L-M	A 300 mm de L							

Continúa.....

..Continuación

MAQUINA	FLUIDO	Ø DEL DIAMETRO (PULG)	UBICACION		SUMINISTRO	CONSUMO		PRES		MINIM.
			ENTRE COLUMNAS	DISTANCIA		MAGNITUD	UNIDAD	MAGN. (MANOM.)	UNIDAD	
CONTROL DE CAJAS	Aire	3/8"	6-7	A 1200 mm de 6						
			J-K	A 2000 mm de J	0.5	Nm ³ /hr	6	Bar		
	Aire	3/8"	6-7	A 1200 mm de 6						
			K-L	A 300 mm de L	0.5	Nm ³ /hr	6	bar		
ENCAJONADOR	Aire	3/4"	4-5	A 300 mm de 5	6.25	Nm ³ /hr	6	bar		
	Agua	3/4"	J-K	A 1200 mm de K			4	bar		
	Aire	3/4"	4-5	A 300 mm de 5	6.25	Nm ³ /hr	6	bar		
	Agua	3/4"	K-L	A 1700 mm de L			4	Kg/cm ²		

El desague será tratado en un -
item específico donde profundi-
zaremos en sus características
y requerimientos.

1-4. Ubicación de los Suministros y Caracte-
rísticas de las Solicitaciones

En los cuadros Nº II.3 y II.4 se mues -
tran las características de los suminis -
tros (ubicación, diámetro, flujo, pre -
sión). Estas solicitudes están en -
concordancia con los requerimientos de
los equipos; ubicaremos en los planos -
los suministros de acuerdo a las necesi -
dades de éstos.

En caso de suministro múltiple, en los
cuadros hacemos referencia al eje cen -
tral del conjunto.

II-2. Parámetros Restrictivos

El sótano del área de embotellado no está com
pletamente libre; enumeramos los obstáculos :
(Tómese como referencia plano T-01)

- 2-1. El área entre A-G y 1-37 están ocupadas por las instalaciones de las líneas actuales de embotellamiento Nº 1 y Nº 2.
- 2-2. En la zona del almacén de cajas hay apilamiento de éstas, en rumas de 3,240 mm. de altura máxima por lo que el diámetro vertical inferior total debe estar por encima de este nivel.
- 2-3. Existe un transportador de vidrio roto soportado en la columna del eje I (entre I-J) y comprendido entre los ejes 13 y 34; a un nivel 41920 (nivel referido a su punto más alto).
- 2-4. Existen agujeros de paso a través de la losa, estos serán ubicados en los planos para que no sean cruzados por las tuberías.
- 2-5. El diámetro exterior vertical de la tubería de cerveza debe ir en contacto con la cara inferior de la viga. A fin de evitar acumulación de gases en la zona de embotellado debe carecer en lo posible de cambios de dirección en los planos vertical y horizontal.

2-6. La tubería de condensado que va desde el pasteurizador al tanque del mismo - debe ser de 5" Ø, sin válvulas ni estrechamientos en su trayecto. La que va de la lavadora de botellas al Tan - que de condensado será de 2½"Ø, sin - válvulas ni estrechamientos en su tra - yecto.

CAPITULO III

DISEÑO BASICO DE LAS REDES

III-1. SELECCION DE LAS TRAYECTORIAS

1-1. Consideraciones generales: previo a la realización de los diseños debemos establecer las características básicas de las redes, como son las trayectorias, orden de las redes, independencia relativa la suministro - etc

Teniendo en cuenta las restricciones establecidas en el item II-2 definiremos estas características.

1-2. Premisas de Selección:

1-2-1. El suministro de los distintos fluídos que requiera la Línea de Embo - tellado # 3 (con excepción del agua caliente) tendrá total independen - cia con relación a los suministros de la Línea de Embotellado # 4.

Esta decisión se toma al tener en cuenta que en caso de averías la consecuencia más crítica será la interrupción del funcionamiento de toda la línea de embotellado, mientras que al no ser totalmente independientes las alimentaciones la consecuencia más severa sería la interrupción del funcionamiento de ambas líneas de embotellado.

La red de agua caliente será común para las líneas de embotellado # 3 y # 4 debido a que éste fluido se usará únicamente para el mantenimiento de máquinas y equipos.

1-2-2. Con relación a los soportes, las tuberías de vapor y condensado (tienen pendiente) al incrementarse la temperatura se producirán dilataciones diferentes en cada una de las líneas, por lo que soportaremos estas en forma individual en todo su trayecto.

Las demás redes en lo posible serán agrupadas en "paquete" haciendo --

coincidir el diámetro exterior vertical inferior por lo cual podemos apoyar estas tuberías sobre un soporte común tipo travesaño.

Al adoptar esta solución ahorraremos más soportes en forma considerable - (comparando con la solución de apoyarlos individualmente), ahorramos - en la mano de obra (perforaciones en la losa, sencillez constructiva) y se conseguirá una mejor apariencia - estética.

1-3. Agrupaciones y Trayectorias

En la fig. # II-1a. establecemos las trayectorias definitivas de las redes de vapor, condensado y del paquete de tuberías. Optamos por ubicar las tuberías de vapor y condensado a ambos lados de los ejes 27 y H a fin de soportarlas convenientemente.

1-4. Niveles Elegidos

1-4-1. Para las tuberías que transportarán el vapor y condensado; elegimos niveles iniciales tales que en el punto

de cruce con el Transportador de vidrio roto no haya interferencia.

1-4-2. Para el paquete de tuberías (nos referimos al nivel de su diámetro exterior vertical inferior):

a) En el tramo paralelo al eje 27 seleccionamos el nivel constante 42042.

b) En el tramo paralelo al eje H seleccionamos el nivel constante 41730.

c) Cuando desviamos 90° las tuberías que son paralelas al eje H. Usaremos un nivel por encima de 42000 (no interceptará al Transportador).

III-2. CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS Y DETERMINACION DE LOS DIAMETROS

Estando definidas las trayectorias (ver III-1) calcularemos los diámetros de los distintos tramos de de cada una de las redes.

2-1. Red de Vapor

Comprende 3 partes fundamentales:

2-1-1. Cálculo de los diámetros

2-1-2. Selección del material del tubo y de terminación del espesor de pared del mismo.

2-1-3. Selección del material de los aislantes y cálculo del espesor de los mismos.

2-1-1. Cálculo de los Diámetros

En el plano N° T-02 mostramos la trayectoria básica de esta línea. Noté se que las alimentaciones a las líneas de embotellado N° 3 y N° 4 son similares, más se aprecia que la línea de vapor que alimenta a la Línea de Embotellado N° 4 es más crítica, porque ante la similitud, esta tiene mayor longitud.

La pendiente será mantenida en 1/150 en lo posible. Nos auxiliaremos con el croquis que mostramos a continuación

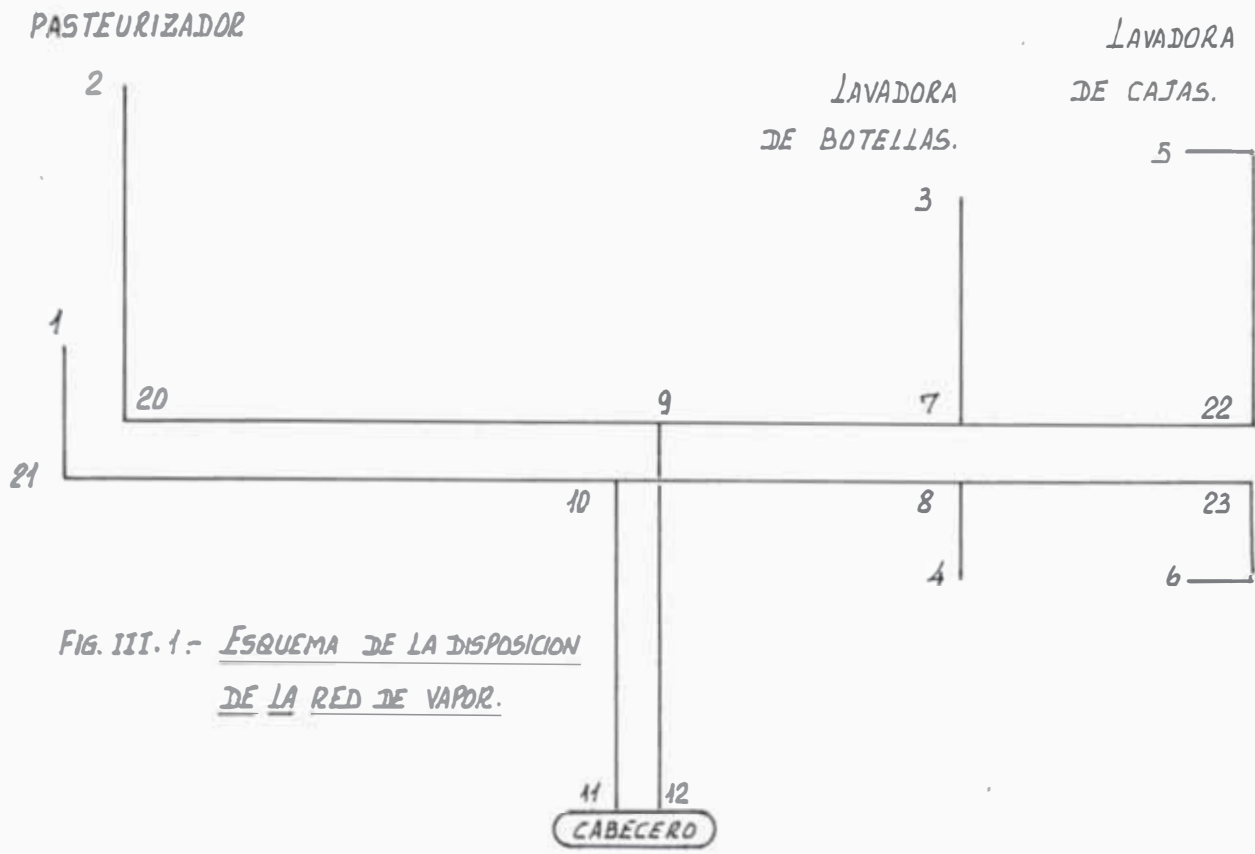


FIG. III.1.- ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LA RED DE VAPOR.

Cálculo de la Presión Mínima que Requiere el Cabecero

De acuerdo al cuadro # II.2 el consumo calorífico es :

Lavadora de Cajas: 251,208 KJ/hr (60,000 Kcal/hr).

Lavadora de Botellas: 16'049,403 KJ/hr -- (3'833,334 Kcal/hr).

Pasteurizadora : 12'649,562 KJ/hr -- (3'021,296 Kcal/hr).

Estos son los consumos totales por máquina; de ellos un 6 á 9% representa el calor sensible requerido.

Dada la severidad de las condiciones calcularemos como si el requerimiento fuese cubierto con calor latente. Esto sucede en el arranque.

Condiciones: Vapor Saturado y Seco

Presión : 392.4 K Pa man (4 Kg/cm² máv).

493.7 K Pa abs.

(5.033 Kg/cm² abs.)

Velocidades

recomendadas: 1280 - 3017.5 m/min

(70 - 165 ps/sc)

Ref: Manual de Steam --

(Babcock y Wilcox)

Ecuaciones a usar:

$R_e = d \bar{v} / \nu$ número de Reynolds.

péridas $h_f = f \frac{L_e \bar{v}^2}{2 g d}$ mts de fluído transportado.

a) Tramo 5 - 7 (Lavadora de Cajas)

$Q = 251208$ KJ/hr

$P_5 = 493.7$ K Pa abs (5.033 Kg/mc² abs)

$$h_{fg}] P_5 = 2109.7 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m} = Q/h_{fg}] P_5 = 119.07 \text{ Kg/hr}$$

$$v_g] P_5 = 0.3823 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{V} = 0.768 \text{ m}^3/\text{min}$$

Seleccionamos una tubería tal que las velocidades estén en un rango permisible.

$$1\frac{1}{4}'' ; \text{Sch } 80 \quad A_i =$$

$$0.000828 \text{ m}^2$$

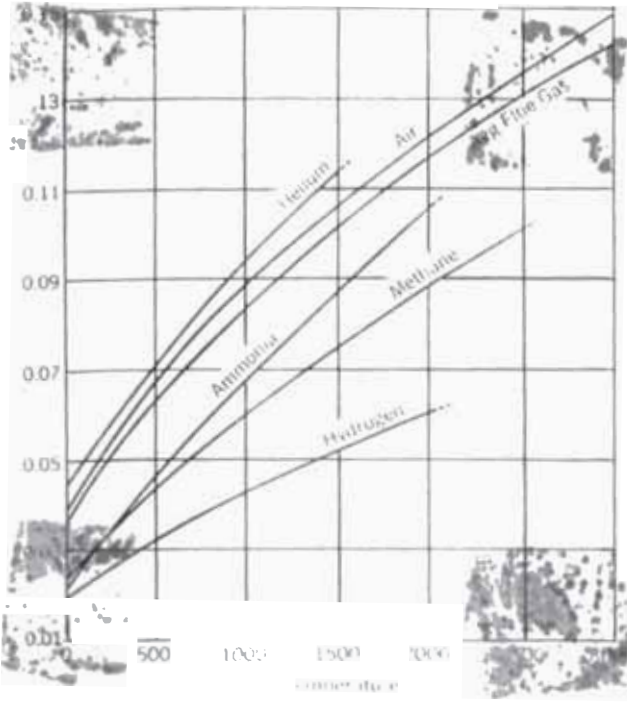
$$\bar{V} = \frac{\dot{V}}{A_i} = 927.51 \text{ m/min}$$

$$\text{Temperatura: } 153.3^\circ\text{C} = 426.3 \text{ }^\circ\text{K}$$

Del Gráfico # III-2

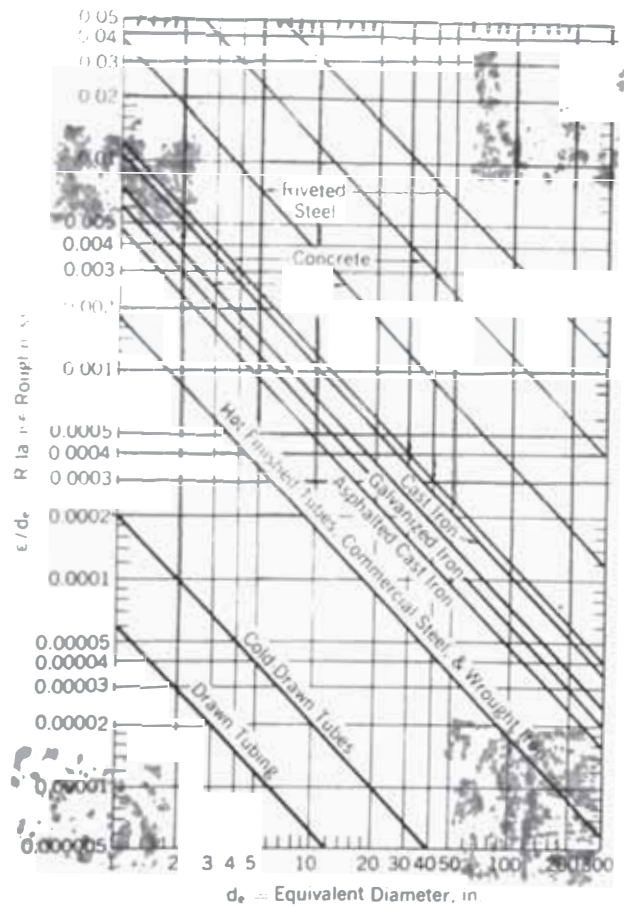
$$U = \frac{0.972 \times 10^{-5} \text{ lb}}{\text{pie} - \text{SC}} =$$

$$7.84 \times 10^{-12} \text{ P}_a \text{ s.}$$



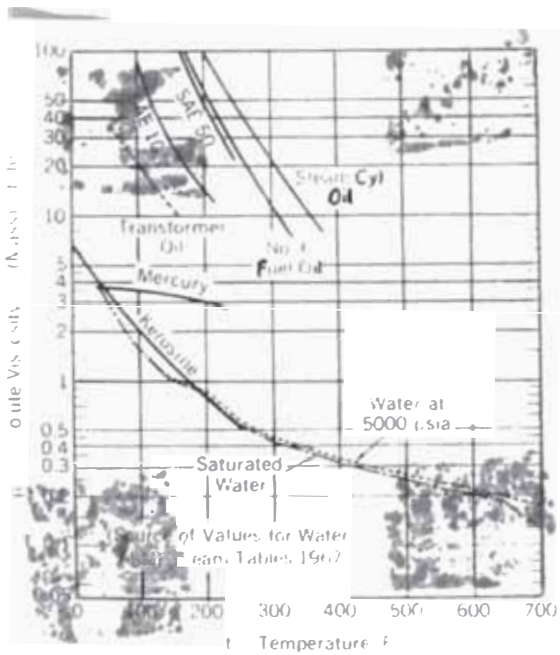
Viscosidades absolutas de algunos gases comunes a la presión atmosférica.

FIG III-2



Rugosidad relativa de varias superficies de tuberías.

FIG-III-4



Viscosidad absoluta de algunos líquidos comunes.

A FIG-III-2

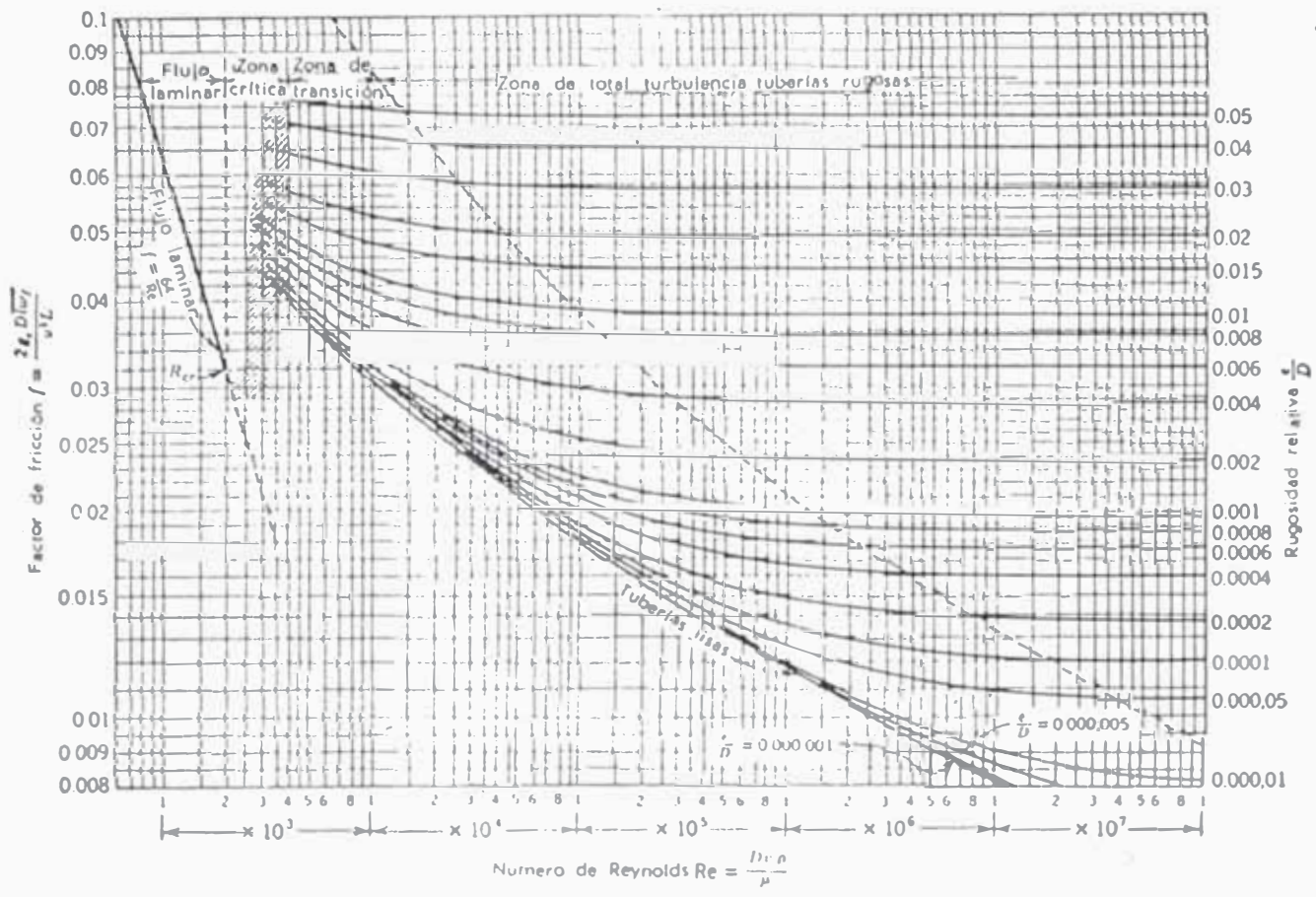


FIG-III-3 —GRAFICO DE MOODY PARA COEFICIENTE DE FRICCIÓN

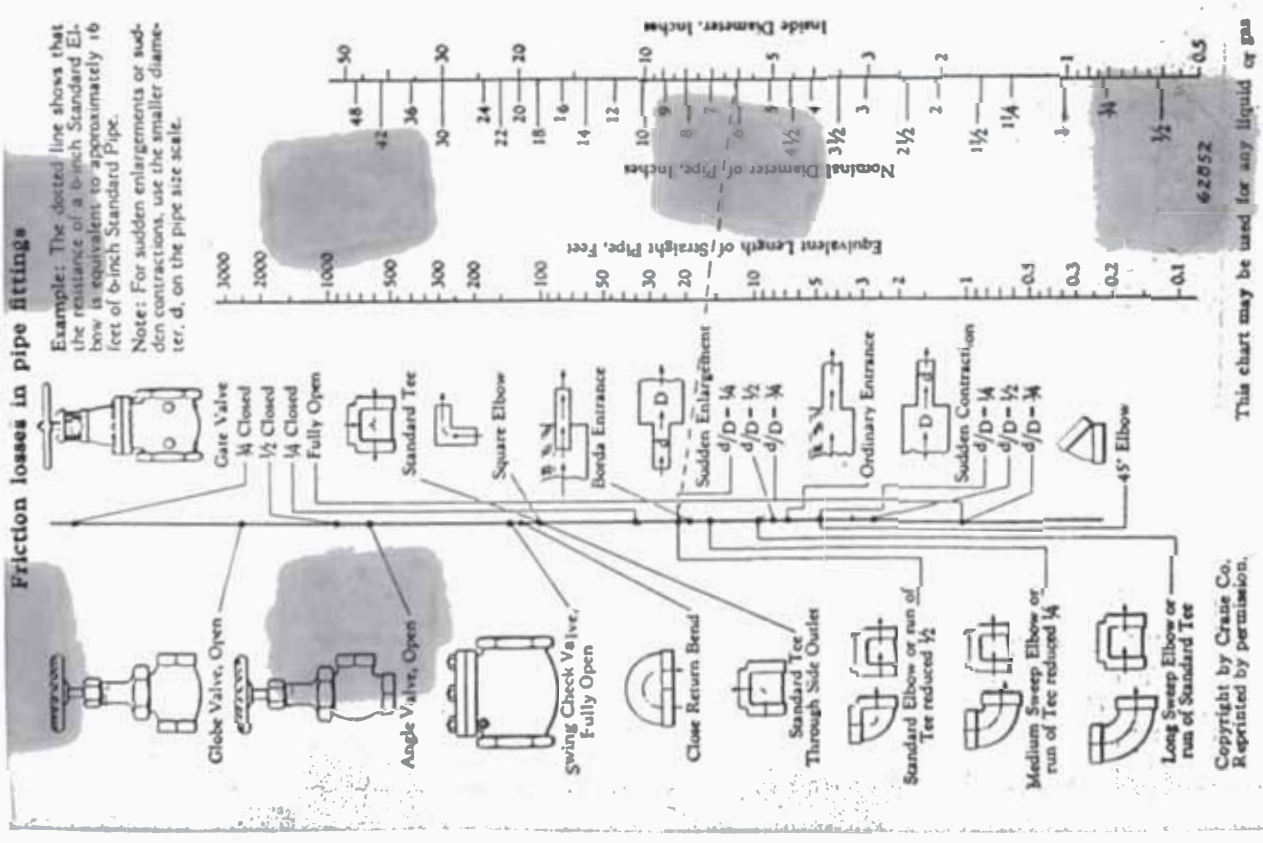


FIG-III-5

$$R_e = 8.6 \times 10^4$$

Del gráfico III.4 obtenemos

$$\varepsilon/D = 0.0014$$

Del gráfico III.3 obtenemos

$$f = 0.0235$$

Longitud del tramo de tubería :

23.06 mt.

Longitud equivalente de los accesorios (III.5)

01 reducción 4 x 1½" Ø 0.427 mt.

04 codo 1½" Ø x 90º rosc. 4 x 0.46 mt

01 reducción 1½" x 1" Ø 0.21 mt.

01 válvula compuerta

75% abierta 1.07 mt

Total: 3.54 mt.

Longitud equivalente total: 26.6 mt.

$$h_p = 5.51 \text{ K Pa}$$

b) Tramo 3-7 (Lavadora de Botellas)

$$Q = 16049403 \text{ KJ/hr}$$

$$P_3 = 493.7 \text{ K Pa}$$

$$V_g \quad P_3 = 2109.7 \text{ KJ/Kg.}$$

$$m = 7607.43 \text{ Kg/hr}$$

$$V_g = 0.3823 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V = 49.1 \text{ m}^3/\text{min.}$$

En este tramo existe una restricción; será instalado un medidor de flujo del tipo de orificio cuya longitud es 3,200 mm.; noté que ocupa casi toda la longitud 3-7 esquematizada en el croquis; por lo que la tubería será considerada de 4" Ø.

$$A_i = 0.00821 \text{ m}^2$$

$$\bar{V} = 5975.5 \text{ m/min}$$

$$U = 0.972 \times 10^{-5} \text{ lb/pie-SC} = 6.532 \times 10^{-12} \text{ P}_a \cdot \text{s.}$$

$$R_e = 1.82 \times 10^6$$

$$\mathcal{E}/D = 0.00045$$

$$f = 0.0168$$

Longitud de tubería: 8.46 mt.

Accesorios longitud equivalente:

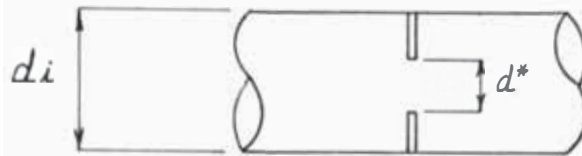
01 TEE 4" Ø 6.2 mt.

01 medidor de flujo H & K ++

++ este medidor de flujo es de tipo

orificio determinaremos la

caída de presión en el:



Característica : $\frac{d_i}{d^*} = 1.$

$d^* = 68 \text{ mm.}$

$A^* = 3.651 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$\bar{V}^* = 2945.1 \text{ m}^3/\text{hr} / 3.651 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$\bar{V}^* = 13444.3 \text{ m/min.}$

$H \text{ Pérdi}_{\text{das}} = 0.32 \frac{\bar{V}^{*2}}{2g} = 818.4 \text{ mt de vapor}$

$H \text{ pérd.} = 20.7 \text{ K Pa}$

Long. equivalente total: 14.65 mt.

Pérdidas hp = 51.85 K Pa

El tramo 3-7 es más crítico que el 5-7 tiene mayores pérdidas.

$P_7 = 545.55 \text{ K Pa}$

c) Tramo 7 - 9

$P_7 = 545.55 \text{ K Pa}$

$\dot{m} = 7727.1 \text{ Kg/hr}$

$V_g] P_7 = 0.318 \text{ m}^3/\text{Kg.}$

$\dot{V} = 40.96 \text{ m}^3/\text{min}$

$\bar{\sigma} 6'' \text{ sch. 40 } A_i = 0.0186 \text{ m}^2$

$$V = 2202.8 \text{ m/min.}$$

$$U = 0.972 \times 10^{-5} \text{ lb/pie-SC} = 6.532 \times 10^{-12} \text{ Pa.s.}$$

$$R_e = 1.2 \times 10^6$$

$$\epsilon/D = 0.0003$$

$$f = 0.015$$

Long. de tubería: 20.45 mt.

accesorios longitud equivalente

01 Tee 4" \emptyset soldada 6.18 mt.

02 Codo 45° x 4" \emptyset 2 x 0.88 m.

01 Colador bridado 2.76 x 10^4 Pa

01 reducción excent.

4" x 6" \emptyset 1.07 mt.

01 redd. excent.

8" x 6" \emptyset 0.84 mt.

$$9.86 \text{ mt} + 2.76 \times 10^4$$

Long. equivalente: 30.31 mt.

$$hp = 53.3 \text{ K Pa (totales)}$$

$$P_9 = 599 \text{ K Pa}$$

d) Tramo 2-9 (Pasteurizador)

$$Q = 12649562 \text{ KJ/hr}$$

$$P_2 = 493.7 \text{ K Pa abs}$$

$$h_{fg}]_{P_2} = 2109.7 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m} = 5995 \text{ Kg/hr}$$

$$V_g]_{P_2} = 0.3823 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{V} = 38.2 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\bar{\phi} \text{ 6" } \emptyset \quad A_1 = 0.0186 \text{ m}^2$$

$$\bar{V} = 2075.4 \text{ m/min}$$

$$R_e = 9.5 \times 10^5$$

$$\mathcal{E}/D = 0.0003$$

$$f = 0.0155$$

$$L = 56.93 \text{ mt.}$$

Accesorios long. equivalente

02 Tee 6" \emptyset	2 x 9.45 mt
02 Codo 6" \emptyset x 45°	2 x 1.31
01 Codo 6" \emptyset x 90°	2.04
01 Colador 6" \emptyset	$3.45 \times 10^4 \text{ Pa}$
01 Redcc. 8" x 6" \emptyset	1.07 mt
	<hr/>
	24.63 mt x $3.45 \times 10^4 \text{ Pa}$

$$L_e = 81.56 \text{ mt}$$

$$h_p = 43.5 \text{ K Pa (total)}$$

$$\text{Por este camino } P_g = 537.33 \text{ K Pa}$$

nótese más crítico, es la presión por el tramo de lavadoras

$$\text{entonces: } P_g = 599 \text{ K Pa}$$

e) Tramo 9 - 12 (hasta cabecero)

$$m = 13722 \text{ Kg/hr}$$

$$P_9 = 599 \text{ K Pa}$$

$$V_{P_9} = 0.3183 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{V} = 73.2 \text{ m}^3/\text{min.}$$

Seleccionamos \varnothing 8" sch 20

$$A. = 0.0334 \text{ m}^2$$

$$\bar{V} = 2187.8 \text{ m/min}$$

$$U = 0.96 \times 10^{-5} \text{ lb/pie} - \text{SC} = \\ 6.532 \times 10^{-12} \text{ Pa.s.}$$

$$R_e = 1.6 \times 10^6$$

$$\mathcal{E}/D = 0.00021$$

$$f = 0.0148$$

$$L = 34.05 \text{ mt.}$$

Accesorios longitud equivalente

01 Tee 8" \varnothing	12.2 m
03 Codo 8" \varnothing	2 x 2.7 m.
01 Válvula comp. 8" \varnothing , 75% abierta	7.62 m.
	27.86 m.

$$L_e = 61.91 \text{ mt.}$$

$$h_p = 9.36 \text{ K Pa}$$

Entonces presión en el cabecero:

$$608.36 \text{ K Pa}$$

Conseguida la determinación de la presión máxima en el cabecero - calculamos la presión de llegada a los puntos de suministro; a partir de esta presión.

$$P_{\text{cabecero}} : 608.36 \text{ K Pa}$$

$$P_9 : 599 \text{ K Pa}$$

$$P_7 = 545.5 \text{ K Pa}$$

Conocida la presión en 7 obtenemos la presión en 5.

$$Q = 251208 \text{ KJ/hr}$$

$$h_{fg}]_{P_7} = 209.8 \times 10^4 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m} = 119.72 \text{ Kg/hr}$$

$$V_g]_{P_7} = 0.3427 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{V} = 0.685 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$A_i = 0.00083 \text{ m}^2$$

$$\bar{V} = 827.7 \text{ m/min}$$

$$U = 6.55 \times 10^{-12} \text{ Pa.s.}$$

$$R_e = 0.97 \times 10^5$$

$$\epsilon/D = 0.0014$$

$$f = 0.0235$$

$$L_e = 26.6 \text{ mt}$$

$$h_p = 4.94 \text{ K Pa}$$

$$P_5 = 541 \text{ K Pa}$$

Luego en la rama izquierda obtenemos a partir de P_9 ; la presión en 2

$$P_9 = 599 \text{ K Pa}$$

$$Q = 12649562 \text{ KJ/hr}$$

$$h_{fg}] P_9 = 208.3 \times 10^{-4} \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m} = 6071.6 \text{ Kg/hr}$$

$$V_g] P_9 = 0.3146 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{V} = 31.91 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$A_i = 0.0186 \text{ m}^2$$

$$\bar{V} = 1712.2 \text{ m/min}$$

$$U = 6.53 \times 10^{-12} \text{ Pa.s}$$

$$R_e = 0.96 \times 10^6$$

$$\epsilon/D = 0.0003$$

$$f = 0.0155$$

$$L_e = 81.56 \text{ mt.}$$

(pérdida en accesorio $3.45 \times 10^4 \text{ Pa}$)

$$h_p = 45.1 \text{ K Pa}$$

$$P_2 = 533.9 \text{ K Pa}$$

Punto	Cabecero	9	7	3	5	2
K Pa	608.4	599	545.5	493.7	541	553.7

Caida de presión total.

$$\% \text{ de caída} = \frac{608.4 - 493.7}{608.4} = 18.85$$

Comparemos este resultado con el % de caída de presión recomendado; la recomendación dice que es buena práctica considerar una caída de presión de 10.34 K Pa/30 mt de tubería con lo que obtenemos:

Caida de presión: 41 K Pa máximo recomendado

Caida de presión en la línea (calculada) = 114.7 K Pa

todo el problema reside en el medidor de flujo el cual produce demasiada pérdida.

2-1-2. Selección del Material del Tubo y Determinación del Espesor de Pared del Mismo

En el ítem anterior se hizo una selección un tanto a priori del espesor de la pared del tubo. El "Code For Pressure Piping" ASA Sección B31.1 para

calcular la pared del tubo nos dá la ecuación:

$$t = \frac{P_m D}{2S + 2Y P_m} + C \quad \text{III.5a}$$

VALORES DE Y

FIG- III.6

TEMP. °C	480 Y menos	510	540	565	590
Aceros Ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7
Aceros aus teníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5

De la tabla mostrada seleccionamos -
 $Y = 0.4$

Para esta aplicación se recomienda el uso del material ASTM A53 grado A ó B. de la tabla (Ver anexo) podrá extraerse el valor D.

En 2-1-1 hemos establecido la presio nes en los diferentes puntos de la - red.

Presión en el cabecero: 608.36 KPa
(6.2 Kg/cm² abs).

P_{man} = 5.17 Kg/cm² man y el cálculo de toda la línea la realizaremos a esta presión.

Para C espesor por corrosión y por roscado en tubería 1½" Ø C = 0.05
Para tubería de diámetro mayor que 1½" Ø, C = 0.0

Obtenemos el siguiente cuadro que nos dá el espesor de pared para la característica señalada.

CUADRO III.8

TUBERIA	ESPESOR DE PARED REQUERIDO (MM).		ESPESOR DE PARED COMPARATIVO (MM).
	ASTM A53 Grado A	ASTM A53 Grado B	Tipo: Espesor
8" Ø	0.6825	0.546	Sch 20: 6.4
6" Ø	0.524	0.419	Sch 40: 7.1
4" Ø	0.356	0.285	Sch 40: 6.0
1½" Ø	0.181	0.155	Sch 80: 4.9

Es práctica comun en las plantas - usar las tuberías menores de 2" Ø en Sch. 80 y roscadas; de 2½" Ø has

ta 6" Ø sch 40; soldadas y a partir -
de 8" Ø Sch. 20 por consideraciones -
mecánicas. (Consideraciones de flexión
en la ubicación de los soportes.)

Para la selección de los materiales
de tubería se necesita conocer prime-
ro las características del fluído que
transportarán.

En las plantas industriales donde hay
tuberías de vapor, agua, gases, es -
muy usado el material ASTM A.53. En
tuberías que tienen que resistir co -
rrosión severa frecuentemente usan -
los aceros inoxidable (También cuan -
do se transportan productos alimenti
cios ó sanitarios) tipo ASTM A312
TP. 304. En tuberías que transportan
aire comprimido se usa la tubería de
cobre tipo ASTM B.42

2-1-3. Cálculo de los Aislantes

En nuestro caso hemos decidido el uso
de aislamiento de asbesto, por sus ca
racterísticas de baja conductividad -
térmica, resistencia a la tracción,

flexibilidad e incombustibilidad.

Se ha observado en le sótano frecuen
tes filtraciones que deterioran el -
aislantes por lo que envolveremos és
te con un recubrimiento de duralfoil
(hoja de papel aluminio, con alma de
papel craft, normalmente suministra-
do en rollos). El duralfoil tiene -
características de impermeabilidad e
incombustibilidad.

Entre sus propiedades citaremos:

emisividad = 0.05

reflectivi = 0.95
dad.

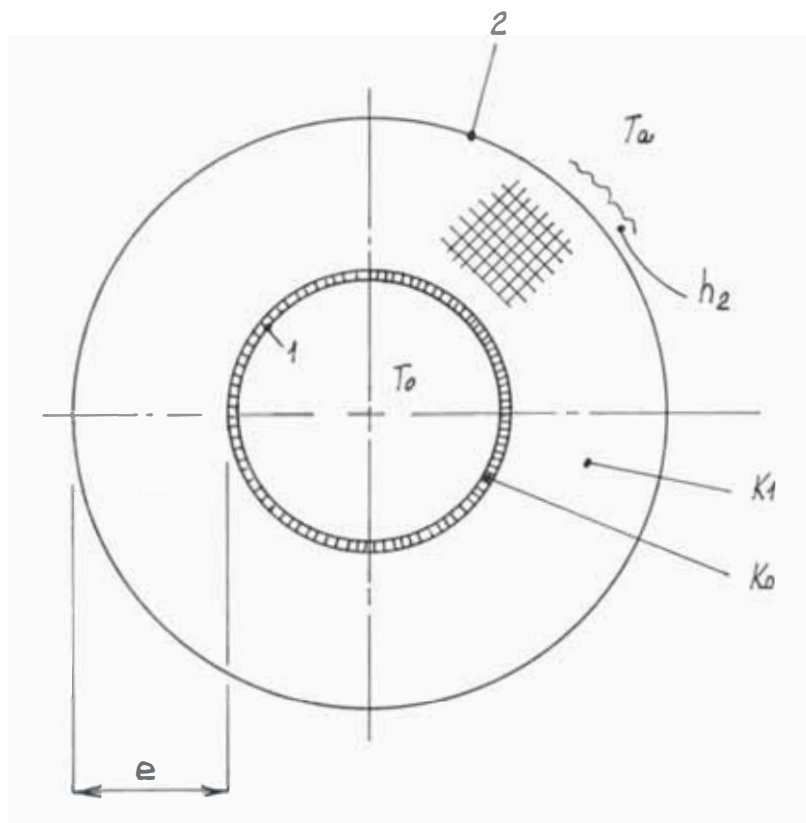


FIG. III.9

Fórmula General

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum \frac{1}{A_h} + \sum \frac{1}{2\pi LK} \ln \frac{r_o}{r_i}}$$

Una ecuación que permite estimar el valor del coeficiente "h" es :

$$h = 2753.4 / \left[D^{0.19} (228.3 - 1.51 \theta) \right] \frac{\text{Cal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

$$\theta = T_o - T_a$$

Hagamos la simplificación: $T_o \approx T_1$ establecemos entre los puntos 1 y

$$\frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi K_o} L_n \frac{D}{d} + \frac{1}{2\pi K_i} L_n \frac{D+2e}{D}} = \frac{T_2 - T_a}{\frac{1}{\pi(D+2e) h}}$$

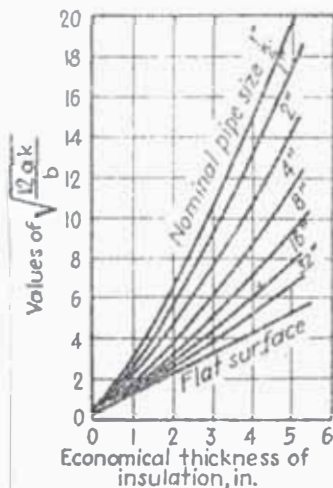


FIG-III-10

Fig. 7. Economical thickness of insulation on flat and cylindrical surfaces.

Para entrar al gráfico se piden los valores $(100 ak/b)^{\frac{1}{2}}$; es:

b = costo del aislante \$ por m^2 por cm x 1 año, estimamos que la instalación dura 6 años a un interés del 20%

$$CR^6 = 0.30071$$

$$V (m^3) = \pi (8.625 + 7) \times 0.0254 \frac{m}{pulg} \times e \times 1mt.$$

$$V = 0.01247 m^2 \times cm \text{ espesor}$$

$$2200 \frac{\text{sol}}{\text{Kg}} \times 18 \frac{\text{Kg}}{m^3} \times \frac{1 \$}{5300 \text{ sol}} =$$

$$7.473 \frac{U \$}{m^3}$$

entonces : 0.09317 U\$ por m^2 x cm espesor aplicamos el factor CR.

$$b = 0.028$$

La conductividad del aislante $K = 0.0528$

$$a = Y (T_o - T_a) M/10^6$$

$$T_o = 158.8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_a = 14$$

Y = 7,200 hs funcionamiento anual.

M = 1.5 U\$ por cada 10^6 Kcal.

$$(100 ak/b)^{\frac{1}{2}} = 17.17$$

Para 8" \emptyset obtenemos 3.5" del gráfico.

De manera similar para tubería de 6" Ø obtenemos $(100 ak/b)^{\frac{1}{2}} = 18.6$ con lo que del gráfico obtenemos espesor: 3".

Para tubería de 4" Ø obtenemos un factor de 20.3 y un espesor de 3".

Resumimos:

Cuadro III.11

Tubería	8"	6"	4"	1 ¼"
Espesor	3.5	3	3	2

Como hemos seleccionado un aislante de asbesto; debe ser cubierto con tela, encima de la cual aplicaremos una cubierta de duralfoil.

Conductividad del acero:

$$K_a = 40.18 \frac{\text{Kcal} \cdot \text{m}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

Conductividad del asbesto: $K_{as} = 0.0528$

Calculamos las temperaturas T_2 de la superficie exterior.

Cuadro III-12

Tubería	8"	6"	4"	1 $\frac{1}{4}$ "
Temp. de la sup. exterior	23.5	23.8	22.8	23.6

Establecemos la pérdida de calor por -
efecto de la temp. mostrada en el cu
adro III-12 y la temp. ambiente.

Cuadro III-13

TUBERIA	ESPESOR AISL. (Pulg)	TEMP. SUPERF. EXTER. (°C)	q' KJ/hr-mt	LONG. (mt)	q' KJ/hr.
8"	3.5	23.5	316.2	34.0	10751.7
6"	3	23.8	280.4	74.18	20800.0
4"	3	22.8	213.4	8.46	1805.3
1 ¼"	2	23.6	144.2	23.1	3332

Comparamos con las pérdidas si el tubo lo consideramos desnudo y establecemos el % de calor perdido.

q_1 = calor transferido por la tubería desnuda.

Cuadro III-14

TUBERIA	ΔT °C	q' (KJ/hr) ^{mt}	q' KJ/hr	% CALOR PERDIDO
8"	144	5652.2	192174	5.6
6"	140	4168.8	310577	6.7
4"	139	3140.1	26534	6.8
1 ¼"	137	1256	29014	11.5

2-2. Red de Condensado

La red de condensado la hemos dividido en 2 partes.

2-2-1. Condensado Recuperado de las Máquinas

Algunos fluidos que trabajan en las - máquinas requieren elevar su temperatura lo que consiguen intercambiando calor con el vapor. Esto se consigue haciendo circular vapor por una serie de intercambiadores de calor, lo cual hace posible la recuperación del condensado del vapor.

De las características de las máquinas establecemos que a la salida de las - mismas la presión del vapor es :

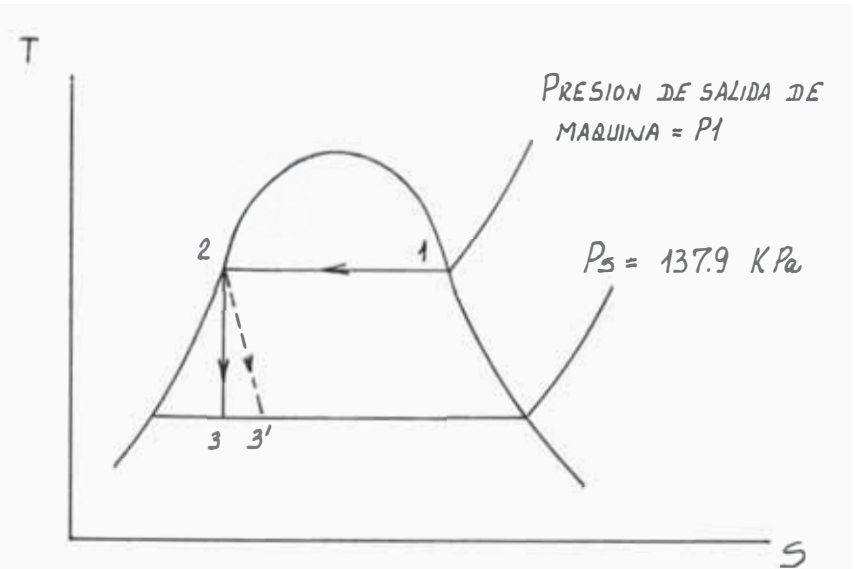
Pasteurizador: 468.9 K P_a (abs)

Lavadora de Botellas · 172.4 K P_a (abs)

siendo de aquí expandido hasta 138 K P_a.

A esta presión va al tanque de condensado, siendo bombeado luego a la Casa de Fuerza.

Podemos establecer el siguiente gráfico:



y obtenemos:

$$S_2 = S_f \Big] P_1 = S_f + X (S_{fg}) \Big] P_s$$

Con lo cual podemos obtener las cali-
dades.

$$S_3 = S_f + X (S_{fg}) \Big] P_s$$

$$h_3 = h_f + X (h_{fg}) \Big] P_s$$

$$V_3 = V_f + X (V_{fg}) \Big] P_s$$

En el ítem II-3-6 dejamos establecido que el condensado recuperado de la -
Pasteurizadora se transportará en una \varnothing 5" y el que proviene de la Lavado-
ra de Botellas debe ser \varnothing 2½" exa-
minemos lo que ocurre:

Cuadro N° III-15

PRESION K P _a	X ₃ %	h ₃ KJ/Kg	h ₂ KJ/Kg
468.9	7.26	618	628
172.4	1.27	484.5	484.8

PRESION K P _a	h ₃ ¹ (KJ/Kg)	X ₃ ¹ %	m ³ /Kg V ₃	m ³ /SC Q	PS/min V
468.9	617.3	7.22	0.0913	0.152	708.4
172.4	484.5	1.26	0.0169	0.036	695.3

2-2-2 Condensado Extraído de la Línea de Vapor

Consideramos tiene dos partes principales :

2-2-2-1. Selección de las trampas - de vapor.

2-2-2-2. cálculo de la línea que - transportará este condensado.

2-2-2-1. Selección de las Trampas de Vapor

Una trampa de vapor es un - elemento que permite eliminar el condensado, aire y otros gases no condensables. De acuerdo a su principio de funcionamiento pueden - clasificarse:

- Trampas para vapor termostáticas que pueden ser de presión equilibrada o termostáticas.

- Trampas de vapor de tipo -
mecánico que pueden ser de
flotador o de balde.
- Trampas de impulso.
- Trampas termodinámicas.

Para identificar con facilii
dad llamaremos trampas prini
cipales a aquellas que pur-
garán la mayor parte de coni
densado y secundarias a -
aquellas que purgarán los -
tramos de tubería que van a
los equipos; a fin de que -
el vapor llegue a éstos con
el mínimo de trazas de coni
densado.

Con el auxilio de la fig.
III-1. (esquema de vapor)
fijamos los puntos de purga
y tipo de trampas.

TRAMPA	PUNTOS DE PURGA LINEA # 3			PUNTOS DE PURGA LINEA # 4		
	PRINCIPAL	21	8	-	20	7
SECUNDARIA	1	4	6	2	3	5

El cálculo de la cantidad de condensado a extraer y la selección de las trampas se hará para el momento de condiciones más severas (arranque) y usaremos -- los métodos sugeridos en el catálogo SARCO.

Del Cuadro III.16 obtenemos la carga de calentamiento; para un tiempo de 5 min. en que realiza esta - operación hallamos el flujo de condensado en el calentamiento.

TABLE I

Warm-Up Load in Pounds of Steam per
100 Feet of Steam Main - Ambient Temperature 70°F*

Steam Pressure (psig)	Main Size														°F. Correction Factor		
	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"			
0	6.3	9.7	12.8	15.2	17.8	20.4	24.8	31.9	48	68	90	107	140	176	207	208	1.50
5	6.9	11.0	14.4	17.4	20.4	23.7	28.9	36.9	48	77	101	120	157	198	233	224	1.44
10	7.5	11.8	15.5	18.9	22.0	25.9	31.8	38.8	58	83	109	130	169	213	251	250	1.41
20	8.4	13.4	17.6	21.9	25.9	30.8	37.9	43.9	66	93	124	146	191	241	284	296	1.37
40	9.9	15.8	20.6	25.3	29.7	35.7	41.8	51.8	78	110	145	172	225	284	334	365	1.32
60	11.0	17.5	22.9	27.8	32.8	39.2	46.2	57.2	86	122	162	192	250	310	372	418	1.29
80	12.0	19.0	24.9	30.3	35.3	42.8	50.8	62.8	93	132	175	208	271	342	403	461	1.27
100	12.8	20.3	26.6	32.1	37.1	45.2	54.2	66.2	100	142	186	222	290	366	431	500	1.26
125	13.7	21.7	28.4	34.1	39.1	48.2	58.2	71.2	107	152	200	238	310	391	463	542	1.25
150	14.5	23.0	30.0	35.8	40.8	50.2	60.2	74.2	113	160	212	251	328	414	487	579	1.24
175	15.3	24.2	31.7	37.6	42.6	52.2	62.2	77.2	119	169	224	265	347	437	514	618	1.23
200	16.0	25.3	33.1	39.1	44.1	54.2	64.2	79.2	125	177	234	277	362	456	537	648	1.22
250	17.3	27.3	35.8	41.8	46.8	57.2	67.2	82.2	134	191	252	299	390	492	579	707	1.21
300	18.0	28.3	37.3	43.3	48.3	59.2	69.2	84.2	140	200	264	314	410	516	618	758	1.20
400	19.0	29.3	38.3	44.3	49.3	60.2	70.2	85.2	146	209	276	328	428	536	648	798	1.19
500	20.0	30.3	39.3	45.3	50.3	61.2	71.2	86.2	152	218	288	342	442	552	668	828	1.18
600	20.7	31.3	40.3	46.3	51.3	62.2	72.2	87.2	158	227	299	354	456	568	688	848	1.17

*Loads based on Schedule 40 pipe for pressures up to and including 250 psig and on Schedule 80 pipe for pressures above 250 psig.

†For outdoor temperature of 0°F, multiply load value in table for each main size by correction factor corresponding to steam pressure.

CUADRO III. 16

TABLE II

Condensation Load in Pounds per Hour
per 100 Feet of Insulated Steam Main* -
Ambient Temperature 70° - Insulation 85% Efficient

Steam Pressure (psig)	Main Size														°F. Correction Factor		
	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"			
10	8	7	9	11	13	16	20	24	29	32	36	39	44	53	53	53	1.50
30	8	9	11	14	17	20	25	32	38	42	46	51	57	68	68	68	1.50
60	10	12	14	18	24	27	33	41	49	54	62	67	74	89	89	89	1.45
100	12	15	18	22	28	33	41	51	61	67	77	82	93	111	111	111	1.40
125	13	16	20	24	30	36	45	56	66	73	84	90	101	121	121	121	1.35
150	14	17	22	26	32	38	48	59	69	76	88	94	107	128	128	128	1.30
250	18	22	27	34	42	50	62	77	92	101	116	125	140	168	168	168	1.25
300	20	25	30	37	46	54	67	82	101	111	126	136	154	184	184	184	1.20
400	23	28	34	43	52	62	76	92	112	123	140	150	170	200	200	200	1.15
500	27	33	39	49	60	71	86	104	126	137	156	167	188	220	220	220	1.10
600	30	37	44	55	66	78	94	114	137	149	170	181	203	237	237	237	1.05

*Correct loads dependent factor due to radiation and convection for elevated steam.

†For outdoor temperature of 0°F, multiply load value in table for each main size by correction factor corresponding to steam pressure.

CUADRO III. 17

Cuadro Nº III.18

PRINCIPALES

TRAMO	9-12	9-20	9-7
Ch (Kg/hr)	549.6	401.14	232.2

Cuadro Nº III.19

SECUNDARIAS

TRAMO	20-2	7-3	7-5
Ch (Kg/hr)	204	49	27.8

Los valores de 9-12 han sido concebidos con \varnothing 8" Sch 40; nuestro caso es con Sch 20.

El valor 7-5 ha sido calculado como si se tratara de \varnothing 2" \emptyset sch 40; en realidad es \varnothing 1½" \emptyset sch 80; aquella es la diferencia.

Tipos de Trampas a usar:

En las purgas principales elegimos trampas de vapor de tipo de balde invertido por razones de facilidad de desmontaje; reparación rápida en comparación con las trampas de otro tipo.

Para purgas secundarias nos hemos inclinado por -

las trampas del tipo termodinámico, por su gran - eficiencia poco tamaño, peso y que no van a requerer mucho mantenimiento.

Factores de seguridad: de acuerdo a las caracte - rísticas de cada trampa es necesario afectar por un factor de seguridad el flujo de condensado calculado.

Para trampas de tipo balde invertido

$$f_s : 2$$

Para trampas tipo termodinámico

$$f_s : 1.3$$

El flujo de condensado en cada trampa será:

$$\begin{aligned} \text{Trampa en el punto 20: } & 2 (437.6 + 405) \\ & : 1690 \text{ Kg/hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Trampa en el punto 7 : } & 2 (437.6 + 229) \\ & : 1340 \text{ Kg/hr} \end{aligned}$$

Cuadro Nº III.20

TRAMPA PUNTO 20	1690 Kg/hr	3726 $\frac{\text{Lb}}{\text{hr}}$
TRAMPA PUNTO 7	1340 Kg/hr	2955 $\frac{\text{Lb}}{\text{hr}}$

Con estas cargas de condensado seleccionamos las trampas de vapor.

Presión diferencial: 50 psi. (real)
 seleccionamos para una presión diferencial de 60 psi. y
 por uniformidad ambas trampas iguales de tipo: B4-125 -
 con orificio 11/32.

Para las purgas secundarias las trampas en los puntos.

Cuadro III. 21 CAPACITY IN LBS. OF CONDENSATE PER HR.

