

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

"Rediseño del Sistema de Enfriamiento de Proceso de Inyección
de Pre-botellas de Resina PET."

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Examen Complexivo

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Manuel Abraham Toro Loayza

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios y a la Virgen María por darme el empuje y la oportunidad de concluir esta etapa de mi vida, a mi esposa Magali, mis hijas María del Cisne y Jocelyn Belén, que me han dado su tiempo y amor, a mis padres y hermanos por haberme dado el estudio y los valores para la vida.

DEDICATORIA

A DIOS.

A LA VIRGEN MARÍA.

A MI ESPOSA MAGALI.

A MIS HIJAS.

A MIS PADRES.

A MIS HERMANOS.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Dr. Juan Peralta Jaramillo
VOCAL

Dra. Emerita Delgado Plaza
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de examen complejo me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Manuel Abraham Toro Loayza

RESUMEN

Este Proyecto se realizó en una empresa dedicada a producir pre-botellas y con resina PET, trabaja 24/7/365 días al año, 7 máquinas inyectoras, con fallas en el sistema de refrigeración y bajo grado de utilización (GU) de 65%, con costos elevados de producción. El objetivo principal de este trabajo fue resolver este problema y reducir los costos de operación y mantenimiento. Como hipótesis se considera que la suciedad del agua, la parada de equipos y la falta de capacidad de refrigeración es la causa de la continua disminución de producción y por lo tanto resolver estos problemas justifica el desarrollo del presente proyecto.

Como metodología se recopiló información de los equipos de producción y del sistema de refrigeración instalado; con los datos se dimensionaron las características de los nuevos equipos y los diámetros de tubería.

Como resultado se seleccionaron los equipos del nuevo sistema de refrigeración.

Como conclusión de este trabajo puedo afirmar que el costo de operación y mantenimiento del sistema antiguo es mayor que la operación y mantenimiento del nuevo sistema, eliminándose las paradas del sistema de refrigeración y mejoró el grado de utilización de la planta.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS	VIII
ÍNDICE DE PLANOS	X
INTRODUCCIÓN	11
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES	13
1.1. Definición del problema	13
1.2. Objetivos	13
1.2.1. Objetivos Generales	13
1.2.2. Objetivo Específico	14
1.3. Metodología	14
CAPÍTULO 2	
2. ANALISIS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ACTUAL	16
2.1. Determinación de la carga de refrigeración de planta	16
2.2. Determinación de carga de enfriamiento futuro de la planta	24

CAPÍTULO 3

3.	NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACION	29
3.1.	Parametría para rediseño de nuevo sistema de refrigeración	29
3.2.	Selección de Equipos	30
3.3.	Diseño de red de tuberías	32
3.4.	Selección de grupos de bombeo	41
3.5.	Planos	43

CAPÍTULO 4

4.	ANALISIS DE COSTOS	44
4.1.	Costos de Operación del Sistema de Refrigeración Actual	44
4.2.	Costos de Equipos Nuevos	45
4.3.	Costos de Materiales y Mano de Obra de Nuevo Sistema	46
4.4.	Costos de mantenimiento de Nuevo Sistema	47
4.5.	Comparación de costos de operación del sistema nuevo con el sistema actual	47

CAPÍTULO 5

5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	49
----	--------------------------------	----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
TR	Tonelada de refrigeración
KW-H	Kilo wattio – hora
pca	Pies de columna de agua
KV	Kilo Voltio
GPM	Galones por minuto
GU	Grado de Utilización
<i>K</i>	Coefficiente de resistencia

SIMBOLOGÍA

q	Carga o ganancia de calor al ambiente, KW
P_{in}	Potencia suministrada a la entrada del motor, KW
η_{mot}	Eficiencia del motor
φ	Factor de coincidencia de carga
H	Caída de presión en un ramal de tubería, pies de columna de agua
l	Caída de presión en una sección de un ramal de tubería, pies de columna de agua

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Metodología	15
Figura 2.1 Diagrama de proceso del sistema de refrigeración actual de la planta	17
Figura 2.2 Diagrama de proceso de una inyectora	18
Figura 2.3 Diagrama de proceso del sistema de refrigeración de los compresores de aire	19
Figura 3.1 Nuevo sistema de refrigeración de planta.	33
Figura 3.2 Sección para caída de presión en torres de enfriamiento	34
Figura 3.3 Diagrama sistema cerrado agua fría de intercambiadores	38
Figura 3.4 Diagrama sistema cerrado de agua helada de inyectoras	40

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Chillers del sistema actual de refrigeración	16
Tabla 2	Torres de enfriamiento del sistema actual de refrigeración	17
Tabla 3	Bombas de los sistemas de refrigeración actual de agua helada y de torres de enfriamiento	18
Tabla 4	Unidades de aire acondicionado para climatización del área de producción.	19
Tabla 5	Carga térmica de las inyectoras – sistema de agua helada	20
Tabla 6	Carga térmica de las inyectoras – sistema de agua de torre de enfriamiento	20
Tabla 7	Carga térmica de deshumidificadores	21
Tabla 8	Carga térmica de secadores de resina	21
Tabla 9	Carga térmica de compresores de aire	22
Tabla 10	Carga térmica de motores	22
Tabla 11	Carga térmica por iluminación del galpón	23
Tabla 12	Resumen de la carga térmica del sistema actual del agua de chiller	24
Tabla 13	Resumen de la carga térmica del sistema actual de agua de torre	24
Tabla 14	Carga térmica de 10 inyectoras para sistema de agua helada de chiller	25

Tabla 15	Carga térmica de 10 inyectoras para sistema de agua de torre de enfriamiento	25
Tabla 16	Carga térmica de 10 deshumidificadores	25
Tabla 17	Carga térmica de 10 secadores de resina	26
Tabla 18	Carga térmica de motores de 10 inyectoras	27
Tabla 19	Carga térmica de iluminación de 10 inyectoras	27
Tabla 20	Resumen de cargas agua helada de 10 inyectoras	28
Tabla 21	Resumen de carga para agua de torre de 10 inyectoras	28
Tabla 22	Parámetros de equipos de producción de inyección	30
Tabla 23	Carga de enfriamiento y caudal de 10 inyectoras	31
Tabla 24	Carga para las torres de enfriamiento de 10 inyectoras	32
Tabla 25	Caída de presión por la tubería y accesorios de sistema de agua de torre de enfriamiento	36
Tabla 26	Caída de presión por la tubería y accesorios del sistema de intercambiador de placas	39
Tabla 27	Costo por mantenimiento del sistema actual	44
Tabla 28	Costo por consumo de energía del sistema actual	45
Tabla 29	Costo de compra de nuevos equipos	45
Tabla 30	Costos por consumo de energía de nuevos Equipos	46
Tabla 31	Costo por mantenimiento de nuevos equipos	47
Tabla 32	Cuadro comparativo de costos de operación del sistema actual y del nuevo sistema de refrigeración	48

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Plano de implantación general de sistema actual de refrigeración

PLANO 2 Plano de implantación general de nuevo sistema de refrigeración

INTRODUCCIÓN

En la industria plástica de producción de pre-botellas tiene la característica de trabajar con sistemas de refrigeración en donde los parámetros de operación (temperatura, presión, caudal, entre otros) deben de ser estables para lograr una producción continua y además los moldes interiormente utilizan capilares para la refrigeración de sus partes internas, existiendo moldes de más de 100 cavidades, estos capilares son de pocos milímetros de diámetro.