TRAP SIZE →		1/2-3/4	3/4	1	1-1/4	2
1 - 15 psi	CAT. No. ↓	B1-X - 15 B12-X - 15	B2 - 15 B22 - 15	B3 - 15 B32 - 15	B4 - 15 B42 - 15	B5 - 15 B52 - 15
	ORIFICE	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	1-1/16"
	1	665	1700	2140	3940	11,600
	2	715	1920	2330	4090	12,100
	3	755	2110	2600	4350	13,200
	5	835	2370	2920	4980	14,700
	15	1040	3220	3900	6560	20,000
5 - 30 psi	CAT. No. ↓	B1-X - 30 B12-X - 30	B2 - 30 B22 - 30	B3 - 30 B32 - 30	B4 - 30 B42 - 30	B5 - 30 B52 - 30
	ORIFICE	3/16"	5/16"	3/8"	1/2"	3/4"
	5	615	1920	2340	4150	10,000
	10	715	2260	2840	4930	12,100
	15	810	2580	3230	5680	14,000
	20	895	2870	3630	6200	15,600
	30	1000	3220	4120	7140	18,500
10 - 75 psi	CAT. No. ↓	B1-X - 75 B12-X - 75	B2 - 75 B22 - 75	B3 - 75 B32 - 75	B4 - 75 B42 - 75	B5 - 75 B52 - 75
	ORIFICE	5/32"	1/4"	9/32"	3/8"	9/16"
	10	500	1250	1970	3840	9860
	20	610	1600	2500	4720	12,400
	30	705	1850	2860	5470	13,900
	40	770	2000	3120	6080	15,200
	75	965	2550	3960	7570	19,200
20 - 125 psi	CAT. No. ↓	B1-X - 125 B12-X - 125	B2 - 125 B22 - 125	B3 - 125 B32 - 125	B4 - 125 B42 - 125	B5 - 125 B52 - 125
	ORIFICE	1/8"	13/64"	1/4"	11/32"	1/2"
	20	446	1080	2080	4450	10,800
	40	600	1600	2600	5530	13,500
	60	695	1800	3020	6350	15,600
	80	765	1930	3380	7110	17,100
	125	920	2200	4160	8640	20,000
60 - 180 psi	CAT. No. ↓	B1-X - 180 B12-X - 180	B2 - 180 B22 - 180	B3 - 180 B32 - 180	B4 - 180 B42 - 180	B5 - 180 B52 - 180
	ORIFICE	7/64"	5/32"	7/32"	9/32"	7/16"
	60	585	1650	2580	4250	13,650
	80	642	1920	2830	4730	15,100
	100	703	2050	3070	5080	16,600
	125	765	2250	3380	5680	18,400
	180	867	2540	3780	6300	20,500

Cuadro Nº III.22

TRAMPA PUNTO 2	265.2 Kg/hr	585 lb/hr
TRAMPA PUNTO 3	63.7 Kg/hr	140.5 lb/hr
TRAMPA PUNTO 5	36.14 Kg/hr	79.7 lb/hr

Con una presión manométrica de 56 psig elegimos
(Ver Tabla Anexo).

Punto : 2 : TD-52 - $\frac{1}{2}$ " Ø
3 : TD-52L - $\frac{1}{2}$ " Ø
5 : TD-LC - $\frac{1}{2}$ " Ø

Cálculo de la Línea que Transportará el Condensado
Extraído

La cantidad de condensado que será extraído es:

Cuadro Nº III-23

PRINCIPALES

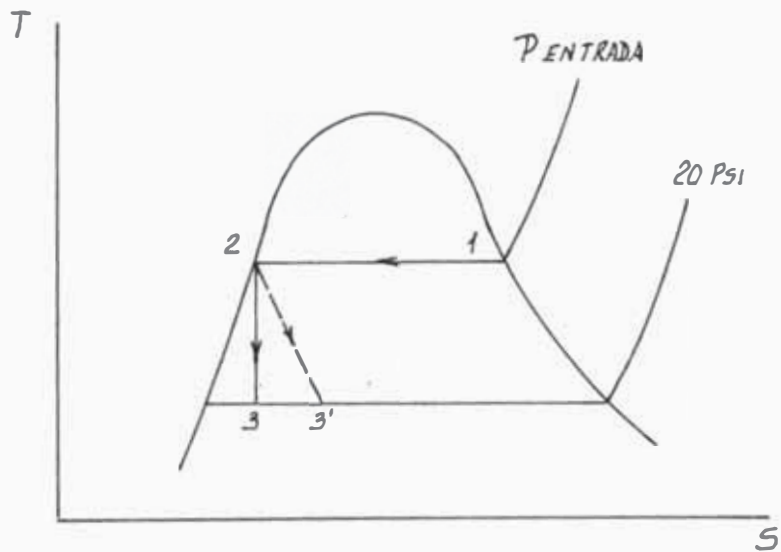
TRAMO	9-12	9-20	9-7
Ch (Kg/hr)	549.6	401.14	232.2

Cuadro N° III-24

SECUNDARIAS

TRAMO	20-2	7-3	7-5
Ch Kg/hr	204	49	27.8

La Condición será:



$$\frac{Sf \left[Pe - 0.3356 \right]}{1.3962} = X$$

$$h_3 = 196.16 + x (960.1)$$

$$h'_3 = h_2 - \underline{(h_2 - h_3)}$$

$$V'_3 = 0.01683 + x (20.072)$$

Cuadro Nº III.25

TRAMO	PRESION ENTRADA PSI.	P. ENTRADA BAR	$h_2 = hf.$ KJ/Kg.	$S_2 = Sf$	P. sal. Psi.	P. sal. bar	$X\%$	h_3 KJ/Kg.	η	h_3'	$X' \%$	V^3 m^3/Kg	m Kg/hr	Q m^3/hr
9-20	86.89	59.9	667.6	0.459	20	20	8.84	653.68	0.9	652.3	8.78	0.1108	950.74	105.34
9-7	79.13	5.455	654.8	0.452	20	20	8.34	642.52	0.9	641.15	8.28	0.1046	781.8	81.77
20-2	80.35	5.539	656.05	0.454	20	20	8.48	645.64	0.9	644.48	8.43	0.1065	204	21.73
7-3	71.62	4.937	635.23	0.4412	20	20	7.56	625.08	0.9	623.96	7.51	0.095	49	4.66
7-22	78.63	5.42	650.12	0.4519	20	20	8.33	642.3	0.9	641.43	8.29	0.1047	27.8	2.91

2-3 Red de Agua Fría

2-3-1 En los planos Nº T-01 y T-02 - establecemos la trayectoria básica de la red. Elaboramos el esquema Nº III-26 en base a este plano para auxiliarnos en los cálculos.

Nótese las líneas de embotellado Nº 5

3 y 4 no guardan similitud de trayectoria; calcularemos entonces las 2 líneas.

A fin de dimensionar la línea nos ayudaremos con los cuadros Nº II-3 y II-4 (consumos generales), las relaciones:

$$R_e = \bar{V} \int d/u,$$

fig. Nº III.4 (valor de ϵ/D)

fig. Nº III.3 (valor de f)

Las condiciones de línea:

Presión: 494.334 K Pa abs. -
(presión mínima de llegada a las máquinas).

Temperatura: verano: 29º C
invierno: 14º C

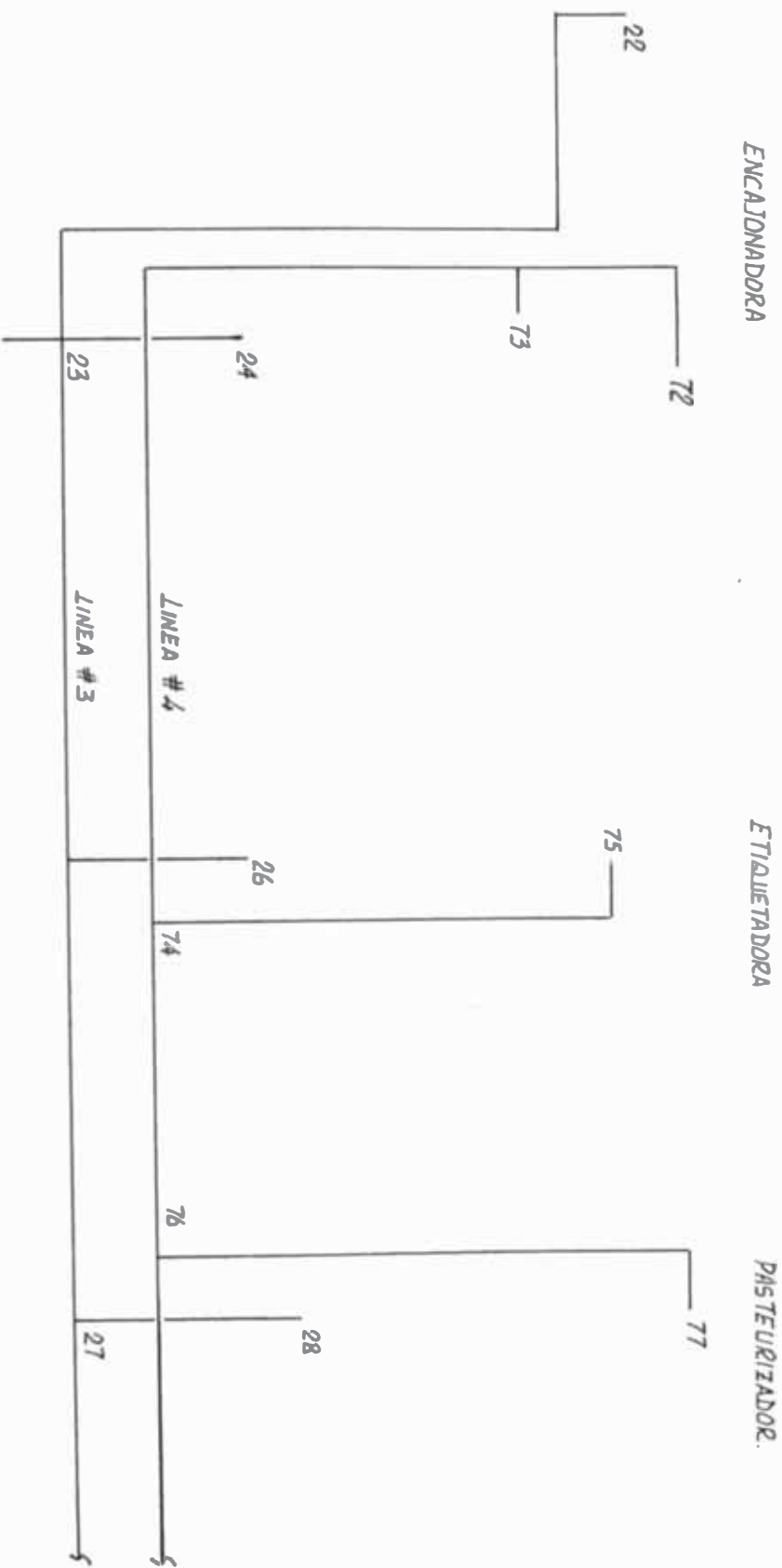


FIG III-26 a. ESQUEMA DE LA DISPOSICION DEL AGUA FRIA - ENTRE COLUMNAS 1-19

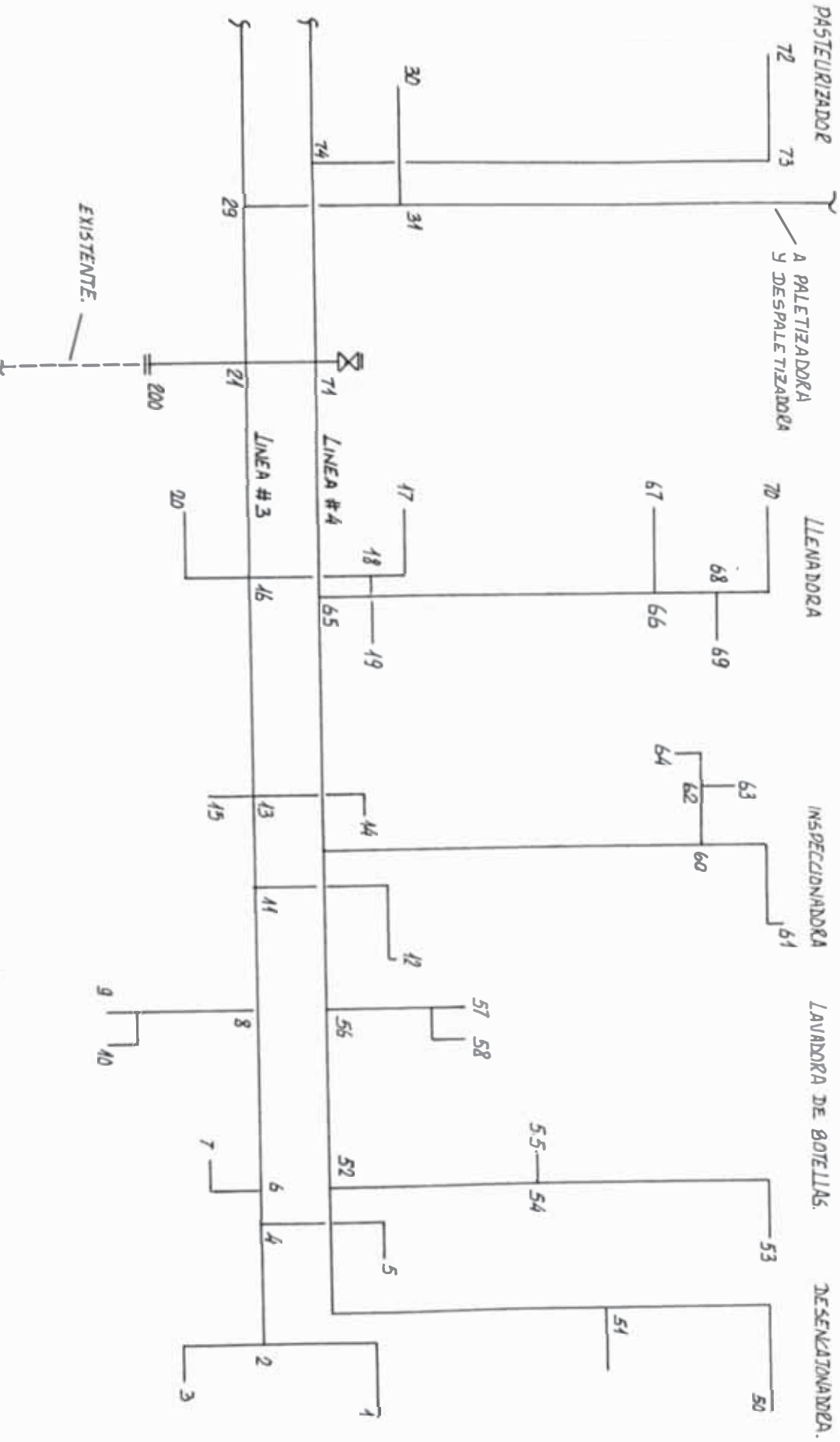


FIG-III-26 b. ESQUEMA DE LA DISPOSICION DEL AGUA FRIA - ENTRE COLUMNAS 19-36.

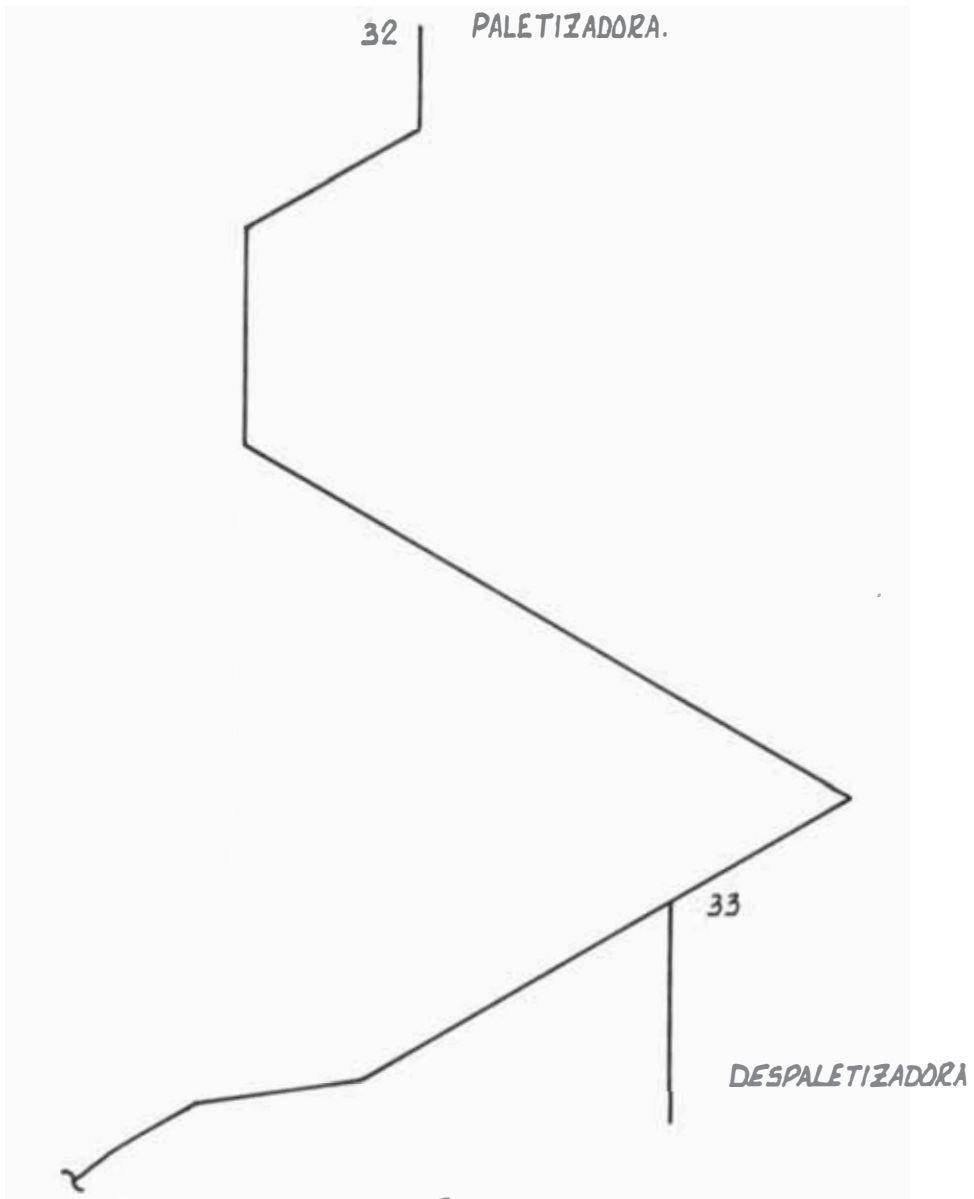


FIG- III - 26 C

ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LA RED DE AGUA FRIA.
ZONA NUEVO EDIFICIO DE ALMACENAMIENTO.

Densidad: 1000 Kg/m^3 (casi constante)

Viscosidad Absoluta: $45.97 \times 10^{-11} \text{ Pa.s}$

Recomendación de velocidad para líneas secundarias de agua fría

73-183 m/min y las pérdidas :

$h = f L \bar{v}^2 / 2gD$. mts. de fluido circulante.

Hemos establecido lo siguiente:

- Cuadros # III.29 y III.30 caídas de presión en los tramos indicados; (Líneas 3 y 4).
- Cuadros # III.31 Determinación de la presión mínima en el inicio de la tubería proyectada (para conseguir la condición de presión de llegada mínima).
- Cuadros # III.33 y III.34 Determinación de la presión en los puntos de suministro; obtenido a partir de la presión mínima en el inicio de la tubería.

Del cuadro N° III.27 podemos establecer la caída de presión máxima para cada línea.

Cuadro Nº III-27

	PRESION INICIO K Pa	PRESION MÍNIMA - DE LLEGA DA K Pa	ΔP K Pa	% CAIDA DE PRE- SION
Línea # 3	551	510.316	40.684	7.4
Línea # 4	551	494.33	56.67	10.28

Las recomendaciones establecen que es aceptable una caída de presión del orden del 8% de la presión de inicio.

Obsérvese en los Cuadros # III.29 y III.30 caídas de presión en las líneas 3 y 4, la baja velocidad y como consecuencia la baja caída de presión; lo que indica una tubería sobredimensionada. Esto debido a que hemos asumido consumos basados en experiencias anteriores, siendo nuestras máquinas completamente distintas a las instaladas y carentes de datos concretos, hemos tomado precauciones en algunos tramos; más el posible incremento de consumo ha sido establecido de tal manera que no altere la presión de inicio hallada.

2-3-2 Determinación del Espesor de la Pared del Tubo

De acuerdo a la fórmula N° III.5a del ítem 2-1-2 y para $S = 632.7 \text{ Kg/cm}^2$ (esfuerzo admisible para tubo ASTM A53 gr A ó gr. B) resumimos:

Cuadro N° III.28.

Ø NOMINAL (pulg)	MAX PRESION ACTUANTE (KG/CM ²) MAN.	ESPESOR CALCULADO (MM)	ESPESOR CONSIDERADO (MM)
8	4.58	0.8	6.35
6	4.51	0.6	7.11
5	4.48	0.5	6.55
4	4.48	0.4	6.02
2	4.51	0.21	3.91
1½	4.51	0.17	3.68
¾	4.46	0.12	2.87

CUADRO N° III.29 a.

CAIDA DE PRESION LINEA DE EMBOTELLADO N° 3 - AGUA FRIA

TRAMO	\dot{m}_3/hT m	TUBERIA	\bar{V} m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (MT)	LONG. ACCESOR (MT)	LONG TOT. (MT)	h_w KPa
1-2	1	1" Ø sch 80	36	1.6×10^5	0.0018	0.024	7.4	3.03	10.43	1.69
2-3	1	3/4" Ø sch 80	60	1.85×10^4	0.0028	0.028	4.05	2.74	6.79	5.03
2-4	2	2" Ø sch 40	15.7	1.35×10^4	0.0008	0.029	14.4	3.47	17.87	2.07
4-6	3	2" Ø sch 40	23.1	2×10^4	0.0008	0.027	0.6	1.07	1.67	0.069
7-6	12	1½" Ø sch 40	152.25	10^5	0.0012	0.0225	2.57	2.62	5.20	9.656
6-8	15	2½" Ø sch 40	81	8.3×10^4	0.00065	0.0205	14.45	0.762	15.24	4.55
8-11	27	6" sch 40	24.14	6.1×10^4	0.0003	0.021	9.4	3.1	12.5	0.14
11-12	1	1" Øsch 40	36	1.4×10^4	0.0019	0.0305	13.3	4.33	17.63	3.986
11-13	28	6" Ø sch 40	25.1	6.3×10^4	0.0003	0.021	8.25	3.11	11.36	0.138
15-13	0.5	3/4" Ø sch 40	30	0.92×10^4	0.0025	0.034	3.72	2.66	6.38	1.427
13-16	29	6" Ø sch 40	25.9	6.54×10^4	0.0003	0.021	14.32	3.1	17.42	0.193
17-18	0.5	1½" Ø sch 40	6.35	0.42×10^4	0.0012	0.04	4.72	4.72	8.61	0.47

Cuadro Nº III.29 b.

CAIDA DE PRESION LINEA DE EMBOTELLADO Nº 3 - AGUA FRIA

TRAMO	\dot{m} m^3/hr	TUBERIA	\bar{V} m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (MT)	LONG. ACCESOR (MT)	LONG TOT (MT)	h_w KPa
19-18	1	2"Ø sch.40	7.7	0.7×10^4	0.0008	0.033	3.02	5.5	8.52	0.04
18-16	2	3"Ø sch.40	10.5	1.34×10^4	0.0006	0.026	1.18	4.78	5.9	0.03
16-21	31	6"Ø sch.40	27.72	7×10^4	0.0003	0.021	5.37	10.36	15.73	0.23
22-23	1	1"Ø sch.80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	35.72	2.65	38.4	8.1
24-23	1	1"Ø sch.80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	4.15	2.3	6.45	1.34
23-25	3	2"Ø sch.40	23.1	1.99×10^4	0.0008	0.026	43.0	3.5	46.5	3.1
26-25	1	1"Ø sch.80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	1.5	2.66	4.16	0.862
25-27	4	2"Ø sch.40	30.8	2.65×10^4	0.0008	0.026	20.9	3.47	24.37	1.593
27-28	1	1"Ø sch.40	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	4.05	3.0	7.05	1.46
27-29	5	4"Ø sch.40	10.15	1.7×10^4	0.00045	0.0275	30.3	3.72	34.05	0.131
32-33	1.5	1½"Ø sch.40	19	1.3×10^4	0.0012	0.029	31.1	6.82	37.92	9.54

Cuadro N° III.29 c.

CAIDA DE PRESION LINEA DE EMBOTELLADO N° 3 - AGUA FRIA

TRAMO	\dot{m} $\frac{m^3}{hr}$	TUBERIA	\bar{V} m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG TRAMO (MT)	LONG ACCESOR (MT)	LONG TOT (MT)	h_w K Pa
33-31	3	1½"Ø sch.40	38.1	2.55 x 10 ⁴	0.0012	0.027	56.45	6.95	63.4	10.849
30-31	107.46	4"Ø sch.40	218	3.65 x 10 ⁴	0.00045	0.0172	3.0	9.26	12.26	28.12
31-29	110.46	5"Ø sch.40	142.6	3 x 10 ⁵	0.00035	0.017	5.855	0.845	6.7	2.483
29-21	115.46	6"Ø sch.40	103.3	2.6 x 10 ⁵	0.0003	0.017	10.05	10.06	20.11	3.297
21 TEE Reducc.146.46		6"Ø sch.40	103.3	2.6 x 10 ⁵	0.0003	0.017	1.87	29.47	31.34	5.131
TEE red. Válvula 292.92 principal		8"Ø sch.20	146	4.9 x 10 ⁵	0.00024	0.0162	5.7	1.74	7.44	1.65

PRESION EN PUNTO CONEXION CON INSTALACION

EXISTENTE : 551 KPa

Cuadro Nº III.30 a.

CAIDA DE PRESION LINEA DE EMBOTELLADO Nº 4 - AGUA FRIA

TRAMO	\dot{m} m^3/hr	TUBERIA	\bar{v} m/min	Re	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (m)	LONG ACCESOR (m)	LONG. TOTAL (MT)	hw KPa
50-51	1	1"Ø sch.80	36	1.6×10^4	0.0018	0.024	8.95	1.1	10.05	1.79
51-52	2	2"Ø sch.40	15.71	1.35×10^4	0.0008	0.029	24.1	4.88	29	1.93
53-54	1	3/4"Ø sch.80	60	1.8×10^4	0.0028	0.031	10.38	2.4	12.8	10.48
55-54	12	1½"Ø sch.40	207.02	1.2×10^5	0.0014	0.0225	1.35	1.83	3.18	12.17
54-52	13	1½"Ø sch.40	165	1.1×10^5	0.0012	0.022	6.67	2.82	9.48	30.35
52-56	15	2½"Ø sch.40	81	8.3×10^4	0.00065	0.0215	14.9	4.54	19.44	6.09
56-59	31	6"Ø sch.40	27.8	7×10^4	0.0003	0.021	9.65	9.45	19.11	0.283
63-62	0.5	3/4"Ø sch.80	30	0.92×10^4	0.0028	0.027	3.82	2.17	6.0	1.06
64-62	0.5	1"Ø sch.80	18	0.73×10^4	0.0018	0.035	2.7	3.37	6.1	0.41
62-60	1.0	1½"Ø sch.40	12.8	0.6×10^4	0.0012	0.036	7.4	-	7.4	0.152
61-60	1.0	1"Ø sch.80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	11.22	3.78	15	3.11
60-59	2	2"Ø sch.40	15.4	1.32×10^4	0.00085	0.0255	10.95	2.19	13.14	1.94

Cuadro Nº III.30 b.

CAIDA DE PRESION LINEA DE EMBOTELLADO Nº 4 - AGUA FRIA

TRAMO	\dot{m} m^3/hr	TUBERIA	\bar{V} m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (MT)	LONG. ACCESOR. (MT)	LONG. TOTAL (MT)	hw KPa
59-65	33	6"Ø sch.40	30	7.5×10^4	0.0003	0.0205	21.54	10.21	31.76	0.517
70-68	0.5	1½"Ø sch.40	6.35	0.42×10^4	0.0012	0.04	4.08	4.45	8.53	0.048
69-68	1.0	2"Ø sch.40	7.7	0.7×10^4	0.0008	0.032	2.24	6.22	8.46	0.04
68-66	1.5	3"Ø sch.40	5.25	0.7×10^4	0.00055	0.034	3.1	4.72	7.82	0.01
67-66	0.5	1½"Ø sch.40	6.35	0.42×10^4	0.0012	0.04	2.51	4.82	7.33	0.04
66-65	2	3"Ø sch.40	7.0	0.9×10^4	0.00055	0.031	9.25	5.85	15.1	0.04
65-71	35	6"Ø sch.40	31.3	7.9×10^4	0.0003	0.027	4.16	10.29	14.45	0.35
72-73	1	1"Ø sch.80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	4.9	3.72	8.62	1.79
73-74	2	2" sch.40	15.4	1.3×10^4	0.0008	0.029	51.1	4.5	55.6	2.39
75-74	1	1"Ø sch.80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	12.3	3.5	15.8	4.66
74-76	3	2" sch. 40	23.1	2×10^4	0.0008	0.0275	18.8	1.6	20.4	0.79
76-77	1	1" sch. 80	36	1.43×10^4	0.0018	0.028	15.25	3.53	18.78	5.27

Cuadro Nº III-30 c.

CAIDA DE PRESION LINEA DE EMBOTELLAMIENTO Nº 4 - AGUA FRIA

TRAMO	\dot{m} m^3/hr	TUBERIA	\bar{V} m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (m)	LONG. ACCESOR (m)	LONG. TOTAL (m)	hw KPa
76-74	4	4" sch. 40	8.12	1.4×10^4	0.00045	0.028	30.0	3.35	33.35	0.08
72-73	107.46	4" sch. 40	218	3.6×10^5	0.00045	0.017	3.0	9.26	12.26	20.37
73-74	107.46	5" sch. 40	138.7	2.9×10^5	0.00035	0.017	17.85	10.15	28.0	10.0
74-71	111.46	6" sch. 40	100	2.5×10^5	0.0003	0.017	10.35	8.36	18.71	2.86
71 TEE Reduc.	146.46	6" sch. 40	100	2.5×10^5	0.0003	0.017	1.87	29.47	31.34	5.131

NOTA.-

En los Cuadros de "Determinación de Presión" la lectura debe realizarse en forma horizontal; - con el auxilio del esquema de disposición del - fluído tratado; téngase en cuenta:

- Para un punto a le corresponde una presión P1
- Para un tramo a-b le corresponde una caída de presión $\Delta P1$
- Lógicamente para un punto b: $P_b = P_1 + \Delta P_1$.
- Cuando la presión en un punto b deba ser analizada por 2 caminos distintos se indicará en el Cuadro 2 presiones para este punto, la más crítica (que tomaremos en cuenta) la señalaremos con un asterisco (*).

Cuadro Nº III.31 a.

DETERMINACION DE PRESION EN LA VALVULA

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u>	
	PRESION KPa	PUNTO
1-2	494.334	1
	1.69	.
	496.034	2
2-3	494.334	3
	5.03	
	499.52	*2
2-4	2.07	
	501.59	*4
4-6	0.069	
	501.66	6
	494.334	7
7-6	9.656	
	503.99	*6
6-8	4.55	
	508.695	*8
8-11	0.14	
	508.833	*11
12-11	494.334	12
	3.986	

Continúa....

..Continuación

TRAMO	LINEA Nº 3	
	PRESION KPa	PUNTO
11-13	500.05	11
	0.138	
	508.971	*13
15-13	494.334	15
	1.427	
	496.584	13
13-16	0.193	
	509.164	*16
	494.335	17
17-18	0.469	
	494.79	*18
	494.335	19
19-18	0.04	
	494.375	18
	0.03	
18-16	494.405	16
	0.23	
	509.392	21
16-21	494.334	22

Continúa.....

...Continuación

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u>	
	PRESION KPa	PUNTO
22-23	8.097	
	502.584	*23
	494.334	24
24-23	1.338	.
	495.772	23
23-25	3.09	
	505.674	*25
	494.334	26
25-26	0.862	

Cuadro Nº III.31 b.

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u> PRESION KPa	2 PUNTO
	495.35	25
25-27	1.593	
	507.267	*27
	494.334	28
28-27	1.462	
	495.9	27
27-29	0.131	
	507.39	29
	494.334	32
32-33	9.539	
	504.026	33
33-31	10.849	
	514.875	31
	494.334	30
30-31	28.119	
	522.606	31
31-32	2.483	
	525.117	*29
29-21	3.297	
	528.414	*21

Cuadro Nº III.32 a.

DETERMINACION DE LA PRESION EN LA VALVULA

TRAMO	<u>LINEA Nº 4</u> PRESION KPa	1 PUNTO
	494.334	50
50-51	1.786	.
	496.274	*51
51-52	1.93	
	498.205	52
	494.334	53
53-54	10.483	
	504.957	54
	494.334	55
54-55	12.173	
	506.661	*54
54-52	30.347	
	537.007	*52
52-56	6.090	
	543.097	*56
56-59	0.283	
	543.380	*59

Continúa....

..continuación

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u> PRESION KPa	1 PUNTO
63-62	494.334	63
	1.062	
	495.55	*62
62-64	494.334	64
	0.407	
	494.894	62
62-60	0.152	
	495.046	60
	494.334	61
61-60	3.110	
	497.600	*60
	1.938	
60-59	499.536	59
	0.517	
	543.897	*65
59-65	494.334	70
	0.048	
	494.535	*68
70-68	494.334	69
	0.041	
	494.529	68
68-69	0.014	
68-66		

Continúa...

..continuación

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u> PRESION KPa	1 PUNTO
	494.549	*66
	494.334	67
67-66	0.041	
	494.529	66
66-65	0.041	
	494.591	65
65-71	0.345	
	544.242	*71

Cuadro N° III.32 b.

DETERMINACION DE PRESION EN LA VALVULA

TRAMO	<u>LINEA N° 4</u> PRESION KPa	2 PUNTO
	494.334	72
72-73	1.786	
	496.274	*73
73-74	2.393	
	498.667	74
	494.334	75
75-74	4.662	
	499.15	*74
74-76	0.793	
	499.943	76
	494.334	77
77-76	5.269	
	499.757	*76
76-74	0.083	
	499.840	74
	494.334	72
72-73	20.374	
	514.861	73
73-74	10.0	
	524.793	*74
74-71	2.855	
	527.648	71

Cuadro N° III.33 a.

DETERMINACION DE LA PRESION DE LLEGADA

TRAMO	<u>LINEA N° 3</u>	
	PRESION KPa	PUNTO
	551	Brida
Brida Tee Red.	1.65	
	549.35	Tee Red.
Tee. Red.	5.131	
	544.219	21
21-16	0.23	
	543.989	16
16-18	0.03	
	543.959	18
18-19	0.04	
	543.919	19
18-17	0.47	
	543.449	17
16-20	0.08	
	543.909	20
16-13	0.193	
	543.796	13

Continúa...

..Continuación

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u> PRESION KPa	PUNTO
13-14	0.9 542.896	14
13-15	1.427 542.369	15
13-11	0.138 543.658	11
11-12	3.986 539.672	12
11-8	0.14 539.532	8
8-9		9
8-6	4.55 534.982	6
6-7	9.656 525.326	7
6-4	0.069 525.257	4
4-5	0.8 524.457	5

Continúa....

...Continuación

TRAMO	<u>LINEA Nº 3</u> PRESION KPa	PUNTO
4-2	2.07 523.187	2
2-1	1.69 521.5	1
2-3	5.03 518.157	3

Cuadro Nº III.33 b.

LINEA Nº 3 PRESION DE LLEGADA

TRAMO	RAMA IZQUIERDA		PUNTO
	PRESION	KPa	
	544.219		21
21-29	3.3		
	540.92		29
29-31	2.483		
	538.436		31
30-31	28.12		
	510.316		30
31-33	10.85		
	527.586		33
33-32	9.54		
	518.05		32
29-27	0.131		
	540.789		27
27-28	1.46		
	539.329		28
27-25	1.593		
	539.196		25
25-26	0.862		
	538.334		26
25-23	3.1		
	535.234		23
24-23	1.34		
	533.894		24
23-22	8.1		
	527.13		22

Cuadro Nº III.34 a.

DETERMINACION DE LA PRESION DE LLEGADA

TRAMO	<u>LINEA Nº 4</u>	
	<u>RAMA DERECHA</u>	
	PRESION KPa	PUNTO
	551	Brida
Brida		
Tee Red.	1.65	
	549.35	Tee
		Reduct.
71-		
Tee Reduc.	5.131	
	544.219	71
71-65	0.35	
	543.87	65
65-66	0.09	
	543.78	66
66-67	0.08	
	543.7	67
66-68	0.04	
	543.74	68
68-69	0.04	
	543.7	69
68-70	0.05	
	543.65	70

Continúa...

..Continuación

RAMA	LINEA Nº 4	
	RAMA DERECHA	PUNTO
	PRESION KPa	
65-59	0.517	
	543.133	59
59-60	1.94	
	541.193	60
60-61	3.11	
	538.08	61
60-62	0.152	
	541.04	62
62-63	1.06	
	539.98	63
62-64	0.41	
	540.63	64
59-56	0.283	
	540.35	56
56-57		57
		58
56-52	6.09	
	534.26	52
52-54	30.35	

Continúa...

..Continuación

	<u>LINEA Nº 4</u>	
	<u>RAMA DERECHA</u>	
RAMA	PRESION KPa	PUNTO
	503.91	54
54-55	12.17	
	494.33	55
54-53	10.48	
	495.71	53
52-51	1.93	
	532.33	51
51-50	1.79	
	530.54	50

Cuadro Nº III.34 b.

DETERMINACION PRESION DE LLEGADA

TRAMO	<u>LINEA Nº 4</u>	
	<u>RAMA IZQUIERDA</u>	
	PRESION KPa	PUNTO
	544.219	71
71-74	2.86	
	541.359	74
74-73	10.0	
	531.359	73
73-72	20.37	
	511.359	72
74-76	0.08	
	541.28	76
76-77	5.27	
	536.01	77
76-74	0.79	
	535.219	74
75-74	4.66	
	530.56	75
74-73	2.39	
	528.169	73
73-72	1.79	
	526.38	72

2-4. Red de Agua Caliente

2-4-1. En el ítem III-1-2-1 dejamos establecido que la alimentación de agua caliente será mediante una línea común a ambas líneas de embotellado.

Específicamente este fluido es requerido en el momento de limpieza de las máquinas lavadoras de cajas, llenadoras-taponadoras y etiquetadoras.

Condiciones de Línea:

Presión mínima de llegada: -
493.75 Kpa abas

Temperatura de Suministro: 70°C.

Con el cuadro Nº II.3 y II.4 -
(consumos generales) y con las relaciones:

$$R_e = \rho d \bar{v} / \mu,$$

La fig. Nº III.4 (valor de ϵ / D)

La fig. Nº III.3 (valor de f)

Densidad: 999.995 Kg/m³ aprox.
constante.

Viscosidad absoluta: 39 x 10⁻¹¹

Pa. S

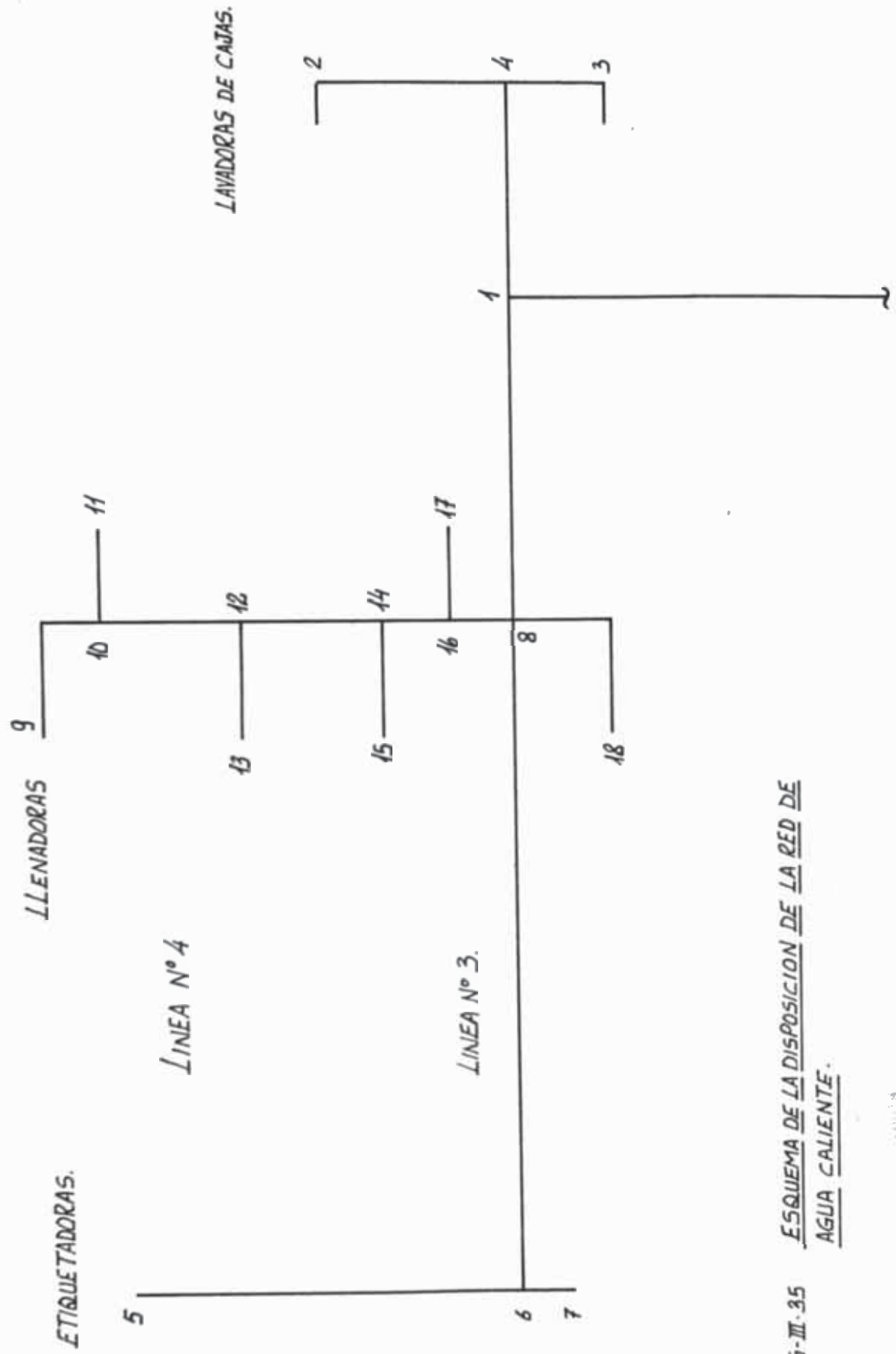


FIG-III-35 ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LA RED DE AGUA CALIENTE.

Recomendación de velocidad para líneas de agua caliente: -- 73-183 m/min y para determinar las pérdidas por fricción:
 $h = fL \bar{V}^2 / 2 \text{ gd mts. de fluido circulante.}$

En el cuadro N° III.37 presentamos la caída de presión para los tramos indicados.

En el cuadro N° III.38 determinamos la presión requerida en la entrada para alcanzar la presión mínima de llegada.

En el cuadro N° III.39 a a partir de la presión de entrada determinamos la presión en los suministros.

De este último cuadro:

Presión entrada: 547 KPa

Presión de salida mínima: 494.07

$$P = 52.93$$

% de caída de presión: 9.7%

Las recomendaciones establecen que es aceptable una caída de presión del 8% de la presión de entrada.

La caída de presión calculada es

casi imposible que suceda debido a que simultáneamente tendría - que ocurrir el mantenimiento de las línea 3 y 4.

Unicamente para efectuar el cálculo tomamos esta condición tan desfavorable.

2-4-2. Determinación del Espesor de Pared del Tubo

De acuerdo a la fórmula Nº III.5a del item III.2-1-2 y para

$$S = 632.7 \text{ Kg/cm}^2$$

(esfuerzo admisible para tubo - ASTM A53 Gr. A ó Gr. B, véase tabla II.7) resumimos:

Cuadro Nº III-36

Ø NOMINAL (pulg)	MAX. PRESION ACTUANIE (Kg/cm ²) man	ESPEJOR CALCULADO (MM)	ESPEJOR CONSIDERADO (MM)
3	4.54	0.32	5.49
2½	4.39	0.25	5.16
2	4.42	0.2	3.91
1½	4.25	0.16	3.68
1	4.36	0.12	3.38

Cuadro Nº III.37 a.

CAIDA DE PRESION - LINEA DE AGUA CALIENTE

TRAMO	\dot{m}^3/hr	TUBERIA	\bar{v} m/min	Re	ϵ/D	f	LONG TRAMO (mt)	LONG ACCESOR. (mt)	LONG TOT. (mt)	hw KPa
3-4	5.0	1" sch.80	179.6	5.7×10^5	0.0019	0.0235	3.04	2.47	5.52	23.9
2-4	5.0	1½" sch.40	63.4	3.4×10^5	0.0012	0.0215	7.14	4.91	12.05	3.53
4-1	10.0	2" sch.40	77.0	5.3×10^5	0.0009	0.0205	27.150	2.57	29.72	16.48
5-6	7.0	1½"sch.40	89.25	4.8×10^5	0.0012	0.021	11.8	4.27	16.06	9.101
6-8	14.0	2½"sch.40	76.0	6.2×10^5	0.0007	0.0185	64.510	3.02	67.53	20.0
9-10	1.0	1" sch.80	36.0	1.13×10^5	0.0019	0.025	3.2	3.5	6.7	1.24
10-11	2.0	2" sch.40	15.4	1.1×10^5	0.0009	0.022	2.64	6.26	8.9	0.14
10-12	3.0	2½" sch.40	16.2	1.32×10^5	0.0007	0.021	3.0	1.58	4.58	0.06
12-14	4.0	2½" sch.40	21.6	1.8×10^5	0.0007	0.02	6.38	4.04	10.42	0.21
14-16	5.0	2½" sch.40	26.8	1.8×10^5	0.0007	0.02	2.0	1.575	3.575	0.138
16-8	7.0	2½" sch.40	38.4	3×10^5	0.0007	0.0195	0.35	1.58	1.94	0.14

Cuadro Nº III.37 b.

CAIDA DE PRESION - LINEA AGUA CALIENTE

TRAMO	\dot{m} m ³ /hr	TUBERIA	\bar{v} m/min.	Re	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (MT)	LONG. ACCESOR. (MT)	LONG. TOT. (MT)	hw KPa
8-1	22.0	3" sch. 40	77	7.8×10^5	0.00055	0.0176	12.89	1.97	14.86	2.76
1-20	32.0	3" sch. 40	111.9	1.1×10^6	0.00055	0.0175	30	2.14	32.1	12.55

Cuadro Nº III.38

DETERMINACION DE LA PRESION EN LA ENTRADA
A LA SALA DE EMBOTELLADO

	AGUA CALIENTE	
TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	493.75	5
6-5	9.101	
	502.851	*6
	493.75	7
6-7	5.1	
	498.85	6
6-8	20.0	
	522.851	*8
	493.75	9
9-10	1.24	
	495	*10
	493.75	11
10-11	0.14	
	493.89	10
10-12	0.06	
	495.06	12
12-14	0.21	
	495.27	14

Continúa...

AGUA CALIENTE		
TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
14-16	0.138	16
	495.408	
16-8	0.14	8
	495.548	
8-1	2.76	1
	525.611	
RAMA DERECHA		
2-4	493.75	2
	3.53	
3-4	497.28	4
	493.75	
3-4	23.9	3
	517.65	
4-1	16.48	*4
	534.13	
1-20	12.55	*1
	546.68	
		*20

Cuadro Nº III.39

PRESION DE LLEGADA

AGUA CALIENTE		
TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	547.0	20
20-1	12.55	
	534.45	1
1-8	2.76	
	531.69	8
8-16	0.14	
	531.55	16
16-17	0.14	
	531.41	17
16-14	0.138	
	531.272	14
14-15	1.1	
	530.172	15
14-12	0.21	
	529.962	12
12-13	1.1	
	528.862	13
12-10	0.06	
	528.802	10
10-11	0.14	
	528.662	11

Continúa...

AGUA CALIENTE		
TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
10-9	1.24 527.562	9
8-6	20 511.69	6
6-5	9.101 502.59	5
6-7	5.1 506.59	7
RAMA DERECHA		
1-4	534.45 16.48 517.97	1 4
4-2	3.53 514.44	2
4-3	23.9 494.07	3

2-5. Red de Aire Comprimido

2-5-1. En el ítem III. 1-2-1 hemos establecido que la alimentación de este fluido será independiente para cada línea de embotellado. La red ha sido diseñada sin pendiente.

En el plano N° T-02 mostramos la trayectoria básica de la red y en base a ésta, elaboramos la fig. III.40.

En los cuadros N° III.43 y III.44 mostramos la caída de presión en los tramos indicados.

En los cuadros N° III.45 y III.46 establecemos en los tanques (inicio de la red).

En los cuadros N° III.47 y III.48 establecemos la presión en los suministros a partir de la presión del tanque.

La construcción de esta red es integralmente soldada y el material a usar es el cobre estirado en frío.

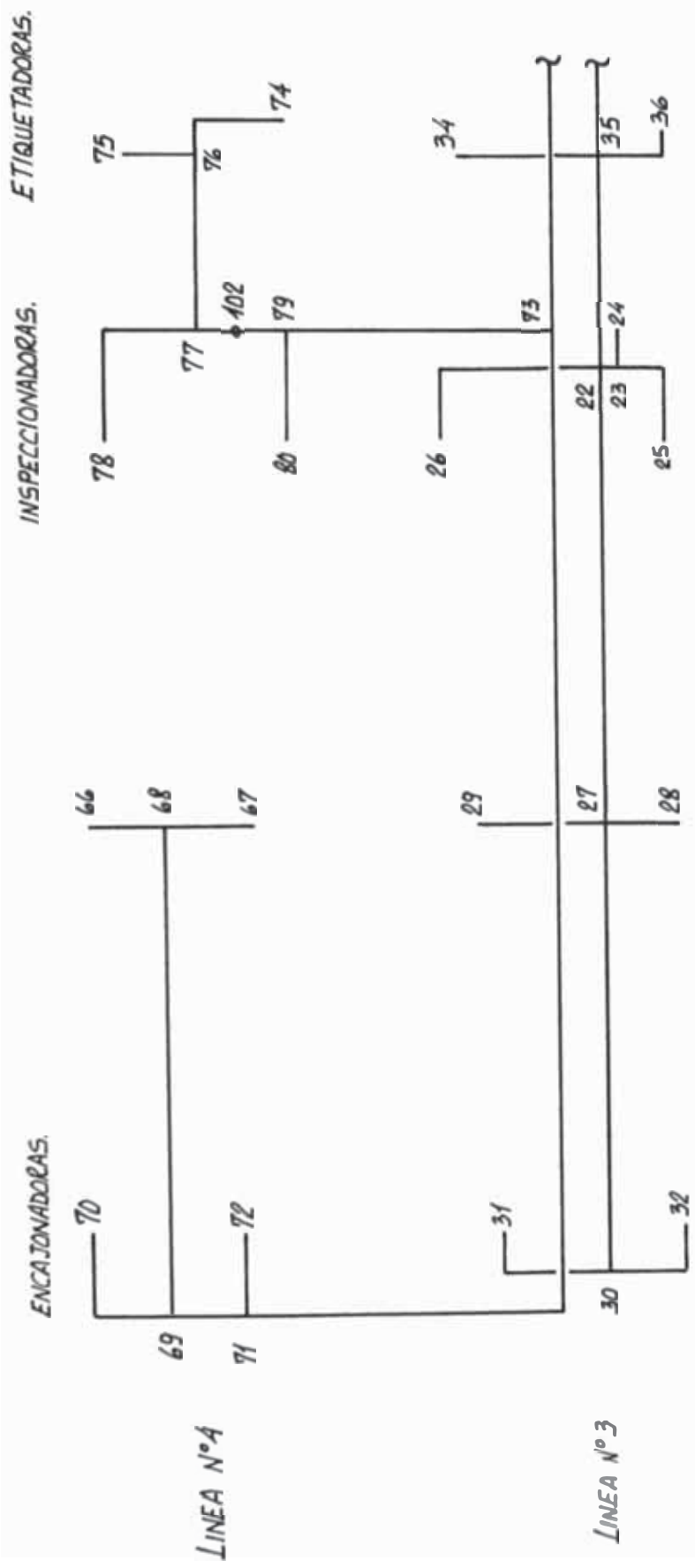


FIG - III - 400. ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO - ENTRE COLUMNAS 1- 19.

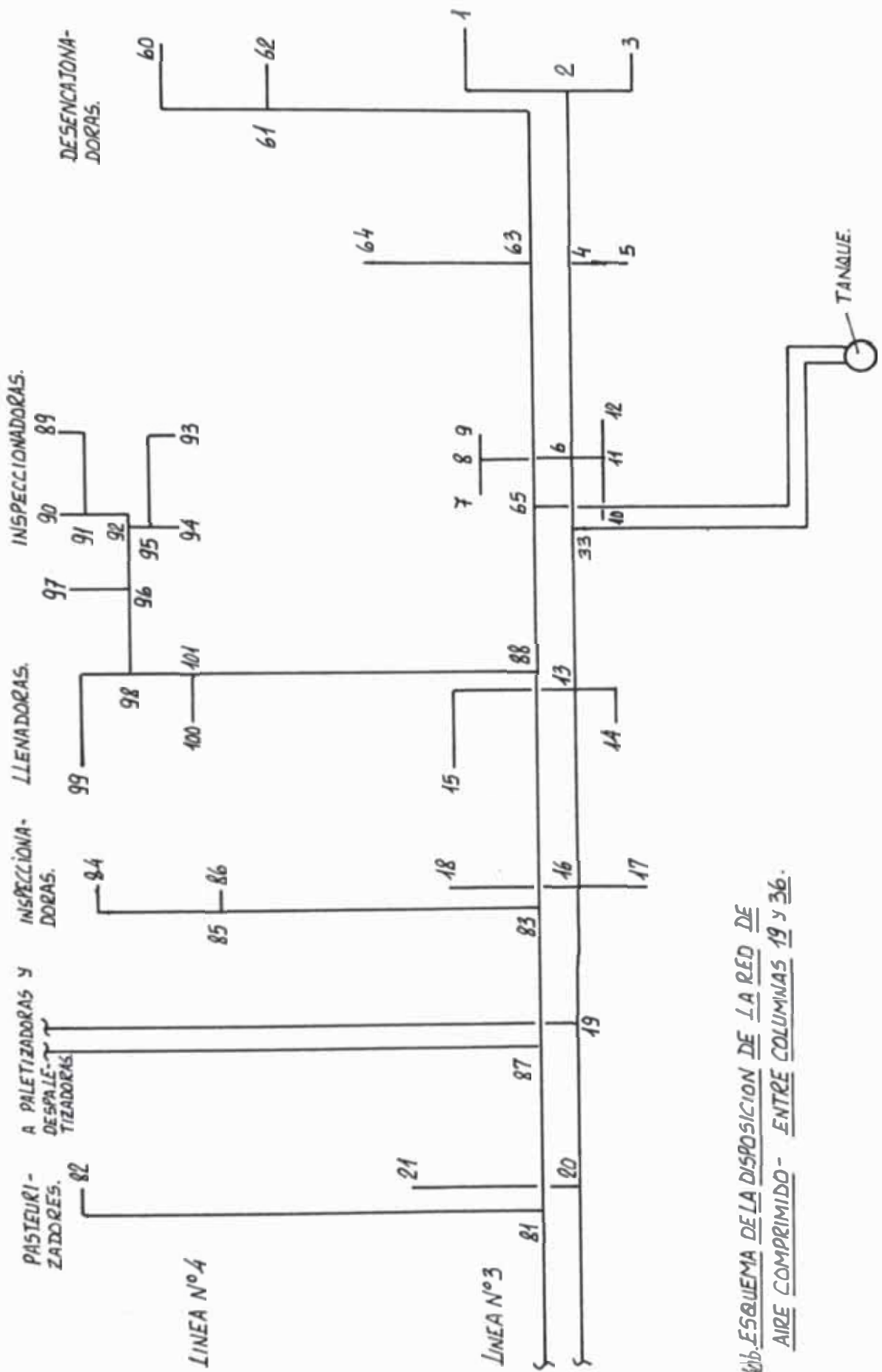
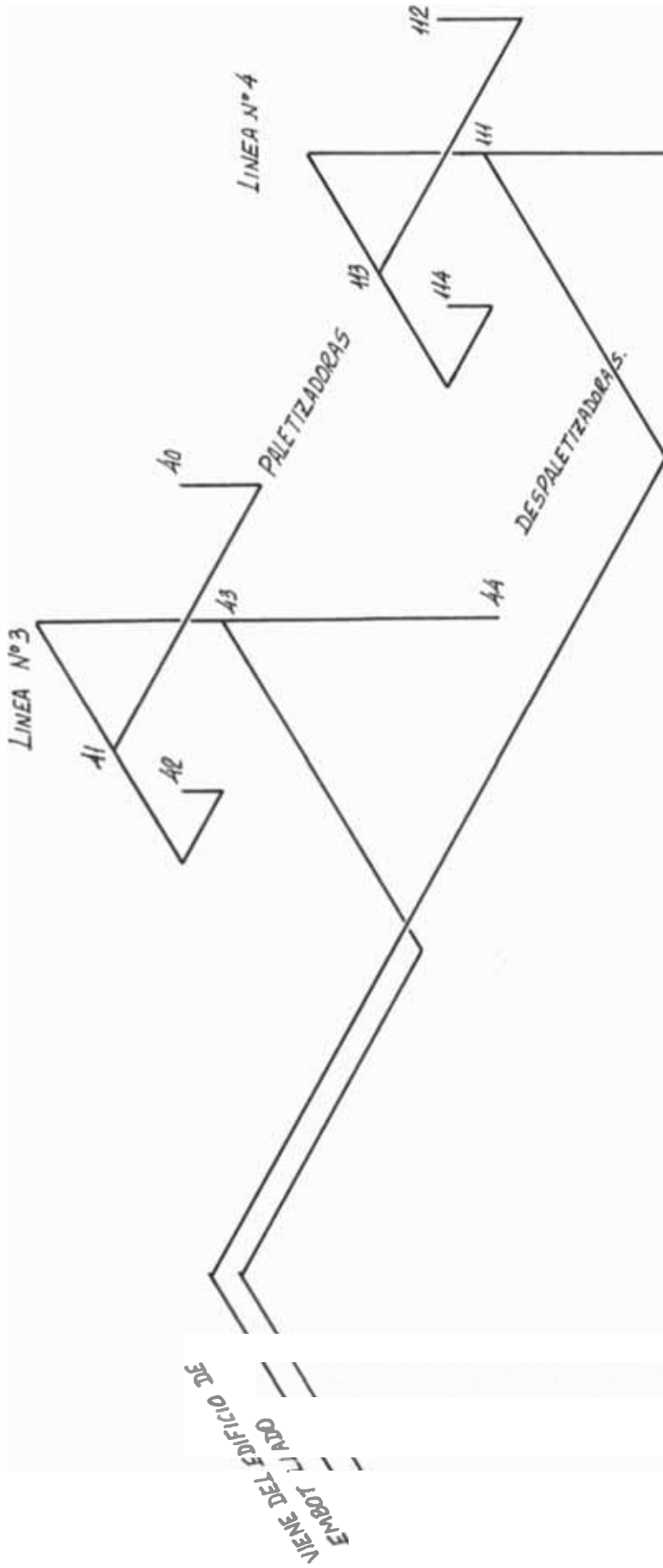


FIG. III-41b. ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO - ENTRE COLUMNAS 19 y 36.



140

MA IOMETRICO DE LA DISPOSICION DE LA
DE AIRE COMPRIMIDO EN EL EDIFICIO DE
ACENAL NTO.

F.

A partir del cuadro N° II-3 y II-4 de consumos generales (los consumos que no son datos los hemos asumido) y de las relaciones:

$$R_e = \int d\bar{V}/U,$$

La fig. N° III.4 (valor de ϵ/D),

La fig. N° III.3 (valor de f),

las condiciones de línea:

$P = 701.3$ KPa abs (presión mínima de llegada a máquinas).

velocidad recomendada: 100-600 m/min.

$U_{\text{aire}} = 7.842 \times 10^{-12}$ Pa.s a 20°C
y a partir del cuadro N° III.47 y III.48 obtenemos:

Cuadro N° III-41

	PRESION INICIO KPa	PRESION MINIMA DE LLEGADA KPa	ΔP KPa	% CAIDA PRESION
Línea 3	705	703.688	1.312	0.19
Línea 4	705	701.2	3.8	0.54

Las recomendaciones establecen que es aceptable una caída de presión hasta del 1% de la presión de inicio.

La máquina más crítica por su consumo, velocidad y como consecuencia caída de presión son las Inspeccionadoras de Botellas.

2-5-2. Determinación del Espesor de Pared del Tubo

De acuerdo a la fórmula N° III.5a del item 2-1-2 y para un $S = 421.9 \text{ Kg/cm}^2$ (correspondiente al cobre estirado en frío tipo L ASTM B-88, véase Tabla N° III.7) resumimos:

Cuadro N° III-42

Ø NOMINAL (PULG)	MAX PRESION ACTUANTE (Kg/cm ²) man	ESPESOR CALCULADO (MM)	ESPESOR CONSIDERADO (MM)
1½	6.15	0.3	1.52
1¼	6.14	0.25	1.4
1	6.1	0.2	1.27
¾	6.1	0.16	1.14
½	6.1	0.11	1.02

Cuadro Nº III.43 a.

LINEA DE EMBOTELLADO Nº 3 - AIRE COMPRIMIDO

TRAMO	\dot{V} Nm ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAMET. PULG TP.L	DENS. Kg/m ³	VELOCID. m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAM. (MT)	LONG. ACCESR.	LONG. TOTAL (MT)	Δh KPa
1-2	6.25	8.08	3/4"	8.082	53.46	0.83×10^4	0.00025	0.031	6.27	1.0	7.26	0.0035
2-4	12.5	16.18	1"	8.082	62.72	1.3×10^4	0.0002	0.026	28.5	0.6	29.1	0.0195
4-5	10.0	12.95	1"	8.082	50.18	1.0×10^4	0.0002	0.0305	7.14	1.85	8.99	0.005
8-9	16.67	21.59	1/2"	8.082	295.79	3.2×10^4	0.0004	0.024	2.6	0.34	2.94	0.076
8-6	33.34	43.18	1/2"	8.083	591.56	6.4×10^4	0.0004	0.024	2.6	0.46	3.06	0.317
11-6	66.67	86.35	3/4"	8.086	570.03	8.9×10^4	0.00025	0.02	1.19	1.28	2.47	0.137
6-6'	100.0	129.51	3/4"	8.087	854.84	1.3×10^5	0.00025	0.017	0.27	1.28	1.55	0.165
4-6	22.5	29.12	1 1/4"	8.082	74.07	1.9×10^4	0.00016	0.0265	18.5	2.0	20.5	0.016
6-33	122.5	158.70	1 1/2"	8.089	284.927	8.5×10^4	0.00013	0.019	0.951		3.664	0.025

Cuadro Nº III.43 b.

AIRE COMPRIMIDO - LINEA Nº 3

TRAMO	\dot{V} Nm ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAM PULG.	DENSIDAD Kg/m ³	VELOCIDAD m/min.	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAMO (MT)	LONG. ACCESOR. (MT)	LONG. TOTAL (MT)	hw. KPa
32-30	6.25	8.10	3/4"	8.082	53.49	0.83×10^4	0.00025	0.031	3.64	11.64	4.63	0.00352
30-27	12.5	16.19	1"	8.082	62.72	1.3×10^4	0.0002	0.0285	7.1	1.1	8.2	0.006
28-27	1.0	1.30	3/4"	8.082	8.55	0.13×10^4	0.00025	0.037	4.34	0.6	4.9	0.0001
27-22	14.5	18.78	1"	8.082	72.75	1.5×10^4	0.0002	0.028	35.85	0.55	36.4	0.035
22-35	16.5	21.37	1"	8.0825	82.77	1.7×10^4	0.0002	0.025	3.02	0.55	3.566	0.004
35-20	18.5	23.96	1 1/4"	8.0826	60.94	1.5×10^4	0.00016	0.025	40.1	0.72	40.82	0.02
20-19	19.5	25.25	1 1/2"	8.0828	45.378	1.35×10^4	0.00013	0.0255	10.05	0.82	10.875	0.0026
44-43	11.5	14.90	1"	8.082	57.7	1.2×10^4	0.0002	0.028	5.1	-	5.1	0.0031
40-41	3.5	4.533	1/2"	8.082	62.12	0.67×10^4	0.0004	0.032	5.0	0.34	5.34	0.008
42-41	8.0	10.36	3/4"	8.082	68.43	1.1×10^4	0.00025	0.03	5.0	0.99	5.99	0.007
41-43	11.5	14.90	1"	8.082	57.7	1.2×10^4	0.0002	0.028	7.5	1.28	8.78	0.0054

Cuadro Nº III.43 c

AIRE COMPRIMIDO - LINEA Nº 3

TRAMO	\dot{V} Nm ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAM. PULG	DENSIDAD Kg/m ³	VELOCIDAD m/min	R _e	ε/D	f	LONG. TRAMO (MT)	LONG. ACCESOR. (MT)	LONG. TOTAL (MT)	Δh KPa
43-19	23	29.79	1"	8.082	115.406	2.3 x 10 ⁴	0.0002	0.0255	83.86	3.14	87.0	0.193
19-16	42.5	55.06	1½"	8.085	98.83	2.9 x 10 ⁴	0.00013	0.024	5.35	1.02	6.37	0.007
16-13	44.5	56.0	1½"	8.085	98.88	2.95 x 10 ⁴	0.00013	0.022	9.21	1.04	10.25	0.01
14-13	3.0	3.88	1"	8.082	15.05	0.3 x 10 ⁴	0.0002	0.041	4.93	1.64	6.57	0.0004
13'-13	6.0	7.88		8.082	30.11	0.6 x 10 ⁴	0.0002	0.034	0.405	0.549	0.954	0.0002
13-33	50.5	65.41	1½"	8.085	117.49	3.5 x 10 ⁴	0.00013	0.022	13.34	0.76	14.1	0.02
33-TQ.	173	224.06		8.089	402.26	1.2 x 10 ⁵	0.00013	0.0155	39.79	16.31	56.1	0.69

Cuadro Nº III.44 a.

AIRE COMPRIMIDO - LINEA Nº 4

TRAMO	\dot{V} Nm ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAM. PULG.	DENSIDAD Kg/m ³	VELOCIDAD m/min	Re	ϵ/D	f	LONG. TRAM. (MT)	LONG. ACCES. (MT)	LONG. TOTAL (MT)	Δh KPa
60-61	6.25	8.09	3/4"	8.082	53.47	0.83×10^4	0.00025	0.033	7.85		8.84	0.007
61-63	12.5	16.19		8.082	62.71	1.3×10^4	0.0002	0.028	37.23		38.62	0.03
64-63	10.0	12.95	1"	8.082	50.18	1.0×10^4	0.0002	0.031	6.78		7.88	0.004
63-65	22.5	29.14	1 1/4"	8.082	74.12	1.9×10^4	0.00016	0.027	19.5		20.52	0.016
66-68		1.3		8.082	8.56	0.13×10^4	0.00025	0.03	4.36		5.05	0.0
68-69	2.0	2.59	1"	8.082	10.04	0.2×10^4	0.0002	0.024	7.3		7.85	0.0001
70-69	6.25	8.1	3/4"	8.082	53.5	0.83×10^4	0.00025	0.031	4.11	1.0	5.1	0.004
69-71	8.25	10.70	1"	8.082	41.4	0.84×10^4	0.0002	0.031	1.75		2.30	0.0008
70-73	14.5	18.80	1"	8.082	72.7	1.5×10^4	0.0002	0.025	55.48		56.84	0.05
75-76	1.0	1.3	1/2"	8.082	17.75	0.2×10^4	0.0004	0.032	4.27		5.18	0.0006
76-77	2.0	2.6	3/4"	8.082	17.3	0.3×10^4	0.00025	0.041	4.37		4.51	0.00048

Cuadro Nº III.44 b.

AIRE COMPRIMIDO - LINEA Nº 4

TRAMO	\dot{V}_3 Nm ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAME PULG.	DENSIDAD Kg/m ³	VELOCIDAD m/min.	Re	ϵ/D	f	LONG. TRAM. (MT)	LONG. ACCES. (MT)	LONG. TOTAL (MT)	Δh KPa
102-79	4.0	5.18	3/4"	8.082	34.22	0.53 x 10 ⁴	0.00025	0.036	4.0		4.43	0.0014
79-73	5.0	6.48	3/4"	8.082	42.78	0.7 x 10 ⁴	0.00025	0.034	6.03		6.46	0.0035
73-81	19.5	25.26	1 1/2"	8.083	64.23	1.6 x 10 ⁴	0.00016	0.025	39.75		40.60	0.022
81-87	20.5	26.5	1 1/2"	8.083	47.71	1.4 x 10 ⁴	0.00013	0.028	10.0		10.823	0.003
110-111	11.5	14.9	1"	8.082	57.7	1.2 x 10 ⁴	0.0002	0.028	5.1		5.1	0.0031
112-113	3.5	4.533	1/2"	8.082	62.12	0.67 x 10 ⁴	0.0004	0.032	5.0	0.34	5.34	0.008
114-113	8.0	10.36	3/4"	8.082	68.43	1.1 x 10 ⁴	0.00025	0.03	5.0	0.99	5.99	0.007
113-111	11.5	14.9	1"	8.082	57.7	1.2 x 10 ⁴	0.0002	0.028	7.5	1.28	8.78	0.0054
111-87	23.0	29.8	1"	8.082	115.406	2.3 x 10 ⁴	0.0002	0.0255	131.83		134.225	0.3
87-83	43.5	56.34	1 1/2"	8.086	101.2	3.0 x 10 ⁴	0.00013	0.024	5.3		6.34	0.007
83-88	45.5	58.94	1 1/2"	8.086	105.85	3.2 x 10 ⁴	0.00013	0.023	10.24		11.25	0.013

Cuadro III.44 c.

AIRE COMPRIMIDO - LINEA Nº 4

TRAMO	\dot{V} Nm ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAM. PULG.	DENSIDAD Kg/m ³	VELOCID. m/min.	R _e	ϵ/D	f	LONG. TRAM. (MT)	LONG. ACCES. (MT)	LONG. TOTAL (MT)	Δh KPa
89-91	16.67	21.6	1/2"	8.082	295.8	3.0×10^4	0.0004	0.025	3.3		3.63	0.1
91-92	33.33	43.17	1/2"	8.083	591.5	6.4×10^4	0.0004	0.021	1.7		2.17	0.2
93-95	33.33	43.17	1/2"	8.082	591.6	6.4×10^4	0.0004	0.021	3.4		4.08	0.4
95-92	66.66	86.4	1/2"	8.086	1182.5	1.3×10^5	0.0004	0.019	1.13		1.81	0.6
92-96	100.0	129.6	3/4"	8.093	854.27	1.3×10^5	0.00025	0.018	6.4		6.86	0.8
96-98	101.0	130.83	3/4"	8.102	861.9	1.3×10^5	0.00025	0.018	6.26		7.11	0.81
98-101	107.0	138.6	1 1/2"	8.111	248.11	7.4×10^4	0.00013	0.0195	2.55		3.63	0.02
101-88	113.0	146.37	1 1/2"	8.112	262.03	7.8×10^4	0.00013	0.0195	8.61		10.47	0.063
88-65	158.5	205.3	1 1/2"	8.112	367.52	1.1×10^5	0.00013	0.018	12.71		13.53	0.15
65-TQ	181.0	234.4	1 1/2"	8.114	420	1.3×10^5	0.00013	0.0175	35.34		52.85	0.73

Cuadro Nº III.45 a.

DETERMINACION DE LA PRESION EN EL TK. LINEA 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	701.3	1
1-2	0.0035	
	701.304	2
2-4	0.02	
	701.324	4
	701.3	5
4-5	0.005	
	701.305	4
4-6'	0.016	
	701.321	6'
	701.3	9
8-9	0.076	
	701.376	8
8-6	0.317	
	701.693	6
	701.3	10
10-11	0.317	
	701.617	11
11-6	0.137	
	701.754	6
6-6'	0.165	

Continúa....

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	701.919	6'
6'-33	0.025	
	701.944	* 33
	701.3	32
32-30	0.004	
	701.304	30
30-27	0.006	
	701.31	27
27-22	0.035	
	701.345	22
22-35	0.004	
	701.349	35
35-20	0.02	
	701.369	20
20-19	0.003	
	701.372	19
	701.3	44
44-43	0.003	
	701.303	43
	701.3	40
40-41	0.008	
	701.308	41
	701.3	42
42-41	0.007	

Cuadro N° III.45 b.

DETERMINACION DE LA PRESION EN EL TK. LINEA N° 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	701.307	41
41-43	0.005	
	701.312	* 43
43-19	0.193	
	701.505	* 19
19-16	0.007	
	701.512	16
16-13'	0.01	
	701.522	* 13'
	701.3	14
14-13	0.0004	
	701.3	13
13-13'	0.0002	
	701.3	13'
13'-33	0.02	
	701.542	33
33-TQ.	0.69	
	702.63	TQ

Cuadro Nº III.46 a.

DETERMINACION DE LA PRESION EN TK LINEA Nº 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	701.3	60
60-61	0.007	
	701.307	61
61-63	0.03	
	701.337	*63
	701.3	64
63-64	0.004	
	701.304	63
63-65	0.016	
	701.32	65
	701.3	66
66-68	0.0	
	701.3	68
68-69	0.0001	
	701.3001	69
	701.3	70
70-69	0.004	
	701.304	69
69-71	0.001	
	701.305	71
71-73	0.05	Continúa....

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	701.355	73
	701.3	75
75-76	0.001	
	701.301	76
76-77	0.001	
	701.302	77
102-79	0.001	
	701.303	79
79-73	0.004	
	701.307	73
73-81	0.022	
	701.329	81
81-87	0.003	
	701.332	87
	701.3	110
110-111	0.003	
	701.303	111
	701.3	112
112-113	0.008	
	701.308	113
	701.3	114
114-113	0.007	
	701.307	* 113
113-111	0.005	

Cuadro N° III.46 b.

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	701.313	* 111
111-87	0.3	
	701.613	87
87-83	0.007	
	701.620	83
83-88	0.013	.
	701.633	88
	701.3	89
89-91	0.1	
	701.4	91
91-92	0.2	
	701.6	92
	701.3	93
93-95	0.4	
	701.7	95
95-92	0.6	
	702.3	92
92-96	0.8	
	703.1	96
96-98	0.81	
	703.91	98
98-101	0.02	Continúa....

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	703.93	101
101-88	0.06	
	703.99	* 88
88-65	0.15	
	704.14	65
65 TQ	0.73	
	704.9	TQ.

Cuadro N° III.47 a.

DETERMINACION DE LA PRESION DE LOS SUMINISTROS
LINEA N° 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	705	TQ.
TQ-33	0.69	
	704.31	33
33-6'	0.025	
	704.29	6'
6'-6	0.165	
	704.125	6
6-11	0.137	
	703.988	11
10-11	0.317	
	703.671	10
11-12	0.3	
	703.688	12
7-8	0.317	
	703.808	8
8-9	0.076	
	703.732	9
	703.732	7
6'-4	0.016	Continúa.....

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	704.274	4
4-5	0.005	
	704.269	5
4-2	0.02	
	704.254	2
2-1	0.004	
	704.25	1
	704.25	3
33-13'	0.02	
	704.29	13'
13'-13	0.0002	
	704.29	13
13-14	0.0004	
	704.29	14
	704.29	15
13'-16	0.01	
	704.28	16
16-18	0.01	
	704.27	18
	704.27	17
16-19	0.007	
	704.26	19
19-43	0.193	
	704.067	43
43-44	0.003	
	704.064	44
43-41	0.005	
	704.062	41

Cuadro Nº III.47 b.

DETERMINACION DE LA PRESION DE LOS SUMINISTROS
LINEA Nº 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
41-42	0.007	
	704.055	42
41-40	0.008	
	704.054	40
19-20	0.003	
	704.26	20
20-21	0.01	
	704.25	21
20-35	0.02	
	704.24	35
35-36	0.01	
	704.23	36
	704.23	34
35-22	0.004	
	704.24	22
22-23	0.01	
	704.23	23
23-24	0.02	
	704.21	24

Continúa....

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
23-25	0.08	
	704.15	25
22-26	0.1	
	704.14	26
22-27	0.035	
	704.205	27
27-28	0.08	
	704.125	28
	704.125	29
27-30	0.006	
	704.2	30
30-32	0.003	
	704.2	32

Cuadro Nº III.48 a.

DETERMINACION DE LA PRESION DE LOS SUMINISTROS
LINEA Nº 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	705	TQ.
TQ-65	0.73	
	704.27	65
65-63	0.02	
	704.25	63
63-64	0.004	
	704.25	64
63-61	0.03	
	704.22	61
61-62	0.01	
	704.21	62
61-60	0.007	
	704.20	60
65-88	0.15	
	704.12	88
88-101	0.06	
	704.06	101
101-100	0.01	
	704.05	100

Continúa...

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
101-98	0.02	
	704.03	98
98-99	0.01	
	704.02	99
98-96	0.81	
	703.22	96
96-97	0.22	
	703.0	97
96-92	0.8	
	702.2	92
92-95	0.6	
	701.6	95
93-95	0.4	
	701.2	93
	701.2	94
92-91	0.6	
	701.6	91
91-89	0.4	
	701.2	89
	701.2	90
88-83	0.01	
	704.11	83
83-85	0.01	
	704.1	85
	704.1	86
85-84	0.15	
	703.95	84

Cuadro N° III.48 b.

DETERMINACION DE LA PRESION DE LOS SUMINISTROS
LINEA N° 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
83-87	0.007	
	704.10	87
87-111	0.3	
	703.8	111
111-110	0.003	
	703.8	110
111-113	0.005	
	703.8	113
113-112	0.008	
	703.79	112
113-114	0.007	
	703.79	114
87-81	0.003	
	704.09	81
81-82	0.01	
	704.08	82
81-73	0.02	
	704.06	73
73-79	0.003	Continúa...

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	704.05	79
79-80	0.01	
	704.04	80
79-77	0.001	1
	704.04	77
	704.04	102
77-76	0.0006	
	704.04	76
76-75	0.001	
	704.04	75
76-74	0.01	
	704.03	74
73-71	0.05	
	703.98	71
71-72	0.001	
	703.98	72
71-69	0.001	
	703.97	69
69-70	0.01	
	703.96	70
69-68	0.001	
	703.97	68
66-68	703.97	
	703.97	66
	703.97	67

2-6. Red de Na OH

El Na OH al que hacemos referencia en este item este fluído será utilizado en la limpieza de Cajas, Botellas y tuberías (el CIP es Na OH diluído al 50%). Una de las características del Na Oh puro es que no es corrosivo por lo que puede transportarse en tuberías de fierro; mientras que si el citado compuesto está diluído es altamente corrosivo.

2-6-1. Esta red alimentará a cada línea de embotellado en forma independiente, será diseñada sin pendiente.

En el plano N° T-02 mostramos su trayectoria básica y establecemos el esquema N° III.49 para auxiliarnos en los cálculos.

A partir de los cuadros N° II.3 y II.4 de consumos generales y de las relaciones:

$$R_e = \int d\tilde{V}/u,$$

fig. N° III.4 (valor de \mathcal{E}/d)

fig. N° III.3 (valor de f)

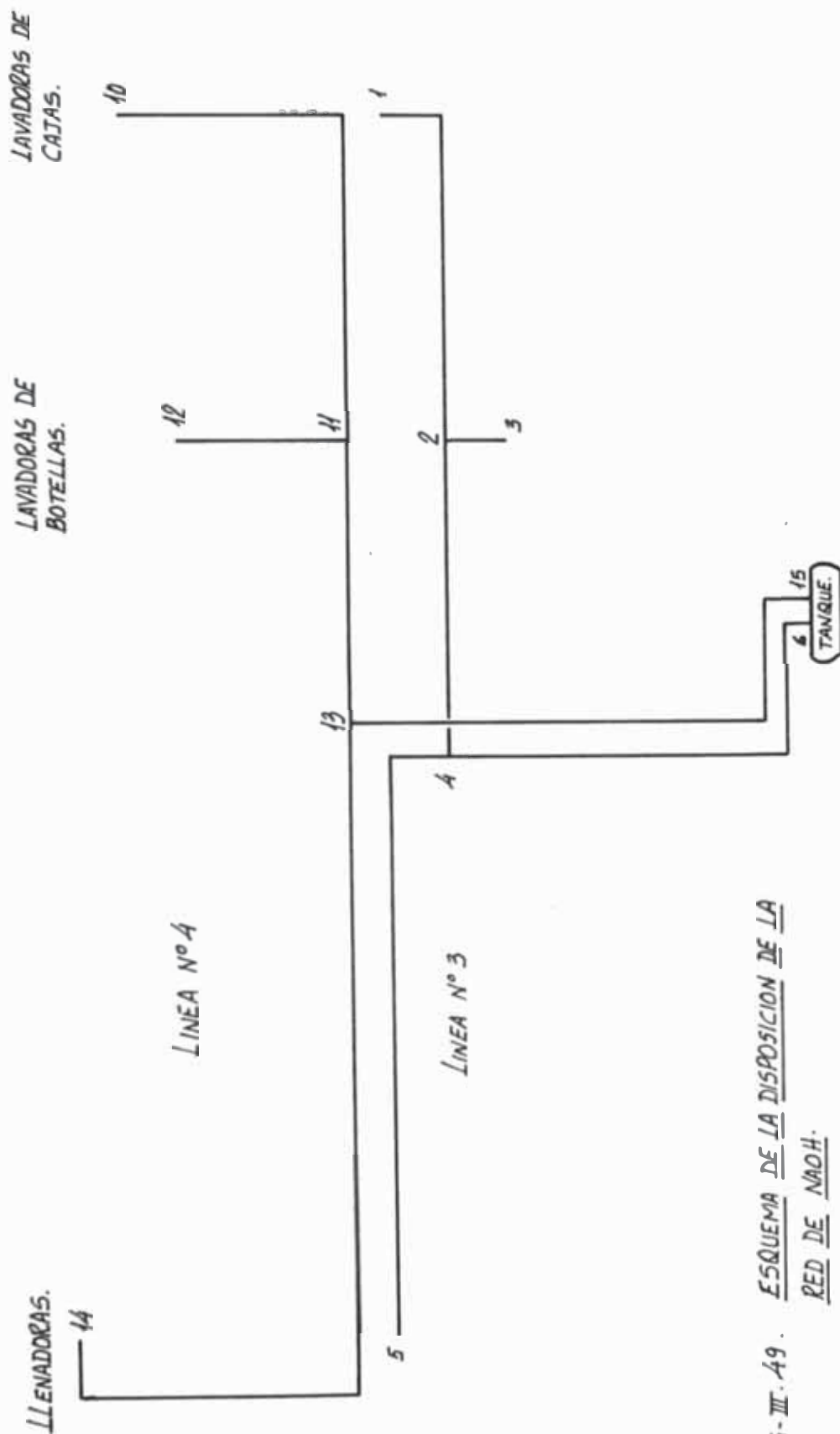


FIG-III-49. ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LA RED DE NaOH.

Densidad relativa = 2.13 (á 20°C),

Na OH Puro,

Viscosidad absoluta $\mu = 6 \times 10^{-3}$ Pa.s

obtendremos el cuadro Nº III-52 caídas de presión.

Cuadro Nº III.53 determinación de la presión en el inicio de la red.

Cuadro Nº III.54 determinación de la presión en las acometidas a partir de la presión inicial.

Recomendación de velocidad: 60-100 m/min.

Cuadro Nº III.50

	PRESION DE INICIO KPa	PRESION MINIMA DE LLEGADA KPa	ΔP KPa	% DE CAIDA DE PRESION
Línea 3	554.87	500.4	54.47	9.83
Línea 4	554.87	493.75	61.12	11.01

Para este fluido no tenemos recomendaciones de valores de caída de presión, en nuestro caso el máximo es de 11% que es razonable comparada con valores --

prácticos. Recuérdese que los baños de Lavadoras y de Botellas contiene diversas concentraciones de Na OH; el que a alimenta a la Llenadora es para la estación CIP. que se usará en la limpieza - de ésta.

2-6-2 Determinación del Espesor de Pared del Tubo

De acuerdo a la fórmula N° III. 5a. del item III-2-I-2 y para $S = 632.7 \text{ Kg/cm}^2$ (esfuerzo admisible para tubo ASTM A 53 Gr. A o Gr. B, véase Tabla N° III-7). Resumimos:

Cuadro N° III.51

Ø NOMINAL (PULG)	MAX. PRESION ACTUANTE -- (Kg/cm ²) MAN	ESPESOR CALCULADO (mm)	ESPESOR CONSIDERADO (mm)
2	4.62	0.22	5.54
1½"	4.442	0.17	5.08
1	4.43	0.12	4.55

Cuadro Nº III.52

LINEA Nº 3 CAIDA DE PRESION

TRAMO	\dot{V} m ³ /hr	DIAM PULG.	DENSID. Kg/m ³	VELOCID. m/min.	R _e	ε/D	f	LONG. TRAM. (mt)	LONG. ACCES. (mt)	LONG. TOTAL (MT)	h _w KPa
1-2	1.5	1" Ø sch.	2133.3	53.9	0.95 x 10 ⁵	0.0019	0.025	15.83	2.95	18.78	16.6
2-3	4.0	1½" Ø sch.	2133.3	58.6	1.7 x 10 ⁵	0.0012	0.022	3.82	0.83	4.65	2.55
2-4	5.5	1½" Ø sch.	2133.3	80.6	2.3 x 10 ⁵	0.0012	0.022	17.18	1.66	18.84	19.44
5-4	1.5	1" Ø sch.	2133.3	53.93	0.9 x 10 ⁵	0.0019	0.025	17.22	1.95	19.17	16.16
4-6	7.0	2" Ø sch.	2133.3	53.9	2.0 x 10 ⁵	0.0009	0.021	26.91	5.33	32.24	11.1

Cuadro Nº III.52a.

LINEA Nº 4 - NA OH

CAIDA DE PRESION

TRAMO	\dot{V} m ³ /hr	\dot{m} Kg/hr	DIAM. PULG.	DENSID. Kg/m ³	VELOCID. m/min	R_e	ϵ/D	f	LONG. TRAM. (mt)	LONG. ACCR. (mt)	LONG. TOTAL (mt)	hw KPa
10-11	1.5		1" Ø sch.80	2133.3	54.0	0.95×10^5	0.0019	0.025	20.19	3.51	23.7	21.03
12-11	4.0		1½" Ø sch.80	2133.3	58.6	1.7×10^5	0.0012	0.022	6.67	1.64	8.31	4.54
11-13	5.5		1½" Ø sch.80	2133.3	80.54	2.3×10^5	0.0012	0.022	17.01	1.1	18.1	18.75
14-13	1.5		1"Ø sch.80	2133.3	53.9	0.9×10^5	0.0019	0.025	30.96	2.64	33.6	29.76
13-15	7.0		2"Ø sch.40	2133.3	53.9	2.0×10^5	0.0009	0.021	30.74	8.54	39.28	13.51
Check bomba	14.0		2"Ø sch.40	2133.3	107.8	4.0×10^5	0.0009	0.02	0.8	5.15	5.95	7.83

Cuadro N° III.53

PRESION EN LA BOMBA NA OH

LINEA N° 3

LINEA N° 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO		TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	493.75	1			493.75	10
1-2	16.6			10-11	21.03	
	510.35	2			514.78	11
	493.75	3			493.75	12
2-3	2.55			11-12	4.54	
	496.3	2			498.3	11
2-4	19.44			11-13	18.75	
	529.79				533.53	13
	493.75	5			493.75	14
5-4	16.16			14-13	26.76	
	509.91			13-15	13.51	
	540.89	6			547.04	15
					7.83	
					554.87	Bomba

Cuadro Nº III.54

PRESION DEL SUMINISTRO

LINEA Nº 3

LINEA Nº 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO		TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	554.87	Bomba			554.87	Bomba
Bomba 6	7.83			Bomba 15	7.83	
	547.04	6			547.04	15
6-4	11.1			15-13	13.51	
	535.94	4			533.53	13
4-2	19.44			13-11	18.75	
	516.5	2			514.78	11
2-3	2.55			11-12	4.54	
	513.95	3			510.24	12
2-1	16.1			11-10	21.03	
	500.4	1			493.75	10
4-5	16.6			14-13	29.76	
	519.34	5			503.77	14

2-7 Red de Alimentación de CO₂

2-7-1 Como se ha mencionado en el ítem II.A7 la Llenadora-Taponadora - usa CO₂ a fin que el llenado de cerveza se produzca en ambiente de CO₂ y no en ambiente de aire. Tengamos en cuenta que en el área de fermentación se suministra CO₂ a la cerveza por lo que denominaremos "CO₂ que viene con la cerveza".

Condiciones del CO₂ :

Presión: 601.25 KPa abs
sión mínima de llegada.

LLENADORAS.

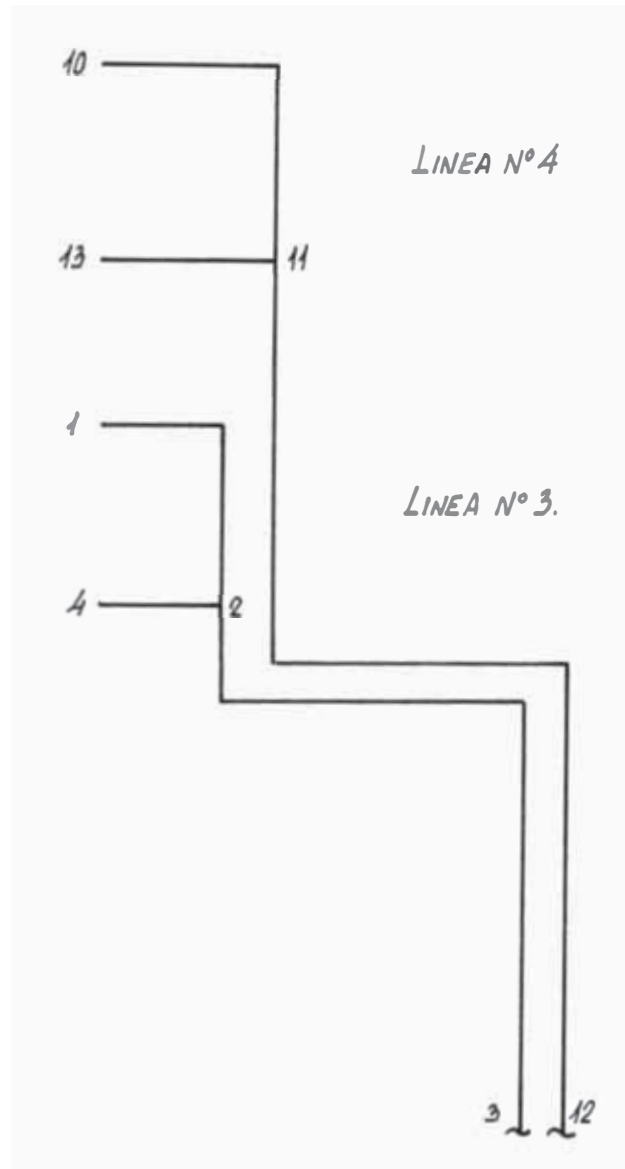


FIG-III-56. ESQUEMA DE LA DISPOSICION
DE LA RED DE CDR.

Con estas condiciones y el gráfico que precede determinamos que el CO₂ se encuentra en estado gaseoso.

Datos para determinar el consumo de CO₂ :

Contenido de CO₂: 6 gr/lt. (viene con la cerveza).

Consumo de CO₂ : 150 gr/Hl (se consume en llenado).

Rendimiento de la Línea (2 llenadoras):

72,000 bot/hr (botellas de 0.62 lt. y 0.31 lt).

$$R = 19.29 \text{ m} - \text{Kg/m} - \text{°K}$$

$$U = 62.75 \times 10^{-13} \text{ Pa.s}$$

Con las relaciones:

$$R = f \bar{V} D/u$$

fig. N° III.4 (valor de ϵ/D)

fig. N° III.3 (valor de f)

$$h = fL \bar{V}^2 / 2gd$$

La velocidad recomendada es de:

100 m/min.

Obtenemos el Cuadro N° III-58, la caída de presión.

El cuadro N° III.59 determinación de la presión inicial y la presión en la acometida.

Cuadro N° III.57

	PRESION INICIAL KPa	PRESION MINIMA KPa	ΔP KPa	% DE CAIDA DE PRESION
Línea 3	601.84	601.53	0.36	0.06
Línea 4	601.84	601.25	0.64	0.1

No tenemos referencia de la caída de presión admisible pero por similitud con gases está en el rango de máximo 1% de la presión inicial.

Como material de la red hemos seleccionado acero inoxidable Sch 5.

2-7-2 Determinación del Espesor de Pared del Tubo

De acuerdo a la fórmula N° III.5a del ítem III-2-1-2 y para

$S = 1195 \text{ Kg/cm}^2$ (esfuerzo admisible para tubería ASTM A 312 --

TP 304, acero inox. Véase Tabla
Nº III.7) resumimos:

diám: 1"

presión: 5.103 Kg/cm² man.

espesor calculado: 0.07 mm.

espesor considerado: 1.65 mm.

El acabado de la tubería será
estándard.

Cuadro Nº III.58

CAIDA DE PRESION - ALIMENTACION DE CO₂

LINEA Nº 3

TRAMO	m ³ /hr	Kg/m ³	TUBER. PULG.	VELOCID. m/min.	Re	/D	f	LONG. TRAMO (mt.)	LONG. ACCES. (mt.)	LONG. TOTAL (mt.)	hw KPa
1-2	2.89	11.5918	1" Ø sch. 5	67.63	3.4 x 10 ⁵	0.000033	0.0145	5.84		6.54	0.02
2-3	5.78	11.5945	1" Ø sch. 5	135.28	6.78x 10 ⁵	0.000033	0.0125	28.35		3.0	0.345
<u>LINEA Nº 4</u>											
10-11	2.89		1" Ø sch. 5	67.64	3.4 x 10 ⁵	0.000033	0.0145	6.9	0.7	7.6	0.024
11-12	5.78	11.5945	1" Ø sch. 5	135.28	6.78x 10 ⁵	0.000033	0.0125	49.22		50.83	0.621

Cuadro Nº III.59

DETERMINACION DE LA PRESION EN LA ENTRADA

LINEA Nº 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	601.25	1
1-2	0.02	
	601.27	2
2-3	0.345	
	601.62	3

LINEA Nº 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	601.25	10
10-11	0.02	
	601.27	11
11-12	0.62	
	601.89	12

DETERMINACION DE LA PRESION EN ACOMETIDAS

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	601.89	3
3-2	0.345	
	601.55	2
2-4	0.005	
	601.55	4
2-1	0.02	
	601.53	1

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	601.89	12
12-11	0.62	
	601.27	11
11-13	0.005	
	601.27	13
11-10	0.02	
	601.25	10

2-8 Red de Desague

El término "tubo" se refiere normalmente a conductos que acarrear un líquido bajo presión.

Los conductos cuando no van llenos o con una presión atmosférica normal en la superficie superior se pueden clasificar como canales abiertos.

Para los canales abiertos se aplica en vez de la caída de presión por unidad de longitud la pendiente de la superficie.

En diseños de desagües o drenajes, las velocidades deben ser lo suficientemente altas a fin de evitar que los sólidos se depositen; considérese una velocidad mínima de 36.6 m/min (2 ps/sg) mientras que la máxima para evitar turbulencia debe ser 366 m/min (20 ps/SC).

En buena práctica que las velocidades estén comprendidas en el rango 36.6-109.7 m/min. (2-6 ps/sc); naturalmente nos referimos a desagües de tipo industrial.

Donde los diámetros del tubo varían debido a las diferencias de descarga, las elevaciones deben ser tales que causen que la superficie del agua de los conduc

tos que se están uniendo coincide.

La capacidad máxima resulta de la alineación y pendiente correcta, en nuestro caso la pendiente será de acuerdo a nuestras necesidades y limitaciones.

También haremos notar que en instalaciones de desagüe industrial no se utilizan tuberías ni accesorios menores de 4" Ø.

Fórmulas a usar:

$$V = \frac{1}{(\text{factor de fricción})} R^{2/3} S^{1/2} [\text{m/SC}]$$

Que es la fórmula de Manning.

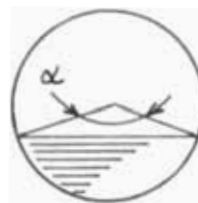
R = radio hidráulico (mt).

S = pendiente

factor de fricción N = 0.013 para hierro.

el radio hidráulico

R = (Area de flujo)/ perímetro mojado.



En la fig. que antecede podemos notar que es necesario conocer el ángulo α para poder determinar el radio hidráulico.

En general : $Q = \bar{V} \times (\text{Area de Flujo})$
de la fig; Area de flujo:

$$\frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{\alpha}{360} \right) - \frac{D^2}{8} \text{ Sen } \alpha$$

$$\text{Perímetro mojado: } \pi D \left(\frac{\alpha}{360} \right)$$

$$Q = \frac{1}{N} \left[\frac{\text{Area de Flujo}}{\text{Perímetro mojado}} \right]^{2/3}$$

$$\cdot S^{1/2} \quad (\text{Area de flujo})$$

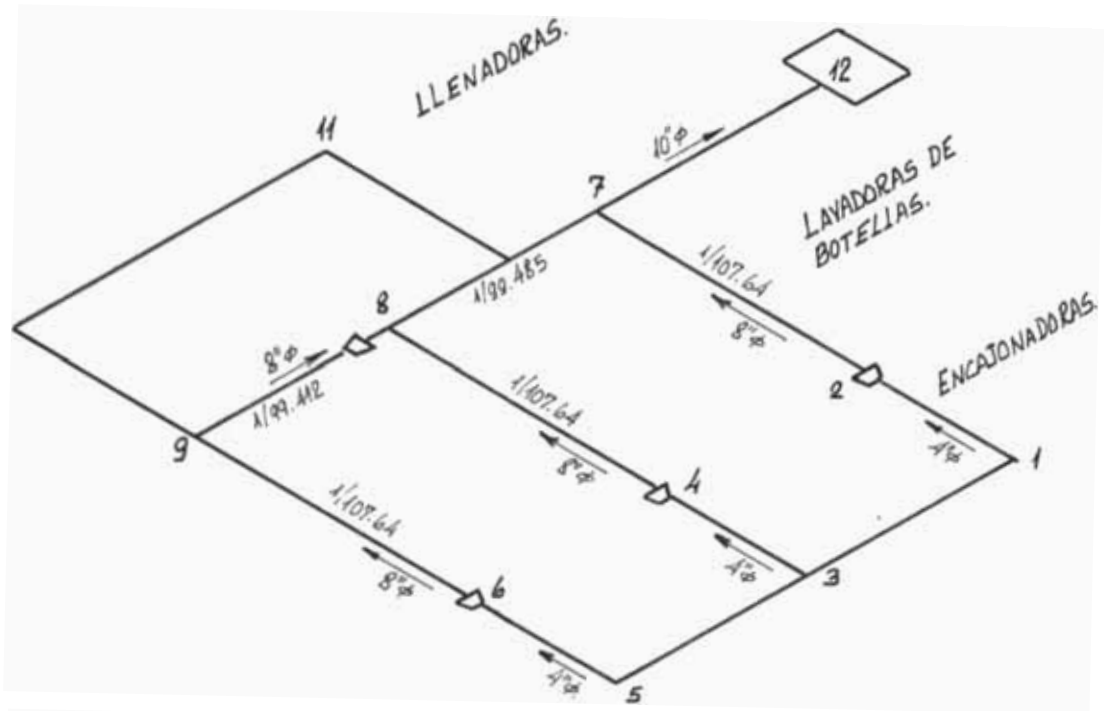
Obtenemos:

$$Q = \left[\frac{1}{4} - \frac{\text{Sen } \alpha}{8\pi \left(\frac{\alpha}{360} \right)} \right]^{2/3} \times$$

$$\left[\pi \left(\frac{\alpha}{360} \right) - \frac{\text{Sen } \alpha}{2} \right] - \frac{4 Q N}{S^{1/2} D^{8/3}}$$

Establecemos el caudal Q,

S (pendiente) de acuerdo a necesidades,
y para un diámetro D determinamos
y de acuerdo a el plano N°T.02 elaboramos
esquemas del desague en zonas de Lavadoras
y Pateurizadoras.



Fi - III-60. ESQUEMA BASICO DE LA INSTALACION DEL DESAGUE - ZONA LAVADORA DE BOTELLAS.

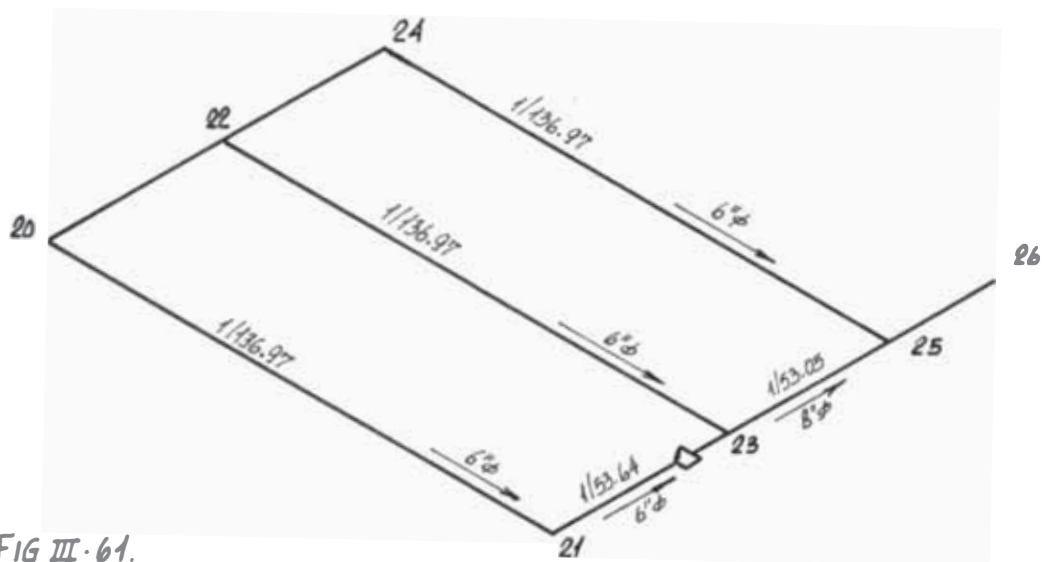


FIG III-61.

ESQUEMA BASICO DE LA INSTALACION DEL DESAGUE - ZONA PASTEURIZADORES.

ESQUEMA BASICO DE LA INSTALACION DEL
DESAGUE - ZONA LAVADORA

Condiciones:

Volumen total de los baños de cada Lavadora: 300 m^3 .

Las dos Lavadoras (líneas 3 y 4) no desaguán simultáneamente.

Tiempo estimado para la evacuación:
1.75 hr.

TRAMO	PENDIENTE	DIAMETRO (MT)	Q m^3/hr	α°	R (mt)	\bar{V} m/min.
1-2	0.00929	0.1023				
3-4	0.00929	0.1023				
6-9	0.00929	0.2027	85.71	201	0.0559	65.0
4-8	0.00929	0.2027	85.71	201	0.0559	65.0
9-8	0.1006	0.2027	171.4	303	0.0587	221.10
8-7	0.1005	0.2545	171.4	205	0.0711	251.28
7-12	0.1005	0.2545	171.4	205	0.0711	251.28

NOTA : El radio hidráulico, y la velocidad están referidos a los puntos extremos de la descarga (punto de menor nivel en el sentido del flujo).

Pasteurizador

Condiciones:

Volumen de agua a evacuar: 81.49 m³

Los pasteurizadores (Líneas 3 y 4) no desaguan a la vez.

Tiempo de desague estimado: 1.5 hr.

Cuadro N^o III.62

TRAMO	PENDIENTE	DIAM. (Mt)	Q m ³ /hr.	α°	R (mt)	\bar{V} mt/min.
20-21	0.0073	0.154	35	197	0.0418	47.55
22-23	0.0073	0.154	35	197	0.0418	47.55
24-25	0.0073	0.154	35	197	0.0418	47.55
21-23	0.1843	0.154	35	161	0.03405	208.12
23-25	0.1885	0.2027	70	158	0.0438	248.9
25-26	0.1885	0.2027	70	158	0.0438	248.9

Es de notar que la velocidad calculada excede los rangos recomendados, más no la - máxima permisible. Los rangos de velocidades calculados no los variaremos ya que habría que cambiar (aumentar) los diáme - tros lo que por limitación de espacio no es posible.

Como material de la red hemos selecciona - do el tubo ASTM A53 Gr. A o Gr. B y un a - cabado galvanizado.

2-8 RED DE CERVEZA

2-8-1 Consideramos la alimentación de -
cerveza a cada llenadora indepen-
diente (2 llenadoras por línea).
En el trazado de las líneas evita-
remos bajadas y subidas porque en
estas se almacenan bolsas de aire
que al reaccionar con la cerveza
provocan la oxidación de ésta y -
como consecuencia su descomposi-
ción. Tampoco se permite una ve-
locidad excesiva ya que se forma
espuma dificultando el embotella-
do.

Datos Generales:

Cerveza Clara.

Presión de Llenado: 321.3 KPa abs
(2.2 bar man)

Flujo: rendimiento por línea -
72,000 botella/hr.
(botellas de 0.62 lt)

Densidad: 1.008 á 20°C (respecto
al agua)

Viscosidad: 1.66 cTp. (la viscosi-
dad de cualquier tipo de cerveza -
está en el rango 1.66 - 2 ctp.)

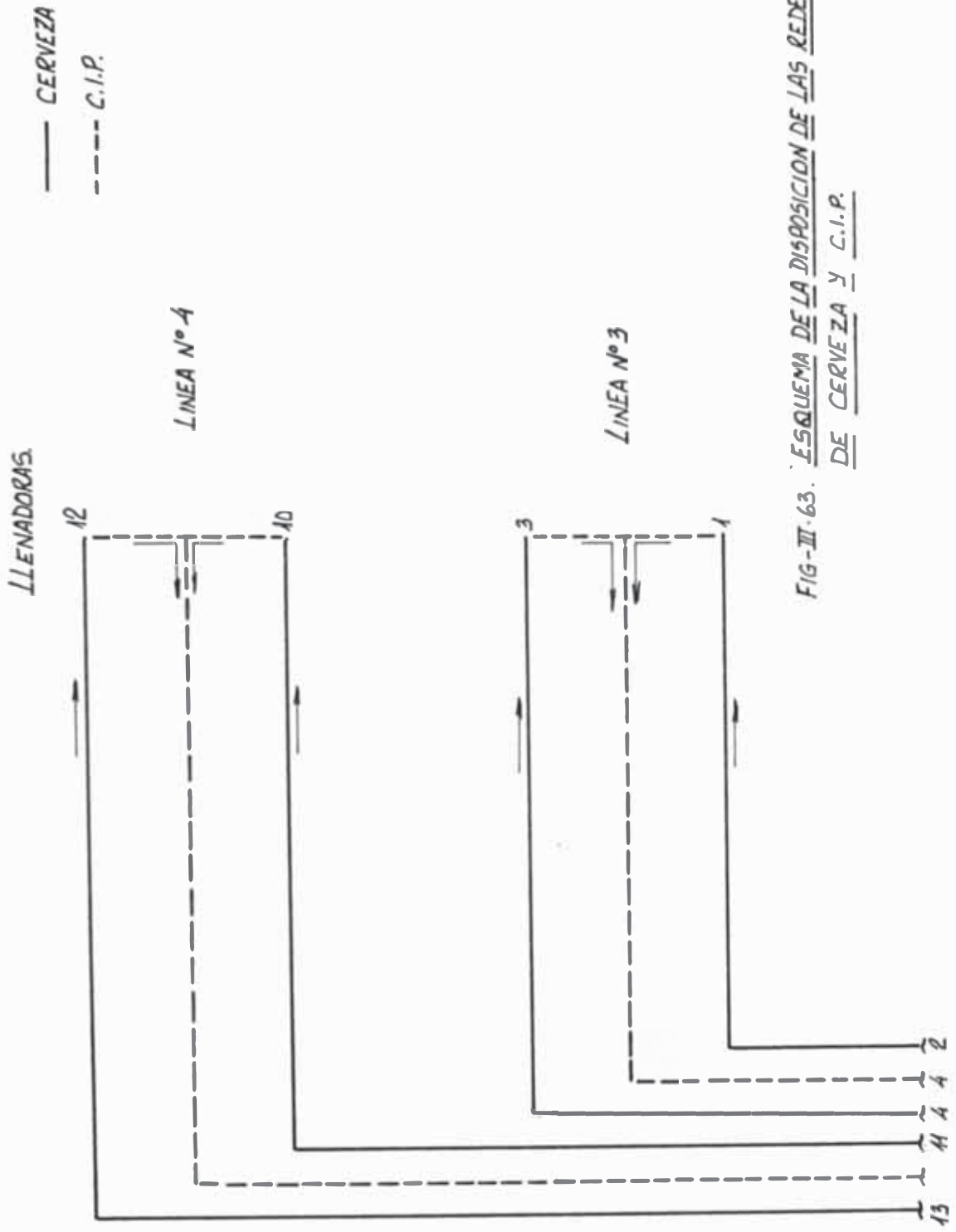


FIG-III-63. ESQUEMA DE LA DISPOSICION DE LAS REDES DE CERVEZA Y C.I.P.

Velocidad: en la zona de embotellado no debe exceder de 90 m/min.

(1.5 m/sc)

es de resaltar que en las alimentaciones de cerveza sus consumos, tuberías (diámetro y material) son iguales, su diferencia estriba en la longitud de tubería y número de accesorios.

En base al plano N^o T.02 elaboramos el esquema N^o III.63 correspondiente a la red de cerveza.

Los cálculos válidos para todas las líneas son:

$$Q = 22.32 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Usaremos en tubo de 3" sch 5 acero inoxidable.

$$A_i = 0.005633 \text{ m}^2$$

$$d = 0.0847 \text{ mt.}$$

$\bar{V} = 66.04 \text{ m/min}$ (1.1 m/sc) es óptimo

$$R_e = 0.56 \times 10^5$$

$$\mathcal{E}/D = 0.000012$$

$$f = 0.0205$$

Elaboramos el Cuadro N° III.65 en que encontramos caída de presión, determinación de la presión en la bomba y la presión en las acometidas.

Cuadro N° III.64

	PRESION INICIO (KPa)	PRESION LLEGADA MIN KPa	ΔP KPa	% DE CAIDA DE PRESION
Línea 3	331	321.35	9.65	2.9
Línea 4	333	321.76	11.24	3.4

2-92. Determinación del Espesor de Pared Del Tubo

Para el transporte de la cerveza hemos seleccionado tubería de material acero inoxidable.