En la empresa que se realizó este trabajo tenía problemas graves de contaminación dentro de los moldes y los intercambiadores de calor de las maquinas inyectoras, otros de los problemas identificados era la modificación de los equipos que no permitían su control y operación, con altos costos energéticos, operativos y una baja producción con un alto rechazo de producto por no pasar el control de calidad.

La ejecución de este trabajo fue requerida para mitigar los problemas relacionados con el sistema de refrigeración, disminuir del consumo energético y reducir la contaminación que llega a los moldes de producción.

En el capítulo 1 se definirá los objetivos en forma clara para que la ejecución de este trabajo además una metodología a seguir.

La recopilación de la información de los equipos de producción y de enfriamiento se lo detallara en el capítulo 2 que incluye la información para las 7 inyectoras y la proyección futura de 10 inyectoras.

En el capítulo 3 se presenta la parametría para el rediseño del nuevo sistema de refrigeración, seleccionando los nuevos equipos, determinando las perdidas por las tuberías usando las tablas de flujo de agua por tuberías de acero cédula 40 y coeficientes de resistencia (k) con lo que determinaremos las perdidas por los accesorios y tuberías, finalmente se seleccionaran los grupos de bombeo.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

Este Trabajo se desarrolló en una fábrica de pre-botellas a base de resina PET (tereftalato de polietileno), ubicada en la ciudad de Guayaquil, con un área 12.500 m², la empresa cuenta con 7 máquinas inyectoras con capacidad de plastificación de 450 Kg/hora por máquina.

1.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El Problema tiene su origen en las deficiencias del sistema de refrigeración de la planta por la existencia de equipos modificados con defectos de instalación y graves problemas de operación y mantenimiento, afectando en la aparición de defectos las pre-botellas que no permite tener una producción continua (apéndice A).

Por otro lado los altos costos de producción inciden negativamente en la rentabilidad de la empresa.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivos Generales

Evaluar el sistema actual de refrigeración y definir una solución al problema incrementando la eficiencia, caudal, capacidad de

refrigeración tomando en cuenta la ampliación de 7 a 10 máquinas inyectora.

1.2.2. Objetivo Específico

Buscar una solución económicamente viable para superar las deficiencias del sistema de refrigeración mediante la compra de nuevos equipos y sistema de distribución de agua.

1.1. Metodología

La metodología que se utilizará en este proyecto la podemos ver en el diagrama de bloque mostrado en la figura 1.1, siguiendo los pasos a continuación:

Determinación de la carga de refrigeración actual de la planta

- Determinación de carga de enfriamiento futura de y proyectando un incremento del número de inyectoras.
- Los parámetros para el rediseño del nuevo sistema de refrigeración se tomó de los manuales.
- La selección de los equipos se realizó luego de definir el nuevo sistema y sus parámetros de operación.
- Se diseñó la red de tuberías con los datos de caudales, presión entre otros. luego de la selección de equipos

- Con los caudales y cabezales de bombeo se selecciona los grupos de bombeo.

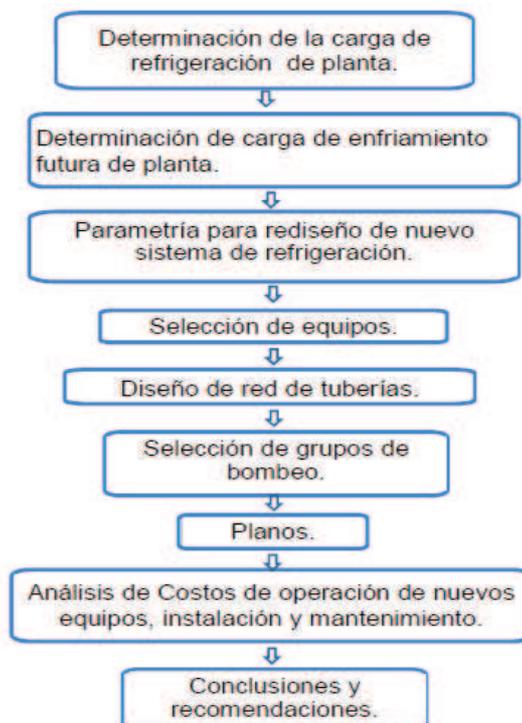


Figura 1.1 Metodología.

- Se entregará el plano de implantación de los equipos.
- Se realizó el análisis de los costos de operación y mantenimiento del sistema actual y se los comparó con los costos de instalación, operación y mantenimiento del nuevo sistema de refrigeración.
- En las conclusiones y recomendaciones se explicará los resultados del análisis económico y las recomendaciones de los cambios a efectuar en la planta.

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ACTUAL

2.1. DETERMINACIÓN DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA

El sistema de refrigeración de la planta constaba de chillers (tabla 1), torres de enfriamiento (tabla 2) y bombas (tabla 3) como se muestra en los sistemas de agua helada (figura 2.1), sistema de agua de torre para una inyectora (figuras 2.2) y el sistema de agua de torre para condensadores de compresores de aire (figura 2.3).

Tabla 1: Chillers del sistema actual de refrigeración.

Item	Cant.	Marca	Modelo	Refrigeración (TR)
1	2	Carrier	PISTON 30GTN060	60
2	1	Carrier	PISTON 30GTN070	70
3	1	GWK	TORNILLO PETCool 550W	54
4	1	Ernest Furrer	PISTON WRAT/HT 1002	60
5	1	Carrier	PISTON 30GXN0114	110

Tabla 2: Torres de enfriamiento del sistema actual de refrigeración.

Item	Cant	Marca	Modelo	Refrigeración (TR)
1	1	Evapco	Evapco	220
2	1	Thermal Care	FT8260	40
3	2	Therm Pacific	T1GS	45
4	1	AEC	FG2015	235

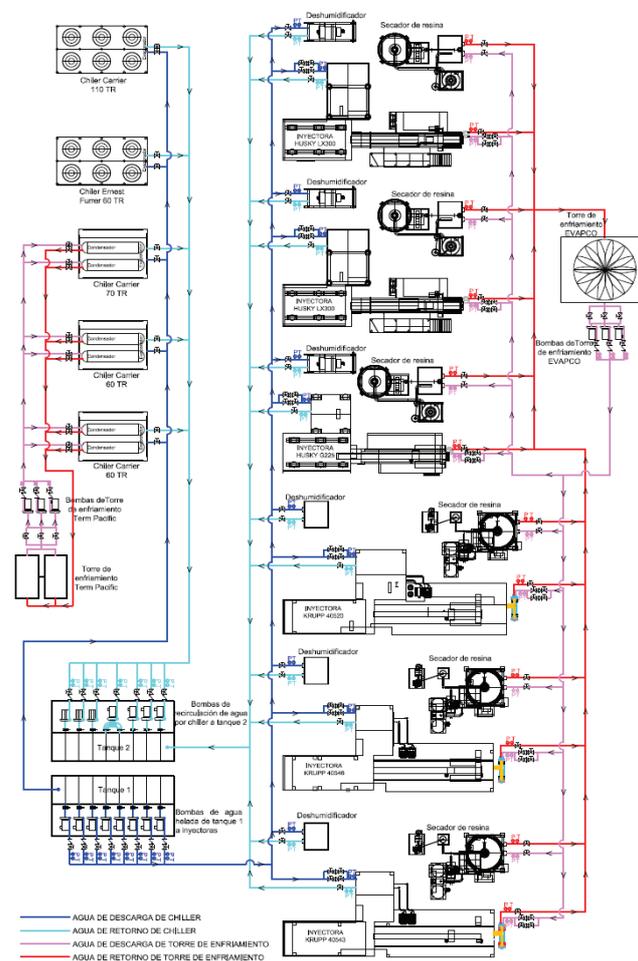


Figura 2.1 Diagrama de proceso del sistema de refrigeración actual de la planta.