ASTM A312 tipo TP 304 mientras que los accesorios serán tipo 304, acero inoxidable recocido, calmado y limpiadores con los baños químicos. (Acabado estándar) usando la fórmula

la N° III.5a del item 2-1-2 y para $S = 1195 \text{ Kg/cm}^2$ correspondiente al tubo del material mencionado resumimos:

diámetro: 3"

presión : 2.242 Kg/cm^2 man.

espesor calculado: 0.08 mm.

espesor considerado: 2.11 mm.

Cuadro N° III.65

DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION - CERVEZA

LINEA N° 3

TRAMO	LONG. TRAM. (mt)	LONG. ACCESOR. (mt)	LONG. TOTAL (mt)	hw KPa	
1-2	52.1	6.22	58.32	8.62	Llenadora 1
3-4	60.1	5.18	65.28	9.65	Llenadora 2

LINEA N°4

TRAMO	LONG. TRAM. (mt)	LONG. ACCESOR. (mt)	LONG. TOTAL (mt)	hw KPa	
10-11	64.1	6.22	70.32	10.34	Llenadora 3
12-13	71	5.18	76.18	11.24	Llenadora 4

DETERMINACION DE LA PRESION EN LA BOMBA

LINEA 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	329.92	2
	330.95	4

LINEA 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	331.64	11
	332.54	13

DETERMINACION DE LA PRESION EN ACOMETIDA

LINEA 3

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	331	2
1-2	8.62	
	322.38	1
	331	4
4-3	9.65	
	321.35	3

LINEA 4

TRAMO	PRESION KPa	PUNTO
	333	11
10-11	10.34	
	322.6	10
	333	13
12-13	11.24	
	321.76	12

2-10 RED DE C.I.P

En el it. II-1-3-1 hemos hecho referencia a este fluído; estudiaremos las condiciones que requiere el CIP para que funcionando en circuito cerrado pueda efectuar la limpieza interna de las redes de cerveza.

Debemos aclarar que la máquina llenadora taponadora trae su propio circuito CIP - integrado a élla; funcionando en circuito cerrado se encarga de efectuar la limpieza interna de los conductos por los cuales circula cerveza (dentro de la máquina).

Tanto el CIP que se utilizará en la limpieza de las tuberías como el que será usado en la limpieza de la llenadora-taponadora provienen de estaciones CIP independientes. El sentido de flujo lo mostraremos en la figura III.68

La manera básica de conectar la línea - CIP a la línea de cerveza puede apreciárse en el esquema Nº III.68 b. Esta conexión se hará por medio de "jumpers".

La circulación de agua fría posterior al suministro C.I.P. será por medio de una conexión de manguera flexible.

Datos Generales:

$$\rho = 1565 \text{ Kg/m}^3$$

$$U = 4 \text{ cTp} = 4 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

Consumo: $15 \text{ m}^3/\text{hr}$

Como circulará por la tubería de cerveza, calcularemos para el diámetro y longitudes de ésta.

Véase el diagrama; habría que desarrollar el camino de retorno del CIP.

Tubería 3" \emptyset sch 5 acero inox.

$$A. = 0.005633 \text{ m}^2$$

$$\bar{V} = 44.6 \text{ m/min.}$$

$$R_e = 0.25 \times 10^5$$

$$\epsilon/D = 0.000012$$

$$f = 0.024$$

Tomando del cuadro N^o III.65 las longitudes totales para cada llenadora, determinamos las pérdidas.

Cuadro Nº III.66

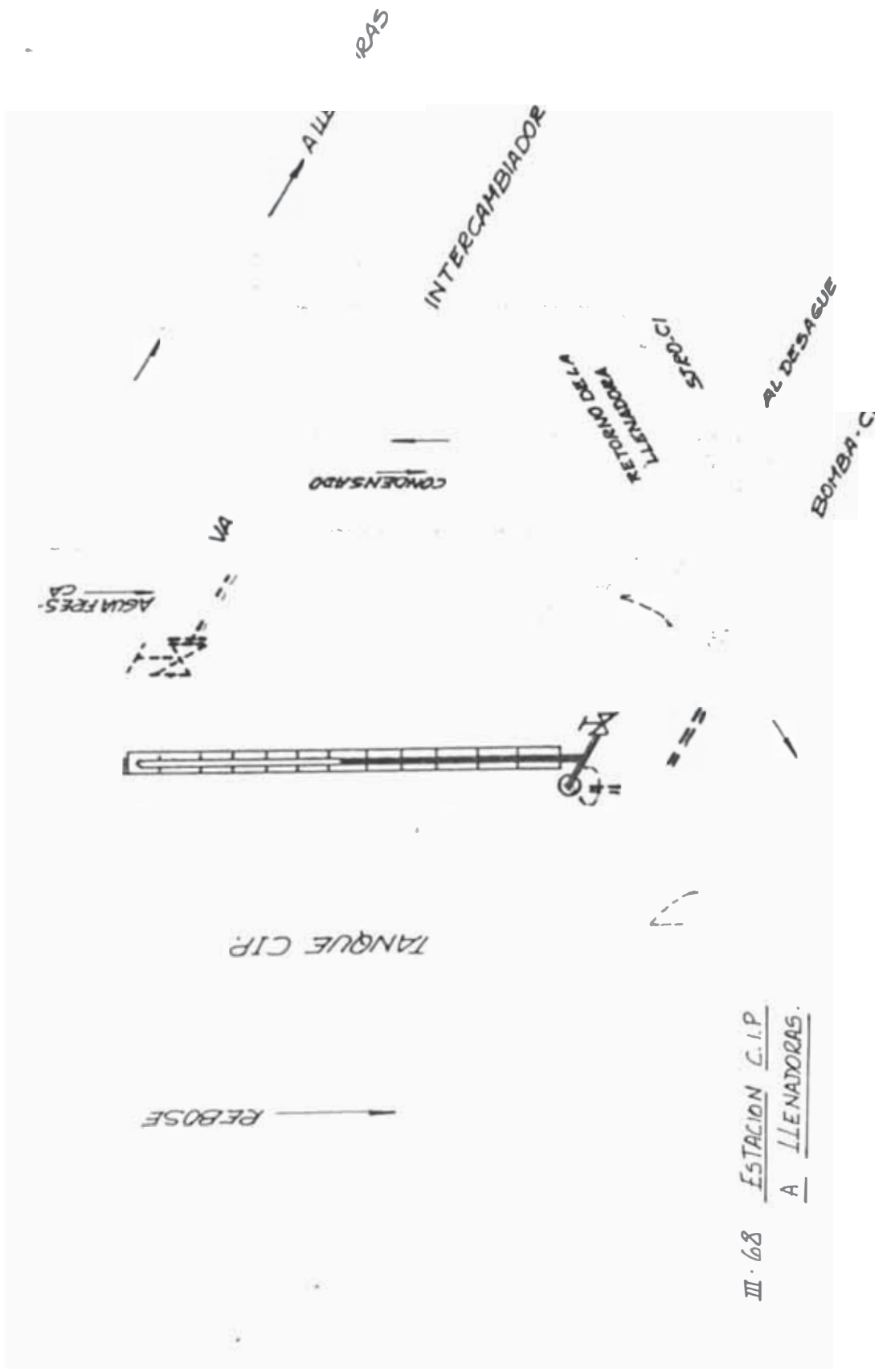
CAIDA DE PRESION KPa			
	Línea 3	Línea 4	
Llenad. 1	7.17	8.62	LLenad. 3
Llenad. 2	8.0	9.38	Llenad. 4

y determinamos la presión inicial.

Siendo la presión de alimentación recomendada de 395.6 KPa abs.

Cuadro Nº III.67

Presión inicial. KPa	
Línea 3	403.6
Línea 4	405



ILU

III · 68 ESTACION C.I.P.
A LLENADORAS.

6

III.3 Consideraciones Mecánicas

Para determinar los esfuerzos relativos a las tuberías es necesario que conozcamos:

- 3.a. Presión y temperatura de diseño.
- 3.b. Especificación del material de la tubería.
- 3.c. Diámetro y espesor de la pared en cada una de las tuberías.
- 3.d. Disposición del sistema incluidas sus dimensiones y movimientos producto de la expansión térmica.
- 3.e. Limitaciones de los puntos extremos que por lo general son establecidos por los equipos.

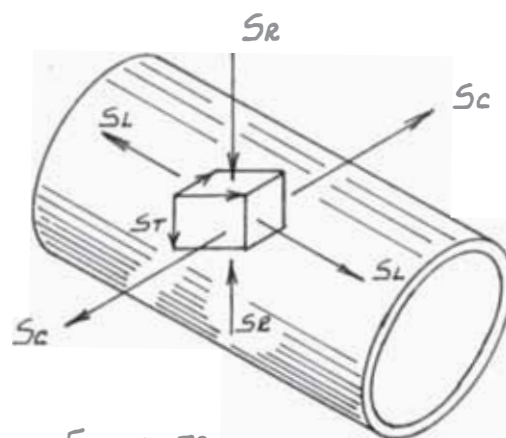


FIG III- 70

En la fig. anterior representamos los esfuerzos principales en tuberías

- 3.f. El esfuerzo longitudinal S_L es -
la suma de tres componentes:
- 1º Esfuerzo de flexión debido a
la expansión térmica
 $S_B = M/Sm.$
 - 2º Esfuerzo de flexión debido al
peso de la tubería. Si está
convenientemente soportada no
debe tomarse en cuenta en los
cálculos.
 - 3º Esfuerzo longitudinal debido
a la presión interna $S_p = P A_i/A_m$
- Por lo tanto $S_L = S_B + S_P.$
- 3.g. El esfuerzo circunferencial S_c es
debido a la presión interna;
 $S_c = P (D-t)/2t.$
- 3.h. El esfuerzo radial no debe ser consi
siderado en estos cálculos.
- 3.j. El esfuerzo tangencial es la suma
de 2 componentes:
- 1º Esfuerzo de torsión
 $S_t = T/2 Sm$ debido a la expansi
sión térmica; está condición -
ocurre únicamente en los sistema
s de múltiples planos.

2º El corte debe ser depreciado en estos cálculos.

Tres circunstancias principales causan esfuerzos en un sistema de tuberías:

3.k. Presión interna o externa

3.l. Cargas externas como son peso propio, válvulas, cargas dinámicas - como son vientos, sismos.

3.m. Dilataciones térmicas..

Los esfuerzos producidos por el peso de la línea son controlados mediante el mediante el empleo de soportes adecuados. Los esfuerzos que produce la dilatación térmica son más difíciles de controlar; el ANSI B31.1

Code for presur^e piping establece el uso de una regla empírica, la que en ausen - cia de mayor información nos permite discriminar si el sistema requiere de análi sis detallado. Se debe cumplir

$$\frac{D_Y}{(L - U)^2} = 2.1$$

D : diámetro nominal de la tubería (cm).

U : distancia recta entre los puntos de anclaje (mt)

Y : resultante de los movimientos que deben ser absorbidos por la línea (resultante del desplazamiento de los anclajes) (cm)

L : longitud del eje de la tubería desarrollado (mt)

Si este criterio no es satisfecho se recomienda hacer un análisis más detallado.

3.n Configuraciones poco frecuentes para los cuales no hay cálculos simplificados.

3.p. Líneas que trabajan a temperaturas y presiones altas.

3.q. Configuraciones muy rígidas.

Es recomendable hacer un estudio más detallado de la flexibilidad.

Cada vez que la tubería cambia de dirección y es libre de moverse la flexibilidad del sistema aumenta; se sugiere que desde el inicio de un proyecto de diseño de tuberías se debe dar al sistema la flexibilidad adecuada; para lo cual es indispensable la experiencia del diseñador

Los esfuerzos debido a la expansión tér-

mica tienden a disminuir con el tiempo - como resultado de la fluencia o creep más la suma de los esfuerzos S_c (cold: frío) y S_h (hot: caliente) permanecen prácticamente constantes $S_A = fr (1.25 S_c + 0.25 S_h)$.

Siendo fr el factor de reducción del rango de esfuerzos debido al número de ciclos de vida, y S_A el esfuerzo permisible debido a expansión térmica.

Cuadro Nº III.70.

Número Total de Ciclos de máxima Temperatura sobre la vida prevista $fr.$

7000	a menos	1.0
14,000	a "	0.9
22,000	a "	0.8
45,000	a "	0.7

Los esfuerzos debido a la expansión térmica no deben exceder la expresión anterior del esfuerzo permisible S_A el Code for Pressure Piping define el esfuerzo producido por la expansión térmica:

$$S_E = (S_B^2 + 4 S_t^2)^{\frac{1}{2}} \leq SA.$$

También establece que los esfuerzos longitudinales, debido a la presión, pesos y cargas externas no exederán a S_h (incluye esfuerzos longitudinales de presión).

Cuando los esfuerzos de torsión son significativos (en un sistema multiplanar) la combinación de esfuerzos se dá por la fórmula:

$$s = \frac{1}{2} \left[S_L + S_c + \sqrt{4 S_t^2 + (S_L - S_c)^2} \right]$$

3-1. Cálculo de los Esfuerzos Térmicos

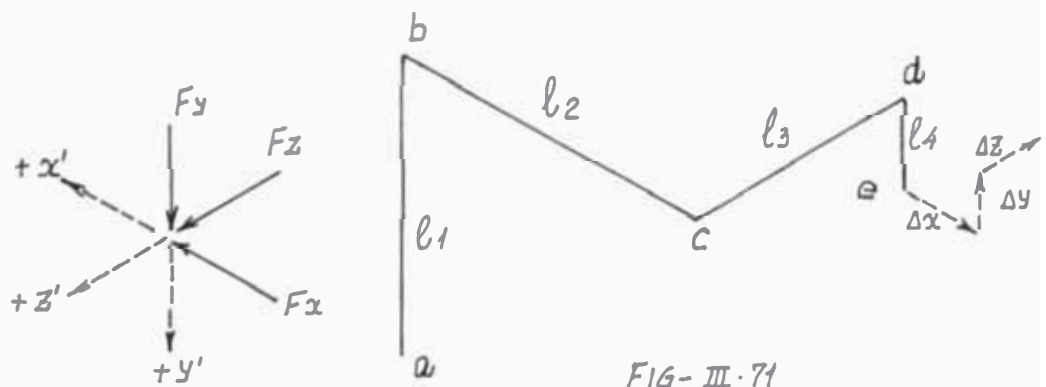


FIG-III-71

El sistema se encuentra empotrado entre dos puntos, a y e , describiremos el método para calcular las reacciones.

- 3.1.a. Asumimos a, como punto fijo y e, como punto que se desplaza.
- 3.1.b. La expansión térmica hace que el punto e se desplace $\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$ siendo su nueva ubicación e' (fig. III.71).
- 3.1.c. Establecemos los ejes + X', + Y', + Z' en sentido opuesto a los desplazamientos $\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$ y con origen en e; como consecuencia - el sistema de tuberías tenga proyección en 3 planos, XY, XZ, YZ.
- 3.1.d. Calculamos el centroide de cada proyección y hacemos pasar por él los ejes correspondientes de esta proyección.
- 3.1.e. Calculamos para cada proyección el producto de inercia y el momento de inercia con respecto a cada eje de cada uno de los segmentos.
- 3.1.f. Para cada proyección, si en esta hay un segmento visto de "Punta", incrementar su longitud en 30% - (multiplicar por 1.3).

3.1.g. Establecer L_x , L_y , L_z , distancias de \underline{a} hasta \underline{e} en las direcciones - X, Y, Z, respectivamente.

3.1.h. Calcular C (factor de expansión)

$$C = (\text{dilatación cm/100 mt}) \times E_c$$

E_c : módulo de elasticidad en la condición "fría" kg/cm^2 ;

Este cálculo a la Temperatura de Diseño "T"

3.1.j. Encuentre ΣI_x , ΣI_y , ΣI_z , I_{xy} , I_{xz} , I_{yz} (suma en los 3 planos) y se calcula

F_x , F_y , F_z a partir de :

$$F_x I_x - F_y I_{xy} - F_z I_{xz}$$

$$L_x I_{pc}$$

$$- F_x I_{xy} + F_y I_y - F_z I_{yz} = L_y I_{pc}$$

$$- F_x I_{xz} - F_y I_{yz} + F_z I_z = L_z I_{pc}$$

3.1.k. Conocido F_x , F_y , F_z calcular - M (momento) y T (torsión)

3.1.l. Se calcula los esfuerzos S_b , S_t y S_E a partir de:

$$S_B = M/S_m$$

$$S_t = T/2.S_m$$

$$S_E = (S_B^2 + 4 S_t^2)^{\frac{1}{2}}$$

3.1.1. RED DE VAPOR

Analizaremos la línea de embotellamamiento N° 4 por tener dilataciones térmicas mayores (tiene mayor longitud que la línea N°3). Consideremos necesario la colocación de un soporte rígido en la zona de la bifurcación de la tubería (Punto e de la fig. # III. 72) al hacerlo dividimos la línea en 3 sectores principales:

- a) Tramo cabecero - bifurcación (tubería de 8" Ø) consideramos empotrado entre el cabecero y el soporte rígido.
- b) Tramo bifurcación - pasteurizador (tubería de 6" Ø consideramos empotrado entre el soporte rígido y la conexión - con el pasteurizador.

c) Tramo bifurcación - lavadora de botellas (tubería de 6" Ø y 4" Ø), consideramos como - si todo fuera de 6" Ø que es la consideración más severa) consideramos, empotrado entre el soporte rígido y la conexión a la lavadora de botellas.

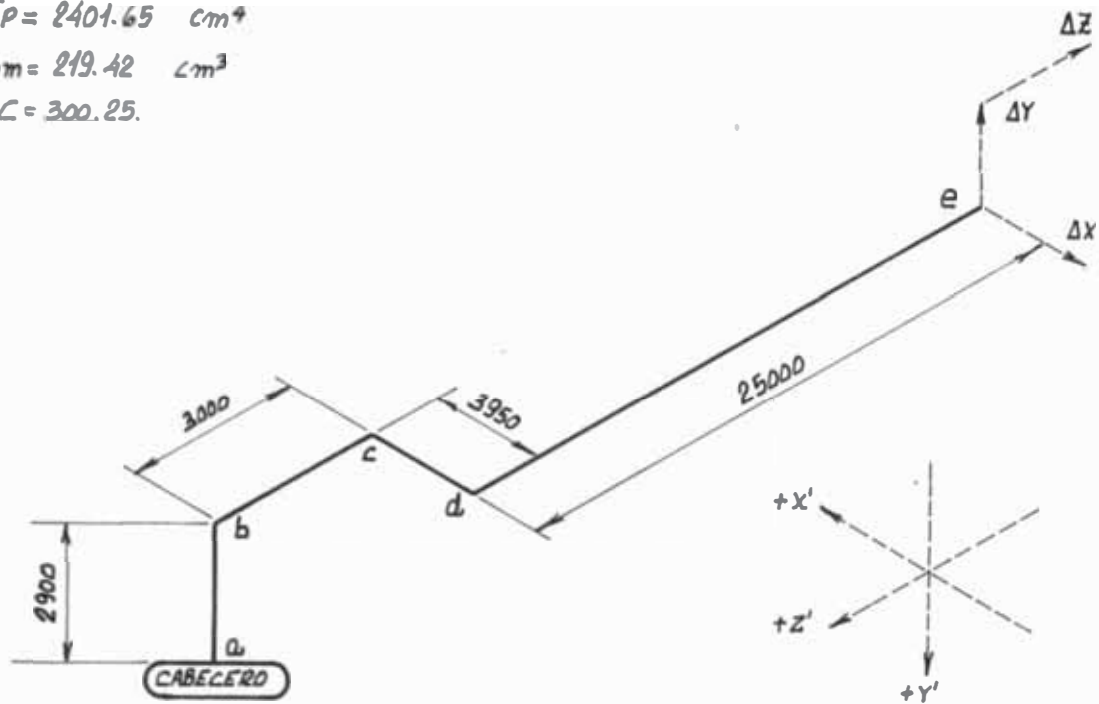
Nuestro propósito es que los tramos tengan la adecuada - flexibilidad no un exceso que ocasionaría problemas vibraciónales ni una falta que ocasionaría demasiada rigidez.

TUBERIA 8" sch 20

$I_P = 2401.65 \text{ cm}^4$

$S_m = 219.42 \text{ cm}^3$

$C = 300.25$



PLANO XY

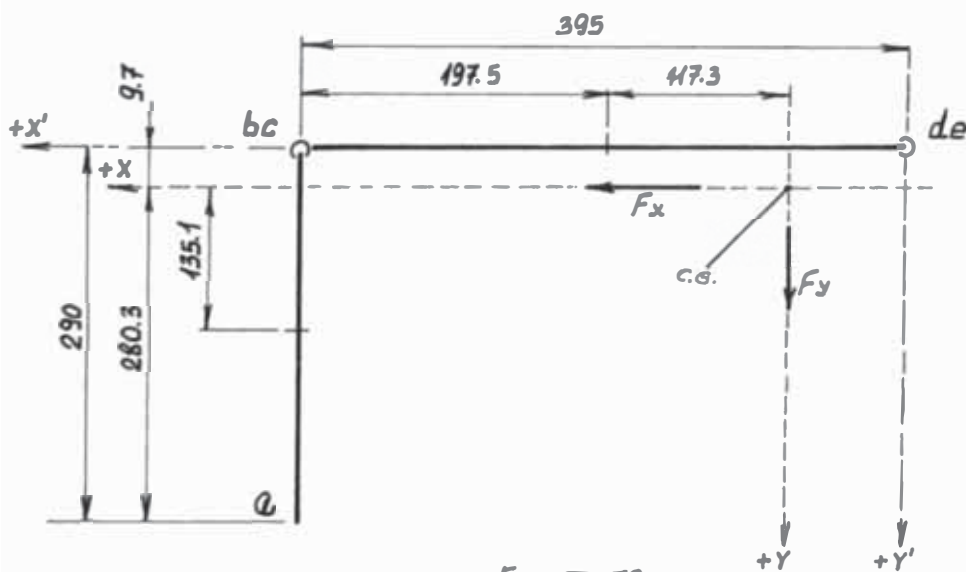


FIG-III-72

NOTA: EN LAS PROYECCIONES CORRESPONDIENTES A LOS PLANOS XY, YZ, XZ LAS DADAS ESTAN DADAS EN CENTIMETROS.

Cuadro Nº III.73

TRAMO	LONGITUD (cm)	X' (cm)	LX'	Y' (mc)	LY'
ab	290	395	114550	144.8	41986.2
bc	1.3 x 300 =390	395	154050	0	0
cd	395	197.5	78012.5	0	0
de	1.3 x 2500 =3250	0	0	0	0
Total	4325		346612.5		41986.2

$\bar{X}' = 80.16 \text{ cm}$ $\bar{Y}' = 9.7 \text{ cm}$ (posición C.G.)

TRAMO	I_{xy}	I_x	I_y
ab	290(135.1)	(315) $290^3/12 + 290 \times 135^2$	290×80.16^2
bc	390(-9.7)	(315) 390×9.7^2	390×80.16^2
cd	395(117.3)	(-9.7) 395×9.7^2	$395^3/12 + 395 \times 117.3^2$
de	3250 (-9.7)	(-80.16) 3250×9.7^2	3250×80.16^2
	13200464	7686325	98838573

PLANO XZ

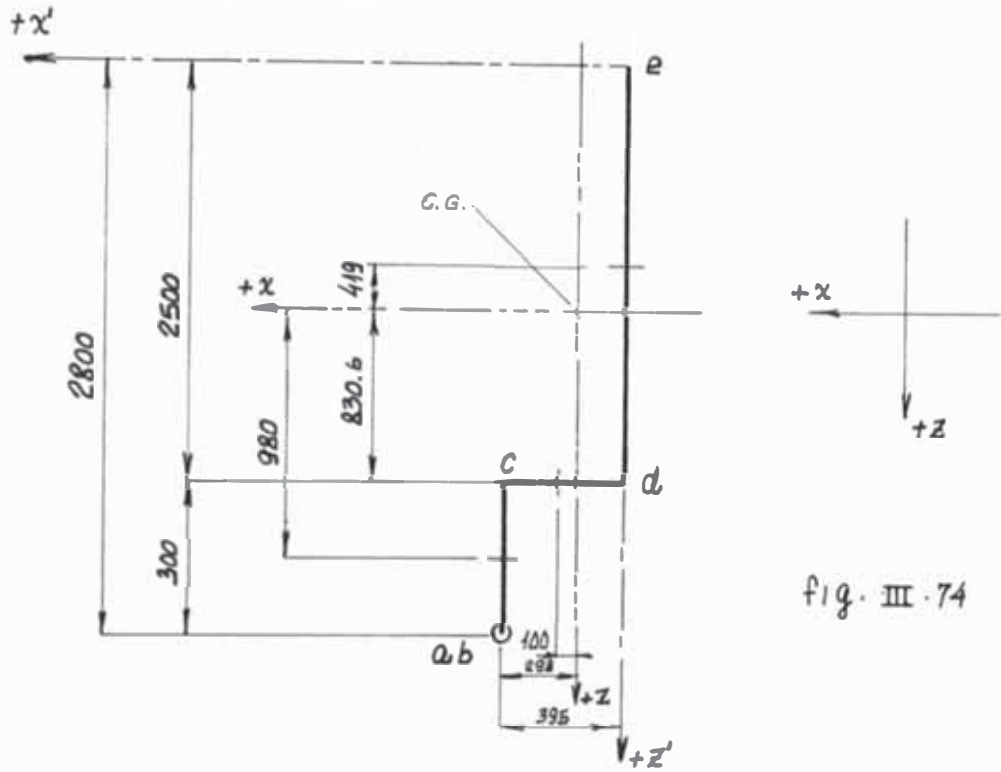


fig. III.74

VER CUADRO III.75

PLANO YZ

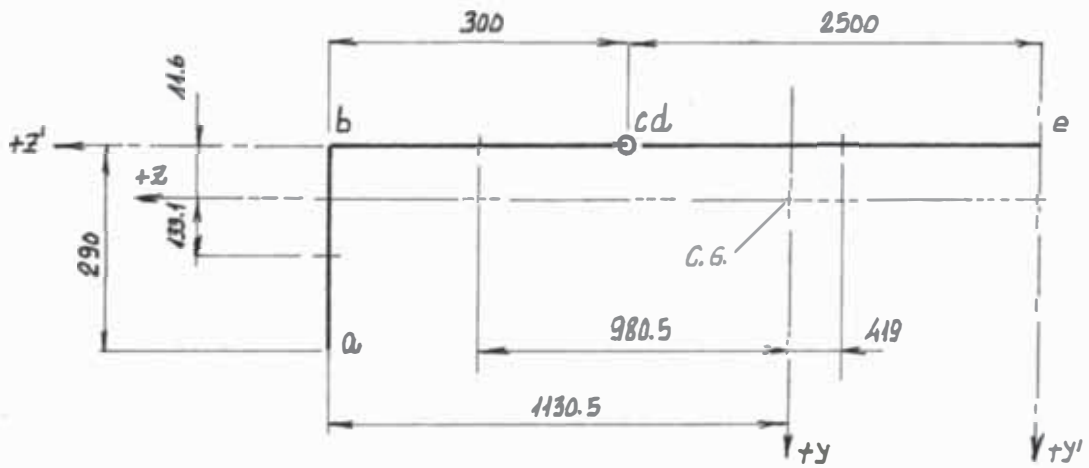


FIG. III.76

VER CUADRO III.77

Cuadro Nº III.75

TRAMO	LONG. (cm)	X' (cm)	LX'	Z' (cm)	LZ'
ab	1.3 x 290 = 377	395	148915	2800	1055600
bc	300	395	118500	2650	795000
cd	395	197.5	78012.5	2500	987500
de	2500	0	0	1250	3125000
	3572		345427.5		5963100

$\bar{X}' = 97$ $\bar{Z}' = 1669$ (posición C.G)

TRAMO	I_{xz}	I_x	I_z
ab	377 x 1130.5 x 298	377 x 1130.6 ²	377 x 298 ²
bc	300 x 298 x 980	300 ³ /12 + 300 x 980 ²	300 x 298 ²
cd	395 x 830.6 x 100	395 x 830.6 ²	395 ³ /12 + 395 x 100 ²
de	2500 x (-97) (-419)	2500 ³ /12 + 2500 x 419 ²	2500 x 97 ²
ef	349053000	2784290000	92715019

Cuadro Nº III.77

TRAMO	LONGIT. (cm)	Y' (cm)	LX'	Z' (cm)	LZ'
ab	290	145	42050	2799	811710
bc	300	0	0	2650	795000
cd	395 x 1.3 = 513.5	0	0	2500	1283750
de	2500	0	0	1250	3125000
Total	3603.5		42050		6015460

$\bar{Y}' = 11.67 \text{ cm}$ $\bar{Z}' = 1670 \text{ cm.}$

TRAMO	I_{YZ}	I_Y	I_Z
ab	290 (133) (1130)	290×1130^2	$290^3/12 + 290 \times 133^2$
bc	300 (980.5) (-11.6)	$300^3/12 + 300 \times 980^2$	300×11.6^2
cd	513.5 (830.6) (-11.6)	513.5×830.5^2	513.5×11.6^2
de	2500 (-419.1) (-11.6)	$2500^3/12 + 2500 \times 419^2$	2500×11.6^2
Total	47388243	2755070000	7605905

Valores Totales del Momento de Inercia

$$I_x = 2791980000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 2853910000$$

$$I_z = 100326000$$

Valores del Producto de Inercia

$$I_{xy} = 13200464$$

$$I_{xz} = 349053000$$

$$I_{yz} = 47388243$$

Para determinar las componentes, las ecuaciones son:

$$F_x \sum I_x - F_y I_{xy} - F_z I_{xz} = L_x C I_p$$

$$- F_x I_{xy} + F_y \sum I_y - F_z I_{yz} = L_y C I_p$$

$$- F_x I_{xz} - F_y I_{yz} + F_z \sum I_z = L_z C I_p$$

Donde C es el factor de expansión

$C = (\text{expansión térmica cm}/100 \text{ mt.} \cdot E)$

E : módulo de elasticidad a la condición de temperatura requerida Kg/cm^2

$$L_x = 395 \text{ cm} \quad L_y = 290 \text{ cm} \quad L_z = 2800 \text{ cm}$$

El término $L \cdot C \cdot I_p$ en unidades $\text{Kg}\cdot\text{cm}^3$ resolviendo el sistema obtenemos

$$F_x = 48.2 \text{ lbs} \quad F_y = 7.3 \text{ Kg} \quad F_z = 374 \text{ Kg.}$$

A partir de estas fuerzas obtenidas y con los esquemas de la proyección de la fig. en los planos X_y , X_z , Y_z obtenemos los momentos (Kg/cm).

Punto a

<u>Plano XY</u>	<u>Plano XZ</u>	<u>Plano Yz</u>
48.2 (280.3)+	48.2 (1130.5)+	374 (278) +
- 7.3 (314.8)	-374 (298)	- 7.3 (1130.5)
11194.5	-57136.2	95745

$$M = (11194.5^2 + 95745^2)^{1/2}$$

$$M = 96397 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

$$T = -57136 \text{ Kg}\cdot\text{cm.}$$

Punto b (como pto. de \bar{ab})

<u>Plano XY</u>	<u>Plano XZ</u>	<u>Plano YZ</u>
- 48.2 (9.7)+	48.2 (1130.5)+	374 (11.6) +
- 7.3 (314.8)	374 (298.3)	7.3 (1130.5)
<hr/>	<hr/>	<hr/>
- 2757	- 57136	- 3865.4

M = 4752

T = - 57136

Punto c (como punto de \bar{bc})

<u>Plano XY</u>	<u>Plano XZ</u>	<u>Plano YZ</u>
- 48.2 (9.7)+	48.2 (830.5)+	- 374 (11.6) +
- 7.3 (314.8)	374 (298.3)	7.3 (830.6)
<hr/>	<hr/>	<hr/>
- 2757	- 71600	- 10405

M = 72348

T = -2757

Punto d (como punto de \bar{cd})

<u>Plano XY</u>	<u>Plano XZ</u>	<u>Plano YZ</u>
- 48.2 (9.7)+	48.2 (830.5)+	- 7.3 (830.5)+
7.3 (80.3)	374 (96.7)	- 374 (11.6)
<hr/>	<hr/>	<hr/>
116	76200	- 10396

M = 76200

T = -10396

Punto e (como punto de \bar{d}_e)

<u>Plano XY</u>	<u>Plano XZ</u>	<u>Plano YZ</u>
- 48.2 (9.7)+ 7.3 (80.3)	- 48.2 (1669)+ 374 (96.7)	7.3 (1669)+ - 374 (11.6)
116	- 44238	7786.3

$$M = 44916$$

$$T = 116$$

Calculo de los Esfuerzos

$$S_B = M/Sm$$

$$S_t = T/2 Sm.$$

$$S_E = \sqrt{S_B^2 + 4St^2}$$

$$S_A = fr(1.25 Sc + 0.25 Sh)$$

S_B : esfuerzo de flexión debido a la expansión térmica.

S_t : esfuerzo de torsión debido a la expansión térmica, solo ocurre en sistemas de múltiples planos.

S_E = esfuerzo debido a la expansión térmica que no excederá al esfuerzo permisible.

S_A = esfuerzo permisible.

f_r = factor de reducción de esfuerzos -
por número de cielos.

S_C = esfuerzo permisible en condición -
fría.

S_h = esfuerzo permisible en condición
caliente.

S_m : Módulo de sección del tubo cm^3

Determinación de los Esfuerzos

Punto a

$$S_B = 438.42 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_T = -129.9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_E = 509.64 \text{ Kg/cm}^2$$

Punto b

$$S_B = 21.61 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_T = -129.9$$

$$S_E = 260.3$$

Punto c

$$S_B = 329.1$$

$$S_t = 6.3$$

$$S_E = 329.3$$

Punto d

$$S_B = 346.6$$

$$S_t = 23.6$$

$$S_E = 349.9$$

Punto e

$$S_B = 204.3$$

$$S_t = 0.26$$

$$S_E = 204.3$$

Determinación del Esfuerzo Permisible

S_A

$S_c = S_h = 715.7$ para ASTM A53 Gr. A

$S_c = S_h = 984.3$ para ASTM A53 Gr. B

$S_A = 1341.5$ para ASTM A53 Gr. B

$S_A = 1136.8$ para ASTM A53 Gr. A

Los esfuerzos en a, b, c, d, e,

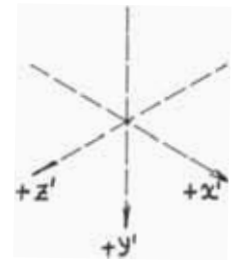
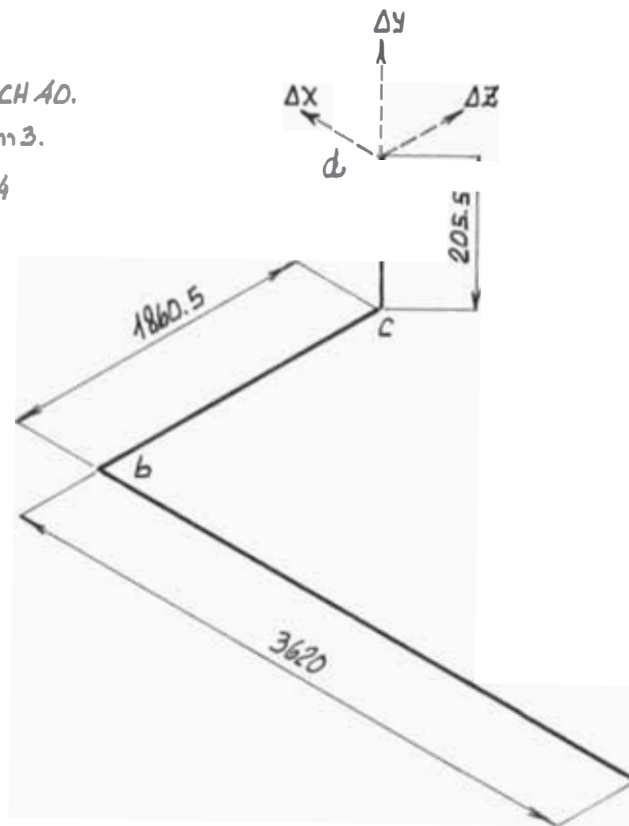
son que 1136.8 y 1341.5 Kg/cm^2

TRAMO AL PASTEURIZADOR.

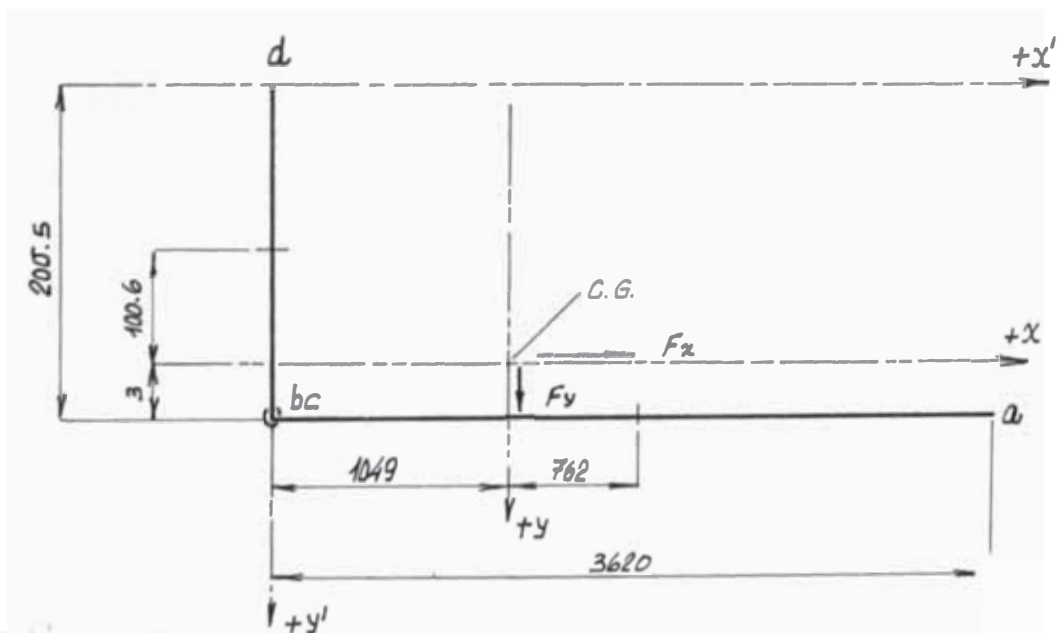
TUBERIA 6 ϕ SCH 40.

$S_m = 139.29 \text{ cm}^3$.

$I_P = 1171.3 \text{ cm}^4$



PLANO XY



Utilizando un procedimiento similar al anterior obtenemos los siguientes resultados:
Posición del Centro de Gravedad:

$$\begin{aligned} X' &= 1049 & \bar{Y}' &= 202.5 \\ I_{xy} &= 225543042 \\ I_x &= 2893982 \\ I_y &= 8944150090 \end{aligned}$$

PLANO YZ

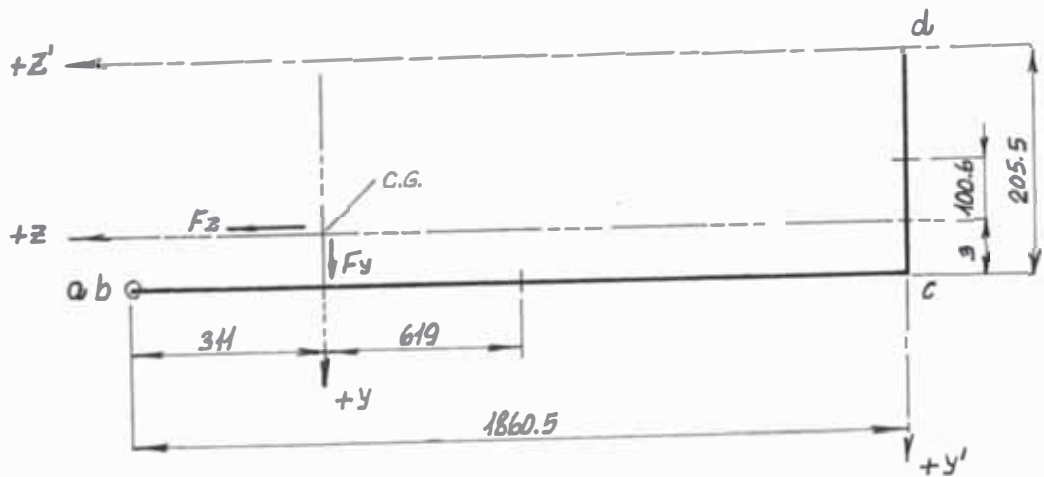


FIG - III . 81

Posición del C.G. : $\bar{Y}' = 202.5$ $\bar{Z}' = 1548$

$$I_{yz} = 33\ 235\ 483$$

$$I_y = 2\ 199\ 340\ 090$$

$$I_z = 2\ 899\ 645$$

PLANO XZ

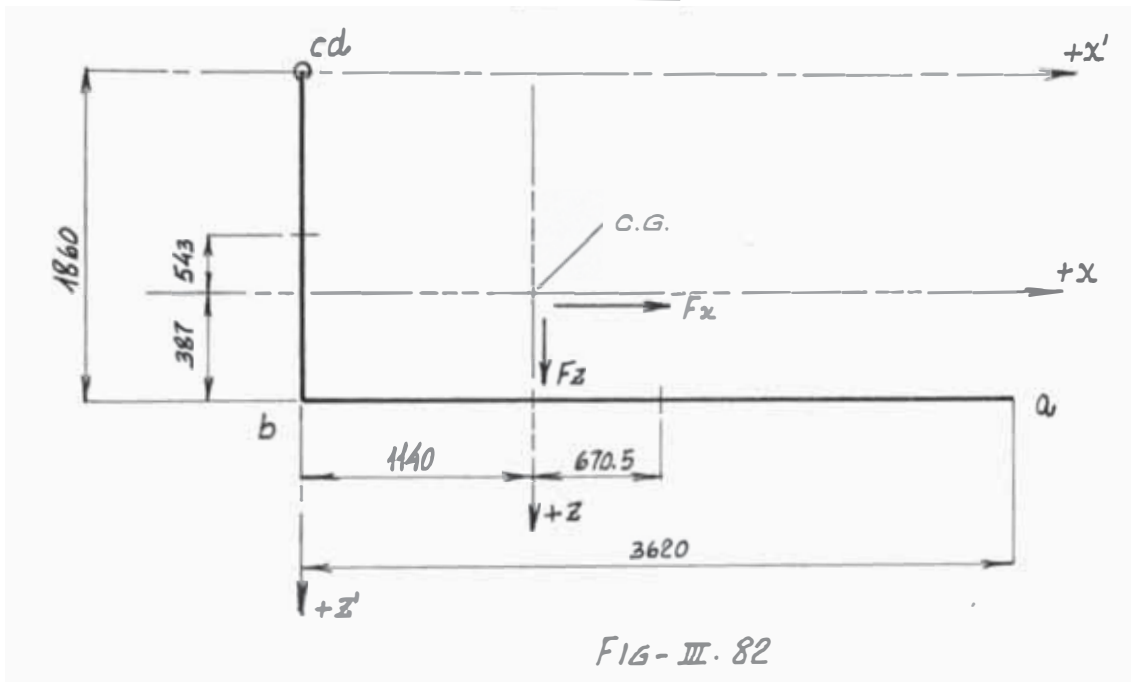


FIG-III. 82

Posición del Centro de Gravedad:

$$X' = 1140$$

$$Y' = 387$$

$$Y_{xz} = 2\ 542\ 000\ 000$$

$$I_x = 2\ 209\ 450\ 000$$

$$I_z = 8\ 350\ 940\ 000$$

Valores Totales del Momento de Inercia

$$I_x = 2\ 212\ 340\ 000$$

$$I_y = 11\ 143\ 500\ 000$$

$$I_z = 8\ 304\ 120\ 000$$

Valores Totales del Producto de Inercia

$$I_{xy} = 21\ 778\ 487$$

$$I_{xz} = - 2\ 542\ 000\ 000$$

$$I_{yz} = - 33\ 235\ 483$$

$$L_x = 3620 \text{ cm.}$$

$$L_y = 205.5$$

$$L_z = 1860$$

Para una temperatura de 155°C
obtenemos el valor de C y resolvemos el
sistema de ecuaciones.

Obtenemos:

$$F_x = 21.4 \text{ Kgs}$$

$$F_y = 0.23 \text{ Kgs.}$$

$$F_z = 8.2 \text{ Kg.}$$

Cálculo de los Momentos

Nuestra convención del sentido de giro:



punto a

$$M = 521.5 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 12030 \text{ Kg - cm (plano YZ)}$$

Punto b (como punto de ab)

$$M = 307 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 17597 \text{ Kg - cm (plano YZ)}$$

Punto c (como punto de bc)

$$M = 22128 \text{ Kg-cm}$$

$$T = 303.4 \text{ Kg - cm (Plano XY)}$$

Punto d (como punto de cd)

$$M = 22167.3 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 1319 \text{ Kg - cm (Plano XZ)}$$

Determinación de los Esfuerzos

Cuadro Nº III.83

PUNTO	PERTENECIEN TE AL SEGMEN TO	S_B Kg/cm ²	S_t Kg/cm ²	S_E Kg/cm ²
a		3.73	43.1	86.24
b	ab	2.2	63.0	126.0
c	bc	158.5	1.1	158.5
d	cd	158.7	4.7	159

TRAMO A LAVADORA DE BOTELLAS.

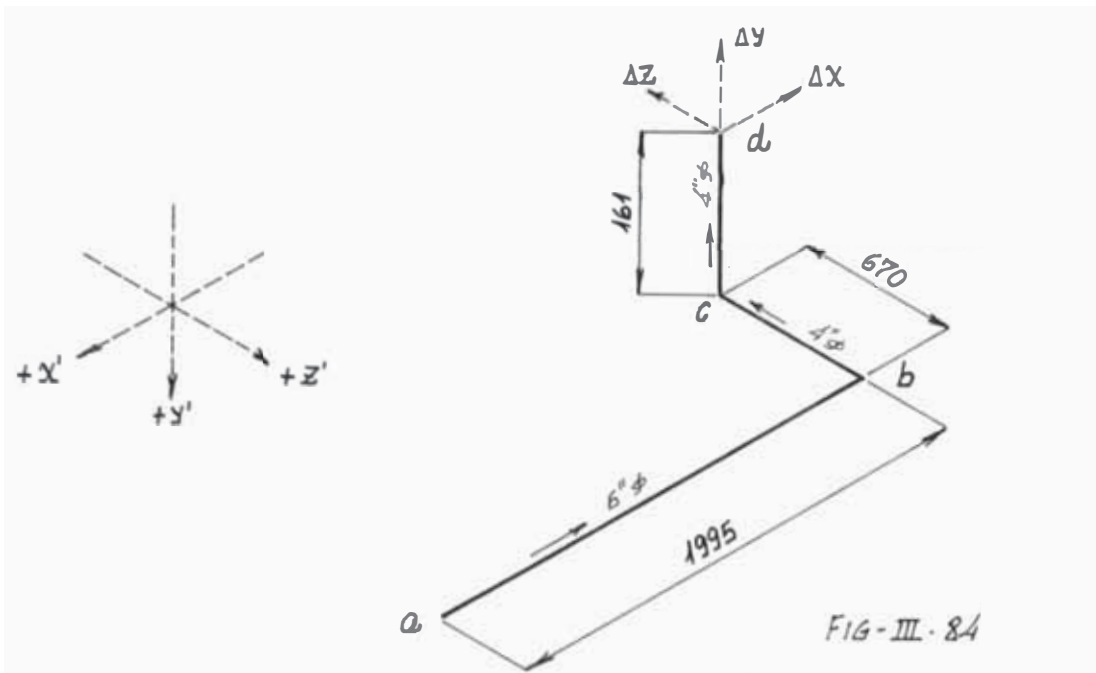


FIG-III-84

En este tramo hay una combinación de tuberías en diámetros de 6" Ø y 4" Ø; por ser más crítico, consideraremos que el sistema es de 6" Ø

Tubería 6" Ø Sch. 40
 $S_m = 139.29 \text{ cm}^3$
 $I_p = 1171.3 \text{ cm}^4$

PLANO XY

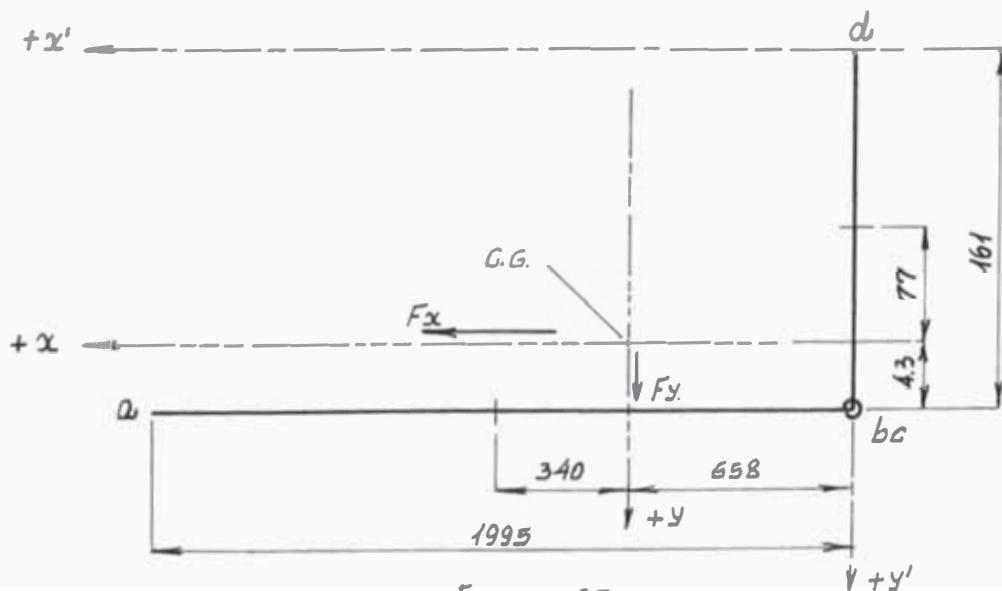


FIG-III-85

Posición del C.G.:

$$\bar{X}' = 658$$

$$\bar{Y}' = 157$$

$$I_{xy} = 8\,721\,589 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 1\,349\,015 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 13\,415\,600\,900 \text{ cm}^3$$

PLANO XZ

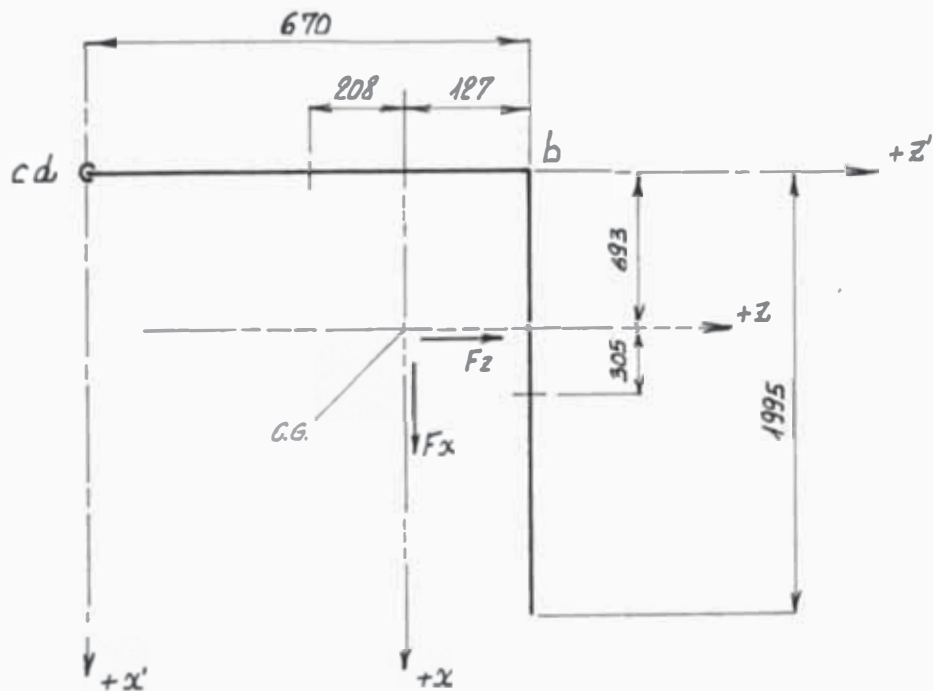


FIG - III - 86

Posición del C.G.:

$$X' = 693$$

$$Z' = 543$$

$$I_{xz} = 253\,282\,000 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 148\,465\,000 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 1\,271\,990\,000 \text{ cm}^3$$

PLANO YZ

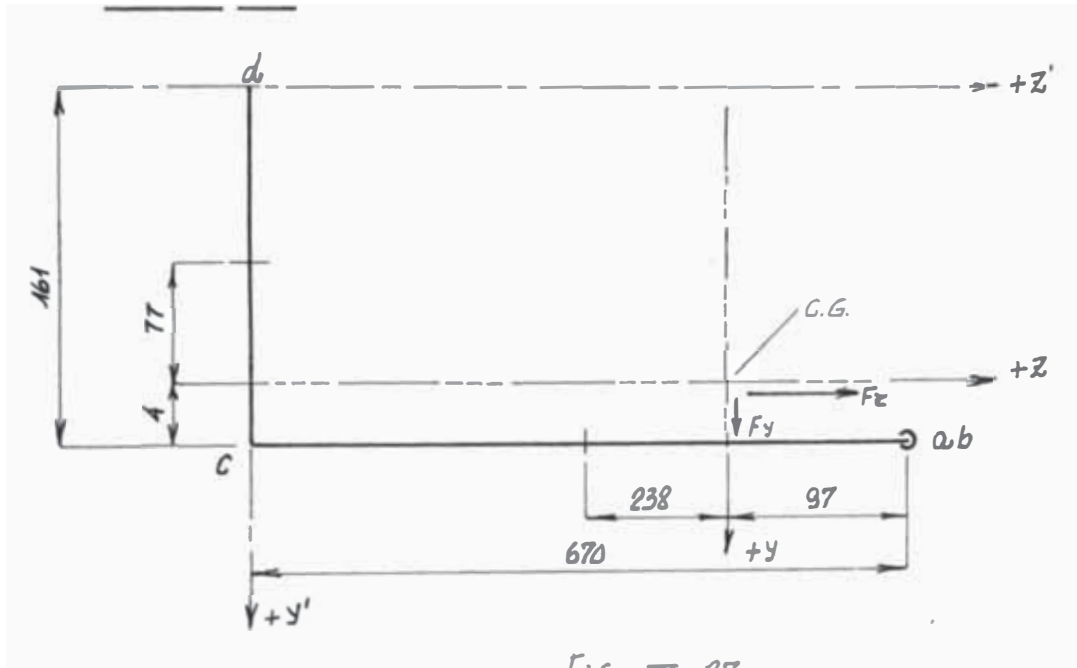


FIG- III. 87

Posición del C.G. :

$$Y' = 157$$

$$Z' = 573$$

$$I_{yz} = 7\,481\,311 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 140\,763\,000 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 1\,355\,527 \text{ cm}^3$$

Valores Totales del Momento de Inercia

$$I_x = 149\,813\,000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 1\,482\,330\,000$$

$$I_z = 1\,273\,350\,000$$

Valores Totales del Producto de Inercia

$$I_{xy} = 8721589$$

$$I_{xz} = 253282000$$

$$I_{yz} = 7481311$$

Distancias :

$$L_x = 1995 \quad L_y = 161 \quad L_z = 670$$

C a la temperatura de 155°C.

resolviendo el sistema de ecuaciones del
it. 3-1.j para estas condiciones
tenemos que:

$$F_x = 76.5 \text{ Kg.}$$

$$F_y = 1.0$$

$$F_z = 17.1$$

Cálculos de los Momentos

Nuestra convención del sentido de giro
es



Punto a

$$M = 12608 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 27.7 \text{ Kg} - \text{cm} \text{ (Plano Yz)}$$

Punto B (como punto de ab)

$$M = 21606 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 28 \text{ Kg} - \text{cm} \text{ (plano ZY)}$$

Punto c (como punto de bc)

$$M = 29750 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 937 \text{ Kg} - \text{cm} \text{ (Plano XY)}$$

Punto d (como punto de cd)

$$M = 11638 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 29746 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Cálculo de los esfuerzos

Cúadro N° III.88

PUNTO	PERTENECIENTE AL SEGMENTO	SB Kg/cm ²	S _t Kg/cm ²	S _E Kg/cm ²
a		90.3	0.1	90.3
b	ab	154.7	0.1	154.7
c	bc	213	3.4	213.1
d	cd	83.3	106.3	229.

habiendo desarrollado los tramos mencionados y obtenidos los esfuerzos permisibles S_A para el material usado en esta tubería :

ASTM	A53	Gr.	A	$S_A = 1136.8 \text{ Kg/cm}^2$
ASTM	A53	Gr.	B	$S_A = 1341.5 \text{ Kg/cm}^2$

Podemos expresar que los esfuerzos S_E para los tramos analizados $S_E < S_A$

entonces el sistema tiene la suficiente flexibilidad y bajo "este criterio únicamente", es innecesario el uso de junta - de dilatación.

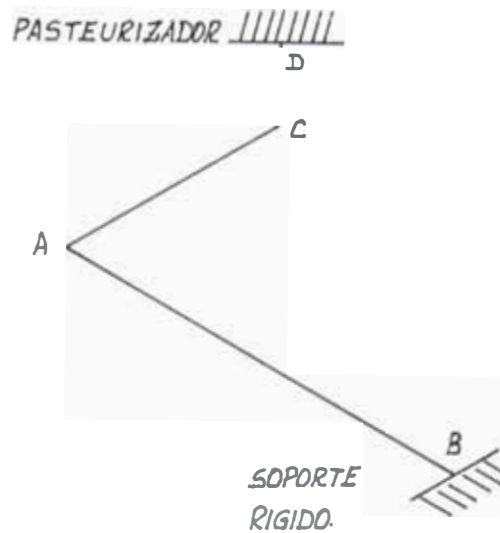
3-1-1a. Alternativas Para la Instalación de Juntas de Dilatación en la Red de Vapor

- Según el análisis de flexibilidad los tramos - cabecero - soporte rígido y soporte rígido lavadora de botellas posee una flexibilidad adecuada de tal manera que hace innecesario la instalación de juntas de dila-

tación, porque ante el requerimiento de expansión térmica poseen la capacidad de deformarse sin inducir grandes esfuerzos.

Consideramos además, que éstos tramos están convenientemente soportados.

- El tramo soporte rígido - pasteurizador según el análisis de flexibilidad es adecuado para no usar junta de dilatación, más queremos señalar algunas inconveniencias de éste tramo :
 - apreciable longitud y como consecuencia, dilataciones grandes.
 - Consideramos que los soportes colgantes en que estará apoyada la red no son suficientes ante los requerimientos externos, como son los sismos



Ante estas circunstancias se presenta la alternativa de instalar un soporte en el tramo cuyo esquema se muestra; el punto aparente para ello es el punto A más la solución tiene los siguientes inconvenientes:

- tramo AB muy rígido (sin flexibilidad)
- tramo ACD muy rígido (sin flexibilidad)

Al presentarse este problema de carencia de flexibilidad (se producen grandes esfuerzos) que dan como alternativas de flexibilizarlo:

- Variar la configuración incluyendo "Liras" o disposiciones

que aumentan al flexibilidad.

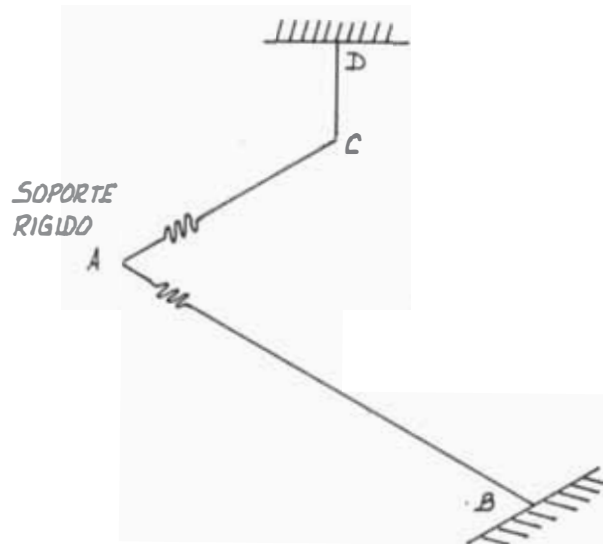
- Instalar juntas de dilatación. Desechamos la primera alternativa porque no tenemos el espacio suficiente para ello y presentamos como solución la instalación de 2 juntas de dilatación (Tramos AB y AC).

También queremos señalar las ventajas y desventajas de esta solución:

- Desventaja económica como consecuencia de la instalación de 2 juntas de dilatación y un soporte rígido.
- Sustancial mejora relativa a la manera adecuada de soportar la tubería, especialmente contra cargas externas y fuerza ejercidas por el fluido; comparada con la forma de soportar la tubería únicamente con soportes colgantes.

Selección de las Juntas de Dilatación

La instalación de las juntas, estimamos es conveniente esten contiguas al soporte rígido



(al soporte rígido instalado en A le denominaremos soporte rígido II).

Tramo Soporte Rígido I

Tramo Soporte Rígido II (AB)

Dilatación : 58.2 mm. (2.3")

seleccionamos: Junta de 6" Ø x

3" carrera

tipo below (fuelle), self equalizing, acero inoxidable.

marca Zallea o equivalente.

Tramo Soporte II - Acometida
(AC)

Dilatación : 30.5 mm (1.2")
seleccionamos: junta 6" Ø x
1½ carrera tipo below (fuelle)
self equalizing, acero inoxi -
dable, marca Zallea o equiva -
lente.

3-1-2. Red de Condensado .

El análisis de flexibilidad será
hecho para la línea que trae el
condensado desde el pasteuriza -
dor de la línea # 4 al cabecero,
debido a su mayor expansión tér -
mica.

Consideramos necesario la coloca
ción de un soporte rígido en el
tramo mencionado en el punto don
de la tubería siendo paralela al
eje H dobla a 90º y se hace para
lelo al eje 27; dividiendo la lí
nea en 2 sectores principales:

- a) Tramo cabecero - soporte rígido; (5" Ø) consideramos empotrado entre estos puntos.
- b) Tramo soporte rígido - Pasteurizador; tubería de 5" Ø, consideramos empotrado entre soporte rígido y la conexión con el pasteurizador.

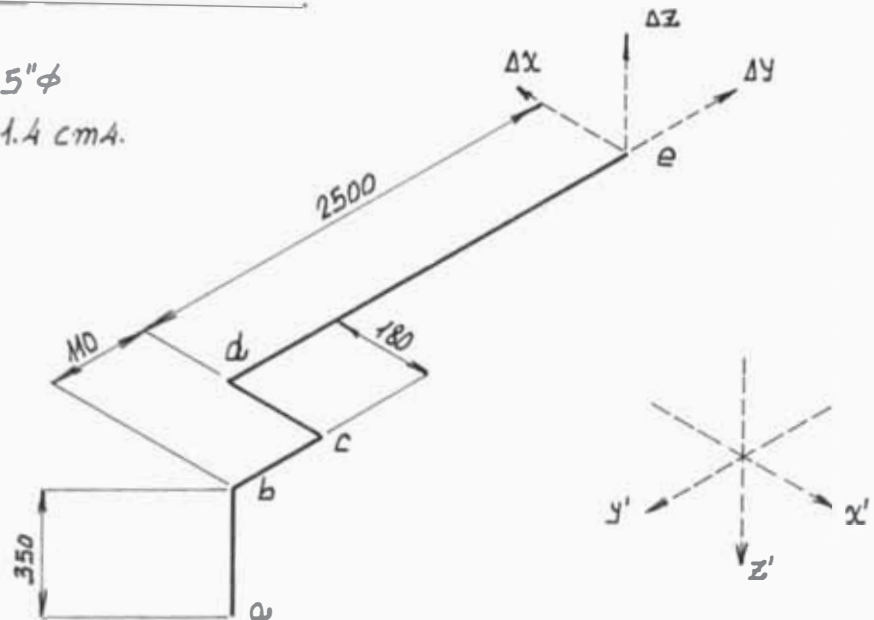
El propósito es dar la adecuada flexibilidad.

Las líneas de condensado que traen este fluido desde las lavadoras de las líneas Nº 3 y Nº 4 al cabecero (en forma separada) serán analizadas - cada una en forma independiente debido a su configuración distinta.

TUBERIA DE CONDENSADO

TUBERIA AL PASTEURIZADOR.

TUBERIA 5"φ
 $S_m = 631.4 \text{ cm}^2$.



PLANO XZ

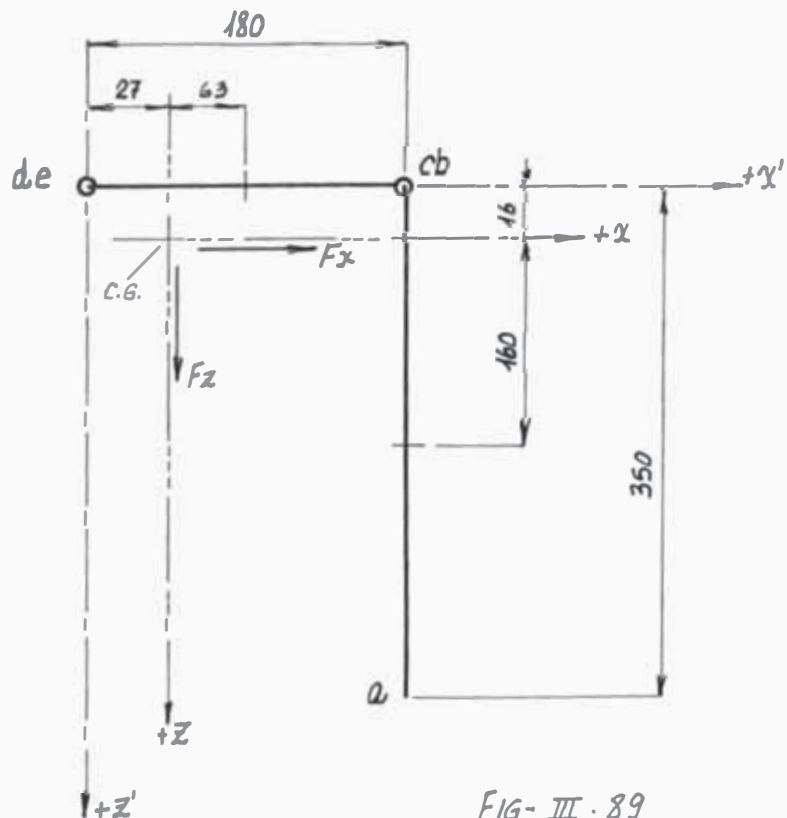


FIG- III . 89

De modo análogo al utilizado en el it. 3-1-1
determinamos:

Posición del C.G.

$$\bar{X}' = 27$$

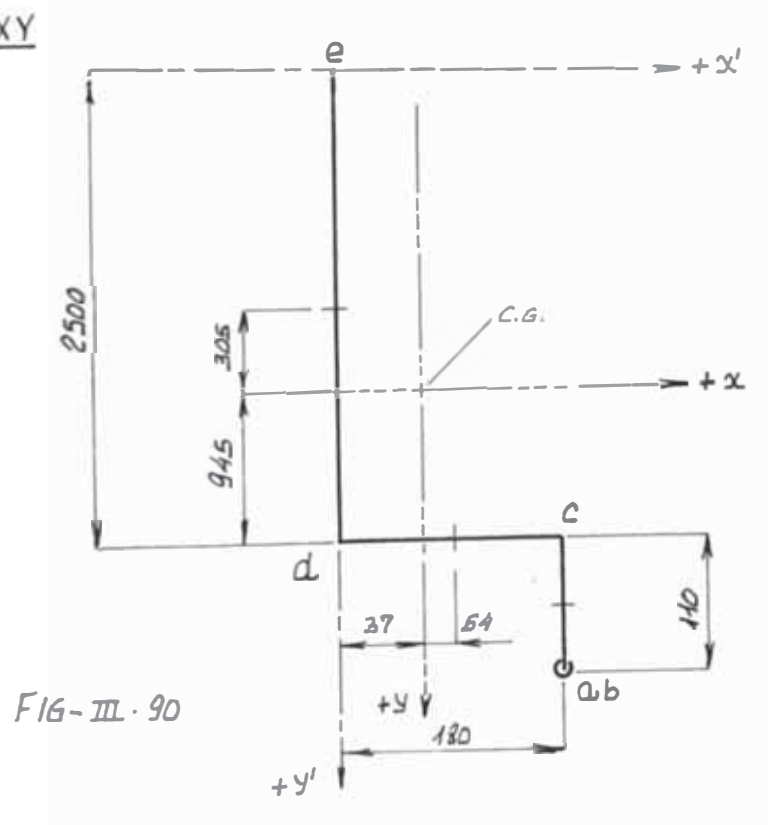
$$Y' = 16$$

$$I_{xz} = 9\,420\,024 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 13\,393\,415 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 15\,144\,416 \text{ cm}^3$$

PLANO XY



Posición del C.G.

$$\bar{X}' = 37$$

$$Y' = 1555$$

$$I_{xy} = 122\,028\,000$$

PLANO yz

$$I_x = 2312980000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 16039511 \text{ cm}^3$$

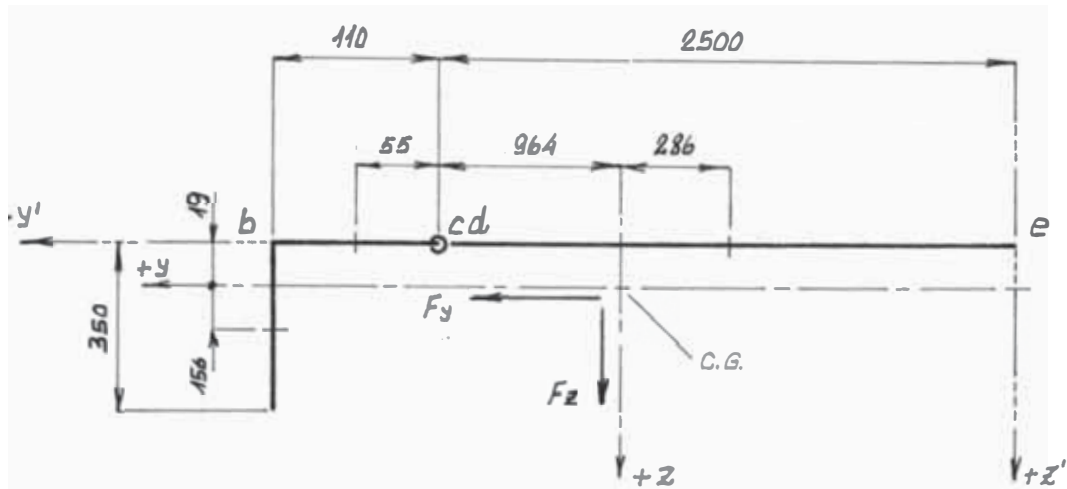


FIG - III. 91

Posición del C.G.

$$\bar{y}' = 1535$$

$$\bar{z}' = 19$$

$$I_{yz} = 38\ 567\ 545 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 13\ 173\ 847 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 2\ 241\ 020\ 000 \text{ cm}^3$$

Valores Totales del Producto de Inercia

$$I_{xy} = 1\ 220\ 28000$$

$$I_{xz} = 9\ 420\ 024$$

$$I_{yz} = 38\ 567\ 545$$

Valores Totales del Momento de Inercia

$$I_x = 2\ 326\ 370\ 000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 29\ 213\ 358$$

$$I_z = 2\ 256\ 170\ 000$$

$$LX = 180 \quad LY = 2610 \quad LZ = 350$$

Temperatura 155°C el valor de C para esta condición.

Resolviendo el sistema de ecuaciones N° 3-1.J para esta condición.

$$F_X = 12.3 \text{ Kg.}$$

$$F_Y = 227.3 \text{ Kg}$$

$$F_Z = 4.1 \text{ Kg.}$$

Cálculo de los Momentos

Nuestra convención de signos es

Punto a

$$M = 70993 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 19680 \text{ Kg - cm (plano XY)}$$

Punto b (Como punto de ab)

$$M = 8798 \text{ Kg -cm}$$

$$T = 19680 \text{ Kg - cm (plano XY)}$$

Punto c (como punto de bc)

$$M = 8354 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 820 \text{ Kg - cm (plano XZ)}$$

Punto d (como punto de cd)

$$M = 19909 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 8313 \text{ Kg} - \text{cm} \text{ (plano YZ)}$$

Punto e (como punto de de)

$$M = 10934 \text{ Kg} - \text{cm}$$

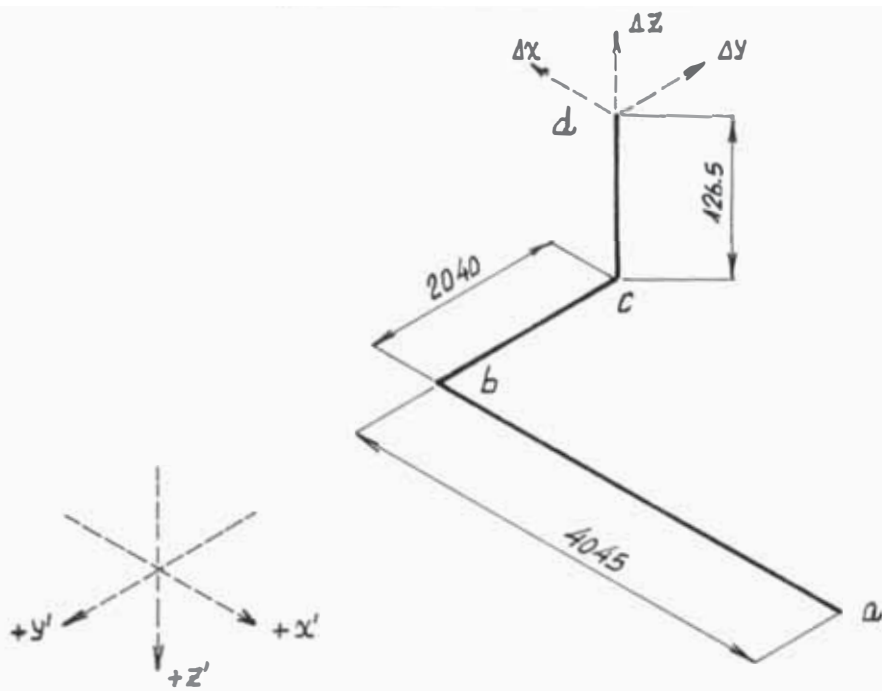
$$T = 82.6 \text{ Kg} - \text{cm} \text{ (plano XZ)}$$

Determinación de los Esfuerzos

Cuadro N° III.92

PUNTO	PERTENECIEN TE AL SEGME.	S_B Kg/cm ²	S_t Kg/cm ²	S_E Kg/cm ²
a		793	109.8	822.7
b	ab	98.3	110	240.8
c	bc	93.3	4.6	93.7
d	cd	222.3	15.5	224.4
e	de	122.1	0.5	122.1

TRAMO AL PASTEURIZADOR



PLANO xy

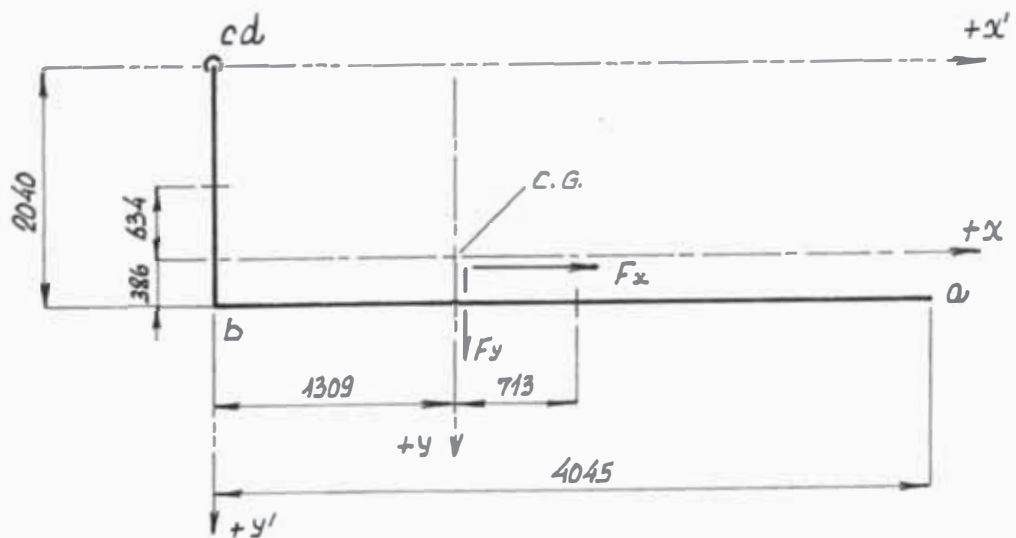


FIG- III. 93

$$I_{xy} = 3162820000 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 2580060000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 11349600000 \text{ cm}^3$$

PLANO XZ

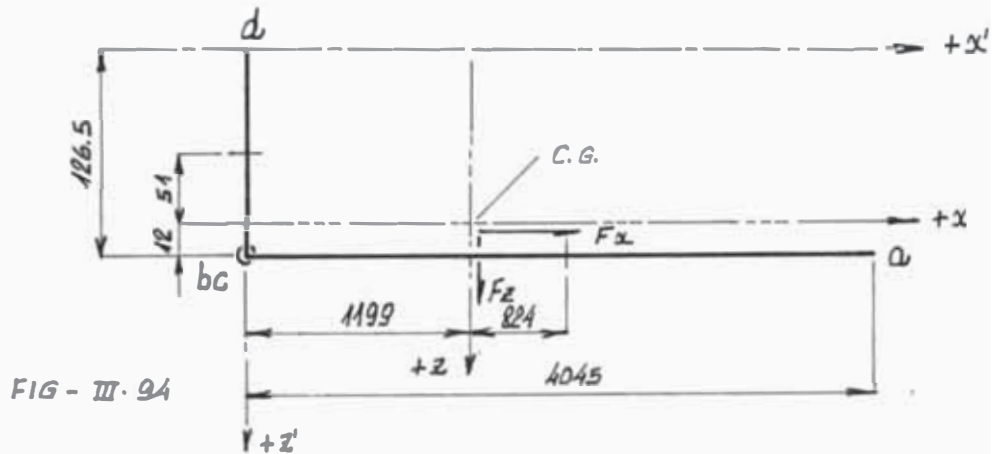


FIG - III - 94

Posición del C.G.

$$\bar{X}' = 1199$$

$$\bar{Z}' = 114$$

$$I_{xz} = 9868421 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 1493714 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 12200000000 \text{ cm}^3$$

PLANO YZ

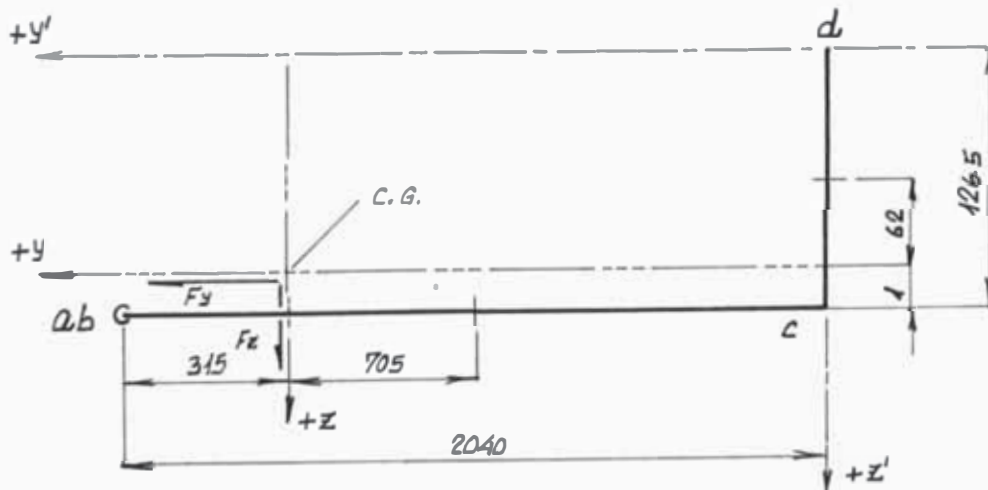


FIG - III - 95

Posición del C.G:

$$Y' = 1725 \qquad Z' = 125.5$$

$$I_{yz} = 13801631 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 666012 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 2619590000 \text{ cm}^3$$

Valores Totales del Momento de
Inercia

$$I_x = 2581550000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 11350310000 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 14869600000 \text{ cm}^3$$

Valores Totales del Producto de
Inercia

$$I_{xy} = 3162820000 \text{ cm}^3$$

$$I_{yz} = 13801631 \text{ cm}^3$$

$$I_{xz} = 9868421 \text{ cm}^3$$

C a la temperatura de 155° C

Resolviendo el sistema de ecuaciones del it. 3-1.J para estas condiciones tenemos:

$$F_x = 5.5 \text{ Kg.}$$

$$F_y = 2 \text{ Kg.}$$

$$F_z = 0.1 \text{ Kg.}$$

Cálculo de los Momentos

Nuestra Convención de signos es



Punto a

$$M = 2866 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = -4.8 \text{ Kg} - \text{cm} \quad (\text{plano YZ})$$

Punto b (como punto de ab)

$$M = 4489 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = -4.8 \text{ Kg} - \text{cm} \quad (\text{plano YZ})$$

Punto c (como punto de bc)

$$M = 6678 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 92.1 \text{ Kg} - \text{cm} \quad (\text{plano XZ})$$

Punto d (como punto cd)

$$M = 685 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 6678 \text{ Kg} - \text{cm} \quad (\text{plano XY})$$

Cálculo de los Esfuerzos

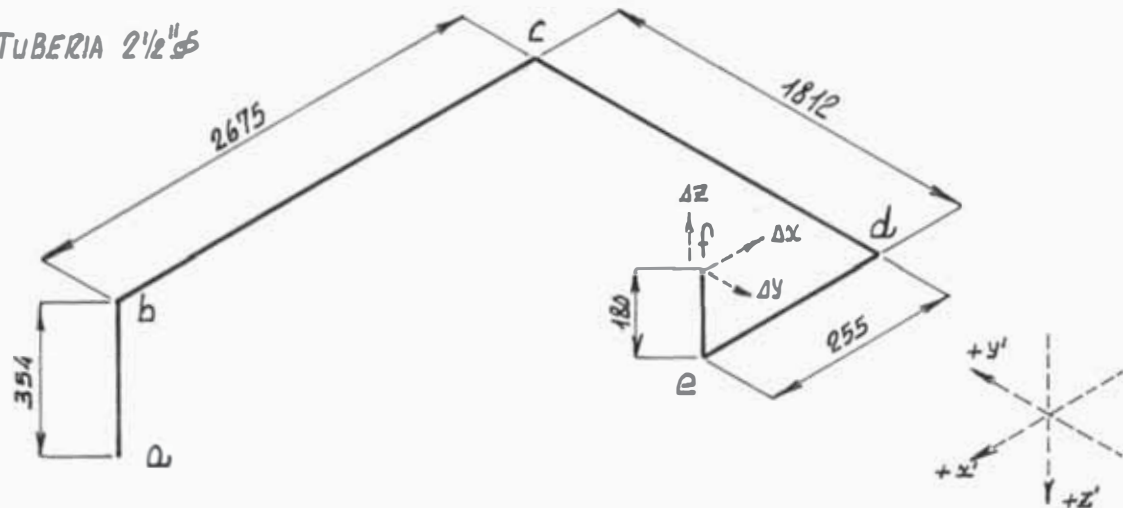
$$S_m = 89.31 \text{ cm}^3$$

CUADRO III. 96

PUNTO	PERTENECE AL SEGEMENTO	S_B Kg/cm ²	S_t ² Kg/cm ²	S_E Kg/cm ²
a		32	0.03	32
b	ab	50.13	0.03	50.13
c	bc	74.6	0.51	74.6
d	cd	7.7	37.3	38.0

TUBERIA DE CONDENSADO DE LA LAVADORA DE BOTTELLAS DE LA LINEA N° 3.

TUBERIA 2 1/2" ϕ



PLANO XY

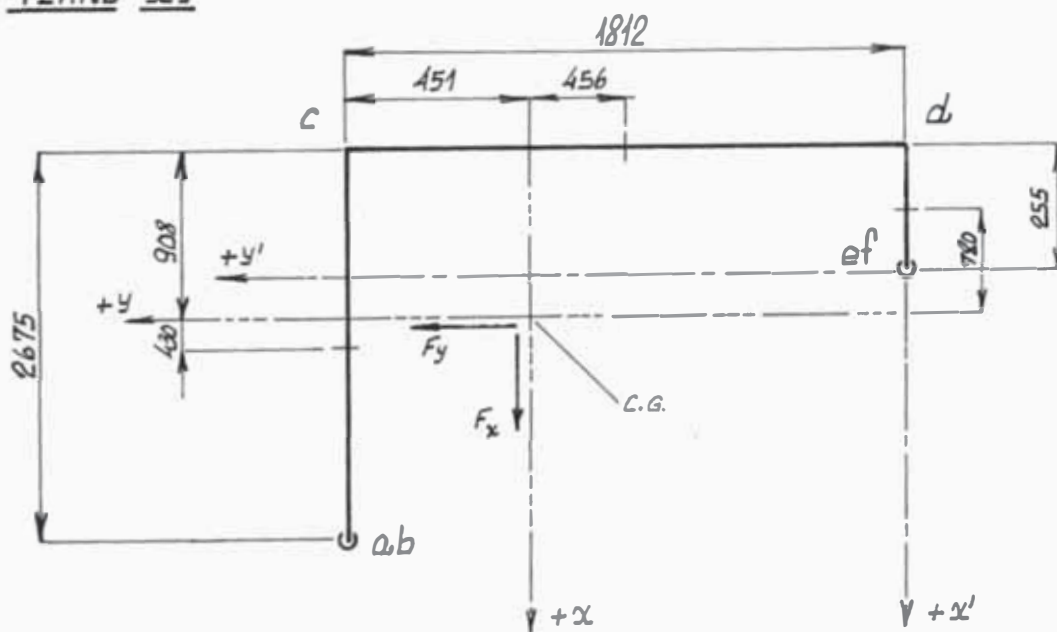


FIG- III- 97

Posición del C.G.:

$$\bar{X}' = 652$$

$$\bar{Y}' = 1362$$

$$I_{xy} = 2\ 114\ 100\ 000\ \text{cm}^3$$

$$I_x = 2\ 420\ 480\ 000\ \text{cm}^3$$

$$I_y = 5\ 273\ 270\ 000\ \text{cm}^3$$

PLANO XZ

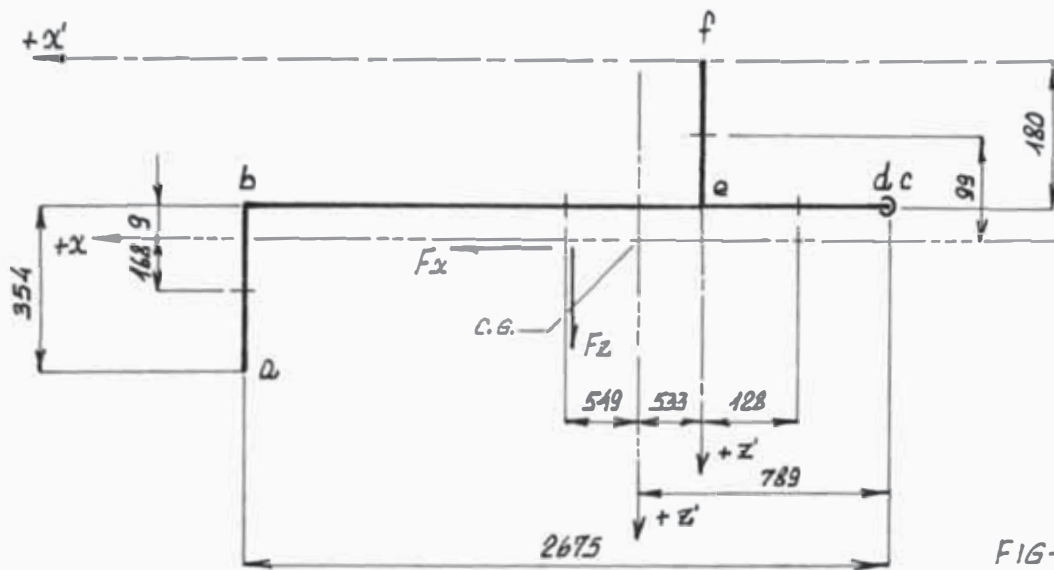


FIG-III-98

Posición del C. G. :

$$\bar{X}' = 533$$

$$\bar{Z}' = 189$$

$$I_{xz} = 126\,474\,000 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 16\,310\,504 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 5\,295\,130\,000 \text{ cm}^3$$

PLANO YZ

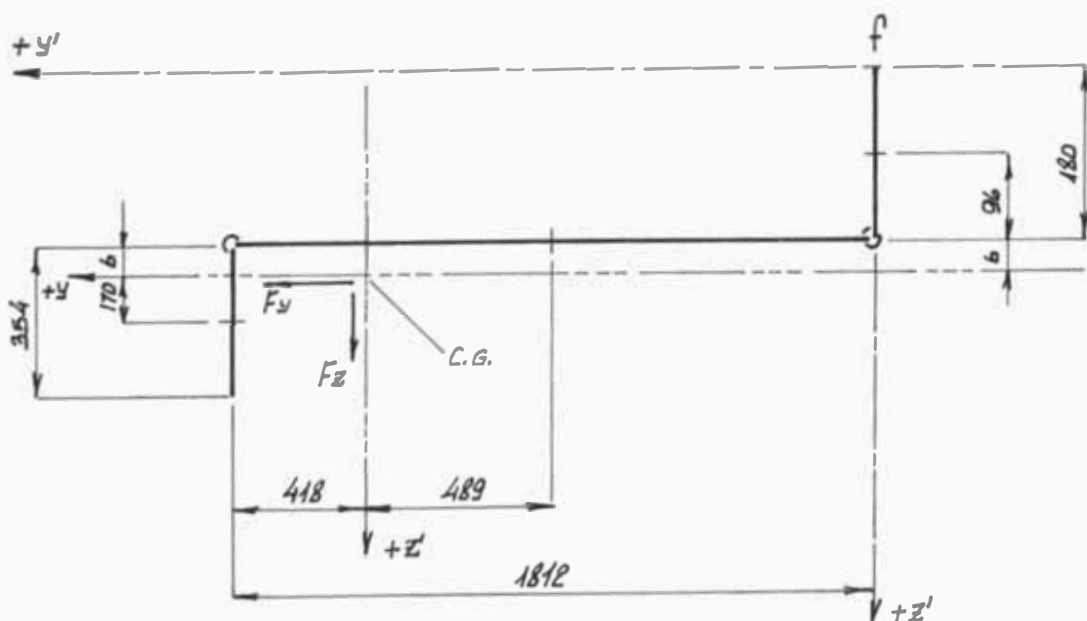


FIG-III-99

Posición del C.G:

$$Y' = 1395 \qquad Z' = 186$$

$$I_{yz} = 48683738 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 16335990 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 2597260000 \text{ cm}^3$$

$$L_x = 2420 \text{ cm} \quad L_y = 1815 \text{ cm}$$

$$L_z = 534 \text{ cm.}$$

$$I_p = 25.1 \text{ cm}^3$$

Usando un C para 155° C resolvemos el sistema de ecuaciones - del it. 3-1.J

Obtenemos:

$$F = 0.4 \text{ Kg.}$$

$$F_y = 0.2 \text{ Kg.}$$

$$F = 0.1 \text{ Kg.}$$

Cálculo de los Momentos :

Punto a

$$M = 111 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 201.4 \text{ (plano XY)}$$

Punto b (como punto de ab)

$$M = 42.3 \text{ Kg-cm}$$

$$T = 201.4 \text{ Kg} - \text{cm (plano XY)}$$

Punto c (como punto de bc)

$$M = 201.7 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = -9.6 \text{ Kg} - \text{cm (plano YZ)}$$

Punto d (como punto de cd)

$$M = 319 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 12.3 \text{ (plano XZ)}$$

Punto e (como punto de de)

$$M = 371.5 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 26.6 \text{ Kg} - \text{cm (plano YZ)}$$

Punto f (como punto de ef)

$$M = 60.7 \text{ Kg} - \text{cm}$$

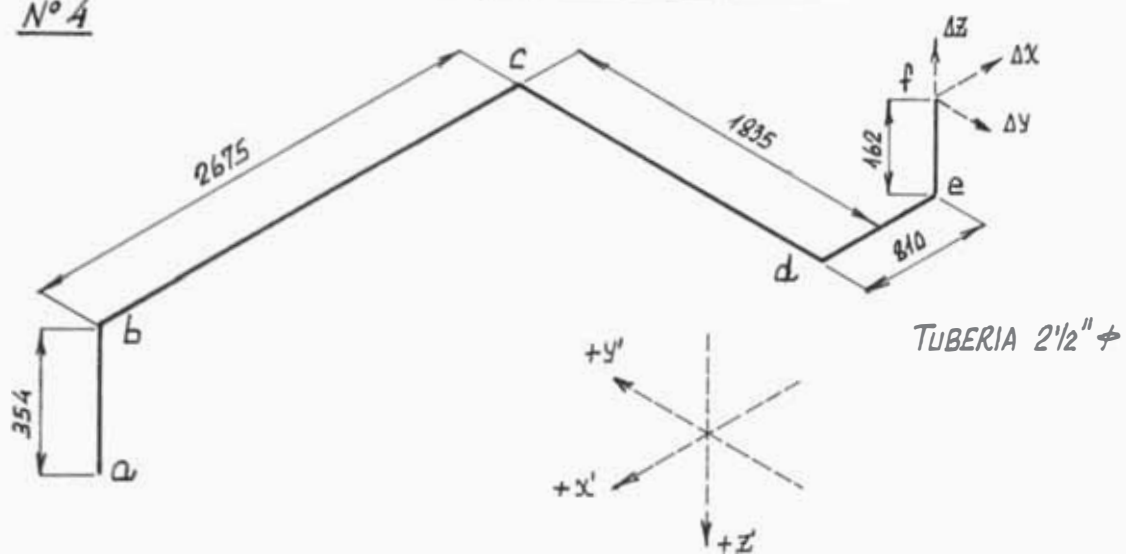
$$T = 371 \text{ Kg} - \text{cm} \text{ (plano XY)}$$

Cuadro N° III.100

CALCULO DE LOS ESFUERZOS

PUNTO	PERTENECE AL SEGMENTO.	S_B Kg/cm ²	S_t Kg/cm ²	S_E Kg/cm ²
a		6.35	5.76	13.16
b	ab	2.4	5.76	11.8
c	bc	11.5	0.3	11.6
d	cd	18.3	0.3	18.3
e	de	21.3	0.8	21.3
f	ef	3.5	10.6	21.3

TUBERIA DE CONDENSADO DE LA LAVADORA DE BOTELLAS DE LA LINEA N° 4



PLANO XY

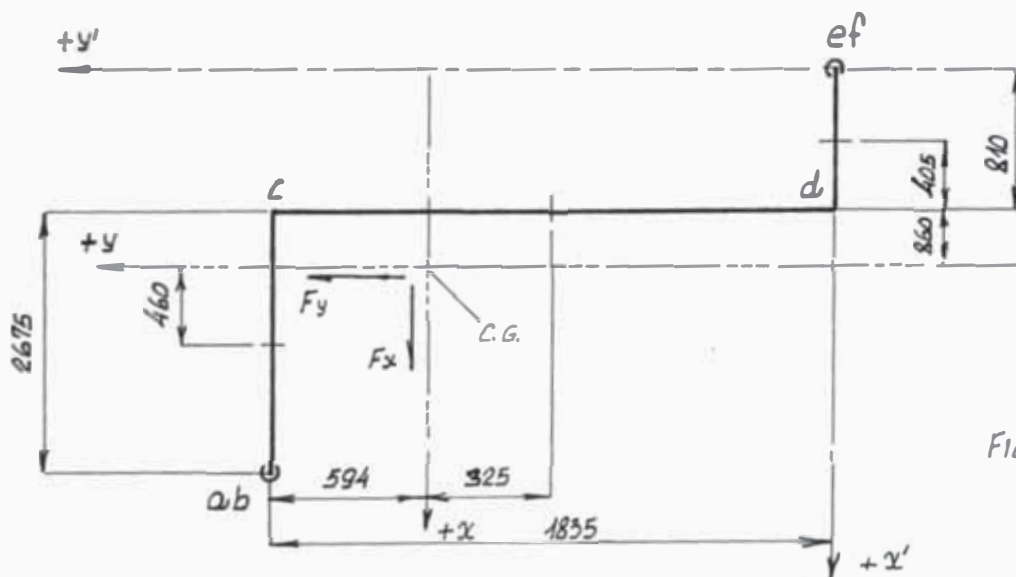


FIG - III - 101

Posición del C.G. :

$$\bar{X}' = 1670$$

$$\bar{Y}' = 1245$$

$$I_{xy} = 3450140000 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 3397000000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 6958840000 \text{ cm}^3$$

PLANO xz

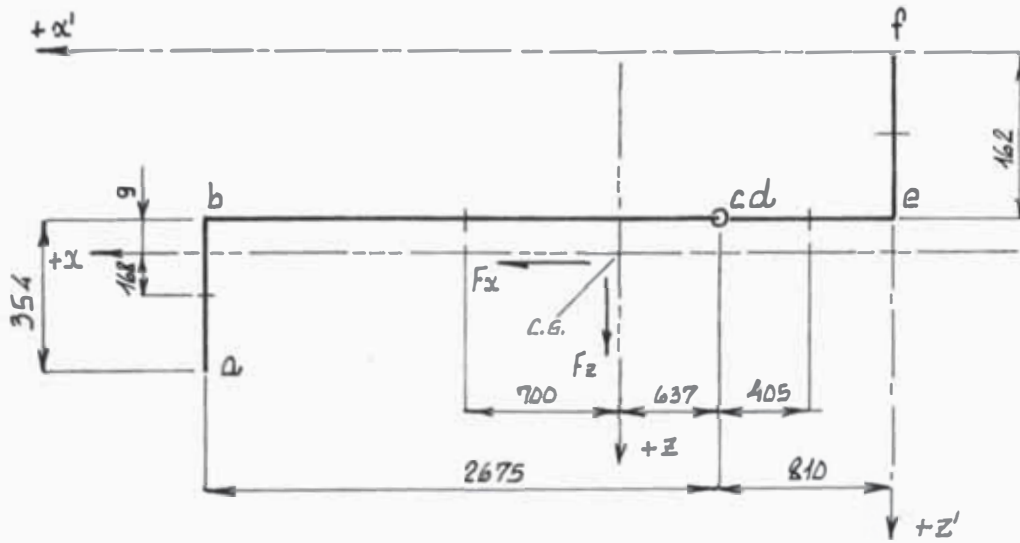


FIG-III. 102

Posición del C.G.

$$\begin{aligned} \bar{X}' &= 1448 & \bar{Z}' &= 171 \\ I_{xz} &= 146332000 \text{ cm}^3 \\ I_x &= 15769652 \text{ cm}^3 \\ I_z &= 6609320000 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

PLANO yz

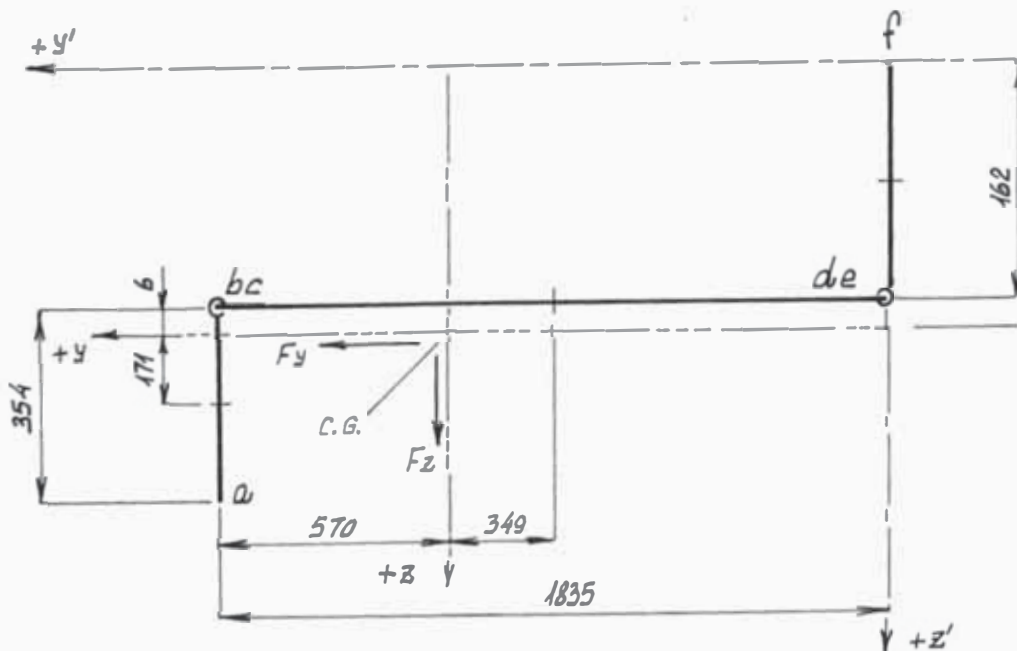


FIG - III. 103

Posición del C.G:

$$\bar{Y}' = 1268 \quad \bar{Z}' = 168$$

$$I_{yz} = 52165295 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 15792305 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 3940230000 \text{ cm}^3$$

Valores Totales del Momento de
Inercia

$$I_x = 3412780000 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 6974630000 \text{ cm}^3$$

$$I_z = 10549500000 \text{ cm}^3$$

Valores Totales del Producto de
Inercia

$$I_{xy} = 3450140000 \text{ cm}^3$$

$$I_{xz} = 146332000 \text{ cm}^3$$

$$I_{yz} = 52165295 \text{ cm}^3$$

$$L_x = 3485 \text{ cm} \quad L_y = 1835 \text{ cm}$$

$$L_z = 515 \text{ cm}$$

$$I_p = 25.1 \text{ cm}^3$$

C para una temperatura de 155°C
y resolviendo el sistema de -
ecuaciones del it. 3-1.J obtene
mos:

$$F_x = 0.5 \text{ Kg.}$$

$$F_y = 0.3 \text{ Kg.}$$

$$F_z = 0.1 \text{ Kg.}$$

Cálculo de los Momentos

Punto a

$$M = 162 \text{ Kg - cm.}$$

$$T = 241.4 \text{ Kg - cm (Plano XY)}$$

Punto b (como punto de ab)

$$M = 41.8 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 241.4 \text{ Kg - cm (Plano XY)}$$

Punto c (como punto de bc)

$$M = 544.5 \text{ Kg - cm}$$

$$T = -11.8 \text{ Kg - cm (plano YZ)}$$

Punto d (como punto de cd)

$$M = 359 \text{ Kg - cm}$$

$$T = 6.7 \text{ Kg - cm (plano XZ)}$$

Punto e (como punto de de)

$$M = 122 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$T = 20.4 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \quad (\text{plano YZ})$$

Punto f (como punto ef)

$$M = 64.2 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$T = 120 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \quad (\text{plano XY})$$

Cuadro N° III.104

CALCULO DE LOS ESFUERZOS

PUNTO	PERTENECE AL SEGEMENTO	S_B Kg/cm ²	S_t Kg/cm ²	S_E Kg/cm ²
a		9.3	6.9	16.6
b	ab	2.4	6.9	14.0
c	bc	31.2	-0.34	31.2
d	cd	20.5	0.19	20.5
e	de	7.0	0.6	7.1
f	ef	3.7	3.4	7.8

Habiendo desarrollado los tramos mencionados y calculado el es -

fuerzo permisible S_A para el material usado en esta tubería:

$$\text{ASTM A53 Gr. A} : S_A = 1136.8 \text{ Kg/cm}^2$$

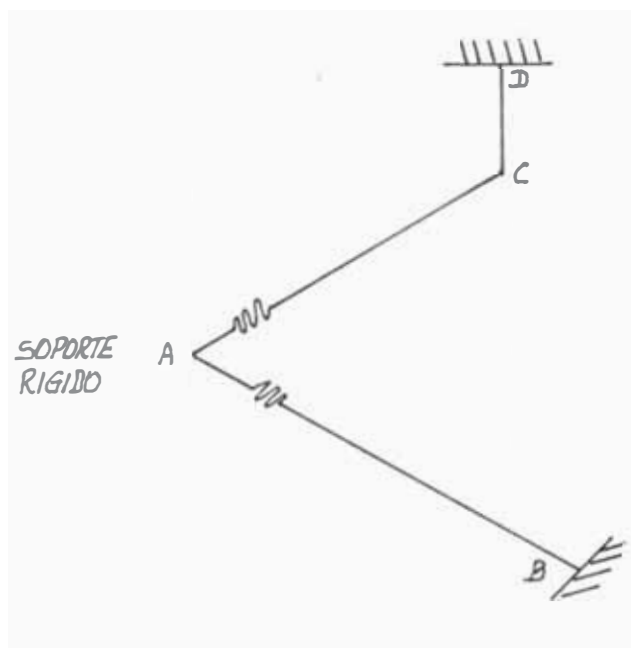
$$\text{ASTM A53 Gr. B} : S_A = 1341.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Podemos expresar que los esfuerzos S_E para los tramos analizados $S_E \ll S_A$; el sistema tiene la suficiente flexibilidad y bajo este criterio no es necesaria la instalación de juntas de dilatación en estos tramos.

3-1-2.a. Alternativas Para la Instalación de Juntas de Dilatación en la Red de Condensado

Haciendo un análisis similar al que corresponde al punto III-3-1-1a "alternativas para la instalación de juntas de dilatación en la red de vapor" llegamos a una conclusión casi idéntica:

- a) El tramo soporte rígido - cabecero posee la flexibilidad adecuada de tal manera que se hace innecesaria la instalación de junta de dilatación
- b) El tramo soporte rígido - pasteurizador por las causas que se especifican en el ítem similar; de la red de vapor, instalaremos un soporte rígido juntas de dilatación contiguas a él como se muestra en el diagrama.



Selección de Juntas de Dilatación

Estimamos conveniente estén instaladas en forma contigua el soporte rígido (al soporte rígido instalada en A lo llamaremos soporte rígido II)

Tramo soporte rígido I -

Soporte rígido II

Dilatación : 32.5 mm. (1.28")

Seleccionamos: junta de 5" Ø x 1 9/16" carrera tipo below (fuelle), acero inox. tipo mon equalizing, Zallea o similar.

Tramo soporte rígido II -

Acometida

Dilatación : 19.4 mm. (0.76")

Seleccionamos: Junta de 5" Ø x 1 1/2" carrera tipo below (fuelle), - acero inox. Zallea o similar.

Las líneas que traen condensado desde las lavadoras de botellas de las líneas 3 y 4 hasta el cabecero consideramos no necesitan junta de expansión por poseer adecuada flexibilidad y ser de pequeño diámetro. (No rígido)

3-2 Cálculo de los Esfuerzos Mecánicas

En la fig. # III.70 están graficados los esfuerzos que ocurren en una tubería, y en los it. 3-3.f 3-3.g, 3-3.f, 3-3q se especifica la manera de evaluarlos.

Y en la fórmula del it. 3-3.q la manera de calcular el esfuerzo total, combinación de éstos.

Calculamos los esfuerzos que ocurren en las líneas de vapor y condensado.

3-2-1. Esfuerzos Mecánicos en la Línea de Vapor

Realizaremos el análisis para la línea de embotellado Nº 4.

Como $S_L = S_p + S_B$ (térnico),

recuérdese que la presión máxima del vapor es el tramo de tubería de 8" \emptyset y corresponde a

$$P = 608.4 \text{ KPa abs.} \\ = (5.17 \text{ Kg/cm}^2 \text{ mán})$$

Cuadro Nº III.105

a.) CALCULO DEL ESFUERZO S_L

TRAMO	PUNTO	FIGURA	S_p Kg/cm ²	S_B (Térnico) Kg/cm ²	S_L Kg/cm ²
Cabecero - bifurcac.	A	II.72	40.7	438.4	479.1
bifurc. Pasteuriz.	D	III.80	26.8	158.7	185.5
Bifurc. Lav. Bot.	C	III.84	26.8	213	239

b.) CALCULO DE LOS ESFUERZOS S_c

Cuadro Nº III.107

TRAMO	S_c Kg/cm ²
Cabecero - bifurc.	86.6
Bifurc - Pasteur.	58.6
Bifurc - Lav. Bot.	58.6

c. CALCULO DE LOS ESFUERZOS S_t

Cuadro Nº III.108

TRAMO	PUNTO	S_t Kg/cm ²
cabec - bifurc.	A	-129
bifurc - Past.	D	4.7
bifurc- Lav. de botellas	D	106.5

d. CALCULO DE LOS ESFUERZOS RESULTANTES

Cuadro Nº III.109

TRAMO	PUNTO	S Kg/cm ²
Cab. - bifurc.	A	517.7
bifurc.	D	185.7
bifurc. - Lav. de botellas	C	239.1

3-2-2. Esfuerzos Mecánicos en la Tubería de Condensado

Continuando con el procedimiento mencionado en el it. III 3-2-1 - para las condiciones del condensado podemos establecer: (ver - figs. # III.89 y III.93)

a. Pasteurizador

Cuadro Nº III.110 a.

TRAMO	PUNTO	S_p Kg/cm ²	S_B Térmic. Kg/cm ²	S_L Kg/cm ²
cabec.- Columna H	A	9.3	793	802.3
Columna H- Pasteurizad.	C	9.3	74.6	83.9

Cuadro Nº 110 b.

TRAMO	PUNTO	S_t Kg/cm ²
cabecero- Columna H	A	109.8
Columna H - Pasteurizad.	C	0.51

Cuadro Nº III.110 c.

TRAMO	S_c Kg/cm ²
cabecero - Columna H	13.2
Columna H - Pasteuriz.	13.2

CALCULO DE LOS ESFUERZOS RESULTAN-
TES

Cuadro Nº III.111

TRAMO	PUNTO	S
cabecero - Columna H	A	817.4
Columna H - Pasteuriz.	C	83.9

b. Tramo Lavadora de Botellas

Serán calculados los esfuerzos resultantes para la tubería de condensado que viene de la Lavadora de Botellas de las Líneas de embotellado 3 y 4.

Cuadro Nº III.112 a.

TRAMO	S_p Kg/cm ²	S_B Kg/cm ²	S_L Kg/cm ²	PUNTO
Lavadora de Botellas Nº 4	5.6	31.2	36.8	C

Cuadro Nº III. 112 b.

TRAMO	PUNTO	S_t	S_c
Lavadora de Bot. # 4	C	0.34	13.2

Cuadro Nº III.112 c.