Tabla 3: Bombas de los sistemas de refrigeración actual de agua helada y de torres de enfriamiento.

Item	Cant	Marca	Sistema	Modelo	GPM	Cabezal H (pies)	HP	KW
1	3	Paco	Agua helada a planta	25957	200	254	40	30
2	5	Mark-Grundfos	Agua helada a planta	GA027	340	254	50	37
1	1	Siemens	Agua helada a inyectora	---	280	---	10	7,5
1	2	Mark-Grundfos	Recirculación agua helada	DX9003	310	50	7,5	5,6
2	1	Paco	Recirculación agua helada	2595	450	207	40	30
3	1	---	Recirculación agua helada	AFF-BQQE	270	160	20	15
4	3	Paco	Recirculación agua helada	30955	310	50	7,5	5,6
1	3	Grundfos	Agua de torre a planta	---	225	150	25	19
1	2	Siemens	Agua a condensadores de chiller	---	125	150	10	7,5
2	3	Mark-Grundfos	Agua a condensadores de chiller	DCG028	125	150	10	7,5
1	2	Scot	Agua de torre a compresores	Scot 57	625	175	40	30
2	1	Scot	Agua de torre a compresores	Scot 96	1250	55	25	19

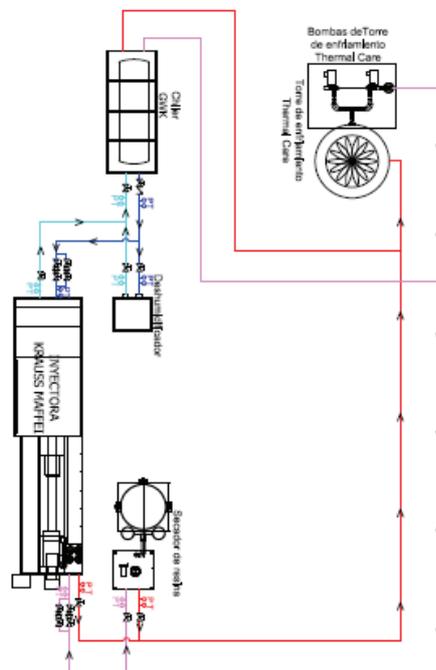


Figura 2.2 Diagrama de proceso de una inyectora.

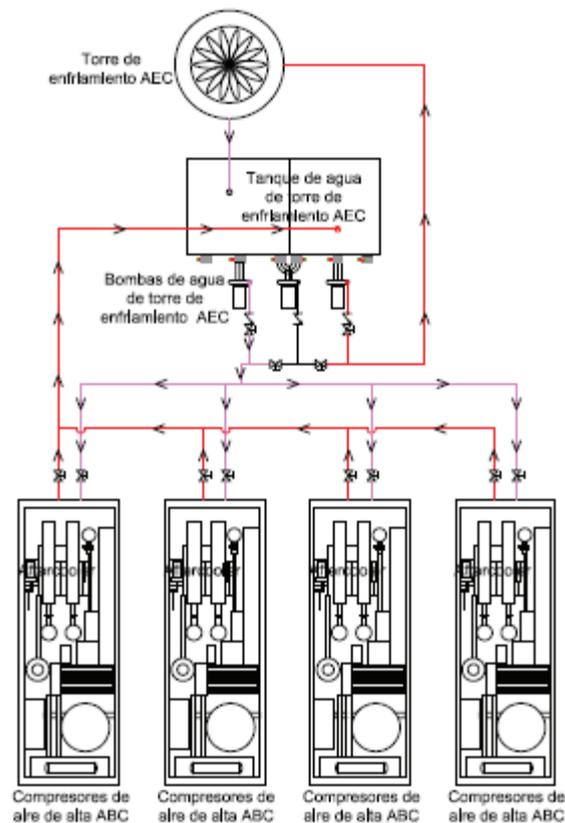


Figura 2.3 Diagrama de proceso del sistema de refrigeración de los compresores de aire.

Para la refrigeración del área de la planta se utiliza unidades paquetes de aire acondicionado (tabla 4).

Tabla 4: Unidades de aire acondicionado para climatización del área de producción.

Item	Cant.	Marca	Modelo	Refrigeración (TR)	HP	KW
1	11	Carrier	50TJ-6A1YA	25	25	19

La necesidad de agua helada para refrigeración de las inyectoras la vemos en la tabla 5.

Tabla 5: Carga térmica de las inyectoras – sistema de agua helada.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Krauss Maffei	300-4500 CS	40	320
KRUPP	Premax 48	35	280
KRUPP	Premax 48	35	280
KRUPP	Pet o Mate	35	280
HUSKY	GL 225	30	240
HUSKY	LX 300	35	280
HUSKY	LX 300	35	280
	Total	245	1960

Para los intercambiadores de aceite de las inyectoras se usa agua de torres de enfriamiento como se muestra en la tabla 6.

Tabla 6: Carga térmica de las inyectoras – sistema de agua de torre de enfriamiento.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Krauss Maffei	300-4500 CS	20	67
KRUPP	Premax 48	20	67
KRUPP	Premax 48	20	67
HUSKY	GL 225	20	67
HUSKY	LX 300	20	67
HUSKY	LX 300	20	67
HUSKY	GL 300	20	67
	Total	140	469

En los deshumidificadores la carga térmica se muestra en la tabla 7 y utilizan agua helada.

Tabla 7: Carga térmica de deshumidificadores.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Eisbar	DAS112	5	12
Eisbar	DAS112	5	12
Eisbar	DAS112	5	12
Piovan	RPA1500	5	12
Eisbar	DAS112	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
	TOTAL	35	84

Para los secadores de resina la carga térmica se muestra en la tabla 8, para su funcionamiento se utiliza agua de torre de enfriamiento.

Tabla 8: Carga térmica de secadores de resina.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Piovan	DS526	5	12
Somos	D-900	5	12
Somos	D-900	5	12
Hamilton	DS3824	5	12
AEC-Whitlock	WD-700RTHEO	5	12
Piovan	DSN-524 HE	5	12
AEC-Whitlock	WD-1250RTQ	5	12
	Total	35	84

Por otra parte la carga térmica en los compresores de aire se muestra en la tabla 9.

Tabla 9: Carga térmica de compresores de aire.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
ABC	4HA-4-TER	30	72
ABC	4HA-4-LT	25	60
ABC	4HA-4-LT	25	60
ABC	4HA-4-BIS	30	72
Total		110	264

A partir de las tablas antes expuestas se determina que la carga al ambiente de un deshumidificador debe ser de 0,6 toneladas de refrigeración TR (toneladas de refrigeración); como en la planta existen 7 deshumidificadores, por lo tanto la carga total requerida debe ser de 4,2 toneladas de refrigeración TR.