TRAMO	PUNTO	S
Lav. de Botellas # 4	C	36.8

Cuadro Nº III.113 a.

TRAMO	PUNTO	S_p Kg/cm ²	S_B Kg/cm ²	S_L Kg/cm ²
Lav. de Bot. Nº 3		5.6	21.3	26.9

Cuadro N° III.113 b.

TRAMO	PUNTO	S_t Kg/cm ²	S_c Kg/cm ²
Lav. de Bot. # 3		0.8	13.2

Cuadro N° III.113 c.

TRAMO	PUNTO	S Kg/cm ²
Lav. de Bot. # 3		26.9

CAPITULO IV

CALCULO Y/O DISEÑO BASICO DE LOS SOPORTES

La ubicación de los soportes será determinada por el diseñador de acuerdo al esquema de tuberías, el grado de dificultad que ofrece la disposición de la obra civil - (aspecto físico) que permita instalar el soporte.

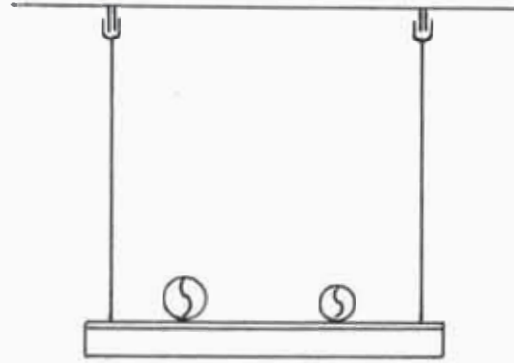
No existen reglas prácticas para dar la localización - exacta de cada soporte, recurriendo la mayoría de los - diseñadores en primera instancia a las tablas de espa - ciamientos que hace referencia la mayoría de los textos especializados. Este espaciamiento indicado en las tablas no debe sobrepasar los esfuerzos admisibles, y cuando la tubería está cargada con agua tampoco debe sobrepasar al deflexión permisible.

Como recomendación en base a la experiencia se debe tener en cuenta la acumulación de condensado en los nive - les bajos de las tuberías que transportan fluidos con - densables.

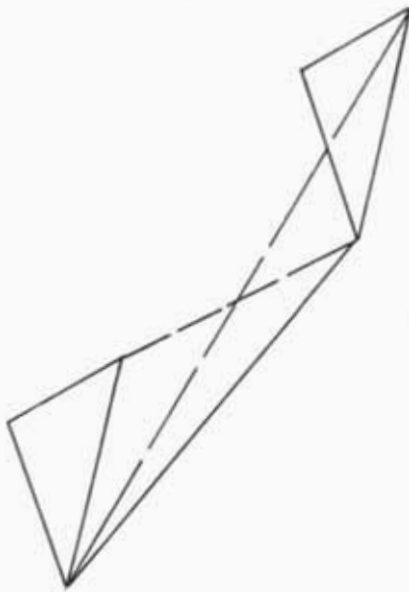
Por convenir a nuestro diseño utilizaremos 3 tipos de - soporte:



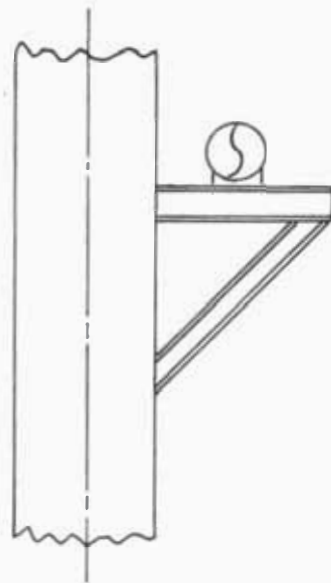
SOPORTE COLGANTE



SOPORTE TIPO
PUENTE



SOPORTE TIPO
PUENTE



SOPORTE RIGIDO

IV-1 SOPORTES FIJOS

Cuyo nombre apropiado también podría ser soportes - rígidos; son elementos que deben ser colocados en lugares en donde se requieran condiciones tales como:

- a) Restringir el movimiento de expansión por incremento de temperatura; en este caso la localización del soporte es significativa.
- b) Donde existen reacciones provocadas por la de flexión que hacen necesaria la colocación de soportes de este tipo.
- c) En lugares donde hay cambios de dirección, y - la evaluación de los fuerzas origindas por el fluído hacen necesaria la colocación de estos - soportes.

En nuestro caso las redes secundarias de servicio - no trabajan a presiones de magnitud considerable, existen juntas de dilatación que absorven la carga axial; hemos decidido el uso de estos soportes para las líneas de vapor y condensado debido a la magnitud de las dilataciones.

1-1. Soportes Fijos Para Tuberías de Vapor

Ubicamos estos soportes en los siguientes lugares (tomemos como refencia el plano T. 02):

1-1-1. Soporte Nº 1

Ubicado en la columna H.27 a fin de restringir la expansión por dilatación a lo largo de la Tubería de 8" Ø (paralela al eje H).

Este tramo está comprendido entre 2 soportes fijos; uno el mencionado y otro el cabecero de vapor.

1-1-2. Soporte Nº 2

Ubicado en la columna H.20 a fin de restringir la expansión por dilatación a lo largo de la tubería de 6" Ø (que va al pasteurizador y es paralela al eje H). Este tramo está comprendido entre dos soportes fijos, el Nº 1 y el que mencionamos en este párrafo, y será fijado en el techo.

Pasaremos a continuación a determinar las fuerzas que actúan sobre el soporte.

1-1-1. Soporte Nº 1

Evaluación de las fuerzas actuantes.

Para puntos 2, 3, 5'

$$m = 2.151 \text{ Kg/S}_c \text{ (4.733 lb/S}_c\text{)}$$

$$V = 0.6842 \text{ m}^3/\text{S}_c \text{ (24.162 ps}^3/\text{S}_c\text{)}$$

$$p = 6.11 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs. (5.074 Kg/cm}^2 \text{ mán).}$$

Para puntos 5, 4.

$$m = 1.67 \text{ Kg/S}_c \text{ (3.672 lb/S}_c\text{)}$$

$$V = 0.64 \text{ m}^3/\text{S}_c \text{ (22.6 ls}^3/\text{S}_c\text{)}$$

$$p = 6.11 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs. (5.074 Kg/cm}^2 \text{ mán.)}$$

Presión exterior - 14.7 psi.
(1.033 Kg/cm²)

Punto 2 (Línea # 3) (Ver fig. IV. 2)

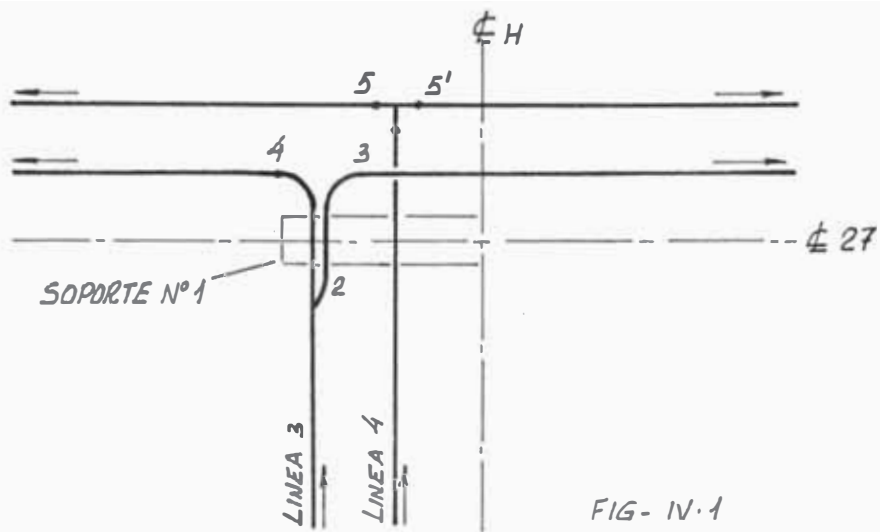


FIG - IV.1

PUNTO 2 (LINEA N°3)

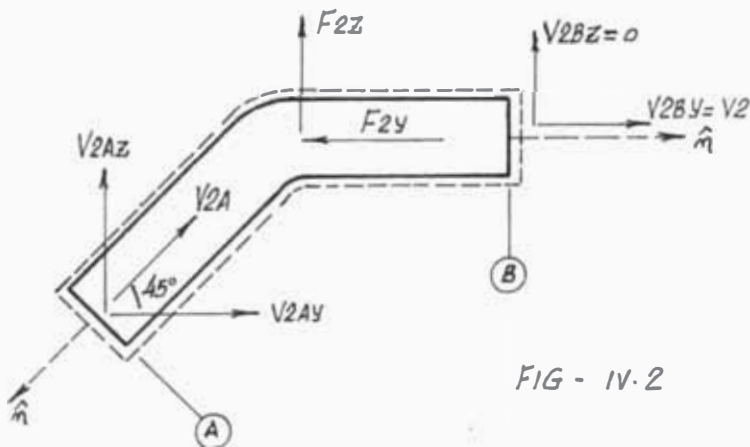
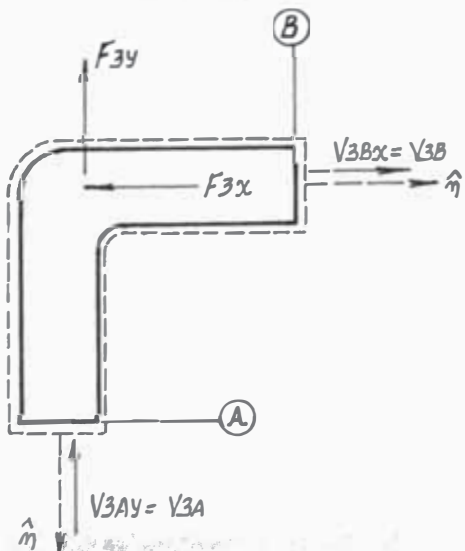
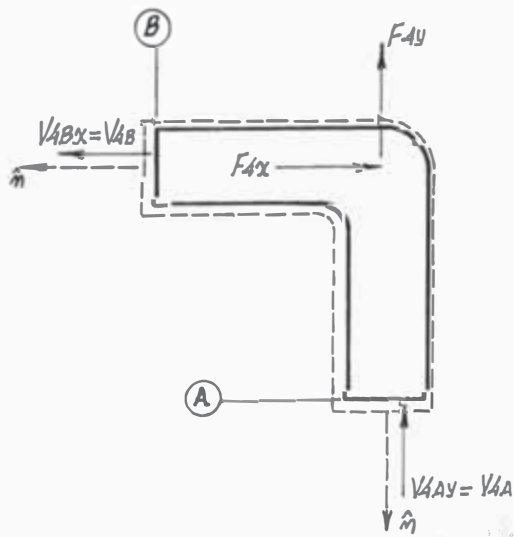


FIG - IV.2

PUNTO 3 (LINEA N°3)



PUNTO 4 (LINEA N°3)



$$F_{2Y} = P_B \text{ mán } A - P_A \text{ mán } A \text{ los } 45^\circ + \dot{m} (\bar{V}_{2BY} - \bar{V}_{2AY})$$

$$F_{2Z} = P_A \text{ mán } A \text{ Sen } 45^\circ + \dot{m} \bar{V}_{2AZ}$$

$$\bar{V}_A = 36.6 \text{ m/S}_c \quad V_{2AZ} = 25.9 \text{ m/S}_c$$

$$\bar{V}_{2AZ} = 36.6 \text{ m/S}_c \quad \bar{V}_{2BY} = 25.9 \text{ m/S}_c$$

$$V_{2BZ} = 0$$

$$F_{2Y} = 351.2 \text{ Kg.}$$

$$F_{2Z} = 1123 \text{ Kg.}$$

De modo similar efectuamos el análisis para los demás puntos y obtenemos:

Punto # 3 (Línea # 3) (Ver fig. IV.3)

$$\bar{V}_{3BX} = \bar{V}_{3AY} = 36.6 \text{ m/S}_c$$

$$F_{3X} = F_{3Y} = 1199 \text{ Kg.}$$

Punto 4 (Línea # 3) (Ver fig. IV.4)

PUNTO 5' (LINEA N°4)

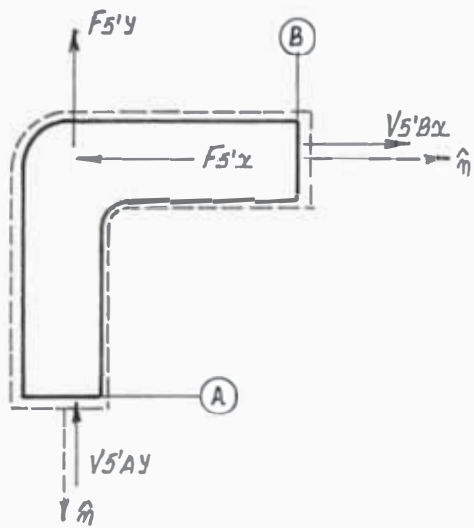


FIG IV-5

PUNTO 5 (LINEA N°4)

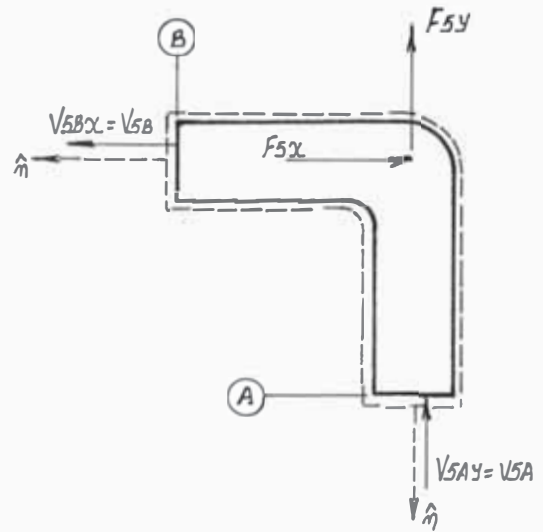


FIG-IV-6

$$F_{4X} = F_{4Y} = 1129 \text{ Kg.}$$

Punto 5 y 5' (Línea # 4).

El efecto de la TEE lo hacemos similar al efecto que producen 2 codos en las direcciones correspondientes.

Punto 5' (Línea # 4) (Ver fig. IV. 5)

$$F_{5'X} = F_{5'Y} = 1199 \text{ Kg.}$$

Punto 5 (Línea # 4) (Ver fig. IV.6)

$$F_{5X} = F_{5Y} = 1129 \text{ Kg.}$$

Habiendo determinado las fuerzas originadas por la presión y cambio de la cantidad de movimiento graficamos el diagrama de cargas producidas (Ver fig. IV.7).

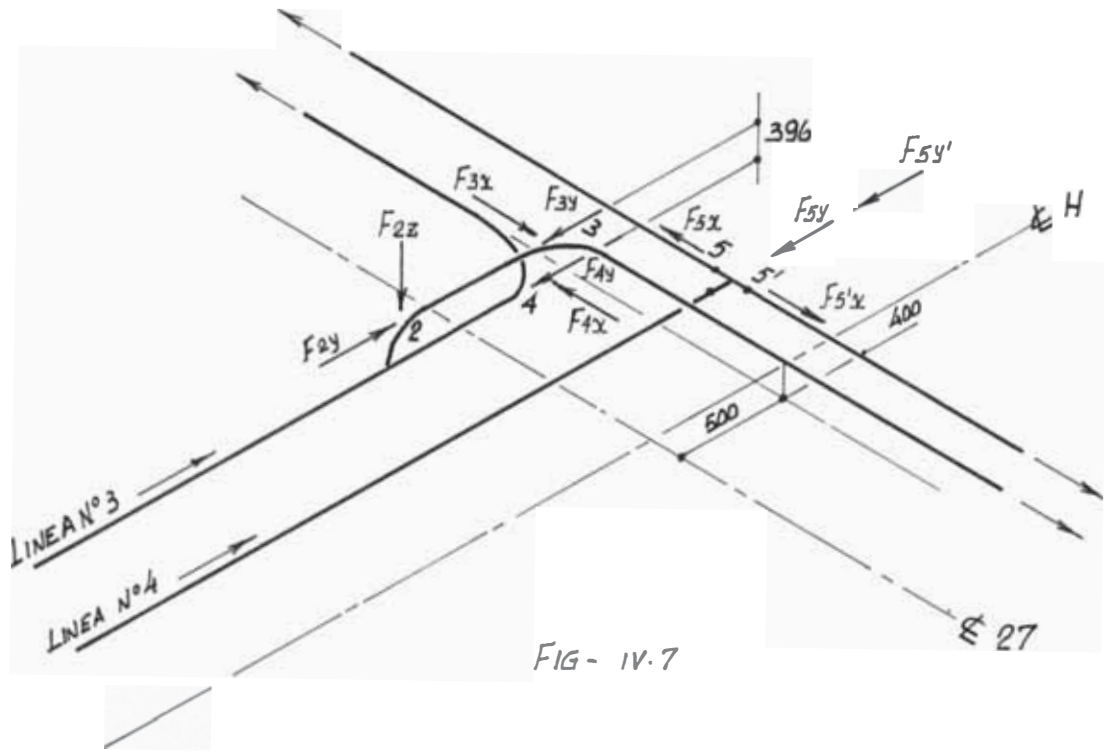


FIG - IV.7

DIAGRAMA DE CARGAS

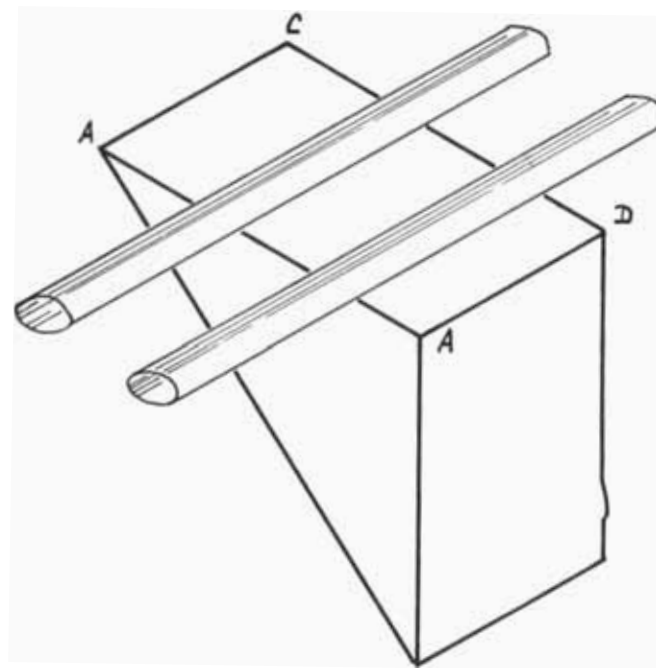
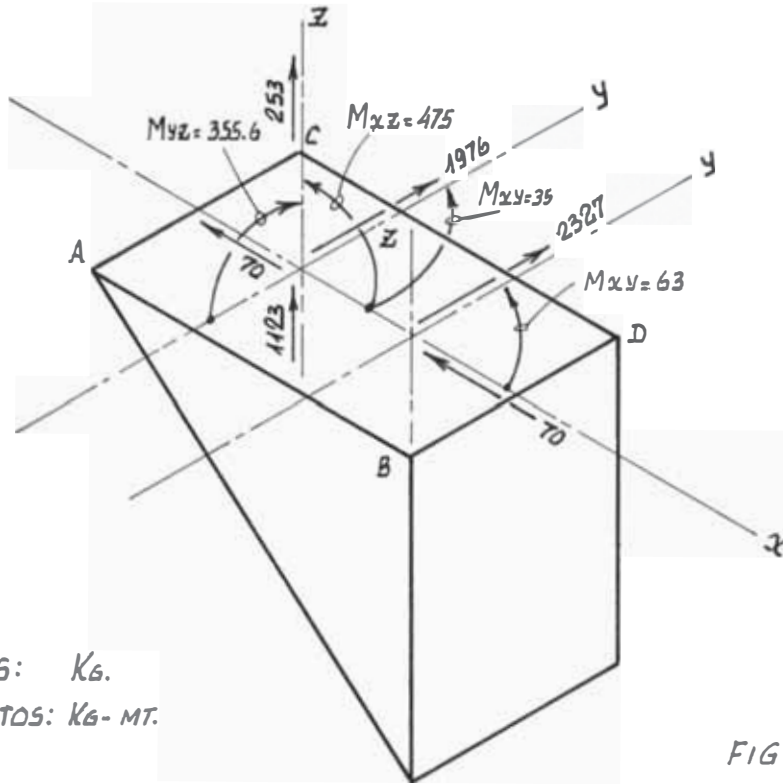


FIG - IV. 7.0



CARGAS: Kg.
 MOMENTOS: Kg-MT.

FIG- IV-8

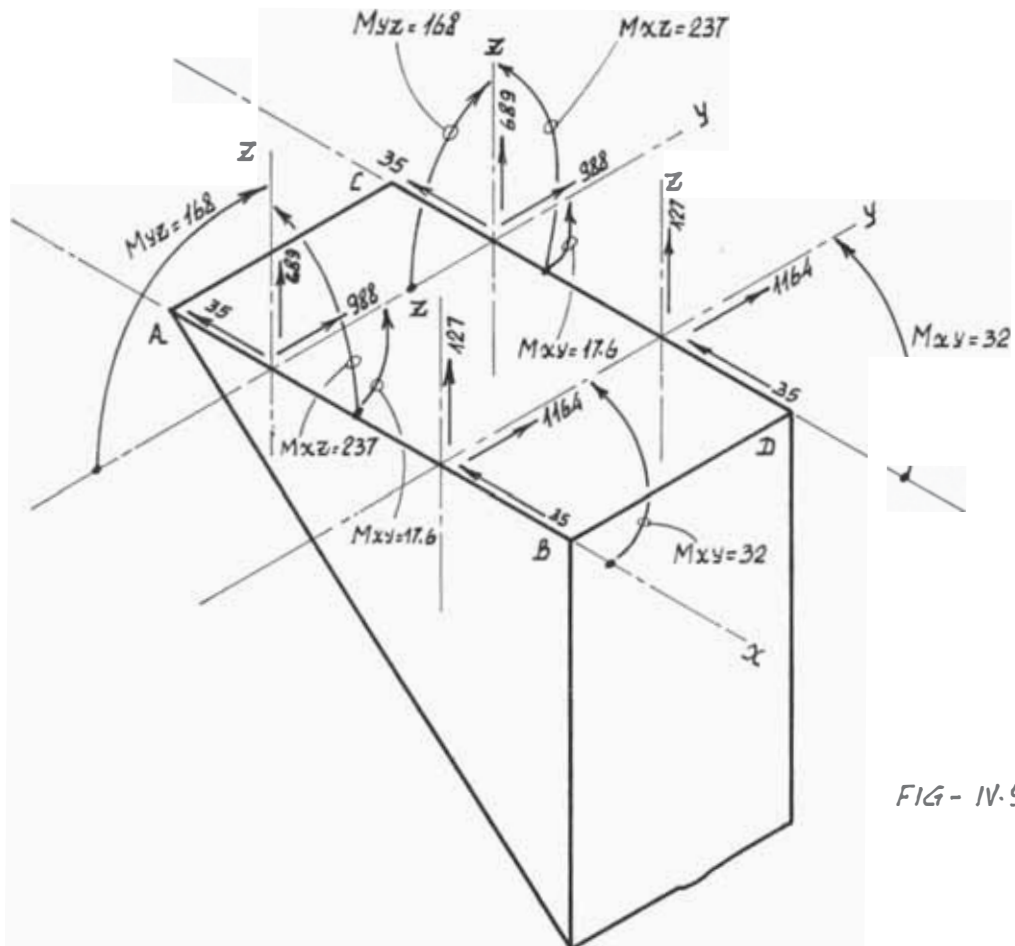


FIG- IV-9

Las tuberías de vapor apoyarán en el soporte como se muestra en la fig. - IV. 7a; de acuerdo a ello y con el - cálculo de fuerzas realizado, elaboramos el diagrama mostrado (fig. IV.8).

El diagrama de cargas y momentos de - la fig. IV.8 está referido al eje del soporte; a fin de simplificar los -- cálculos de la estructura dividimos las cargas y momentos entre las dos - vigas principales como lo mostramos - en la fig. IV.9. El cálculo de los - elementos constitutivos lo desarrollamos en el Capítulo de la Ingeniería de Detalle.

1-1-2- SOPORTE N°2

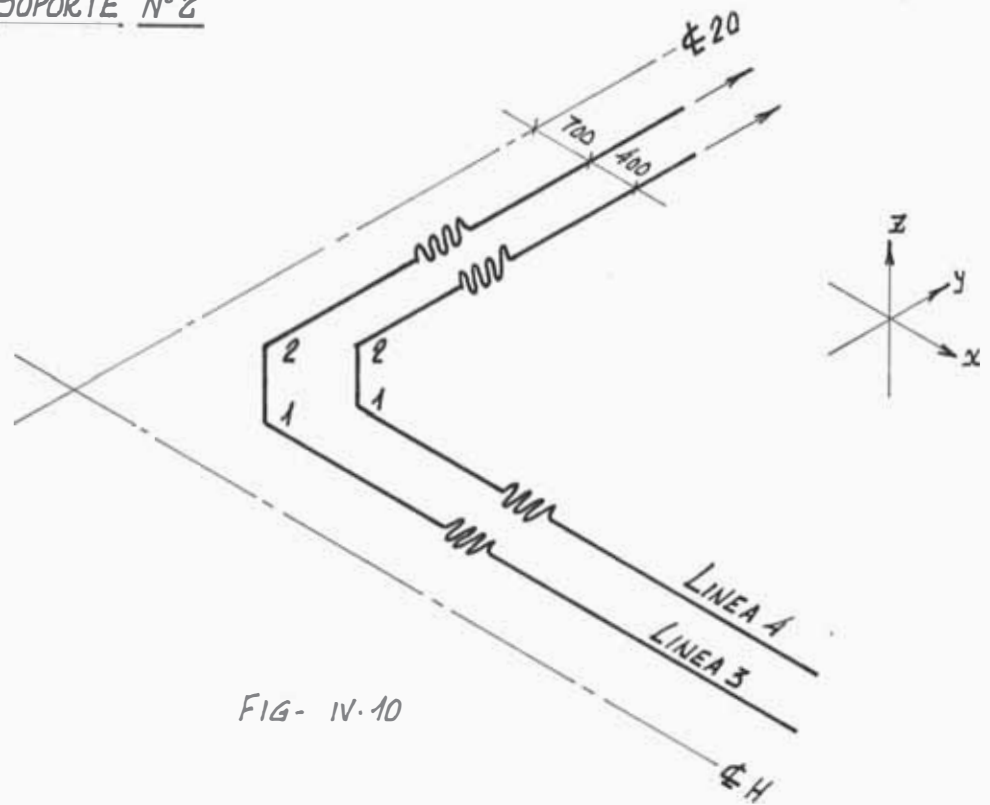
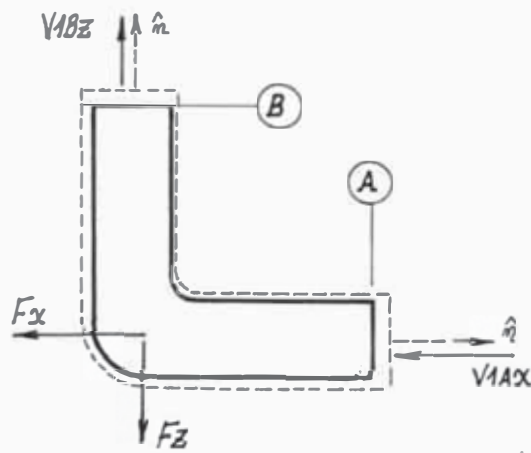
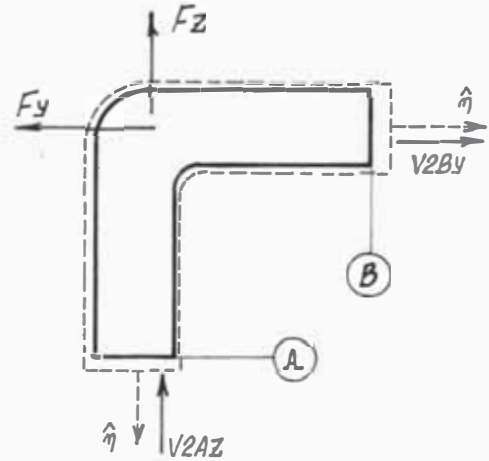


FIG- IV.10



PUNTO 1 (CODO INFERIOR)



PUNTO 2 (CODO INFERIOR)

FIG - IV.11

FIG - IV.12

1-1-2. Soporte Nº 2

Condiciones Generales

$$\dot{m} = 1.67 \text{ Kg/S}_c$$

$$p = 6.06 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs. (5.03 Kg/cm}^2 \text{ mán).}$$

Tubería 6" Ø Sch. 40

$$A = 0.0186 \text{ m}^2$$

Punto 1 (Codo Inferior) (VER FIG- IV-11)

$$F_x = F_z = 1127 \text{ Kg.}$$

Punto 2 (Codo Superior) (VER FIG- IV-12)

$$F_y = F_z = 1127 \text{ Kg.}$$

Diagrama de Cargas

La fuerza que ejerce la junta de dilatación es de 409 Kg (900 lbs); para nuestro caso de junta de 6" Ø y tipo Self equalizing.

Planteamos el Diagrama de carga final:

(VER FIG- IV-14)

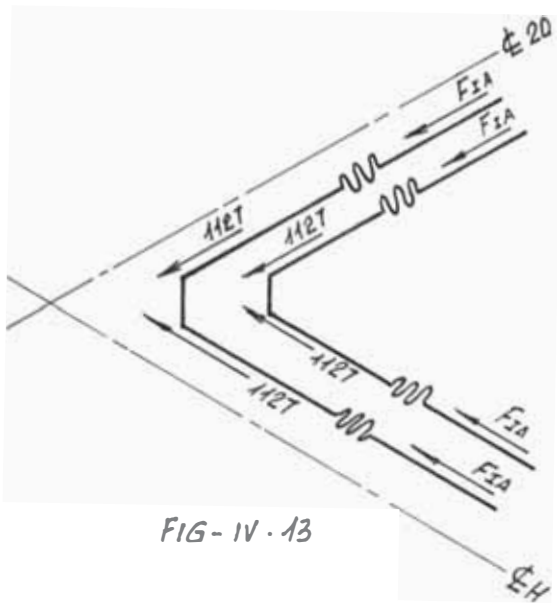


FIG-IV-13

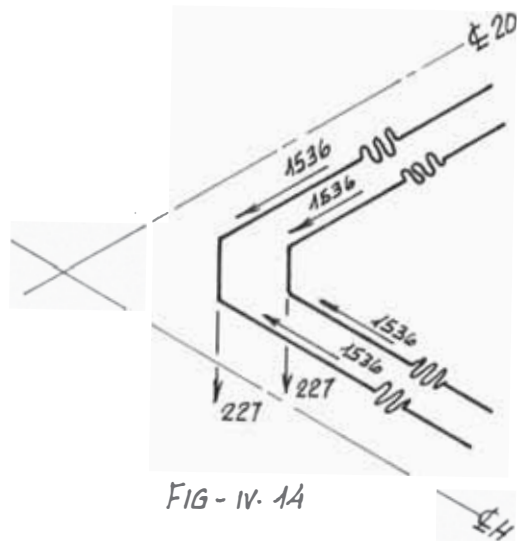


FIG-IV-14

SOPORTE 2

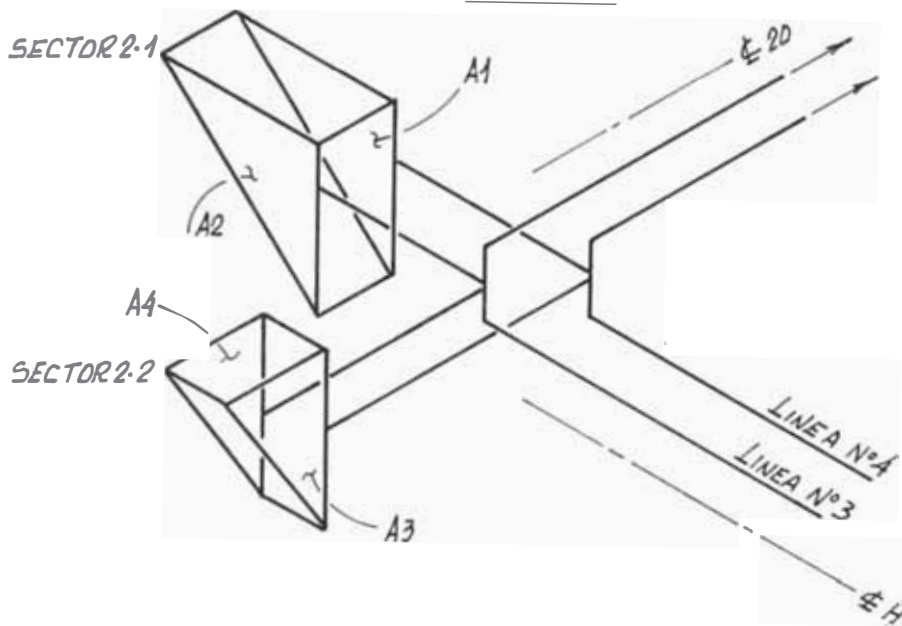


FIG-IV-15

Diseñamos el soporte tal que una parte de él absorba las cargas y momentos que ocasionan las cargas paralelas al eje 20; y la otra parte los que son paralelas al eje H. (como se simplifica en la fig. IV.15).

1-2 Soportes Fijos Para Tuberías de Condensado

Ubicamos estos soportes en los siguientes lugares: (tomemos como referencia el plano T.02).

1-2-1. Soporte Nº 1

Apoyado en la columna H.28 a fin de restringir la expansión por dilatación en la tubería de 5" Ø, (paralela al eje H). Consideramos el tramo comprendido entre dos soportes fijos, uno el mencionado y el otro al tanque de condensado.

1-2-2. Soporte Nº 2

Está ubicado en la columna H.19 a fin de restringir la expansión por dilatación en la tubería de 5" Ø (que trae el condensado desde el pasteurizador y el paralelo al eje H). Consideramos el tramo comprendido entre 2 soportes fijos, uno el que mencionamos y el Soporte Nº 1.

Este soporte se apoyará en el techo, -

determinaremos las fuerzas actuantes -
sobre el soporte.

1-2-1. Soporte Nº 1

Evaluación de las cargas

Datos Generales

Tubería 5" Ø Sch. 40

A - 0.01294 m²

presión de salida de la máquina:

4.78 Kg/cm² abs.

Presión de Transporte del Condensado:

1.4 Kg/cm² abs.

Velocidad : 3.6 m/S_c .

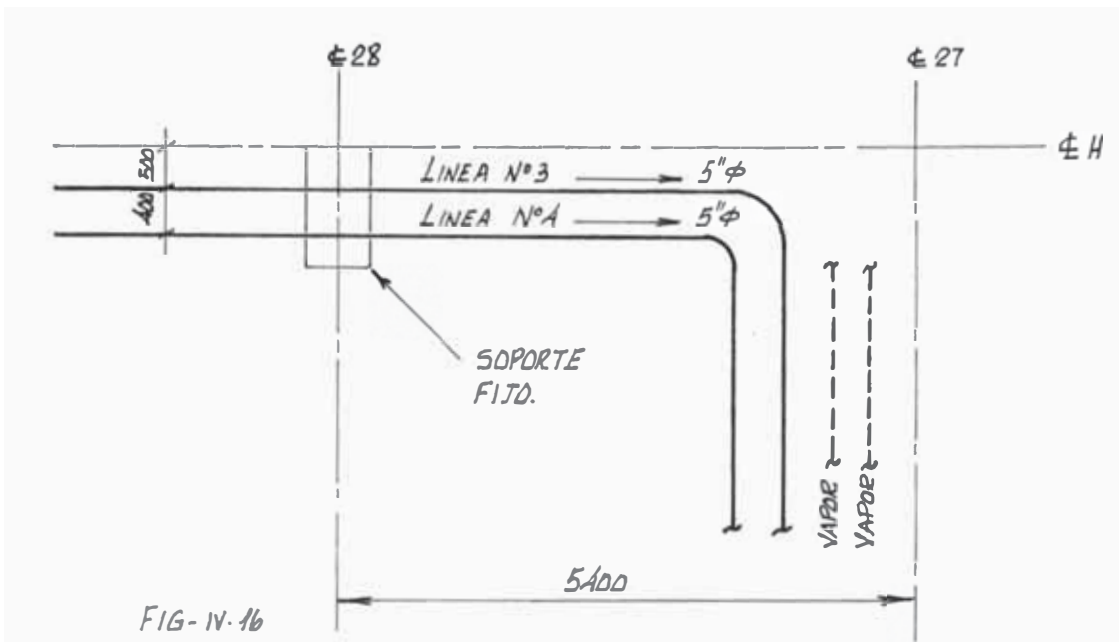
Flujo de masa : 1.66 Kg/S_c

Fuerzas Producidas en los Codos

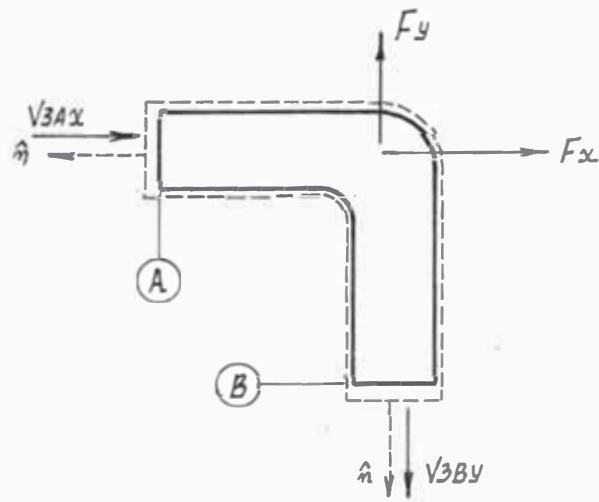
(Codos Líneas 3 y 4) (Ver fig. IV. 17)

$$F_x = P_A \text{ man } A + m \bar{V}_{3AX}$$

$$F_y = P_B \text{ man } A + m \bar{V}_{3BY}$$



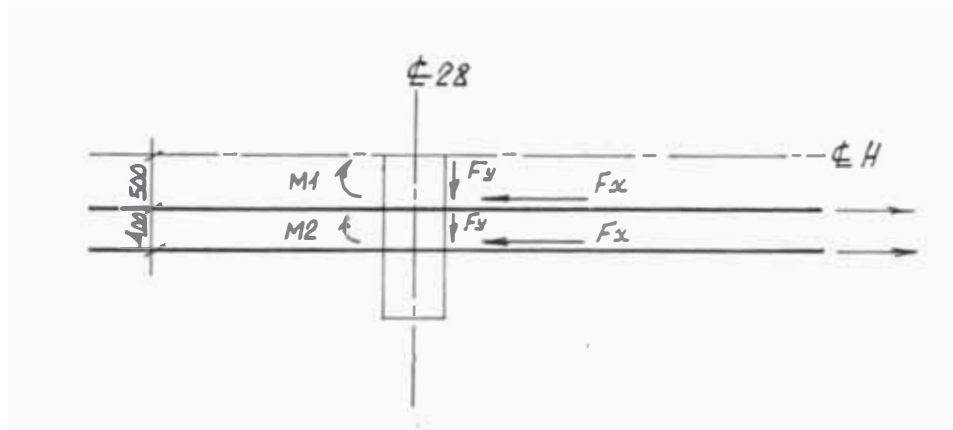
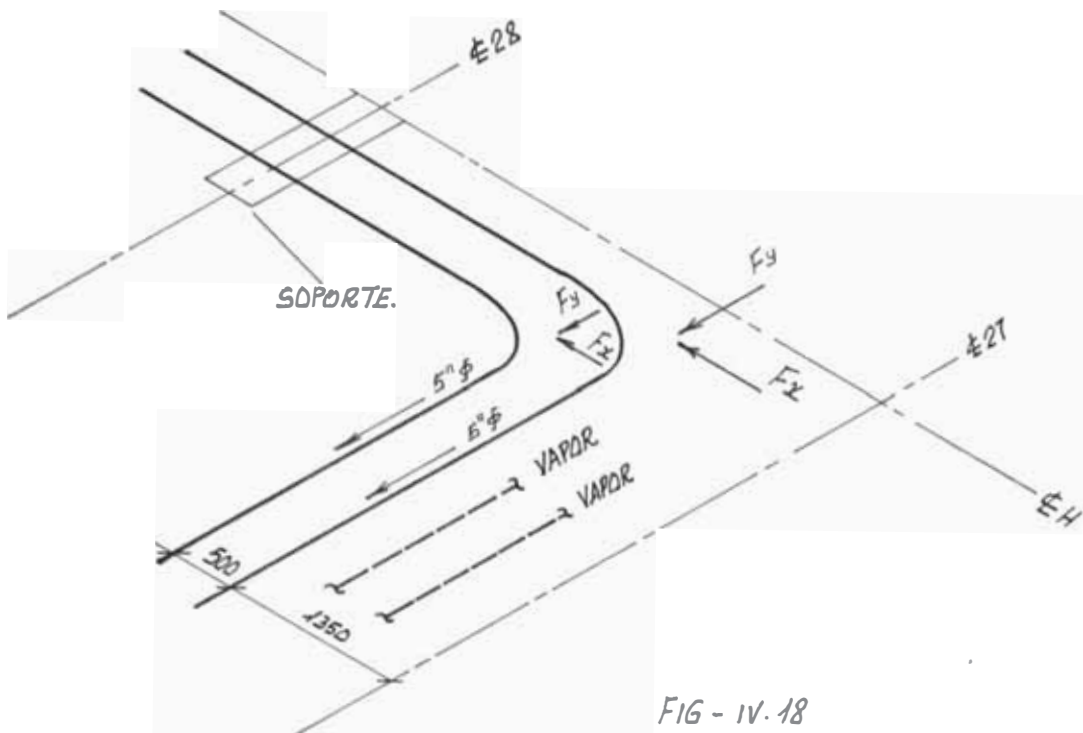
CODO (LINEAS N° 3 y 4)



$$F_x - F_y = 67.8 \text{ Kg.}$$

En el cálculo de este soporte consideraremos un 20% más en la carga - por una posible apertura rápida de la válvula golpe de ariete).

$$F_x - F_y = 81.4 \text{ Kg.}$$

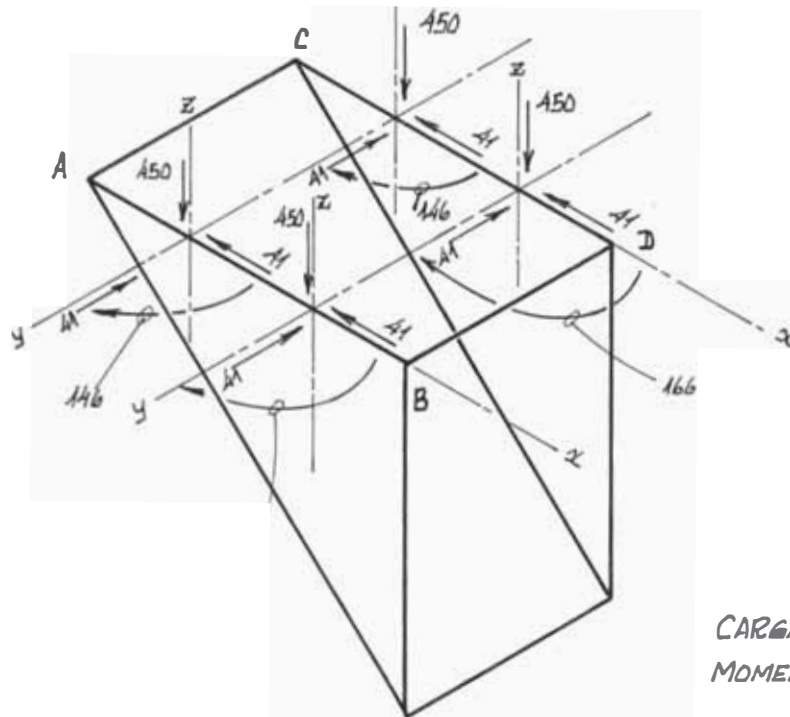


Cargas Sobre el Soporte (Plano Horizontal, ver fig. IV.18)

$$F_x - F_y = 82 \text{ Kg.}$$

$$M_1 = 332.1 \text{ Kg-mt.}$$

$$M_2 = 291.1 \text{ Kg-mt.}$$



CARGAS: KG.
MOMENTOS: KG-mt.

FIG - IV.20

Las tuberías apoyarán sobre el soporte, a partir de la fig. IV.18, establecemos el diagrama de cuerpo libre del soporte, de modo análogo al usado en el cálculo del soporte del vapor.

Cargas : Kgs.

Momentos : Kg-mt.

El desarrollo de sus elementos lo realizaremos en el Capítulo de la Ingeniería de Detalle.

1-2-1. Soporte Nº 2 Condensado

(Fijado en el Techo). Son producidas por:

Las cargas que actúan:

- paso del fluido.
- peso del tramo.
- junta de dilatación.

La carga provocada por el paso del fluido la evaluamos por un análisis similar al realizado en el soporte rígido Nº 1; obteniendo

$$F = 68.2 \text{ Kg.}$$

La fuerza ejercida por la junta de dilatación será de 264 Kg; para el tipo de junta non equalizing y 5" Ø. Podemos plantear los diagramas de carga:

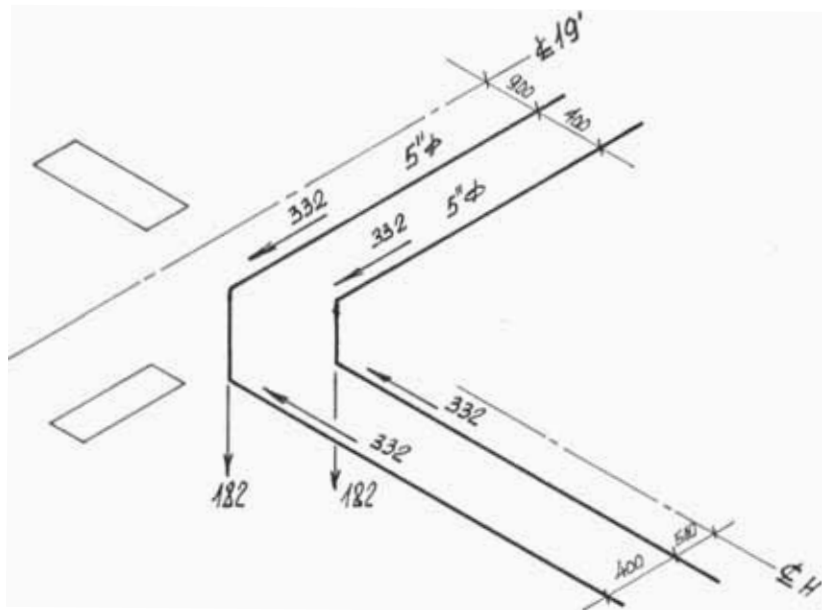


Diagrama de Cargas final.

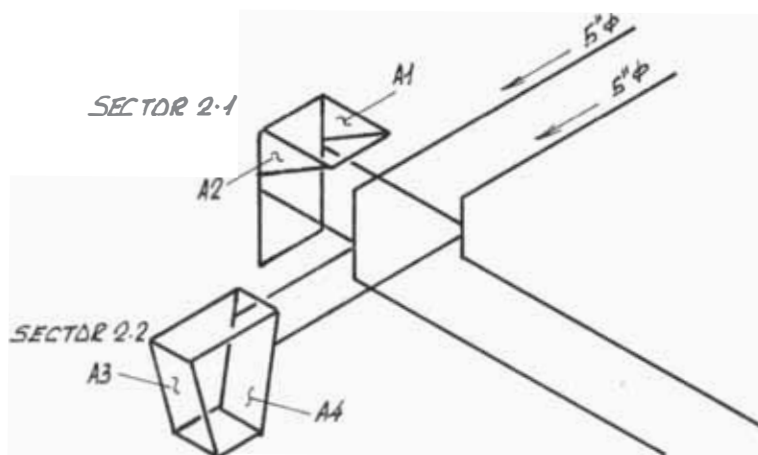
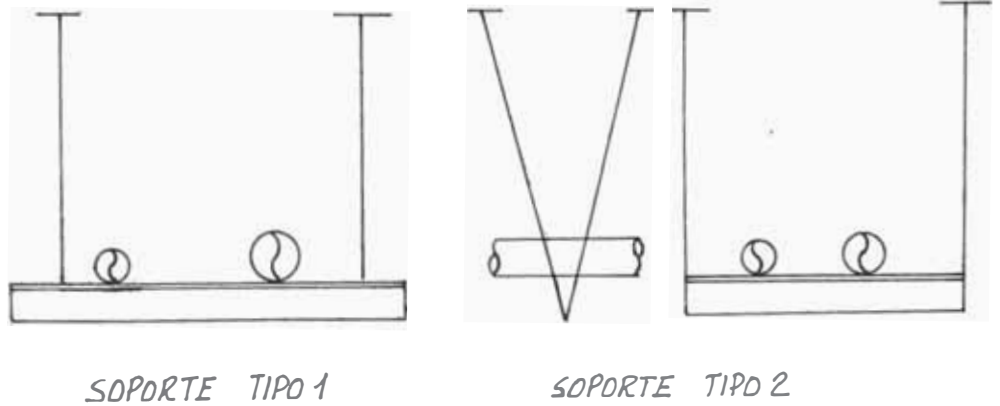


FIG - IV.22

El esquema de la fig. IV.22 muestra además la distribución de soportes que desarrollaremos en el Capítulo de la Ingeniería de Detalle.

IV-2. SOPORTES TIPO PUENTE

Como nuestro diseño (ya lo hemos manifestado) ha sido elaborado de tal manera que los niveles del diámetro exterior vertical inferior coincidan, para el paquete de tuberías nos permite hacer un diseño de soporte tipo puente.



Trabajaremos básicamente con dos tipos de soporte; el primero (tipo 1) el cual prestará únicamente - apoyo al paquete de tuberías; el segundo (tipo 2) que tiene capacidad de absorber carga sísmica, golpe de ariete (afin de restringir estos efectos).

IV-2a. NOMENCLATURA A USAR PARA SOPORTES TIPO 1

La identificación genérica de estos elementos es:

AAA - SN - BB

donde:

AAA : de 1 á 3 dígitos que indican el número -
de soporte.

S : indica soporte

N : indica si es de 1 ó 2 travesaños
(por lo que puede ser el número 1 ó 2)

BB : indica el tipo específico de soporte
(puede ser 1 ó 2 dígitos)

2-1. Cálculo de los Soportes Tipo 1

Para calcular estos elementos establecemos primero los diversos modelos en que se presentan; la fig. IV.23 ha sido elaborada en base a los planos T.01 y T.02 que muestran la separación entre tuberías, sus niveles y distribución de soportes.

Determinadas las cargas actuantes calculamos las reacciones y el momento máximo,

dividiendo este por el esfuerzo permisible (= 12,000 psi.) hallamos el módulo de sección que nos permite calcular el perfil por resistencia. (ver cuadro Nº IV.24).

A continuación usando la ecuación de la elástica y con el auxilio de un minicomputador hemos calculado la flecha en cada elemento del soporte sobre el que descansa la tubería; comparando esta flecha calculada con la flecha permisible -- $L/1000$ (donde L está dado en pulg) obtenemos el perfil por flecha (cuadro IV.25).

Cuadro Nº IV. 24

DETERMINACION DEL PERFIL POR RESISTENCIA ($\sigma_d = 12000 \text{ PSI}$)

SOPORTE	R1 (Kg)	R2 (Kg)	PUNTO DE MAXIMO MOMENTO	M máx. (Kg-cm)	S (pulg ³)	PERFIL SELECCIONADO
S1.1	27	57	4	1204	0.087	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.2	31.5	28	3	573	0.041	L 1½ x 1½ x 2/16
S1.3	34	28	2	257	0.0186	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.4	78	141	5	4270	0.308	L 2½ x 2½ x 3/16
S1.5	63	115	3	1092	0.0788	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.6	180	481	6	14149	1.021	L 4 x 4 x 5/16
S1.7	186	466	7	14268	1.03	L 4 x 4 x 5/16
S1.8	43	54	3	758	0.055	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.9	25	23	2	337	0.024	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.10	19	21	2	249	0.018	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.11	433	185	4	13566	0.98	L 4 x 4 x 1/4
S.12	198	123	3	5742	0.414	L 2½ x 2½ x 5/6
S.13	148	172	6	7987	0.577	L 4 x 4 x 1/4

Cuadro Nº IV.24

DETERMINACION DEL PERFIL POR RESISTENCIA

SOPORTE	R1 (Kg)	R2 (Kg)	PUNTO DE MAXIMO MOMENTO	M máx. (Kg - cm)	S (pu ^l g ³)	PERFIL SELECCIONADO
S1.14	97	70	4	2403	0.173	L 2 x 2 x 3/16
S1.15	41	38	3	917	0.066	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.16	12	16	3	227	0.0164	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.17	212	98	3	4742	0.342	L 2½ x 2½ x 1/4
S1.18	6	6	3	45	0.0032	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.19	100	90	4	3344	0.2413	L 2 x 2 x 1/4
S1.20	30	41	4	762	0.055	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.21	24	33	4	1015	0.073	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.22	27	25	4	454	0.033	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.23	29	23	4	627	0.0453	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.24	13	7	2	96	0.007	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.25	36	76	4	920	0.066	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.26	31	31	3	229	0.016	L 1½ x 1½ x 3/16
S1.27	17	17	2	129	0.0093	L 1½ x 1½ x 3/16

Cuadro No IV.25

DETERMINACION DEL PERFIL POR FLECHA

SOPORTE	PUNTO DE MAXIMO I _f	I _f (pulg ⁵)	ANGULO SELECCIONADO	I (pulg ⁴)	f (flecha) (pulg)	Luz (pulg)	FLECHA PERMISIBLE (L/1000) (pulg)
S1.1	4	6.53002 x 10 ⁻³	2½ x 2½ x ¼	0.70	0.00933	46.2	0.0462
S1.2	3	1.77555 x 10 ⁻³	2 x 2 x ¼	0.35	5.073 x 10 ⁻³	34	0.034
S1.3	2	2.15775 x 10 ⁻⁴	1½ x 1½ x 3/16	0.11	1.9616 x 10 ⁻³	23.7	0.0237
S1.4	5	0.0422385	4 x 4 x 5/16	3.7	0.01141	58.4	0.058
S1.5	3	4.81148 x 10 ⁻⁴	2 x 2 x ¼	0.35	1.3747 x 10 ⁻³	14.7	0.0147
S1.6	5	0.140806	4 x 4 x 5/16	3.7	0.03806	61.1	0.0611
S1.7	6	0.19681	4 x 4 x 5/16	3.7	0.053192	70.5	0.0705
S1.8	3	8.71109 x 10 ⁻⁴	1½ x 1½ x 3/16	0.11	7.919 x 10 ⁻³	20.3	0.0203
S1.9	2	2.5297 x 10 ⁻⁴	1½ x 1½ x 3/16	0.11	2.2997 x 10 ⁻³	17.3	0.0173
S1.10	2	1.53561 x 10 ⁻⁴	1½ x 1½ x 3/16	0.11	1.396 x 10 ⁻³	15.4	0.0154
S1.11	4	0.196335	4 x 4 x 5/16	3.7	0.05306	70.2	0.0702
S1.12	3	0.0438534	4 x 4 x 5/16	3.7	0.011852	52.5	0.0525
S1.13	5	0.1043344	4 x 4 x 5/16	3.7	0.02819	65.75	0.0657

Cuadro Nº IV.25

DETERMINACION DEL PERFIL POR FLECHA

SOPORTE	PUNTO MAXIMO I f	If (pulg ⁵)	ANGULO SELECCIONADO	I (pulg ⁴)	f (flecha (pulg))	LUZ (pulg)	FLECHA PERMISIBLE (L/1000) (pulg)
S1.14	4	0.0100462	2 x 2 x 1/4	0.35	0.028703	38.3	0.03883
S1.15	3	2.67424 x 10 ⁻³	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	7.641 x 10 ⁻³	31.2	0.0312
S1.16	3	1.25552 x 10 ⁻⁴	2 x 2 x 1/4	0.35	3.5872 x 10 ⁻⁴	15.4	0.0154
S1.17	3	0.0184326	4 x 4 x 5/16	3.7	4.9818 x 10 ⁻³	37.9	0.0379
S1.18	2,3	1.63862 x 10 ⁻⁵	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	1.4896 x 10 ⁻⁴	12	0.012
S1.19	4	0.019371	2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	0.70	0.02767	46.2	0.0462
S1.20	4	1.78129 x 10 ⁻³	2 x 2 x 1/4	0.35	5.089 x 10 ⁻³	30	0.03
S1.21	3	7.23848 x 10 ⁻⁴	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	6.58 x 10 ⁻⁴	22	0.022
S1.22			2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	0.70			
S1.23	3	6.55031 x 10 ⁻⁴	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	5.9548 x 10 ⁻³	22	0.022
S1.24	2	3.49902 x 10 ⁻⁵	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	3.1809 x 10 ⁻⁴	14	0.014
S1.25	3	6.46231 x 10 ⁻⁴	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	5.8748 x 10 ⁻³	20	0.02
S1.26	2,3	9.04499 x 10 ⁻⁵	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	8.2227 x 10 ⁻⁴	12.7	0.0127
S1.27	2,3	4.71724 x 10 ⁻⁵	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	0.11	4.2884 x 10 ⁻⁴	12	0.012

Determinando los perfiles requeridos por condiciones de resistencia y flecha tomamos el caso más - desfavorable; resumimos la solución final en el - Cuadro Nº IV.26

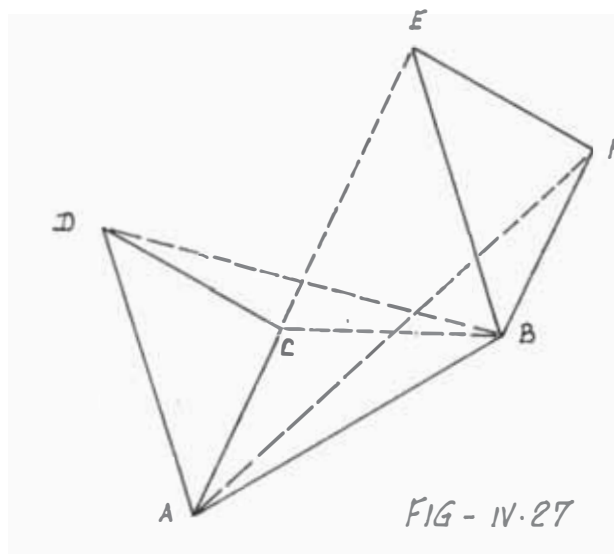
Cuadro Nº IV.26

SOPORTE	ANGULO SELECCIONADO	SOPORTE	ANGULO SELECCIONADO
S1.1	$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	S1.15	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.2	$2 \times 2 \times \frac{1}{4}$	S1.16	$2 \times 2 \times \frac{1}{4}$
S1.3	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$	S1.17	$4 \times 4 \times 5/16$
S1.4	$4 \times 4 \times 5/16$	S1.18	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.5	$2 \times 2 \times \frac{1}{4}$	S1.19	$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$
S1.6	$4 \times 4 \times 5/16$	S1.20	$2 \times 2 \times \frac{1}{4}$
S1.7	$4 \times 4 \times 5/16$	S1.21	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.8	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$	S1.22	$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$
S1.9	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$	S1.23	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.10	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$	S1.24	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.11	$4 \times 4 \times 5/16$	S1.25	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.12	$4 \times 4 \times 5/16$	S1.26	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.13	$4 \times 4 \times 5/16$	S1.27	$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 3/16$
S1.14	$2 \times 2 \times \frac{1}{4}$		

2-2. Cálculo de los Soportes Tipo 2.