Referente a la carga o ganancia de calor al ambiente en los motores se determina mediante la ecuación 1. Conociendo que la eficiencia energética de los sistemas es de 0.9, se procede a calcular la carga térmica de los motores tal como se muestra en la tabla 10.

$$q = P_{in}(1 - \eta_{mot})\phi \quad \text{Ecuación 1}$$

Tabla 10: Carga térmica de motores.

MOTOR INYECTORA	POTENCIA (KW)	EFICIENCIA (η)	COINCIDENCIA ϕ	CALOR (KW)	TR
KRAUSS	449,64	0,90	0,70	31,47	8,94
KRUPP 1	273,76	0,90	0,70	19,16	5,44
KRUPP 2	273,76	0,90	0,70	19,16	5,44
HUSKY 1	217,52	0,90	0,70	15,23	4,33
HUSKY 2	268,65	0,90	0,70	18,81	5,34
HUSKY 3	423,45	0,90	0,70	29,64	8,42
HUSKY 4	295,91	0,90	0,70	20,71	5,88
		Total		154,19	43,80

La ganancia de calor a través de la cubierta y paredes del galpon son datos obtenidos de la empresa y que fueron calculados previo a la construcción de sus instalaciones, siendo de 13.47 TR.

Por otra parte es necesario determinar la carga por iluminación del galpón (tabla 11).

Tabla 11: Carga térmica por iluminación del galpón.

INYEKTORA	LAMPARAS (KW)	UNID	CALOR (KW)	TON (TR)
EJE 1	0,25	12	3,0	0,85
EJE 2	0,40	12	4,8	1,36
EJE 3	0,25	12	3,0	0,85
MEZANINE	0,32	7	2,24	0,64
		Total	13,04	3,70

Posteriormente, en la tabla 12 y 13 se presenta el resumen de las cargas térmicas que deben ser removidas por el sistema de refrigeración, como se puede observar en la tabla 12, se requiere un total de 399.50 TR para el sistema actual del agua de chiller y 285 TR para el sistema actual de agua de torre como se muestra en la tabla 13.

Tabla 12: Resumen de la carga térmica del sistema actual del agua de chiller.

TIPO DE CARGA	TR	GPM
INECTORAS	245,00	1960
DESHUMIDIFICADORES	35,00	84
AL AMBIENTE POR EQUIPOS:		
DESHUMIDIFICADORES	4,20	
SECADORES	35,00	
MOTORES	62,58	
CUBIERTA Y PAREDES	13,47	
ILUMINACIÓN	3,70	
PERSONAL	0,55	
TOTAL	399,50	2044

Tabla 13: Resumen de la carga térmica del sistema actual de agua de torre.

TIPO DE CARGA	TR	GPM
INECTORAS	140	469
SECADORES DE RESINA	35	84
AFTERCOOLER COMPRESORES	110	264
TOTAL	285	817

2.2 DETERMINACIÓN DE CARGA DE ENFRIAMIENTO FUTURO DE LA PLANTA

Ahora bien, se hace necesario determinar la carga de enfriamiento futuro de la planta por incremento de 7 a 10 inyectoras, para ello se ha utilizado los datos de los manuales de los equipos, la misma que

contemplan necesidad de refrigeración. En las tablas 14 y 15 se muestran las cargas térmicas de las 10 inyectoras para los sistemas de agua helada y agua de torre de enfriamiento.

Tabla 14: Carga térmica de 10 inyectoras para sistema de agua helada de chiller.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Krauss Maffei	300-4500 CS	40	320
KRUPP	Premax 48	35	280
KRUPP	Premax 48	35	280
KRUPP	Pet o Mate	35	280
HUSKY	GL 225	30	240
HUSKY	LX 300	35	280
HUSKY	LX 300	35	280
HUSKY	LX 300	35	280
HUSKY	LX 300	35	280
HUSKY	LX 300	35	280
Total		350	2800

Tabla 15: Carga térmica de 10 inyectoras para sistema de agua de torre de enfriamiento.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Krauss Maffei	300-4500 CS	20	67
KRUPP	Premax 48	20	67
KRUPP	Premax 48	20	67
HUSKY	GL 225	20	67
HUSKY	LX 300	20	67
HUSKY	LX 300	20	67
HUSKY	GL 300	20	67
HUSKY	GL 300	20	67
HUSKY	GL 300	20	67
HUSKY	GL 300	20	67
Total		200	670

La tabla 16 muestra los requerimientos de agua helada de 10 deshumidificadores y en la tabla 17 los de agua de torre de 10 secadores.

Además, para nuestro cálculo se hace necesario conocer el consumo de agua helada que requieren los deshumidificadores, los secadores de resina (agua de torre) y los motores de inyección.

Tabla 16: Carga térmica de 10 deshumidificadores.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Eisbar	DAS112	5	12
Eisbar	DAS112	5	12
Eisbar	DAS112	5	12
Piovan	RPA1500	5	12
Eisbar	DAS112	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
Cargo Caire	HCD-600EA	5	12
	TOTAL	50	120

Tabla 17: Carga térmica de 10 secadores de resina.

Fabricante	Modelo	TR	GPM
Piovan	DS526	5	12
Somos	D-900	5	12
Somos	D-900	5	12
Hamilton	DS3824	5	12
AEC-Whitlock	WD-700RTHEO	5	12
Piovan	DSN-524 HE	5	12
AEC-Whitlock	WD-1250RTQ	5	12
Piovan	DS526	5	12
Piovan	DS526	5	12
Piovan	DS526	5	12
	Total	50	120

La carga térmica al ambiente originada en los motores de 10 inyectoras, se indica en la tabla 18.

Tabla 18: Carga térmica de motores de 10 inyectoras.

MOTOR INYECTO	POTENCIA (KW)	EFICIENCIA (η)	COINCIDENCIA A ϕ	CALOR (KW)	TON (TR)
KRAUSS	449,64	0,90	0,70	31,47	8,94
KRUPP 1	273,76	0,90	0,70	19,16	5,44
KRUPP 2	273,76	0,90	0,70	19,16	5,44
HUSKY 1	217,52	0,90	0,70	15,23	4,33
HUSKY 2	268,65	0,90	0,70	18,81	5,34
HUSKY 3	423,45	0,90	0,70	29,64	8,42
HUSKY 4	295,91	0,90	0,70	20,71	5,88
INYECT 8	295,91	0,90	0,70	20,71	5,88
INYECT 9	295,91	0,90	0,70	20,71	5,88
INYECT 10	295,91	0,90	0,70	20,71	5,88
		Total		216,33	61,46

La carga por iluminación se incrementa debido al aumento de 3 nuevas inyectoras como se muestra en la tabla 19.

Tabla 19: carga térmica de iluminación de 10 inyectoras.

INYECTORA	LAMPARAS (KW)	UNID	CALOR (KW)	TON (TR)
EJE 1	0,25	12	3,00	0,85
EJE 2	0,4	12	4,80	1,36
EJE 3	0,25	12	3,00	0,85
MEZANINE	0,32	10	3,20	0,91
		Total	14,0	3,98

Las cargas térmicas que son removidas por el sistema de agua helada y torre de enfriamiento se muestran en la tabla 20 y 21.

Tabla 20: Resumen de cargas agua helada de 10 inyectoras.

TIPO DE CARGA	TR	GPM
INYECTORAS	350	2800
DESHUMIDIFICADORES	50	120
AL AMBIENTE POR EQUIPOS:		
DESHUMIDIFICADORES	6	
SECADORES	50	
MOTORES	61,46	
CUBIERTA Y PAREDES	13,47	
ILUMINACIÓN	3,98	
PERSONAL	0,55	
TOTAL	535,46	2920

Tabla 21: Resumen de carga para agua de torre de 10 inyectoras.

TIPO DE CARGA	TR	GPM
INYECTORAS	200	670
SECADORES DE RESINA	50	120
AFTERCOOLER COMPRESORES	110	264
TOTAL	360	1054

CAPÍTULO 3

NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.1. PARÁMETROS PARA REDISEÑO DE NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Para obtener los datos de operación del nuevo sistema, se consideró la información de los manuales de las inyectoras, lo cual permitió determinar los parámetros para los nuevos equipos y tuberías del sistema de refrigeración. Como se muestra en la tabla 22.

Se toma como información para el diseño, el uso de sistemas cerrados de enfriamiento. Para el agua helada será por medio de chiller y para el agua de enfriamiento de secadores de resina, sistema oleo-hidráulico de inyectoras y compresores de aire por medio de intercambiadores de placa.

El agua de enfriamiento de condensadores de chiller e intercambiadores de placa será un sistema abierto con torres de enfriamiento.

Tabla 22: Parámetros de equipos de producción de inyección.

Descripción	Cantidad	Unidades
Presión suministro de agua helada	90	psi
Caída de presión dentro del equipo	58	psi
Presión de suministro de agua de torre para enfriadores de aceite	70	psi
Temperatura del agua de enfriamiento secadores de resina y sistema oleo-hidráulico	10°C - 34°C	°C
Caída de presión en agua de enfriamiento de secadores de resina y sistema oleo-hidráulico	29	psi
Máxima velocidad del agua diámetros > 2 Pulgadas	14,5	pies/segundo
Mínimo flujo de agua de los sistemas, maquinas inyectoras trabajando.	3	Inyectoras
La temperatura en el interior de la nave de Producción debe mantenerse	25	°C
Carga ambiente es dato de la planta	135,46	TR
Calculo para inyectoras en funcionamiento	10	Inyectoras
Equipos con características similares para facilitar mantenimiento		
Mantenimiento de intercambiadores mediante proceso químico		

3.2. SELECCIÓN DE EQUIPOS

Primero se selecciona las unidades manejadoras de aire, ya que luego esta será una carga para los chillers, de la tabla 20 extraigo la carga generada al ambiente (135.5 TR) y se utilizó un factor de ensuciamiento del 8% por lo que la carga final es de 146.34 TR. Por la configuración geométrica de la planta se dividió la carga en 2 manejadoras de aire, cada una para 73.17 TR, como en el mercado nacional existen manejadoras de 73.8 TR, se procede a utilizar esta carga para el diseño del sistema.

La selección de los chillers del nuevo sistema de refrigeración se

realizó tomando el caudal de 3238.6 GPM y la carga de 547.6 TR que se muestra en la tabla 23, se decidió utilizar 2 chillers para suministrar dicha carga, cada uno con una capacidad de 273.80 TR.

Tabla 23: Carga de enfriamiento y caudal de 10 inyectoras.

TIPO DE CARGA	TR	GPM REQUERIDOS
INYEKTORAS	350	2800
DESHUMIDIFICADORES	50	120
MANEJADORA DE AIRE	147,6	318,6
TOTAL	547,6	3238,6

A continuación se selecciona el intercambiador de placas donde la carga es de 360 TR como se muestra en la tabla 21, sumando 40 TR requeridas por producción para uso en otros equipos, se necesitan 400 TR para la carga total de refrigeración del intercambiador de placas.

La selección de la torre de enfriamiento se realizó con los datos de la tabla 24, siendo 1099,5 TR la carga de refrigeración, repartiéndose en 3 torres de enfriamiento.

Para los chillers, intercambiadores de placas, torres de enfriamiento y bombas se consideró un equipo adicional que cubra las necesidades de mantenimiento por considerar el trabajo de la planta continuo 24 horas los 365 días del año.

Tabla 24: Carga para las torres de enfriamiento de 10 inyectoras.

TIPO DE CARGA	TR	GPM
CONDENSADOR DE CHILLER N°1	338,25	900
CONDENSADOR DE CHILLER N°2	338,25	900
INTERCAMBIADORES DE PLACA N°1	423,00	800
TOTAL	1099,5	2600

3.3. DISEÑO DE RED DE TUBERÍAS

En este proyecto se consideró tuberías ASTM A53, cédula 40, caídas de presión debida a los accesorios debe ser pequeña y el caudal debe de incluir los equipos adicionales

En la figura 3.1 muestra en diferentes colores los sistemas de agua que utilizaremos en la planta.

En el sistema abierto de torres de enfriamiento (Figura 3.2), se determinó los diámetros de la tubería y la caída de presión por fricción del fluido.

Para determinar las pérdidas de presión por fricción en válvulas y accesorios se procede a utilizar el apéndice B, donde se indica cómo determinar la longitud equivalente de los accesorios en pies de tubería. Se usó el caudal del sistema abierto de torres de enfriamiento, esto es 4300 GPM y asumiendo una velocidad máxima de 14.5 pies/segundo.