Estos soportes a la vez de brindar apoyo al paquete de tuberías; restringen el movimiento que podrían ocasionar efectos tales como golpes de ariete, y sismos.

De la configuración del soporte deducimos - que este es un elemento semi-rígido, apto - para absorber movimiento lateral como es el sísmico.



2-2a. Nomenclatura a Usar

La identificación genérica a usar será:
AA-SF.

donde: AA es 1 ó 2 dígitos indican el número de soporte

SF indica que usamos un soporte Tipo 2.

El cálculo de un soporte semi-rígido lo enfocaremos en 3 partes:

2-2-1. Cálculo del Triangulo ACD

(Ver fig. IV.27)

2-2-2. Cálculo de la barra de apoyo AB

2-2-3 Cálculo de la diagonal BC

2-2-1 Cálculo del Triangulo ACD

Sobre el triangulo ACD podemos considerar que actua la carga sísmica (considérese 20% de la carga estática - actuante en 2 direcciones perpendiculares como se muestra

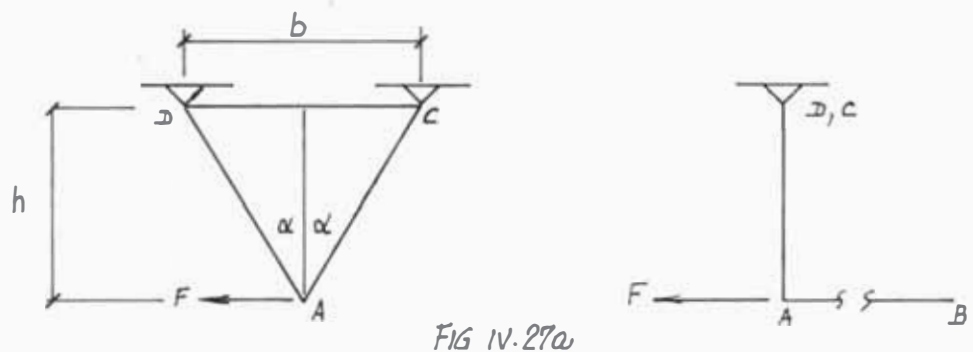


FIG IV.27a

De acuerdo al diagrama (A) establecemos:

$$F_{Dc} = - F \frac{\text{Sen } \alpha \text{ Cos } \alpha}{\text{Sen } 2\alpha}$$

$$F_{AD} = F_{AC} = F \frac{\text{Cos } \alpha}{\text{Sen } 2\alpha}$$

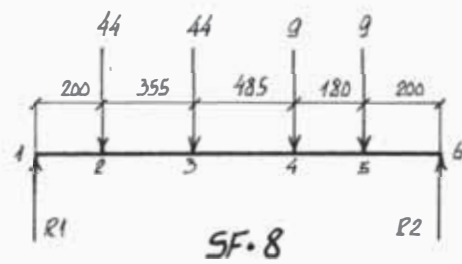
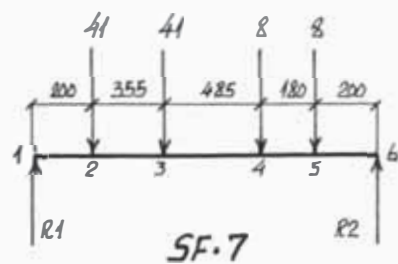
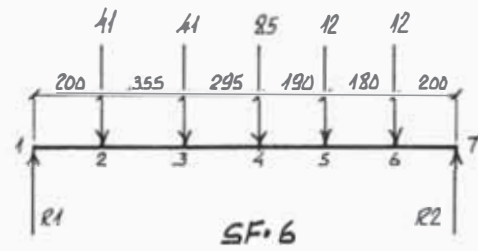
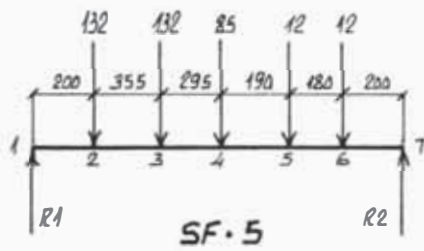
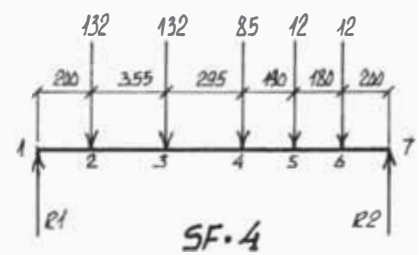
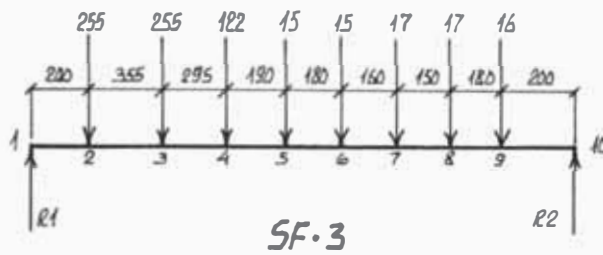
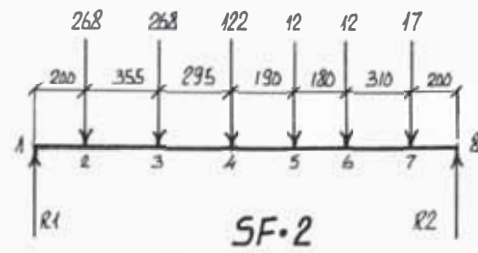
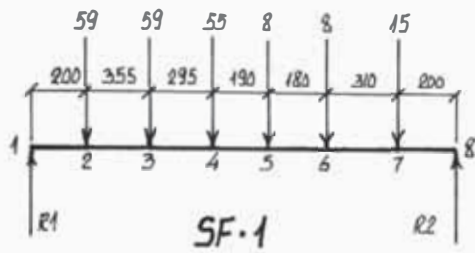
Elaboramos el siguiente Cuadro:

Cuadro Nº IV.28

SOPORTE	CARGA VERTICAL TOTAL (Kg)	F (Kg)	FAC = FAD (Kg)	FAB (Kg)
1.SF	203	41	76	-20.5
2.SF	642	128	238	-64
3.SF	712	142	264	-71
4.SF	372	75	140	-37.5
5.SF	372	75	140	-37.5
6.SF	191	38	71	-19
7.SF	100	20	37	-10
8.SF	105	21	39	-10.5

2-2-2. Cálculo de la Barra de Apoyo AB.

Elaboramos el cálculo por resistencia - y deflexión debido a las tuberías apoyadas en la barra, luego haremos el análisis de los efectos de la fuerza F (Fig. IV.27a)



NOTAS: - LAS LONGITUDES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS.

- LAS CARGAS ESTAN EXPRESADAS EN KILOS.

FIG - IV.29

Cálculo por Resistencia y Deflexión

De los planos T.01 y T.02 que nos dan la ubicación de estos soportes y las tuberías apoyadas en ellos, podemos determinar los diagramas de carga de cada soporte, lo que mostramos en la fig. IV. 29.









A continuación calculamos el perfil a usar por resistencia y por deflexión

(Cuadros IV.30; usaremos

$\sigma = 12,000$ psi.)









Cuadro Nº. IV.30 a.

DETERMINACION DEL PERFIL POR FLECHA

SOPORTE	PUNTO DE MAXIMO If	If (pulg ⁵)	ANGULO SELECCIONADO	I (pulg ⁴)	f (flecha) (pulg)	LUZ (pulg)	FLECHA PERMISIBLE (L/500) (pulg)
1.SF	4	0.0712078	 2 x 2 x $\frac{1}{4}$	0.7	0.10173	68.2	0.1364
2.SF	4	0.203638	 2 $\frac{1}{4}$ x 2 $\frac{1}{4}$ x $\frac{1}{4}$	1.4	0.145456*	68.2	0.1364
3.SF	4	0.306943	 2 $\frac{1}{4}$ x 2 $\frac{1}{4}$ x $\frac{1}{4}$	1.4	0.219245	75.3	0.1506
4.SF	3	0.072073	 2 x 2 x $\frac{1}{4}$	0.7	0.102962	56	0.112
5.SF	3	0.072073	 2 x 2 x $\frac{1}{4}$	0.7	0.102962	56	0.112
6.SF	4	0.0396286	 2 x 2 x $\frac{1}{4}$	0.7	0.0566122	56	0.112
7.SF	3	0.0175217	 2 x 2 x $\frac{1}{4}$	0.7	0.02503	56	0.112
8.SF	3	0.0184599	 2 x 2 x $\frac{1}{4}$	0.7	0.02637	56	0.112

Cuadro IV. 30 b.

DETERMINACION DEL PERFIL POR RESISTENCIA

SOPORTE	R1 (Kg)	R2 (Kg)	PUNTO DE MAXIMO MOMENTO	M _{máx.} (kg - cm)	S (pu ³ g ³)	PERFIL SELECCIONADO
1.SF	127	76	4	5221	0.226	 2 x 2 x 1/8
2.SF	462	180	3	16142	0.70	 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4
3.SF	500	212	3	18721	0.81	 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4
4.SF	232	140	3	8214	0.3556	 2 x 2 x 3/16
5.SF	232	140	3	8214	0.3556	 2 x 2 x 3/16
6.SF	100	91	4	4554	0.2	 2 x 2 x 1/8
7.SF	64	35	3	2089	0.1	 2 x 2 x 1/8
8.SF	68	37	3	2211	0.1	 2 x 2 x 1/8

Determinados los perfiles requeridos por condiciones de resistencia y flecha tomamos el más desfavorable y resumimos la solución en siguiente Cuadro IV.31.

Cuadro N^o IV.31

SOPORTE	ANGULO
1. SF	Γ 2 x 2 x 1/4
2. SF	Γ 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4
3. SF	Γ 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4
4. SF	Γ 2 x 2 x 1/4
5. SF	Γ 2 x 2 x 1/4
6. SF	Γ 2 x 2 x 1/4
7. SF	Γ 2 x 2 x 1/4
8. SF	Γ 2 x 2 x 1/4

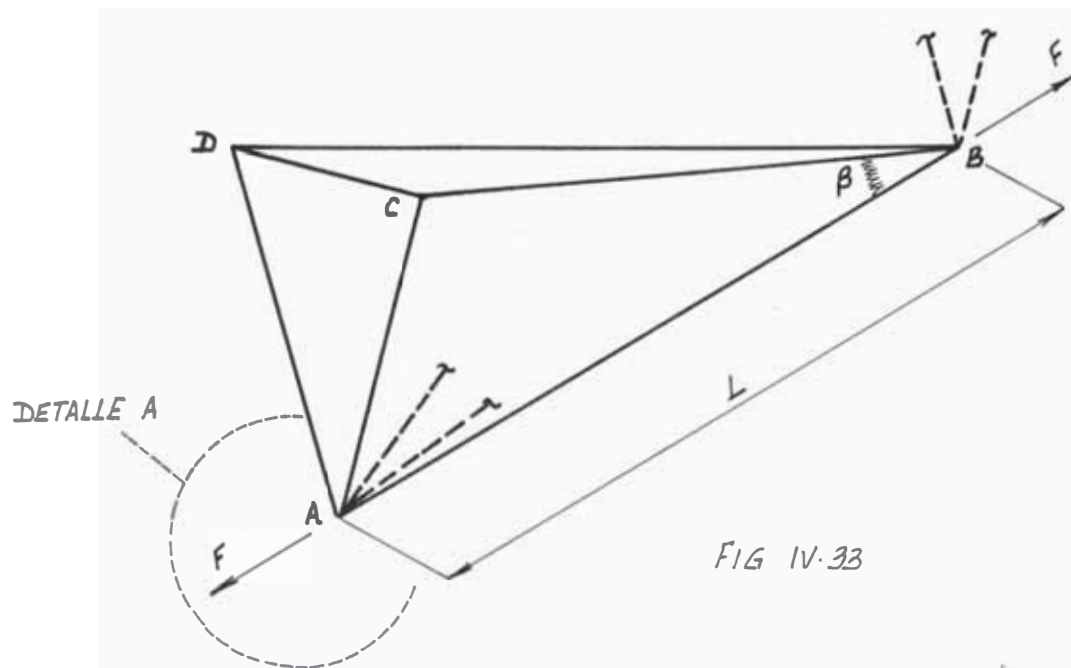
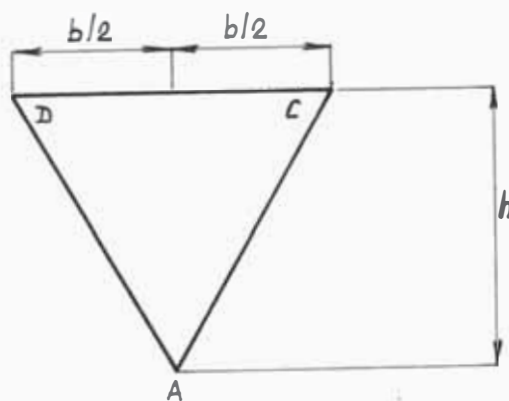
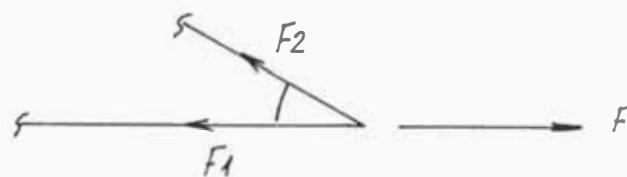


FIG IV.33



$$\cos B = \frac{L}{\sqrt{L^2 + h^2 + b^2/4}}$$

DE ACUERDO AL DETALLE A LA DISTRIBUCION DE FUERZAS SERA:



$$F_1 + 2 F_2 \cos B = F$$

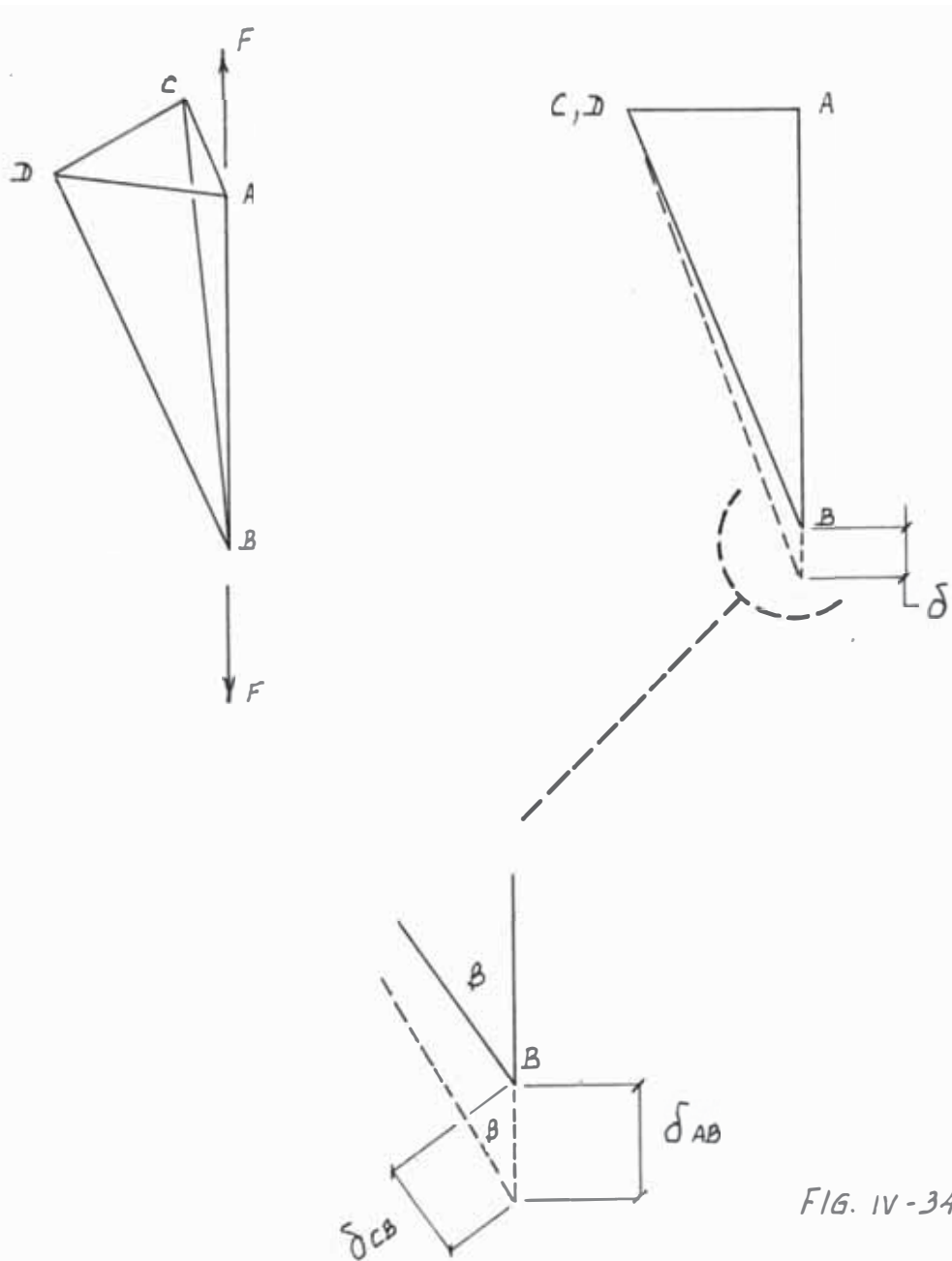


FIG. IV-34

$$(\cos \theta) \delta_{AB} = \delta_{CB}$$

$$F_2 = F_1 \frac{l_{AB}}{l_{BC}} \cdot \frac{A_{BC}}{A_{AB}} \cdot \cos \theta$$

Cuadro No IV. 35

SOPORTE	Ø BC (pulg)	A ^{BC} (pulg ²)	ANGULO AB (pulg ²)	A ^{AB} (pulg ²)	LONG. BC (pulg)	LONG. AB (pulg)	h (pulg)	b (pulg)	β°	F (Kg)	F1 (Kg)	F2 (Kg)
1. SF	½	0.1963	∩ 2 x 2 x ¼	1.88	84	68.2	58	32	43.5	41	37	3
2. SF	½	0.1963	∩ 2½ x 2½ x ¼	2.38	84	68.2	58	32	43.5	128	120	6
3. SF	½	0.1963	∩ 2½ x 2½ x ¼	2.38	91.5	75.3	58	32	40.3	142	132	7
4. SF	½	0.1963	∩ 2 x 2 x ¼	1.88	75	56	58	32	51.8	75	71	3
5. SF	½	0.1963	∩ 2 x 2 x ¼	1.88	75	56	58	32	51.8	75	71	3
6. SF	½	0.1963	∩ 2 x 2 x ¼	1.88	75	56	58	32	51.8	38	36	2
7. SF	½	0.1963	∩ 2 x 2 x ¼	1.88	75	56	58	32	51.8	20	19	1
8. SF	½	0.1963	∩ 2 x 2 x ¼	1.88	75	56	58	32	51.8	21	20	1

IV-3 SOPORTES COLGANTES

Usaremos soportes individuales en tuberías "frías" cuando esta queda fuera de los llamados "paquetes" y hay necesidad de soportarla.

Para tuberías "calientes" (caso vapor y condensado), que aún cuando correspondan a las líneas de embotellado N° 3 ó N° 4 se conservan paralelas en casi todo el trayecto, (ver plano T.02) tienen diferencias de longitudes y como consecuencia diferencias en - las dilataciones, hacen que si consideramos soporte tipo puente se origina sobre él esfuerzos adicionales.

IV-3a Nomenclatura a Usar

Para cualquier soporte colgante utilizaremos la siguiente nomenclatura para su designación:

AAA - SX - BB (N)

donde:

AAA : de 1 á 3 dígitos indica el número del soporte.

S : indica soporte.

X : una ó 2 letras indica el fluido que circula por la tubería, puede ser:

V : vapor

C : condensado

A : aire

AC : agua caliente
AF : agua fría
NA : hidróxido de sodio
CO : bióxido de carbono
CE : cerveza
D : desague

BB: indica el diámetro nominal de la tubería soportada.

N: indica la línea de embotellado del que proviene la tubería a soportar (Número 3 ó 4)

IV-3b SEPARACIONES RECOMENDADAS

Cuadro Nº Iv. 36

Ø NOMINAL	10"	8"	6"	5"	4"	2½"
SEPARACION (m m)	6700	5800	5200	4870	4300	3350

Ø NOMINAL	1½"	-	-	-	-	-
SEPARACION (mm.)	2740	-	-	-	-	-

3-1. Soportes Colgantes de Vapor .(SV)

En caso de tuberías que sufran efectos de dilatación térmica el ángulo que desplaza el soporte por este efecto debe ser menor o igual que 4° , en caso contrario se recomienda el uso de soportes de rodillo o de resorte.

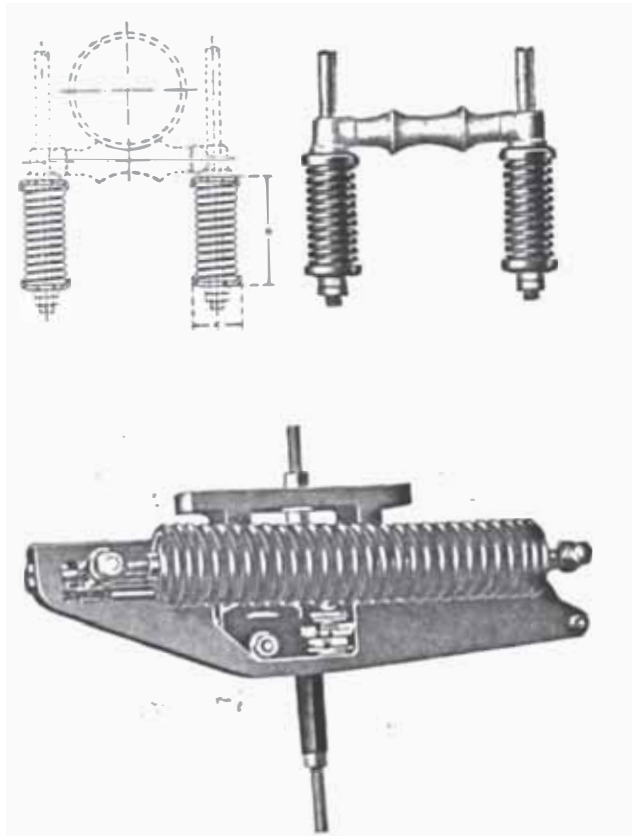
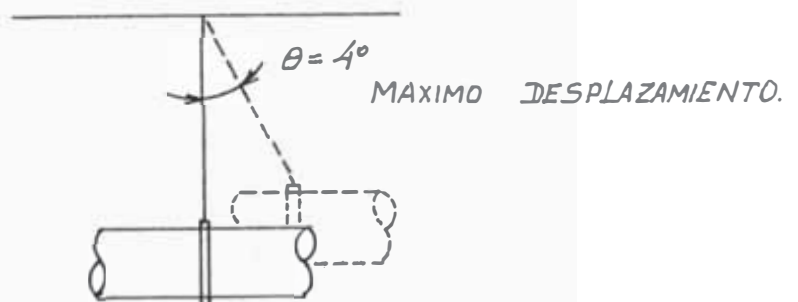


FIG IV-37



Primero analizaremos el efecto de dilatación a fin de poder seleccionar el soporte adecuado.

3-1-1. Distancia Real entre Soportes

El paso entre los soportes lo elegimos tal que en la fijación de éstos no haya interferencia con las vigas y las columnas, (obra civil) ni con las instalaciones existentes.

Hemos seleccionado:

Cuadro Nº IV. 37 a.

Ø NOMINAL	8"	6"	4"
SEPARACION (mm.)	5500	5000	4100

Con ayuda de los planos T.01 y T.02 estudiaremos los efectos de dilatación.

3-1-2 Tramo Cabecero - Bifurcación (8")

Tiene la tubería 2 puntos extremos -
fijos (sin desplazamiento) considera
remos que las dilataciones se distri
buiran en forma proporcional a la
longitud tomada del punto fijo al so
porte analizado.

Establecemos los siguientes esquemas:

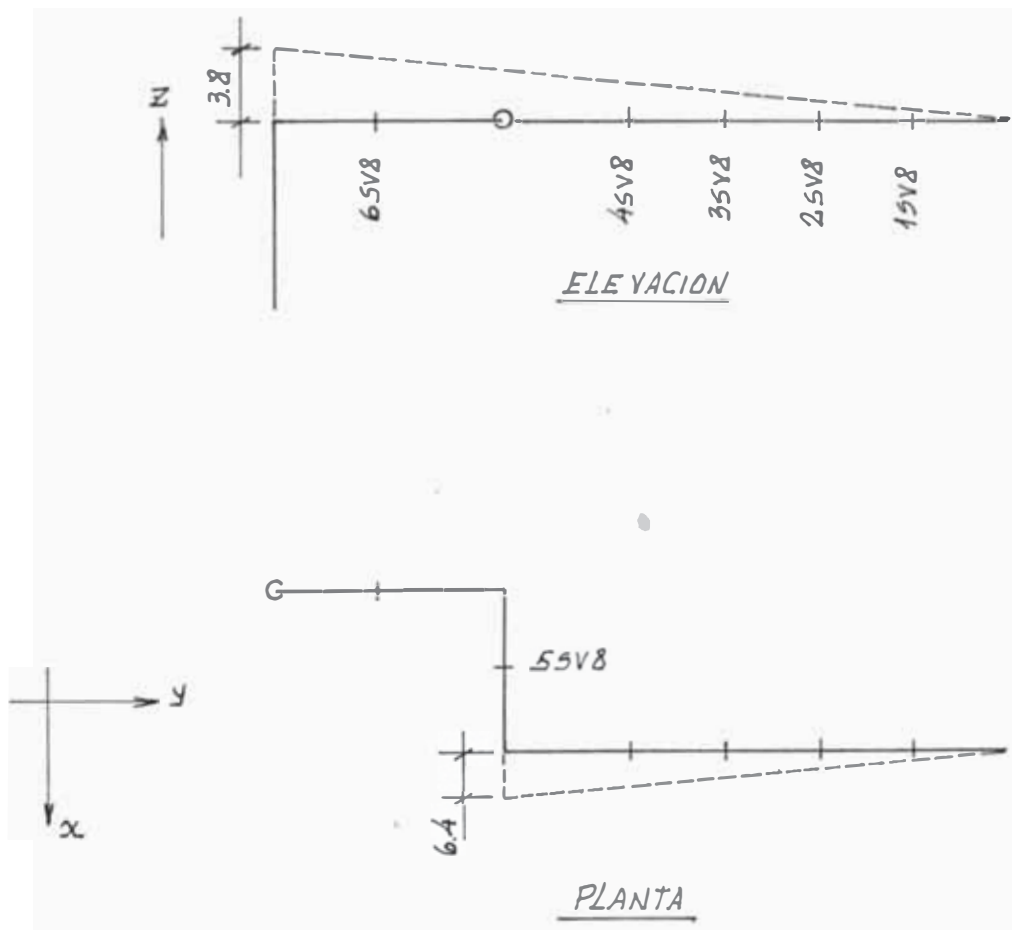


FIG N.38

Al desplazamiento vertical mostrado en la vista en elevación de la fig. IV.38 debemos agregar el siguiente efecto (por diltación horizontal).

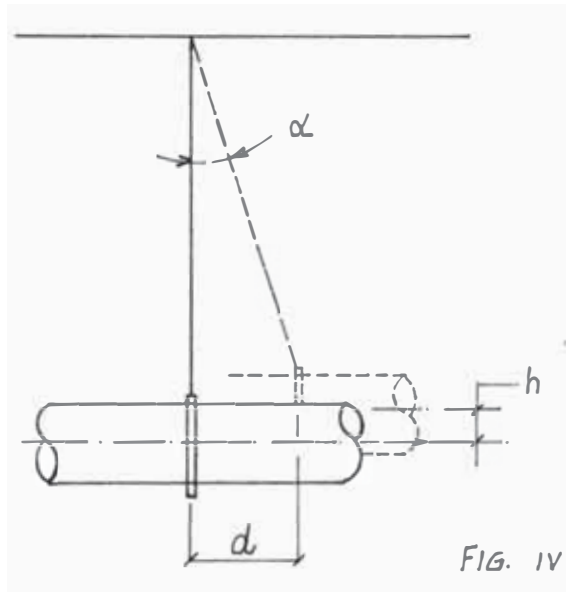


FIG. IV. 39

Hechas las aclaraciones el cuadro - IV.40 mostrará el efecto de dilatación y el ángulo desplazado por ésta causa (ver fig. IV.37 a. y IV.38).

NOTA.- Para ubicar la posición exacta de los soportes remitirse al Plano T.02.

Cuadro N° IV. 40

SOPORTE	ΔZ mm.	ΔX mm.	ΔY mm.	θ°
6SV8	3.76	0	0.795	0.059
5SV8	3.16	3.18	4.78	0.34
4SV8	2.67	5.7	8.75	0.6
3SV8	2.14	4.28	17.5	1.13
2SV8	1.69	2.85	26.26	1.64
1SV8	1.3	1.42	35.02	2.11
SOPORTE		0		

Del cuadro N° IV.40 concluimos:

- Los ángulos que desplazan los soportes consecuencia de la dilatación horizontal son menores que 4° por lo que no consideraremos el uso de soportes tipo rodillo.
- El desplazamiento vertical total (Z) máximo es de 4 mm; es pequeño y no justifica la instalación de soportes con resorte (fig. IV.37) por lo que adoptamos la solución -

Cuadro Nº IV.41

SOPORTE	DESPLAZAMIENTO (MM.)	h (mm) (Ver fig. # IV.39)	θ°
JUNTA	58.17		
6SV6	53.16	1.09	2.35
7SV6	45.36	0.82	2.06
8SV6	37.41	0.57	1.74
9SV6	29.46	0.36	1.41
10SV6	19.89	0.17	0.98
11SV6	13.54	0.08	0.69
12SV6	5.56	0.01	0.29

3-1-4. Tramo Bifurcación - Lavadora de Bot.

(Φ 6" y 4") (paralelo al eje H).

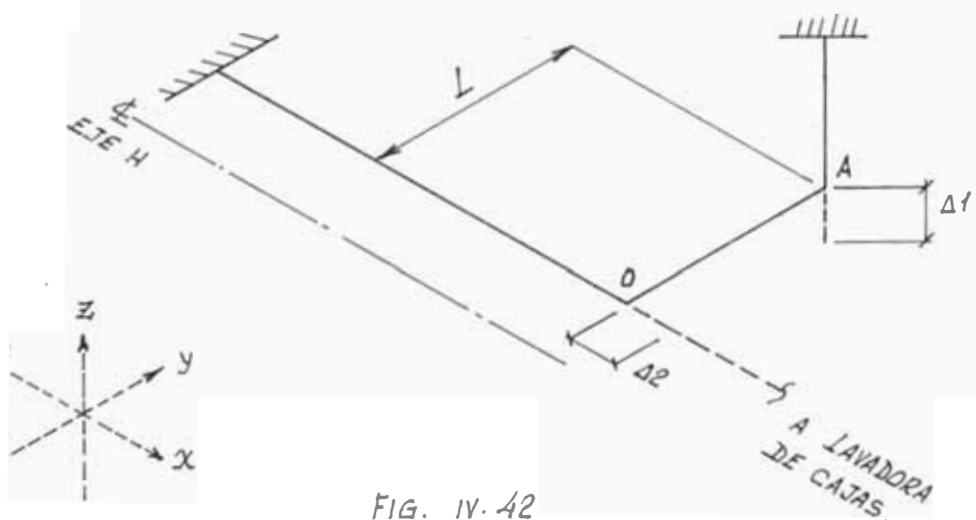


FIG. IV.42

de un soporte convencional, pero dándoles la capacidad de absorber estos 4 mm. de desplazamiento vertical. Uno de los inconvenientes de la solución sería el ruido provocado por el golpeteo (debido a esta luz) en caso de sismo, vibración o golpe de ariete.

3-1-3. Tramo B'urcación - Pasteurizador. (Φ 6")

(Tramo paralelo al eje H; ver fig. III.80).

El desplazamiento es a partir del soporte rígido ubicado en la columna H-27; tengamos en cuenta que la temperatura máxima en este tramo es - 154°C y el efecto que mostramos en la fig. # IV. 39.

Podemos resumir:

Tramo Paralelo al eje H.

Cuadro N° IV. 43

SOPORTE	DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL - (mm.)	h (mm.) ver fig. IV.39	θ°
13SV6	8.67	0.034	0.448
14SV6	16.64	0.12	0.822
15SV6	24.6	0.253	1.18
1SV4	33	0.853	2.96

El tramo a la Lavadora de Botellas mostrado en la fig. IV.42 podemos sub-dividirlo del siguiente modo:

- a. Tramo que es paralelo al eje H, - donde se ubican los soportes 13SV6, 14SV6, 15SV6 y 1SV4; (remitirse al plano T.02) el cuadro IV.43 mues - tra los resultados de los efectos mostrados en la fig. IV. 39 cuan - do la línea trabaja a su condi - ción más severa. Apreciase que el ángulo θ° (que desplaza el eje vertical por efecto de dilatación)

es siempre menor que 4° .

- b. Tramo OA perpendicular al eje H (allí se ubican los soportes 2SV4 y 3SV4; remitirse al plano T.02); teniendo en cuenta las dilataciones $\Delta 1$ y $\Delta 2$ mostramos en el cuadro IV.44 los efectos mostrados en la fig. IV.39 y en el cuadro IV.45 el resumen de los desplazamientos por dilatación.

Observése que el ángulo desplazado θ° es siempre menor que 4° por lo que es innecesario el uso de soportes tipo rodillo; la magnitud Z que también es pequeño hace innecesario el uso de soportes de resorte de la fig. IV.37.

Cuadro N^o IV.44

SOPORTE	DESPLAZAMIENTO	θ°
2SV4	4.1	0.35
3SV4	0.79	0.05

Cuadro Nº IV. 45

SOPORTE	ΔZ (mm)	ΔX (mm)	ΔY (mm)
2SV4	0.63	8.1	4.1
3SV4	0.38	4.4	0.79

3-1-5 Zona Lavadora de Cajas ($\Phi 1\frac{1}{4}$)
(Tramo OD)

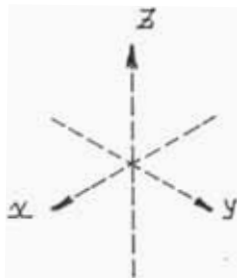
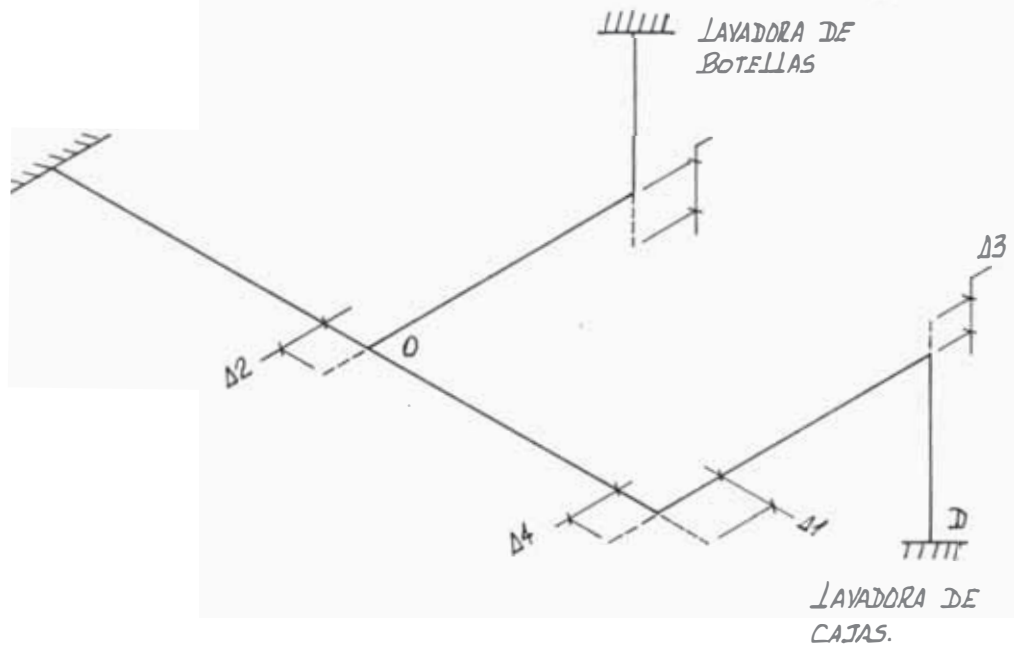


FIG. IV. 46

Determinación del Angulo que Desplaza

Cuadro N^o IV.47

SOPORTE	ΔY (mm)	Δh (mm)	θ°
1SV1.25	35	0.67	2.2
2SV1.25	37.6	0.78	2.37
3SV1.25	40.6	0.88	2.49
4SV1.25	44	1.03	2.69
5SV1.25	47	1.15	2.81
6SV1.25	50.3	1.32	3.0
7SV1.25	53.3	1.44	3.1

En resumen en la totalidad de la línea de vapor no contemplaremos el uso de soportes de rodillo, ni de soporte.

3-2. Soportes Colgantes Para la Línea de Condensado

Para la red de condensado desarrollaremos los soportes en forma similar a la red de vapor.

Para la línea de condensado que viene del pasteurizador distinguimos 3 partes principales; Tanque - eje H; (fig. IV.49) el tramo parale-

lo al eje H. y el tramo paralelo al eje 19 (fig. IV.93). El condensado que viene de la Lavadora de botellas enfocaremos las líneas en su totalidad.

Tomése como referencia el Cuadro IV. 36 (separación recomendad de soportes) y compárese con la separación elegida (cuadro IV.48)

Cuadro Nº IV.48

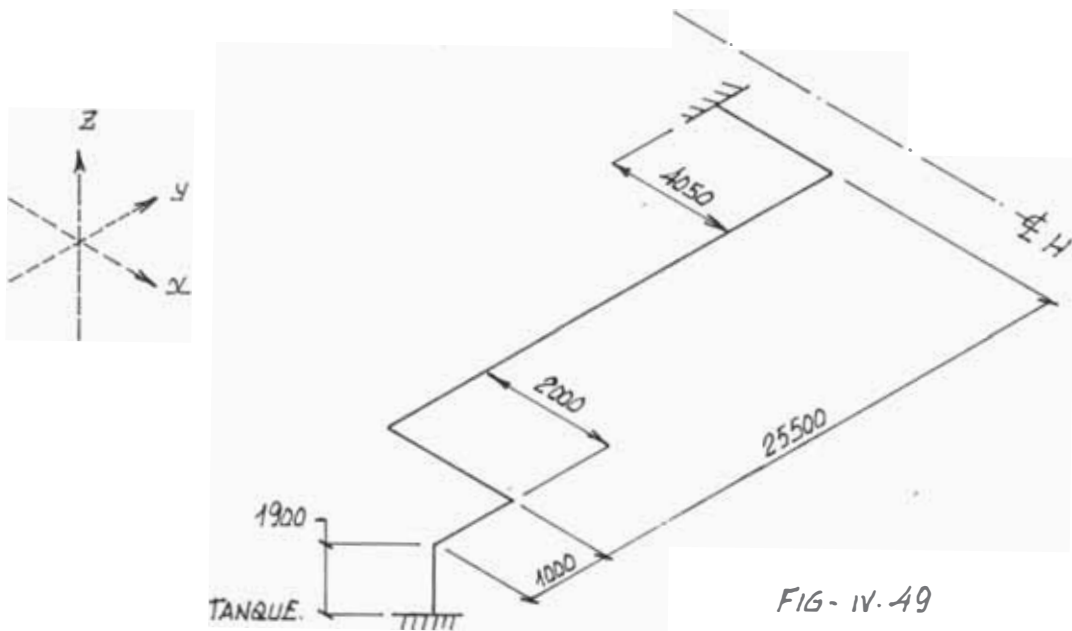
SEPARACION	4000	3000
Tubería	5" Ø	2½" Ø

Primero seleccionaremos el tipo de soporte a utilizar, mediante el cálculo del ángulo que desplaza la dilatación.

La ubicación de los soportes se encuentra de terminada en el plano T.02.

Analizaremos la Línea # 4

3-2-1. Tramo Tanque - Soporte Rígido.



Cuadro IV.50

SOPORTE	ΔX mm.	ΔY mm.	ΔZ mm.	θ°
18SC5	1.66	20.62	0.40	1.14
19SC5	1.36	17	0.61	0.97
20SC5	1.07	13.3	0.82	0.77
21SC5	0.77	9.6	1.0	0.58
22SC5	0.48	6.0	1.27	0.38
23SC5	0.26	3.2	1.47	0.2
24SC5	0.07	1.0	1.63	0.06

En el Cuadro IV.50; en el valor Z se incluye el efecto mostrado en la figura # IV.39.

Como el ángulo θ° es menor que 4° no es necesario el uso de soportes de rodillo.

3-2-2. Tramo A Pasteurizador Paralelo al
Eje H.

Cuadro N^o IV.51

SOPORTE	DILATACION (mm.)	Z (mm.)	θ°
16SC5	2.75	0.006	0.25
15SC5	6.2	0.03	0.59
14SC5	9.5	0.08	0.94
13SC5	12.8	0.15	1.31
12SC5	16.1	0.24	1.72
11SC5	19.4	0.37	2.18
10SC5	22.7	0.53	2.68
9SC5	26.0	0.74	3.24
8SC5	29.3	0.98	3.82

El ángulo θ° desplazado es menor que 4° y siendo la magnitud de h

despreciable no usaremos soporte de rodillo ni resorte variable.

3-2-3. Tramo a Pasteurizador Paralelo al Eje 19'

En su trayecto paralelo al eje 19' - hasta la subida de la tubería a conectarse con la máquina.

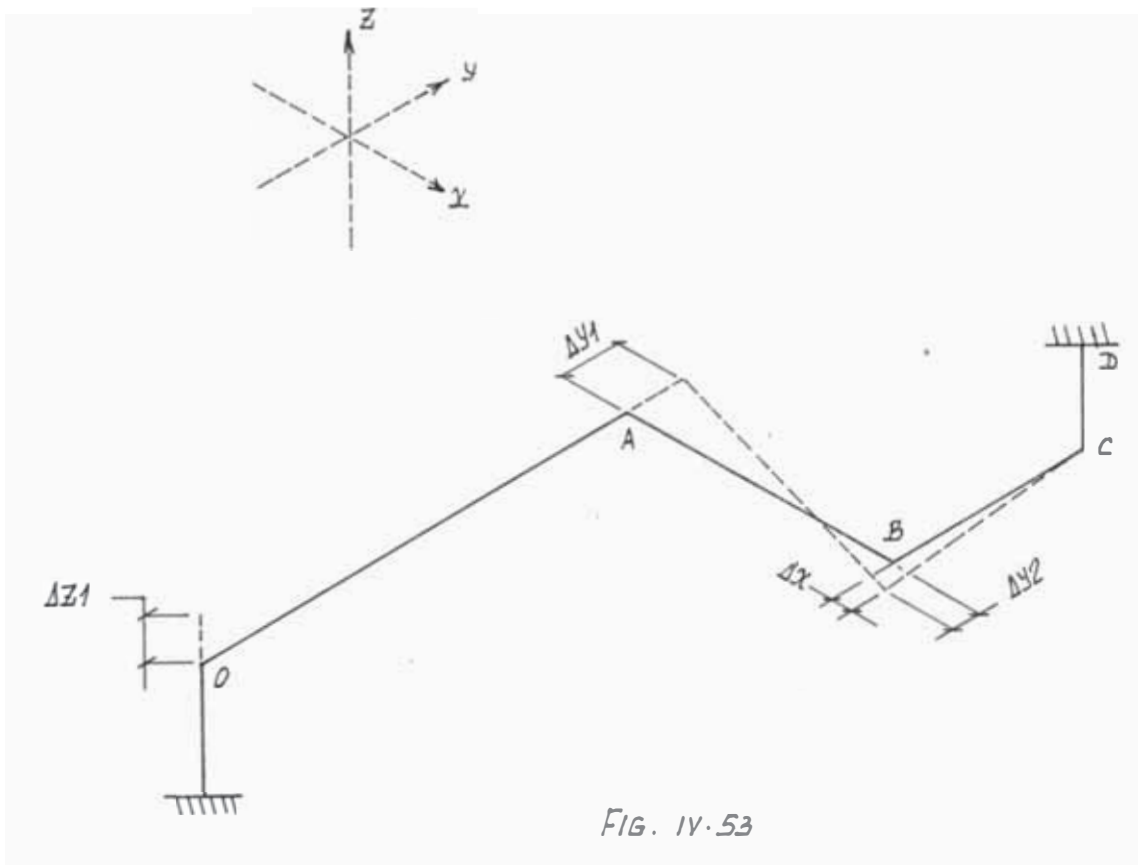
Cuadro Nº IV.52

SOPORTE	DILATACION (mm.)	Z (mm.)	θ°
1SC5	-	1.18	-
2SC5	2.66	1.02	0.52
3SC5	6.33	0.77	1.15
4SC5	9.91	0.53	1.62
5SC5	13.66	0.28	2.11
6SC5	17.33	0.037	2.51
7SC5	10.91	0.47	1.79

Concluimos que no es necesario - la instalación de soportes tipo rodillo en toda la tubería de 5" Ø que viene del pasteurizador.

Debemos aclarar que debajo de la
5" \emptyset irá conlizada la 1½" \emptyset
que conduce el condensador extraí-
do de la línea de vapor.

3-2-4. Tubería de Condensado de 2½" \emptyset



Tomando como referencia la figura anterior analizaremos los siguientes tramos:

Cuadro N° IV.54

TRAMO OA.

SOPORTE	ΔY (mm.)	ΔZ (mm)	θ°
36SC2.5	22	0.12	1.13
37SC2.5	19.3	0.29	1.0
38SC2.5	16.5	0.46	0.87
39SC2.5	13.7	0.63	0.74
40SC2.5	11	0.81	0.61
41SC2.5	8.25	0.98	0.46
42SC2.5	5.5	1.15	0.31
43SC2.5	2.75	1.33	0.16

El término ΔZ lleva incluido el efecto mostrado en la fig. IV.39

Cuadro Nº IV.55

TRAMO AB

SOPORTE	ΔX (mm.)	ΔY (mm.)	ΔZ (mm.)	θ°
35SC2.5	2.75	17.7	0.0	0.14
34SC2.5	5.5	12.3	0.01	0.29
33SC2.5	8.25	6.9	0.03	0.44
32SC2.5	11.0	1.6	0.06	0.60
31SC2.5	1.95	5.6	0.0	0.11

Cuadro IV. 56

TRAMO BC A LAVADORA DE BOTELLAS

SOPORTE	ΔX (mm.)	ΔY (mm.)	ΔZ (mm.)	θ°
27SC2.5	14.9	6.6	0.2	0.47
26SC2.5	8.7	3.9	0.72	0.28
25SC2.5	2.5	1.1	1.3	0.08

Podemos apreciar que en la tubería de $2\frac{1}{2}$ " \emptyset que viene de la Lav. de Bot. tan poco es necesario el uso de soportes - de rodillo o de resorte variable.

CAPITULO V

INGENIERIA DE DETALLE

Habiendo desarrollado en los capítulos anteriores la Ingeniería Básica, es decir la Ingeniería Conceptual de Trabajo, trataremos en este capítulo aquellas partes de las redes y de los soportes que requieran un tratamiento más específico (detalle).

V-1. INGENIERIA DE DETALLE DE LAS REDES

La Ingeniería de Detalle de las redes, las desarrollaremos en los planos:

- T.03 Disposición Isométrica de la Línea de Vapor de Agua.
- T.04 Detalles de Distribución del Vapor.
Líneas de Embotellado N° 3 y N° 4.

V-2. DE LOS SOPORTES

2-1. Soportes Fijos

2-1-1. Soportes Fijos de Vapor

Calcularemos los perfiles a usar en estos soportes.

2-1-1-1. Soporte Nº 1.

A partir del diagrama de momentos del soporte mostrado en la fig. IV.9 procedemos al cálculo de las vigas AB y CD de este elemento.

Las vigas principales (vi - gas horizontales) están so metidas a esfuerzos de flexo compresión. Determinaremos el perfil óptimo a usar en estas vigas.

Cálculo de los Momentos

Máximos.

Plano XY

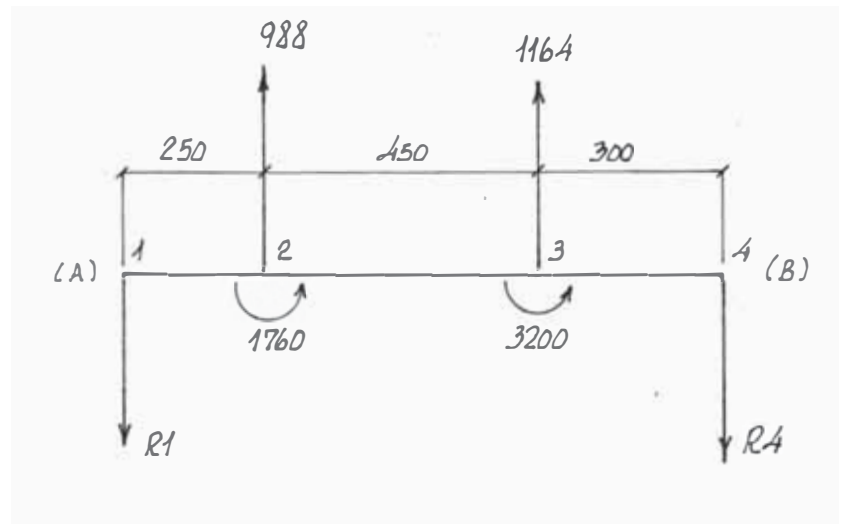


FIG. V-1

NOTA.- Las cargas están expresadas en Kgs.

Los momentos en Kg - cm.

Las distancias en mm.

Se indicará lo contrario.

$$R4 = 1111$$

$$R1 = 1040$$

Momentos:

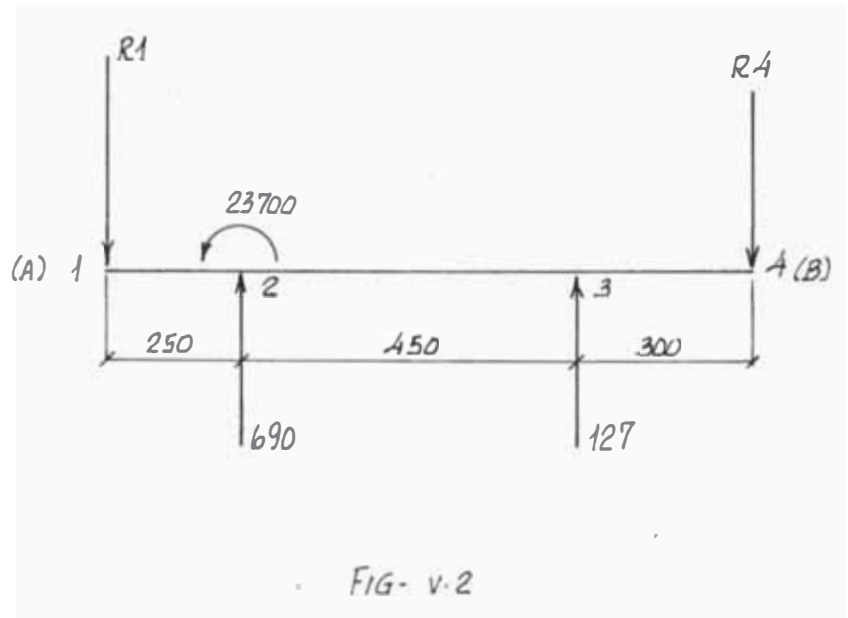
$$M2 = 27776$$

$$M3 = 33349$$

$$\text{Momento máximo} = M3 = 33349$$

$$(28886 \text{ lb-pulg.})$$

Plano XZ (vertical)



$$R1 = 317$$

$$R4 = 500$$

Momentos:

$$M2 = 31616$$

$$M3 = 14862$$

$$\text{Momento máximo} = M2 = 31616$$

(27385 lb - pulg).

Como se muestra en el esquema este caso es de flexocompresión; la flexión se produce en los planos XY e XZ; aplicaremos las consideraciones del Manual A.I.S.C.

Para estos casos de solicii
tación que dice:

Cuando $f_a/F_a \leq 0.15$ aplicar:

$$f_a/F_a + f_{bx}/F_b + f_{by}/F_b \leq 1.0$$

Probamos con W 6 x 12

$$A = 3.55 \text{ pulg}^2$$

$$S_x = 7.31 \text{ pulg}^3$$

$$S_y = 1.5 \text{ pulg}^3$$

$$r_x = 2.49 \text{ pulg} \quad r_y = 0.918 \text{ pulg.}$$

$$l = 39.37''$$

Carga de compresión: 154 lbs.

$$f_a = 154/3.55 = 43.4 \text{ psi.}$$

$$l/r_x = 15.81 \quad F_a = 20830 \text{ psi.}$$

$$f_a/F_a = 0.002 < 0.15$$

$$f_{b_x} = M/S_x = \frac{27385 \text{ lb-pulg}}{7.31 \text{ pulg}^3}$$

$$fb_x = 1761.$$

$$fb_y = M/S_y = 28886 \text{ lb-pulg}/1.5 \text{ pulg}^3$$

$$fb_y = 19257.3$$

$$f_b = 24,000 \text{ psi.}$$

$$fa/Fa + fb_x/Fb + fby/Fb = 0.96 < 1.0$$

El uso de un perfil W 6 x 12 es óptimo es este caso.

En el it. III.3-1-1. se calculó el esfuerzo de flexión y torsión debido a la expansión térmica en el punto en que se ubica este soporte obteniéndose: $S_B = 2895 \text{ lb/pulg}^2$, $S_T = 0.0$

Si añadimos este esfuerzo de flexión al cálculo realizado anteriormente no sobrepasamos el esfuerzo permisible.

Los detalles constructivos se encuentran en el plano S.01

2-1-1-2 Soporte N° 2

En base a la fig. IV.15 que nos muestran el esquema del soporte y su diagrama de carga calculamos los perfiles de este soporte.

Hacemos una simplificación considerando las armaduras A1, A2, A3, A4 como independientes (toman sus cargas correspondientes. Ver fig. IV.15)

Cuadro N° V.3

SOPORTE 2	ARMADURA	SOPORTA CARGA II A:	LINEA QUE ORIGINA LA CARGA:
Sector 2-1	A1 A2	Eje H Eje H	4 3
Sector 2-2	A3 A4	Eje 20 Eje 20	4 3

SECTOR 2-1

ARMADURA A1

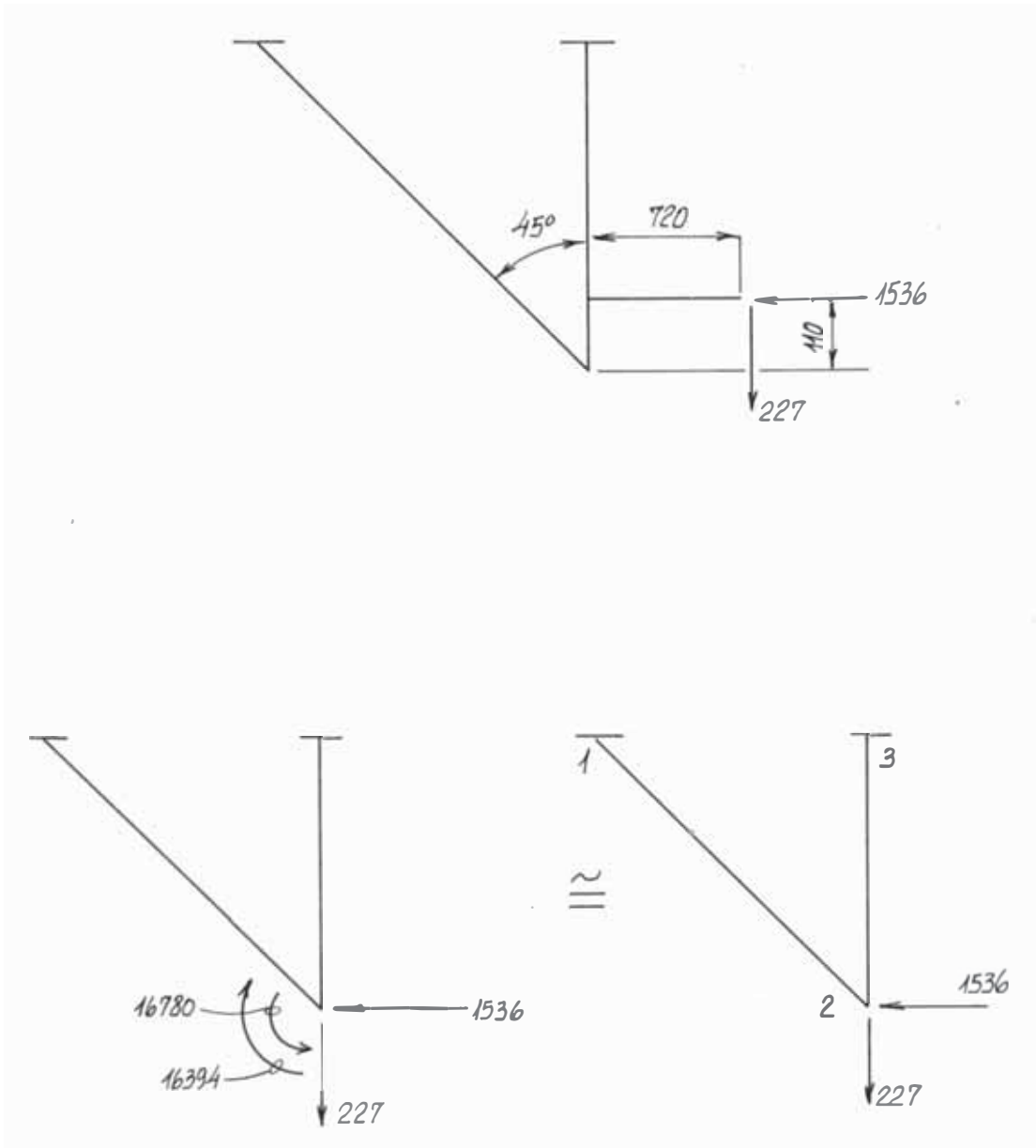
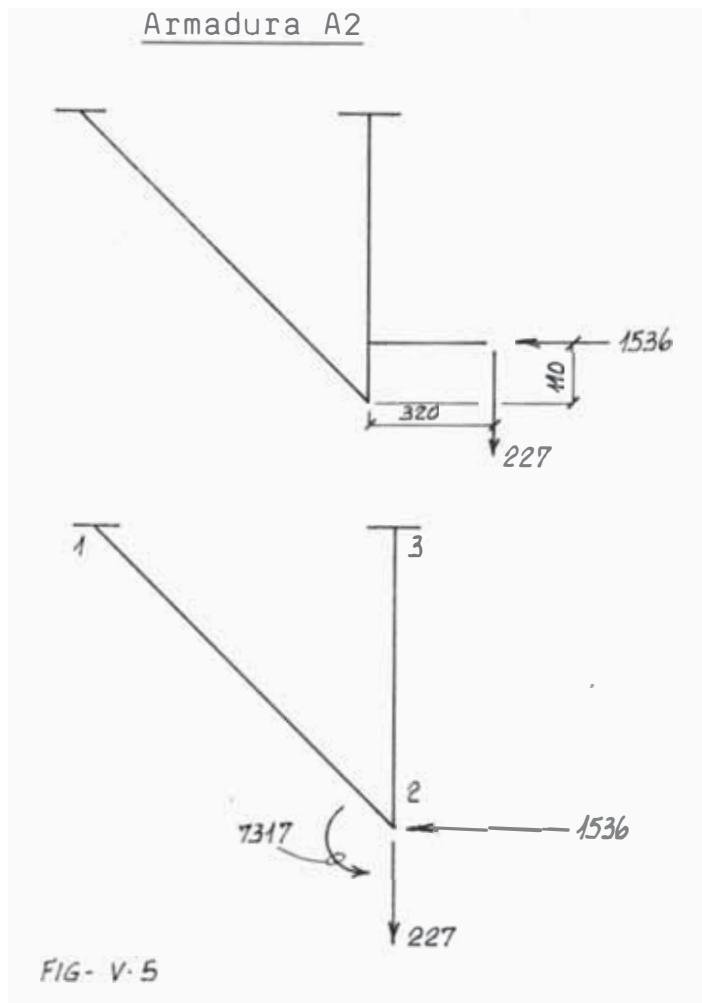


FIG- V.4



De los casos presentados el más crítico es el de la A2 porque tiene un momento significativo. Calculamos 2-3.

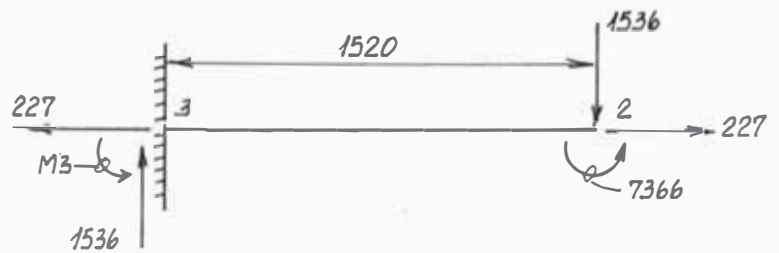


FIG. V.6

Momento máximo = $M_3 = 2\,26767$
 (196420 lb-pulg).

probando con W 6 x 16
 $\sigma_{\text{diseño}} = 15000 \text{ psi.}$

$$S = 11 \text{ pulg}^3$$

usamos W6 x 16

VIGA 1-2

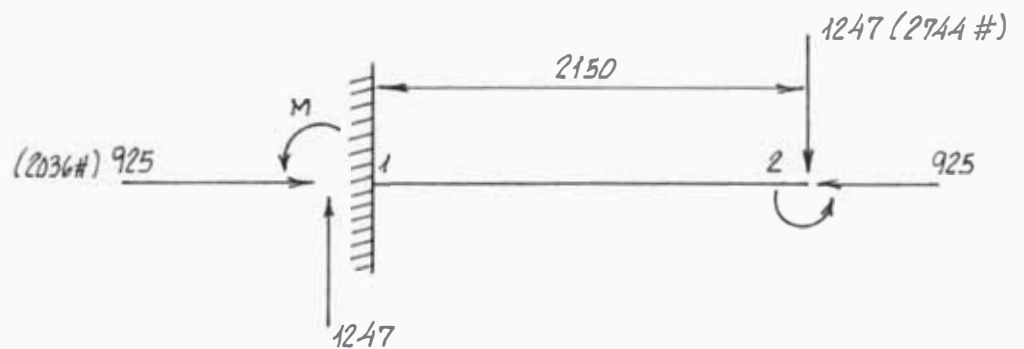


FIG. V.7

Es un caso de flexio-com -
presión.

Probamos con W6 x 16;

$$A = 4.74 \text{ pulg}^2$$

$$f_a = 2036/4.74 = 429.5 \text{ psi.}$$

$$r_x = 2.6 \text{ pulg.}$$

$$l = 2150 = 84.6 \text{ pulg.}$$

$$l/r_x = 32.5; \quad F_a = 19760 \text{ psi.}$$

$$f_a/F_a = 0.0217 < 0.15$$

$$\text{aplicar : } f_a/F_a + f_b/F_b \leq 1.0$$

$$S_x = 10.2 \text{ pulg}^3$$

$$\text{Momento máximo} = (225762 \text{ lb-pulg})$$

$$f_b = 225762/10.2 = 22133.5 \text{ psi.}$$

$$F_b = 0.6 F_y \approx 24,000$$

$$f_a/F_a + f_b/F_b = 1.01$$

$$\sim 1.0 = 1.0$$

Usaremos W6 x 16

Sector 2-2 que tomará cargas
al eje 20 (Armaduras
A3, A4, ver (fig. IV.15)
Esquema: (soporta carga Línea
3 armadura A4).

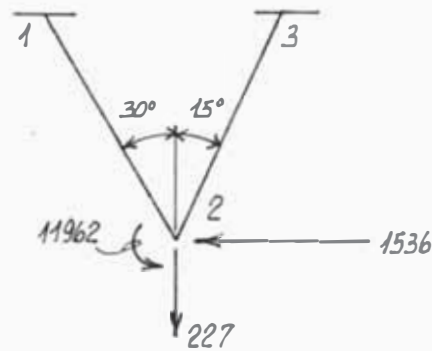
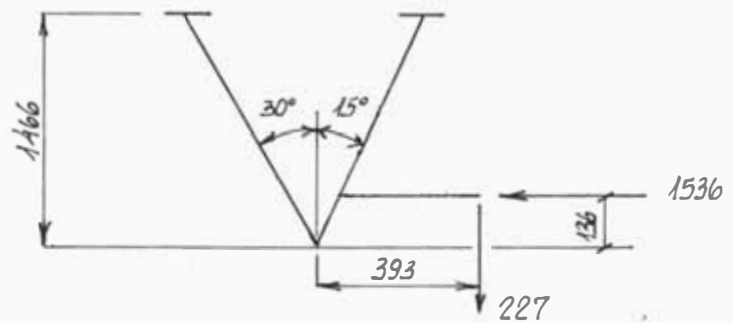


FIG - V-8

VIGA 2-3

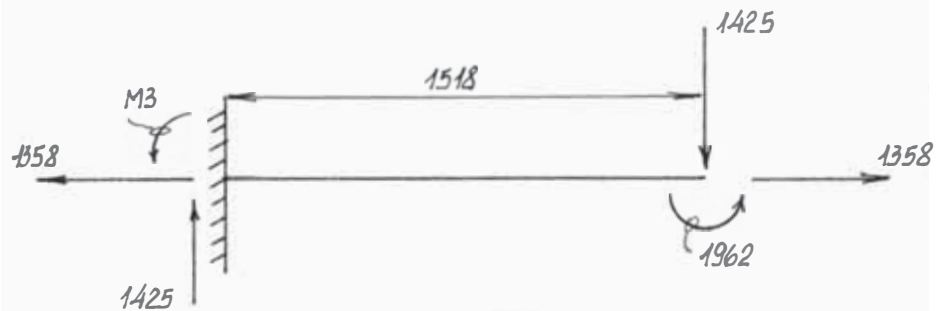


FIG - V-9

Momento máximo: 205200 (177 740 lb-pulg) =

M3 = usar W6 x 16

Viga 1-2

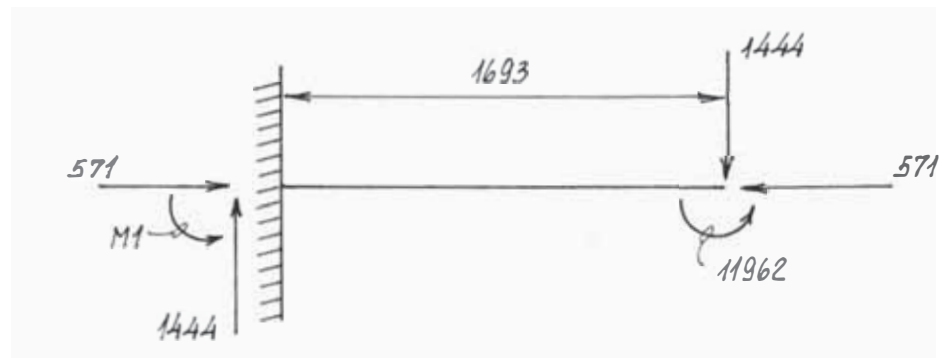


FIG- V.10

M máx. = M1 = 232317 (201227 lb-pulg)

Es un caso flexo-compresión.

probando con W6 x 16

$A = 4.74 \text{ pulg}^2$; $r_x = 2.6 \text{ pulg.}$,

$S_x = 10.2 \text{ pulg}^3$

$f_a = 1257/4.74 = 265.2 \text{ psi.}$

$l/r_x = 66.6/2.6 = 25.6$; $F_a = 20225 \text{ psi.}$

$f_a/F_a = 0.013 < 0.15$

aplicar $f_a/F_a + f_b/F_b \leq 1.0$

Momento máximo = M1 = 232326 (201227

lb-pulg).

$f_b = 201227/10.2 = 19728 \text{ psi.}$

$F_b \cong 24000$

$f_a/F_a + f_b/F_b = 0.84 < 1.0$

Por lo tanto usaremos W6 x 16 en la fabricación del soporte.

Para los detalles de fabricación remitirse al plano S.01.

2-1-2 Soportes Fijos de Condensado

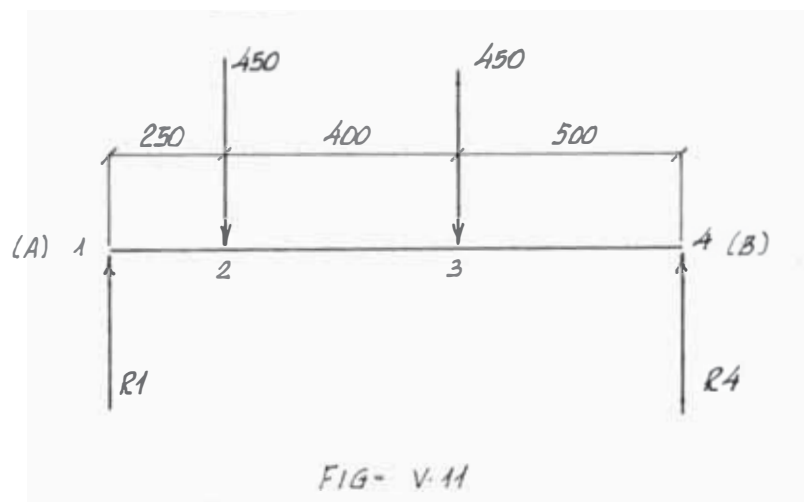
2-1-2-1 Soporte Nº 1

Calcularemos los perfiles a usar en base al diagrama de momentos de la fig. - IV.20 y auxiliados con el esquema mostrado en la fig. IV.22

Las vigas principales de este soporte (horizontales) están sometidas a esfuerzos de flexo-compresión. Determinaremos el perfil óptimo a usar en estas vigas. (ver fig. IV.20).

Cálculo de los Momentos
Máximos

Plano XZ.



NOTA.- Las cargas están dadas en Kg.

Las distancias en mm.

Los momentos en Kg - cm.

Indicaremos lo contrario.

$$M_1 = 0$$

$$R_1 = 548.5 \quad R_4 = 351.5$$

$$M_2 = 13658$$

$$M_3 = 17598$$

$$\text{Momento máximo} = M_3 = 17598$$

(15236 lb-pulg). 010

PLANO XY

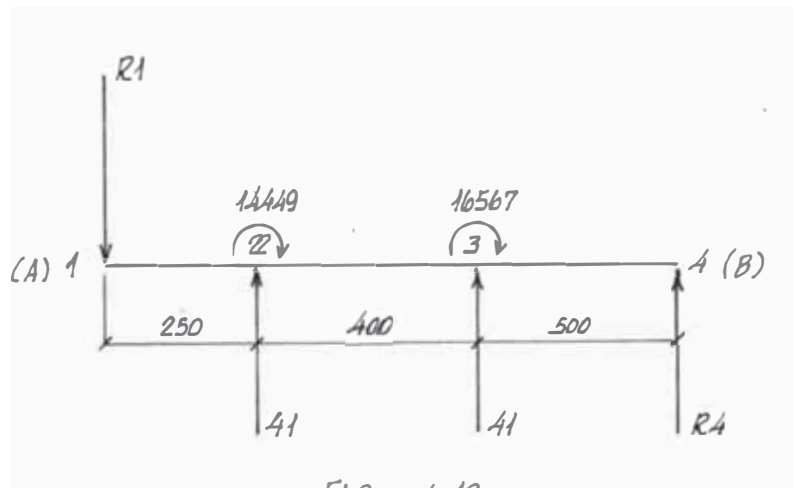


FIG. V. 12

$$R_4 = 237 \quad R_1 = 319$$

$$M_2 = 6509$$

$$M_3 = 4717$$

$$\text{Momento máximo} = M_2 = 6509$$

(5638 lb-pulg)

Cálculo por Flexo-Compresión

Probamos con un perfil tipo.

C4 x 7.25

$$A = 1.59 \text{ pulg}^2$$

$$r_x = 1.56 \text{ pulg.}$$

$$r_y = 0.449 \text{ pulg.}$$

$$S_x = 1.93 \text{ pulg}^3 \quad S_y = 0.283 \text{ pulg}^3$$

$$l = 45.3 \text{ pulg}$$

determinamos el esfuerzo de compresión

$$f_a = 180/1.59 = 113 \text{ psi.}$$

$$l/r_x = 45.3/1.56 \approx 29$$

Determinamos el esfuerzo de compresión permisible

$$F_a = 20010 \text{ psi.}$$

$$f_a/F_a = 0.0056 < 0.15$$

Cuando se cumple esta relación aplicar la fórmula

$$f_a/F_a + f_{bx}/F_b + f_{by}/F_b \leq 1$$

Al SC, sección 5, fórmula 1.6.2.)

$$f_{bx} = M_x/S_x = 3593 \text{ psi.}$$

$$f_{by} = M_y/S_y = 19922 \text{ psi.}$$

$$F_b = 0.66 F_y \approx 24000 \text{ psi.}$$

$$f_a/F_a + f_{bx}/F_b + f_{by}/F_b =$$

$$0.985 < 1$$

El perfil seleccionado cum
ple con esta sollicitación -
de esfuerzos.

Usaremos C 4 x 7.25

(Ver plano S.01).

2-1-2-2 Soporte N° 2

Calcularemos los perfiles a
usar en base al diagrama de
cargas y esquema mostrado -
en la fig. IV. 22

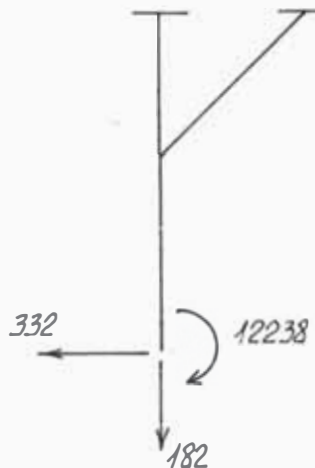
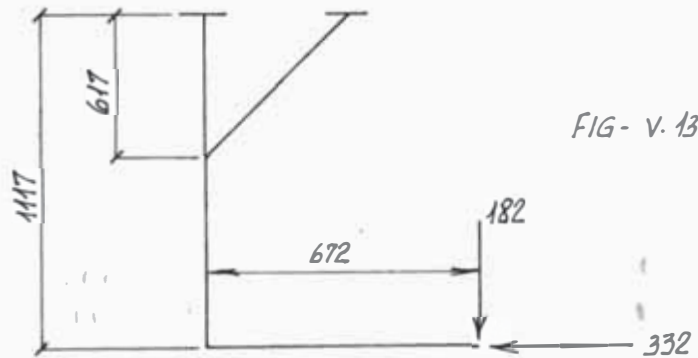


FIG - V. 14

Calculamos la viga vertical

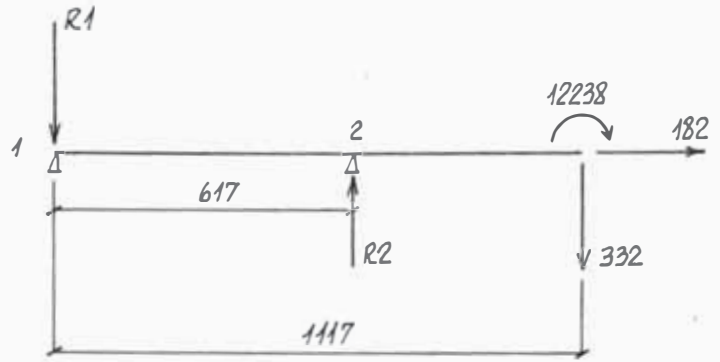


FIG- V-15

$$R1 = 467$$

$$R2 = 800$$

Momento máximo = $M = 28840$ (24980 lb-pulg).

$$S = 1.04 \text{ pulg}^3$$

Usamos W 4 x 13.

Sector 2.2

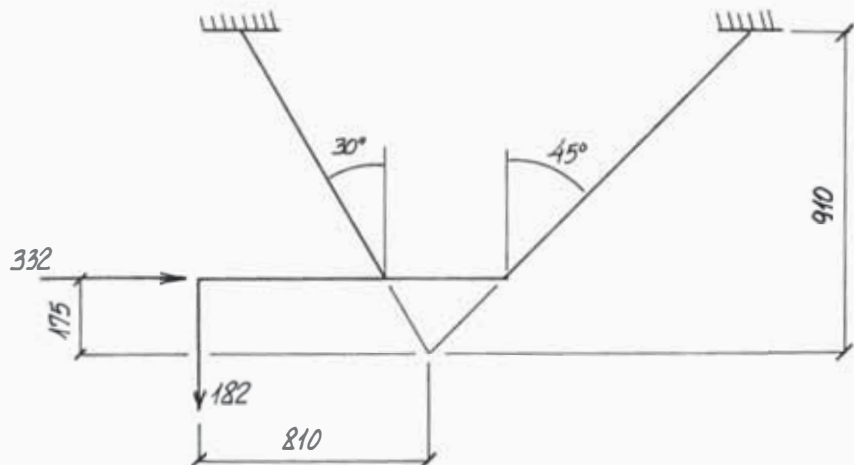


FIG- V-16

El esquema mostrado corresponde a la armadura A4 que es la más crítica.

Diseñamos el soporte haciendo referencia al punto de trabajo.

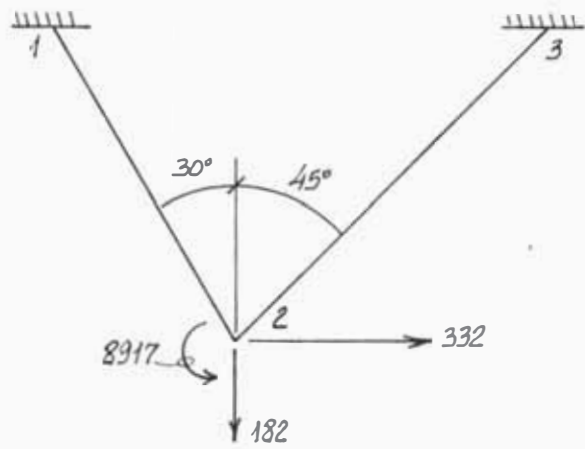


FIG - V.17

Calculamos la Viga 2-3

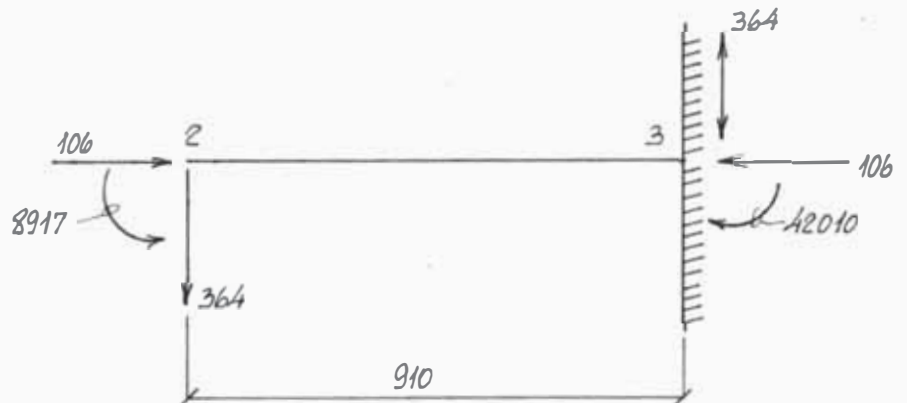


FIG - V.18

Es un caso flexo-compresión;

probaremos con una viga

W4 x 13.

$$A = 3.83 \text{ pulg}^2;$$

$$r_x = 1.72 \text{ pulg};$$

$$S_x = 5.46 \text{ pulg}^3$$

$$f_a = 233/3.83 = 61$$

$$l/r_x = 35.8/1.72 = 20.83;$$

$$F_a = 20550 \text{ psi.}$$

$$f_a/F_a = 0.003 < 0.15$$

$$\text{Usamos } f_a/F_a + f_b/F_b \leq 1.0$$

Momento máximo = $M_3 = 42010$
(36387 lb-pulg)

$$f_b = 36387 / 5.46 = 6664$$

$$f_a / F_a + f_b / F_b = 0.28 < 1$$

corresponde a un valor

W 4 x 13

Viga 1-2

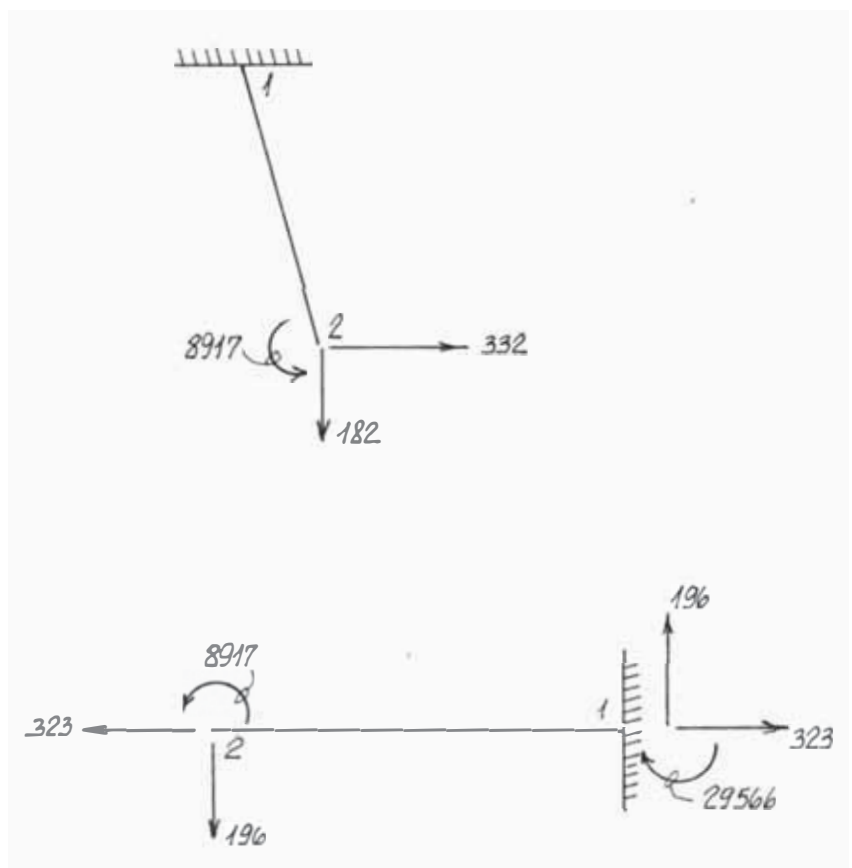


FIG- V.19

Momento máximo: $M_1 = 29566$
(25608 lb-pulg)

$$S = 25608 / 12,000$$

$$S = 2.14 \text{ pulg}^3$$

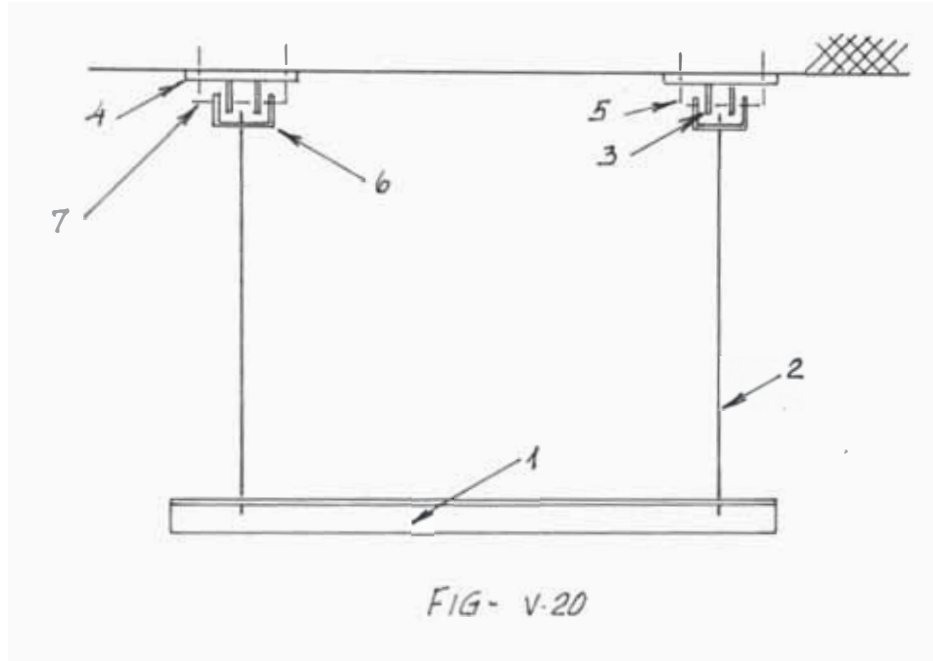
Usaremos en todo el soporte

W 4 x 13.

(Ver plano S.01).

V-2-2. INGENIERIA DE DETALLE DE LOS SOPORTES

Tipo 1



Es esquema mostrado permite apreciar las partes principales que componen un soporte de este tipo.

1. Angulo o Travesaño
2. Barra
3. Orejas
4. Placa de sujección
5. Pernos expansivos
6. Oreja tipo U o Clevis
7. Perno pasante.

El método de cálculo es similar al utilizado en los soportes colgantes; podemos resumir los resultados obtenidos en el plano N° S.02

NOTA : Las medidas estarán dadas en mm. salvo indicación contraria.

V-2-3. SOPORTES COLGANTES

2-3-1. Soportes Colgantes de la Línea de Vapor

Hemos determinado que para la línea de vapor necesitamos soportes tipo colgador según la fig. V.21, calcularemos sus partes principales:

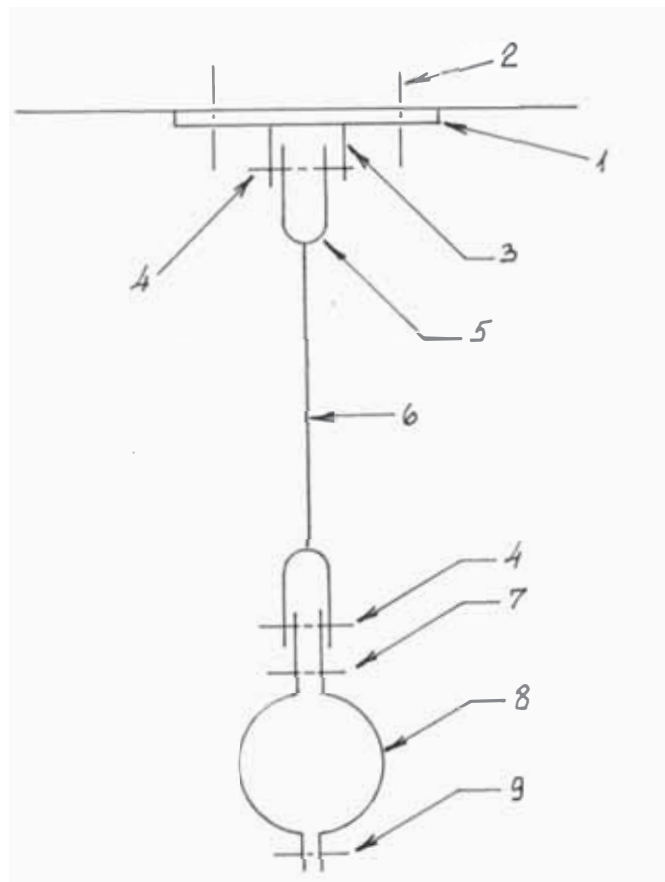


FIG - V.21

Calcularemos los soportes para la tubería de 8" Ø.

Para los soportes correspondientes a la tubería de 6", 4" y 1½" Ø mostraremos - en cuadros esquemáticos los resultados.

Tramo Cabecero - Bifurcación (8" Ø)

A) Elemento 6 - Varilla

Peso unitario del tubo 8" Ø sch. 20:
91.71 Kg/mt.

Luz entre soportes : 5.4 mt.

Material a usar en la varilla:

ASTM A-36

Esfuerzo de diseño: 702.72 Kg/cm²
(10,000 psi.)

La carga estática la multiplicaremos por 2 a fin de absorber efecto de carga súbita.

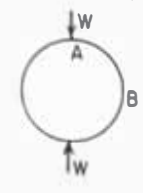
$$A = 1000 \text{ Kg} / 702.9 \text{ Kg/cm}^2$$
$$A = 1.42 \text{ cm}^2 \text{ (0.22 pulg}^2\text{)}.$$

Seleccionamos una varilla de 5/8" Ø cuya área de esfuerzo es 0.226 pulg².

B) Cálculo del Elemento 8 - Abrazadera

La abrazadera será calculada como anillo delgado.

1.



$$LT_M = \frac{-WRt}{2} \quad LT_V = \frac{-Wt}{2}$$

$$LT_V = \frac{-Wt}{2}$$

$$M_A = \frac{WR}{\pi}$$

$$T_A = 0$$

$$V_A = 0$$

$$D_H = \frac{WR^3}{EI} \left(\frac{2}{\pi} - \frac{k_3}{2} \right)$$

$$D_V = \frac{-WR^3}{EI} \left(\frac{\pi k_1}{4} - \frac{2}{\pi} \right)$$

Max + M = M_A = 0.3183WR Max - M = M_B = -0.1817WR

If $\alpha = \beta = 0$, $D_H = 0.137 \frac{WR^3}{EI}$ and $D_V = -0.149 \frac{WR^3}{EI}$

For greater accuracy when the ring is relatively thick, multiply D_H by k_H and D_V by k_V , where k_H and k_V depend upon the ratio of outer radius R_o to inner radius R_i and have the following values:

R_o/R_i	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9
k_H	1.05	1.115	1.175	1.225	1.275	1.325	1.360
k_V	1.03	1.055	1.090	1.114	1.155	1.180	1.225

(Ref. 19)

CUADRO V.22

M máx. = WR/π = M_A

M_B = -0.1817 WR.

= My/I

y = t/2

I = bt³/12

$$\frac{y}{I} = \frac{6}{bt^2}$$

W : Carga aplicada

R : radio medio del anillo: $\frac{1}{2}$ (Ø ext tub. + espesor)

$$\sigma = 1.91 \frac{W}{bt^2} \frac{(\text{Ø ext tub} + t)}{2}$$

W = 1000 Kg.

b = 63.5 mm.

t = 16 mm.

calculado = 1399 Kg/cm² (19903 psi).

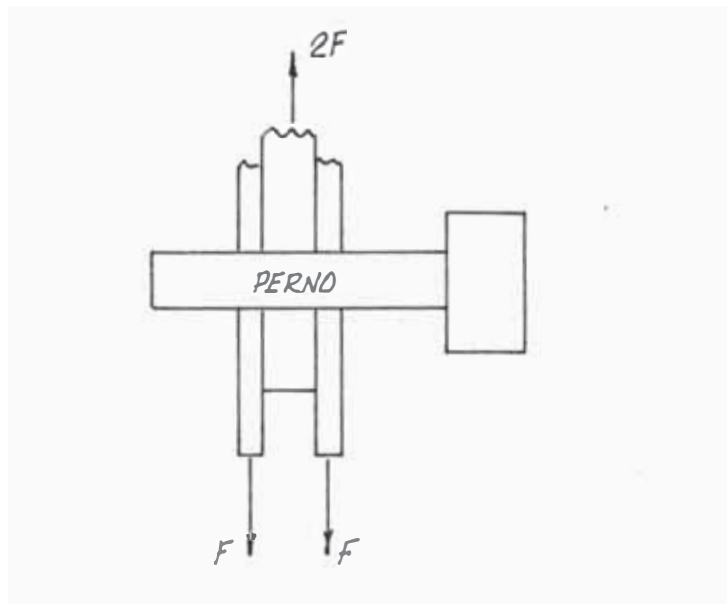
el material que usaremos será ASTM A-36.

Por lo que aceptaremos un esfuerzo de flexión

1476 $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ (21,000 psi).

C) Cálculo del Elemento 4 - Perno
Principal

Este elemento que atravieza la horquilla (el.5) será calculado por corte, un esquema simplificado de este caso será :



$$\sigma = F/nA$$

: número de áreas de corte; para nuestro caso $n = 2$

$F = 1000 \text{ Kg.}$

para perno $3/4" \text{ } \emptyset$, $\sigma = 87.51 \text{ Kg/cm}^2$
(1245 psi).

este perno tiene que ser seleccionado conjuntamente con la horquilla (el.5) y la varilla (el.6) por lo tanto para que estos sean compatibles seleccionamos:

Varilla (el.6) : 5/8" Ø

Horquilla (el.5) : Tipo Clevis AISC

Nº 2.

Perno pasante (el.4) : 3/4" Ø

D) Cálculo del Elemento 3 - Orejas

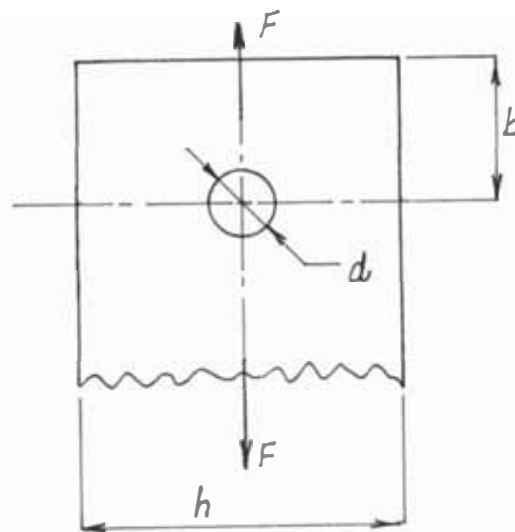


FIG- V.24

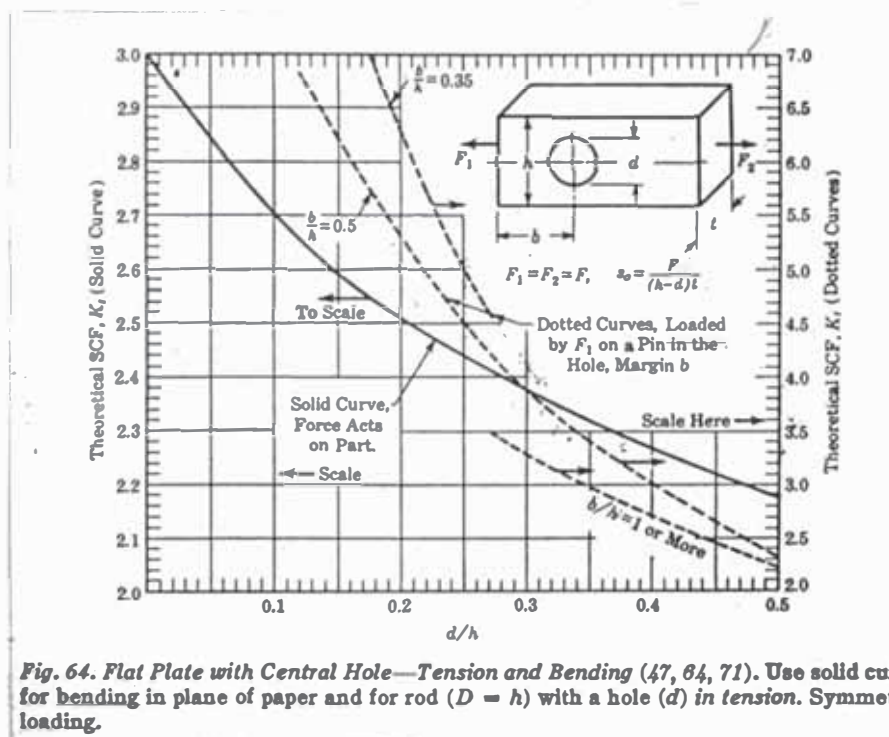


Fig. 64. Flat Plate with Central Hole—Tension and Bending (47, 64, 71). Use solid curve for bending in plane of paper and for rod ($D = h$) with a hole (d) in tension. Symmetric loading.

FIG - V.25

Definimos: $h = 63.5 \text{ mm. } (2\frac{1}{2}");$
 $d = 20.6 \text{ mm. } (13/16)$
 $b = 38 \text{ mm. } (1\frac{1}{2}");$

Calcularemos el espesor t

$$\begin{aligned} b/h &= 0.6 & K &= 3.5 \\ d/h &= 0.325 \end{aligned}$$

$$S = \frac{F \cdot K}{(2.5 - \frac{13}{16}) t} = 2.074 \frac{F}{t} ;$$

$$F = 500 \text{ Kg.}$$

Seleccionamos:

$$t = 3/8"$$

$$(S = 6083 \text{ psi.})$$

E) Cálculo del Elemento 1 -
Placa de Sujeción

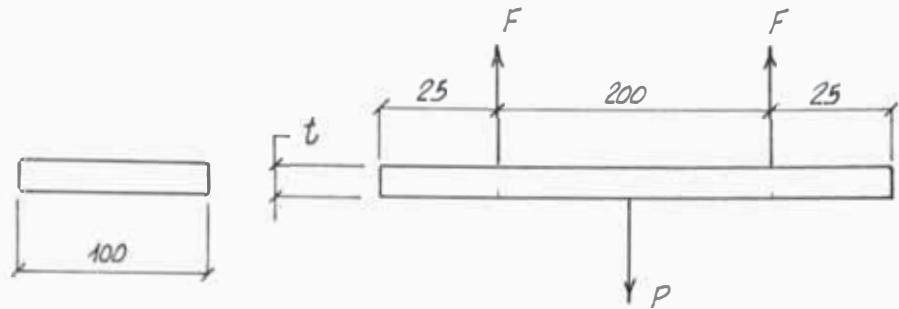


FIG- V-26

$$F = P/2$$

$$M \text{ máx.} = Pl/4$$

$$\sigma \text{ máx.} = \frac{t/2 \cdot M_{\text{máx.}}}{bt^3/12} = 1.5 \frac{Pl}{bt^2}$$

$$b = 100 \text{ mm} \quad l = 200 \text{ mm.}$$

$$\sigma \text{ máx.} = 2.96 \quad P/t^2$$

Cálculo por resistencia.

Esfuerzo actuante en la placa.

Para $\Phi 8''$, $t = \frac{1}{2}''$

$$\sigma_{ACT} = 1831 \text{ Kg/cm}^2 \quad (26,000 \text{ psi}).$$

Calculamos la deflexión en la placa

$$\Delta = 0.009317 \frac{Pl^3}{EI}$$

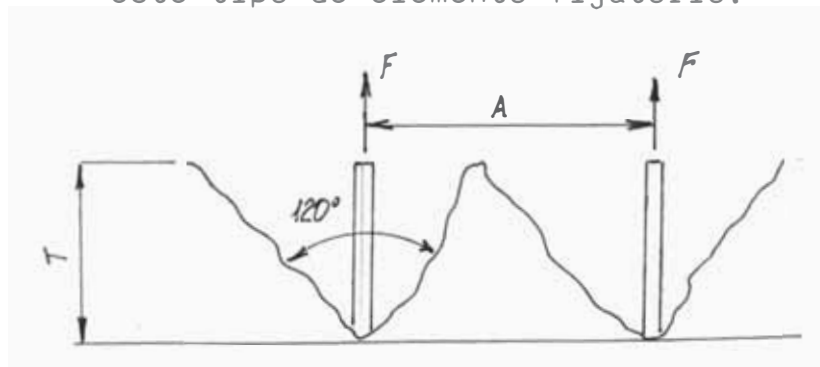
Para $t = \frac{1}{2}$ " $\Delta = 0.205$ mm.
valor que es aceptado si limitamos
la deflexión de la plancha a $L/500$
 ≈ 0.286 mm.

F) Cálculo del Elemento 2 -
Pernos Expansivos

Del catálogo de pernos y tacos para
fijaciones "HILTI" a fin de soportar
la carga estática y dinámica (sísmi-
ca).

Hemos seleccionado un taco HILTI HDI
que tiene la ventaja de poder fijarse
en losas de espesor relativamente pe-
queño y es removible.

Brindamos algunas varacterísticas de
este tipo de elemento fijatorio.



$$A_{\min} = 3.464 T$$

donde A es la distancia mínima que de
ben estar separados dos tacos a fin -
que no interfieran en la zona de in
fluencia de falla del taco vecino.

Taco HDI : esfuerzo de rotura a la -
tensión : 100,000 psi.

Punto de fluencia: 80,000 psi.

Para un hormigón con 4.000 psi. de
resistencia, seleccionando un perno
de $\frac{1}{2}$ " \emptyset su carga de extracción será
de 2830 Kg.

Se recomienda que el valor de diseño
sea el valor anterior dividido por 4.
La carga de extracción debe ser afecu
tada de:

Fr, Fa, Fb, Ft, que son factores de
reducción debido a:

Fr : cercanía al borde.

Fa : proximidad entre tacos.

Fb : características del hormigón.

Ft : influencia de la profundidad de colocación.

En nuestro caso : Fr = 1.0 Fb = 1.0
Ft = 1.0

Como tenemos un perno de $\frac{1}{2}$ " \emptyset , y una separación de 200 mm. (8"), son 16 - diámetros de perno) Fa = 1.0

Seleccionamos taco HILTI HDI con rosca interna; 2" de profundidad galvanizado (la perforación será de $\frac{5}{8}$ " \emptyset).

De manera similar a la expuesta hemos calculado los soportes para tubería de 6" \emptyset y 4" \emptyset ; y procurando - standarizar los materiales hemos seleccionado :

Cuadro V. 30

ELEMENTO	Nº (fig. V.21)	PARA 8"	PARA 6" Ø	PARA 4"
Varilla	6	5/8" Ø	5/8" Ø	5/8" Ø
Abrazadera	8	2½" x 5/8"	2½" x ½"	3/8" x
Perno	4	5/8" Ø	5/8" Ø	5/8" Ø
Horquilla	5	Clevis AISC Nº 2	Clevis AISC Nº 2	Clevis AISC Nº2
Orejas	3	3/8"	3/8"	1/4"
Placa Sujección	1	1/2"	1/2"	1/4"
Perno Expansivo	2	1/2" Ø	1/2" Ø	1/2" Ø

2-3-2. Soportes Colgantes de la Línea
de Condensado

En IV.3 se ha decidido el uso de este tipo de soportes para esta re; por un método de cálculo similar al utilizarlo en el it. 2-3-1. (Soportes de la red de vapor).

y con el auxilio de la fig. Nº V.21. Resumimos los resultados obtenidos en el Cuadro V.31.

Componentes de Soportes Para la Red de
Condensado

Cuadro N° V.31.

ELEMENTO	Nº	PARA TUBERIA 5" Ø	PARA TUBERIA 2½" Ø
Varilla	6	5/8" Ø	5/8" Ø
Abrazadera	8	3/8"	1/4"
Perno	4	3/4" Ø	5/8" Ø
Horquilla	5	Clevis N° 2	Clevis N° 2
Orejas	3	1/4"	1/4"
Placa de Sujección	1	1/4"	1/4"
Perno Expansivo.	2	1/2" Ø	3/8" Ø

2-3-3 Soportes de la Red de Desagüe

En el cuadro IV.36 se muestra la separación recomendada. De acuerdo a nuestras condiciones establecemos la separación - entre tuberías.

Cuadro N° V.32

DIAMETRO TUBERIA (pulg)	10"	8"	6"	4"
SEPARAC. (mm.)	6100	5000	5000	4000

La carga estática que origina el tramo
mostrado anteriormente lo incrementamos
en 2.5 veces, debido a la densidad de -
los deshechos, sismo etc.

Las dimensiones básicas de los componentes
son: (Ver fig. 21)

Cuadro N° V.33

ELEMENTO	N° Fig. V.21	10"	8"	6"	4"
Varilla	6	3/4"	5/8"	3/8"	3/8"
Abrazadera	8	3/4" x 3"	3 x 1/2"	2 1/2" x 3/8"	2 x 5/16
Perno	4	3/4"	5/8"	3/8"	3/8"
Horquilla	5	Clevis 2 1/2"	2	-	-
Orejas	3	3/8" x 2 1/2"	2 x 5/16	1 1/2" x 1/4"	1 1/2" x 1/4"
Placa Sujección	1	3/4"	5/8"	1/2"	3/8"
Perno expan.	2	5/8"	5/8"	5/8"	5/8"

C O N C L U S I O N E S

1. La elaboración de este Proyecto, conjuntamente con el desarrollo de las líneas principales (Casa de - Fuerza - Zona de Embotellado) permitirá que una - vez superados los problemas financieros y logísti- cos pueda fabricarse e instalarse primero la Línea de Embotellado N° 3 y posteriromente la N° 4 con lo cual la planta alcanzaría la capacidad de pro - ducción que se ha proyectado.
2. Es recomendable que desde el inicio del Proyecto - el Ingº de proceso determine la mejor ubicación de los equipos en concordancia con el Ingº diseñador de tuberías; tendrán ambos especial atención en los puntos de suministro a los equipos, lo que permitirá al segundo,seleccionar las trayectorias más convenientes que deberán seguir las redes.
3. En la zona de embotellado se definirá primero la trayectoria de la red de cerveza.
Como ya fué explicado tiene prioridad porque en lo posible debe carecer de cambios de dirección (tan- to en planos horizontal y vertical).

4. Las trayectorias de las restantes redes (excluida - la de cerveza) serán definidas teniendo en cuenta factores como el de facilidad de mantenimiento e - instalación, ahorro en la longitud de tuberías y soportes; sin descuidar el aspecto de la estética.

5. Es recomendable que desde el inicio del diseño se tenga muy presente el problema de la flexibilidad, a fin que las configuraciones logradas no sean demasiado rígidas.

También desde el inicio se debe tomar previsión para ubicar válvulas, accesorios e instrumentos a fin de lograr las máximas facilidades en la instalación y mantenimiento.

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

1. Dibujo de Ingeniería
THOMAS E. FRENCH - Ed. UTEHA. 5ª Edición 1975
2. Design of machine elements.
VIRGIL MORING FAIRES - Ed. UTEHA. 4ª Edición 1968
3. Design of piping Systems
KELLOGG COMPANY - Ed. JOHN WILEY y Sons inc - 2ª ed.
1973.
4. Manual Crane
Crane Co. Edición 1975
5. Manual del Ingeniero Mecánico
6. Manual del Constructor de Máquinas
H. DUBBEL - Editorial Labor. 3ª edición 1969
7. Manual of Steel Construction
AISC - 8ª Edición 1982
8. Piping design and EGINEERING.
Grimmell Company - 3ª Edición 1972
9. Termodinámica
VIRGIL MORING FAIRES - Editorial UTEHA. 2ª Edición
10. Tubería Industrial
CHARLES T. LITTLETON - Editora Continental - 1ª
Ed. 1964
11. Resistencia de Materiales
P.A. STIOPIN - Editorial MIR - 2ª edición.

12. Steam Handbook

BABCOCK y WILCOX - 38ª edición - 1975

13. Catálogo de Técnicas para la Instalación de
Compresas de Aire

Compresoras Andinas S.A. 1984