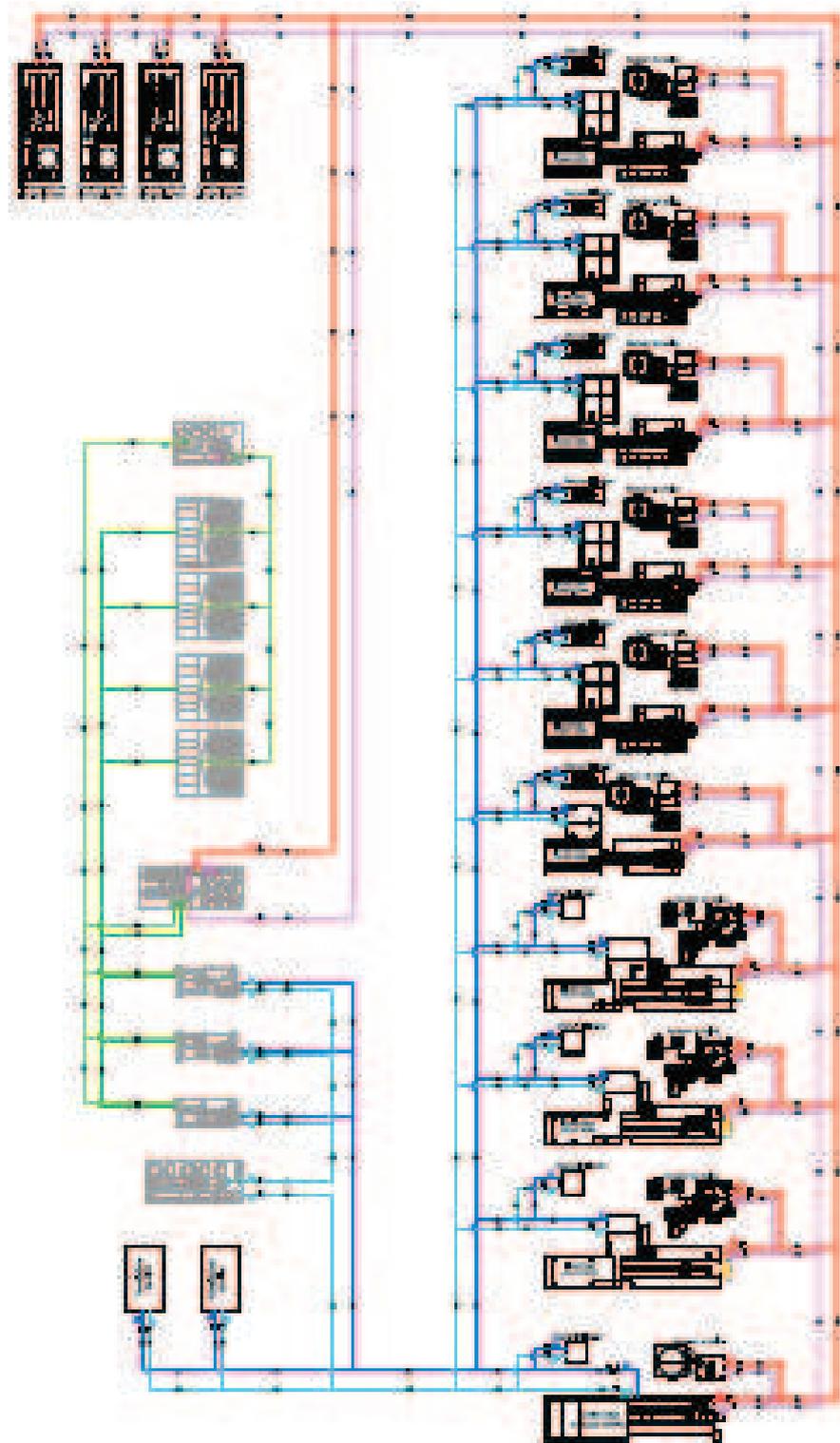


Figura 3.1 Nuevo sistema de refrigeración de planta.

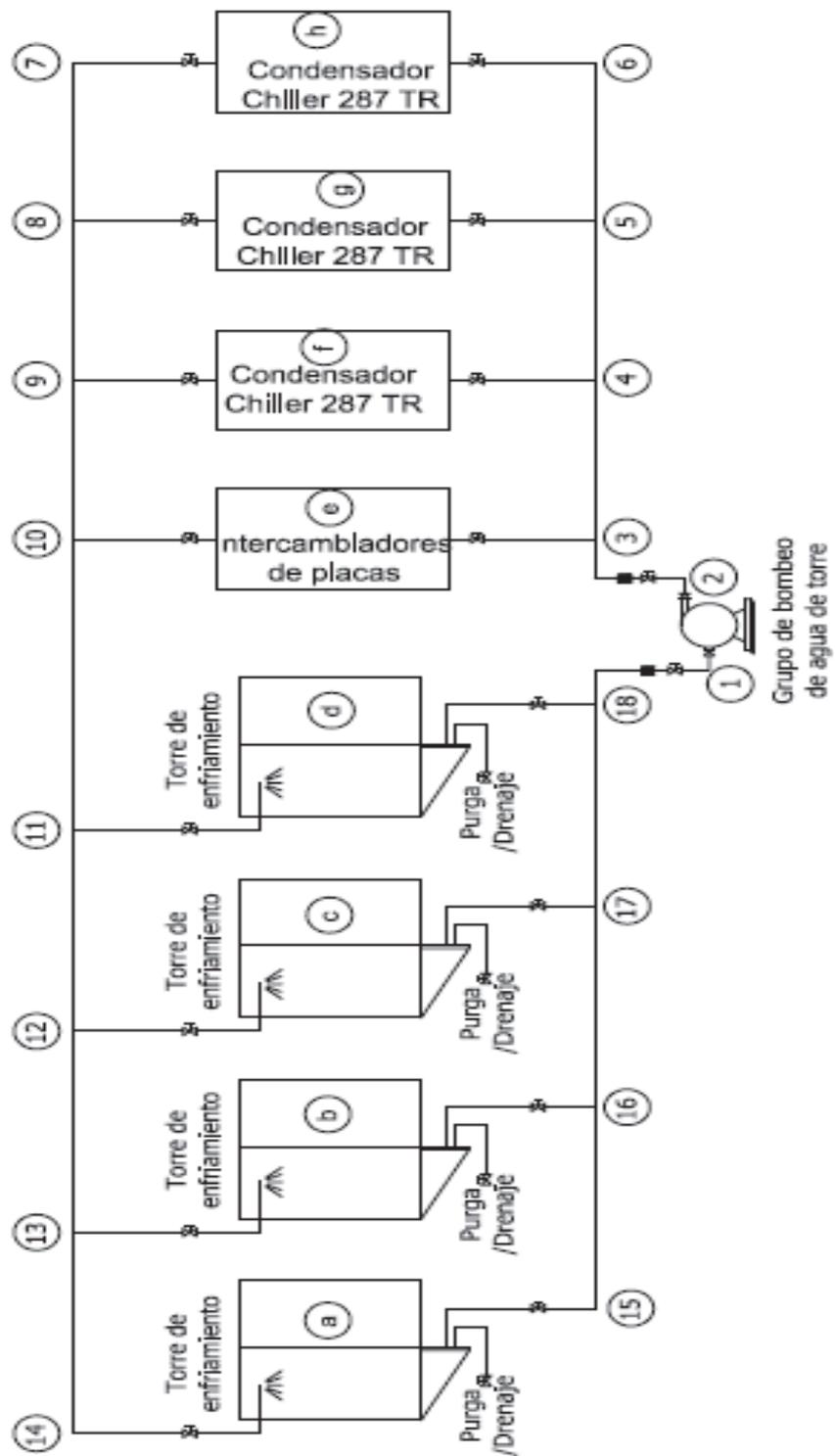


Figura 3.2 Secciones para caídas de presión en torres de enfriamiento.

De acuerdo a lo expuesto en la sección 2-3 de la figura 3.2, el diámetro seleccionado de tubería es de 12 Pulgadas, y con una caída de presión por cada 100 pies de tubería de 3.39 pies/100 pies, la longitud es de 10 pies, con 2 codos, una válvula mariposa y una tee.

En la tabla 25 se determinó el diámetro de la tubería, la longitud de cada sección, la longitud equivalente de sus accesorios y la caída de presión total en pies de columna de agua, pca.

Las pérdidas en los circuitos formados desde el punto 3 al punto 10 utilizando los datos de la tabla 25, donde H_e , H_f , H_g , H_h son las caídas de presión en los ramales indicados en la figura 3.2 y l_{3-e} , l_e , l_{e-10} , ... son las caídas de presión puntuales por cada accesorio. Siendo las ecuaciones 2, 3, 4 y 5 las caídas de presión por el intercambiador de placa y los condensadores de los chillers respectivamente.

$$H_e = l_{3-e} + l_e + l_{e-10} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$H_f = l_{3-4} + l_{4-f} + l_f + l_{f-9} + l_{9-10} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$H_g = l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-g} + l_g + l_{g-8} + l_{8-9} + l_{9-10} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$H_h = l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-6} + l_h + l_{7-8} + l_{8-9} + l_{9-10} \quad \text{Ecuación 5}$$

Tabla 25: Caída de presión por la tubería y accesorios de sistema de agua de torre de enfriamiento.

Sección de tubo número	Tasa de flujo, gpm	Ø pulgadas	Veloc. del fluido, ft/s	Pérdida de carga hidráulica para 100 ft. (ft/100 ft)	Long. del tubo pies	Long. Equiv. De accesorios	Long. total, pies	Pérdida de carga hidráulica total (pies columna de agua)
2-3	4300	12	12,33	3,39	10	96	106	3,59
3-4	2700	10	10,98	3,34	22	18	40	1,34
4-5	1800	10	7,32	1,53	20	47	67	1,02
5-6	900	8	5,77	1,27	23	103	126	1,60
7-8	900	8	5,77	1,27	23	105	128	1,62
8-9	1800	10	7,32	1,53	20	47	67	1,02
9-10	2700	10	10,98	3,34	15,6	25	40,6	1,36
10-11	4300	12	12,33	3,39	24	60	84	2,84
11-12	3225	12	9,24	1,95	13,5	20	33,5	0,65
12-13	2150	10	8,75	2,16	13,5	56	69,5	1,50
13-14	1075	8	6,89	1,79	50	134	184	3,29
15-16	1075	8	6,89	1,79	24	60	84	1,50
16-17	2150	10	8,75	2,16	15	54	69	1,49
17-18	3225	12	9,24	1,95	13,5	23	36,5	0,71
18-1	4300	14	10,19	2,10	20,5	69	89,5	1,88
5-8	900	8	5,77	1,27	20,8	248	269	3,41
4-9	900	8	5,77	1,27	20,8	248	269	3,41
3-10	1600	8	10,26	3,81	31,9	274	306	11,64
d-11	1075	8	6,89	1,79	35	191	226	4,04
c-12	1075	8	6,89	1,79	35,5	191	227	4,04
b-13	1075	8	6,89	1,79	35,5	136	172	3,06
b-16	1075	8	6,89	1,79	10,5	99	110	1,96
c-17	1075	8	6,89	1,79	10,5	224	235	4,19
d-18	1075	8	6,89	1,79	10,5	458	469	8,37
3-e	1600	8	10,26	4,80	17	97	114	5,47
e-10	1600	8	10,26	4,80	17	99	116	5,57
4-f	900	8	5,77	1,27	11	97	108	1,37
f-9	900	8	5,77	1,27	11	99	110	1,40
5-g	900	8	5,77	1,27	11	97	108	1,37
g-8	900	8	5,77	1,27	11	99	110	1,40
Intercambiador de placas e	1600	8	10,26	3,81				23,12
Condensador Chiller f	900	8	5,77	1,28				21,41
Condensador Chiller g	900	8	5,77	1,28				21,41
Condensador Chiller h	900	8	5,77	1,28				21,41

$$H_e = 5.47 + 23.12 + 5.57 \text{ pca.}$$

$$H_e = 34.16 \text{ pca.}$$

$$H_f = 25.52 \text{ pca.}$$

$$H_g = 28.92 \text{ pca.}$$

$$H_h = 29.37 \text{ pca.}$$

Por ser un circuito en paralelo la mayor caída de presión de uno de sus ramales, se tomó como la caída de presión del sistema por lo que 34.16 pca es la caída de presión entre los puntos 3 al 10, de igual forma se determinó la caída de presión hasta la descarga de las torres de enfriamiento dando como resultado 65.59 pca. Se adicionó un diferencial de presión en la descarga a la torre de enfriamiento por lo que el cabezal del grupo de bombeo se seleccionó en 70 pca.

El sistema 2 está compuesto por un intercambiador de placas y un sistema cerrado de tubería que conecta los secadores de resina, condensador es de los compresores de aire y los intercambiadores de calor del sistema oleo-hidráulico de las máquinas inyectoras como se muestra en la figura 3.3, seleccionando los diámetros de tubería y determinando el cabezal del grupo de bombeo que se requiere en este sistema.

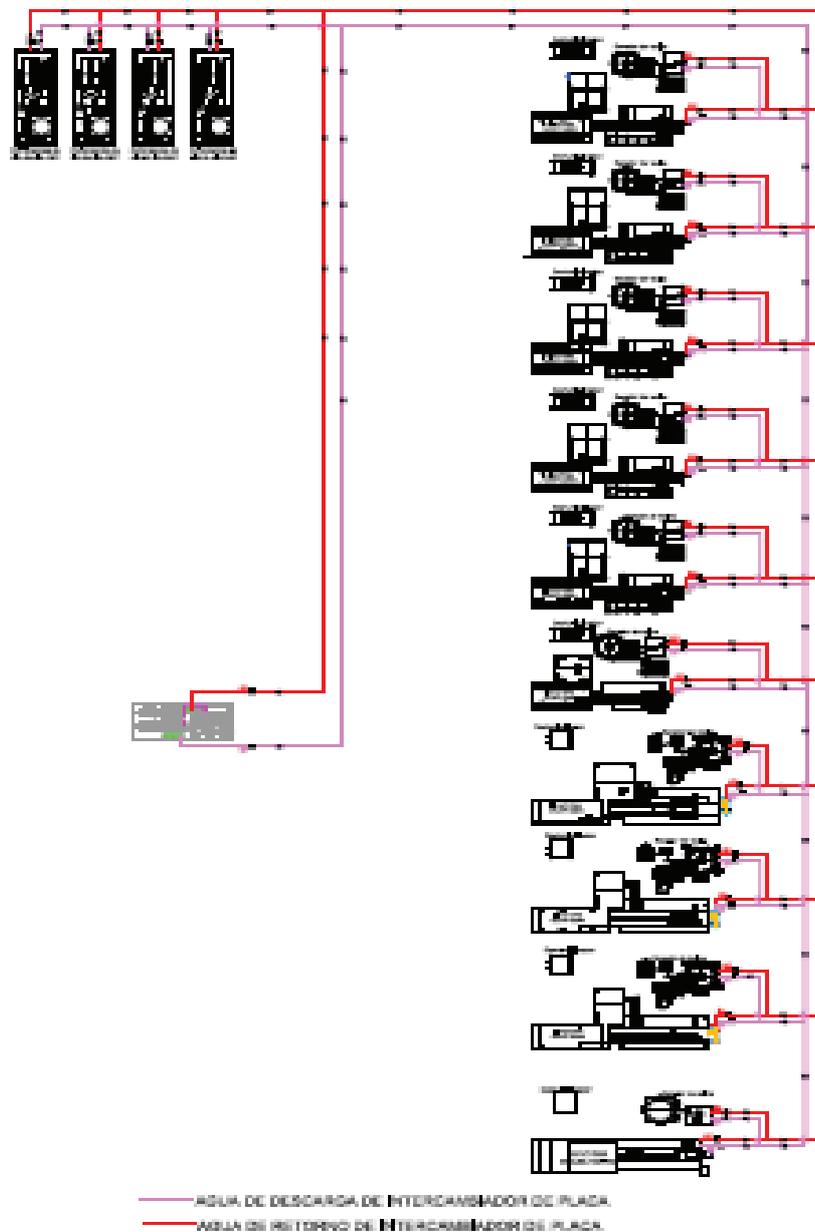


Figura 3.3 Diagrama sistema cerrado agua fría de intercambiadores.

El caudal que tomaremos a la salida de la bomba es la suma del caudal de los dos intercambiadores de placa, esto es 1600 GPM como máximo.

Tabla 26: Caída de presión por la tubería y accesorios de sistema de intercambiador de placas.

Sección de tubería	Tasa de flujo, gpm	Ø pulgadas	Veloc. del fluido, ft/s	Pérdida de carga hidráulica para 100 ft, ft/100 ft	Long. del tubo, pies	Long. Equiv. De accesorios	Long. total, pies	Pérdida de carga hidráulica total (pies columna de agua)
1-2	1600	8,0	10,3	1,7	9,8	244,5	254,4	8,57
2-3	1600	8,0						23,1
3-4	1600	8,0	10,3	1,7	71,2	145,0	216,2	8,2
4-5	790	6,0	8,8	1,7	34,8	108,0	142,8	5,6
5-6	711	6,0	7,9	1,4	19,7	11,0	30,7	1,0
6-7	632	6,0	7,0	1,1	19,7	11,0	30,7	0,8
7-8	553	6,0	6,1	0,9	19,7	11,0	30,7	0,6
8-9	474	6,0	5,3	0,7	19,7	11,0	30,7	0,5
9-10	395	6,0	4,4	0,5	19,7	11,0	30,7	0,3
10-11	316	6,0	3,5	0,3	19,7	11,0	30,7	0,2
11-12	237	6,0	2,6	0,2	19,7	11,0	30,7	0,1
12-13	158	6,0	1,8	0,1	19,7	11,0	30,7	0,1
13-14	79	6,0	0,9	0,0	19,7	11,0	30,7	0,0
4-15	312	6,0	3,5	0,3	157,9	35,0	192,9	1,3
22-33	312	6,0	3,5	0,3	157,9	35,0	192,9	1,3
23-24	79	6,0	0,9	0,0	18,0	11,0	29,0	0,0
24-25	158	6,0	1,8	0,1	18,0	11,0	29,0	0,1
25-26	237	6,0	2,6	0,2	18,0	11,0	29,0	0,1
26-27	316	6,0	3,5	0,3	18,4	11,0	29,4	0,2
27-28	395	6,0	4,4	0,5	17,1	11,0	28,1	0,3
28-29	474	6,0	5,3	0,7	16,4	11,0	27,4	0,4
29-30	553	6,0	6,1	0,9	18,0	11,0	29,0	0,6
30-31	632	6,0	7,0	1,1	19,0	11,0	30,0	0,8
31-32	711	6,0	7,9	1,4	14,8	11,0	25,8	0,8
32-33	790	6,0	8,8	1,7	34,8	54,0	88,8	3,5
33-34	1600	8,0	10,3	1,7	67,4	360,0	417,4	15,9
13-l	79	2,0	7,6	4,9	39,4	24,7	64,1	7,2
l-24	79	2,0	7,6	4,9	39,4	24,7	64,1	7,2
14-j	79	2,0	7,6	4,9	39,4	24,7	64,1	7,2
j-23	79	2,0	7,6	4,9	39,4	24,7	64,1	7,2
15-k	64	2,5	5,6	2,2	39,4	25,0	64,4	3,3
Intercambiador h agua aire de Secador inyectora 8	12	2,0			0,0		0,0	60
Intercambiador l agua aceite de motor inyectora 9	67	2,0			0,0		0,0	60
Intercambiador f agua aire de Secador inyectora 9	12,0	2,0			0,0		0,0	60
Intercambiador j agua aceite de motor inyectora 10	67,0	2,0			0,0		0,0	60
Intercambiador j agua aire de Secador inyectora 10	12,0	2,0			0,0		0,0	60
Intercambiador k agua aire comprimido compresor 1	64,0	2,5			0,0		0,0	60
Intercambiador l agua aire comprimido compresor 2	72,0	2,5			0,0		0,0	60
Intercambiador m agua aire comprimido compresor 3	72,0	2,5			0,0		0,0	60
Intercambiador n agua aire comprimido compresor 4	64,0	2,5			513,3		513,3	60
Intercambiador de placa 1	800,0	6,0			0,0		0,0	23,1
Intercambiador de placa 2	800,0	6,0			0,0		0,0	23,1

En la tabla 26; se determinó el diámetro de la tubería, la longitud de cada sección, la longitud equivalente de sus accesorios y la caída de presión total de la tubería escogiendo el recorrido más largo como el de mayor restricción determinando de esta forma el cabezal a vencer por la bomba de agua de este sistema, siendo de 151.20 pca.

En el sistema 3 o sistema cerrado de agua helada que se muestra en la figura 3.4 está compuesto por los deshumidificadores de aire y moldes de pre-botellas de las inyectoras y las manejadoras de aire de la planta.

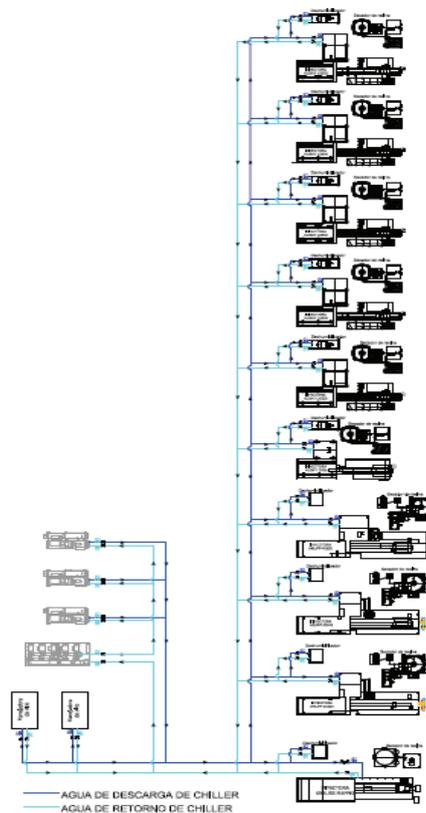


Figura 3.4 Diagrama sistema cerrado agua helada de inyectoras.

El sistema consta de chillers con un caudal de 900 GPM, una caída de presión en el evaporador de 20.6 pca y un caudal total de 3238.6 GPM. Se determinó la mayor caída de presión que corresponde al recorrido más largo y con más accesorios, siendo de 226.13 pca el cabezal a vencer por el grupo de bombeo.

3.4. SELECCIÓN DEL GRUPO DE BOMBEO

Para los grupos de bombeo se tomó en cuenta una bomba adicional para poder realizar los mantenimientos sin parar ningún equipo de producción.

Se seleccionó el grupo de bombeo de las torres de enfriamiento tomando en cuenta todos los equipos en funcionamiento, incluidos los adicionales por lo que su caudal pasa de 2600 GPM, como lo muestra la tabla 24 a 4300 GPM; a este caudal se dividió en tres bombas, cada una con 1433.3 GPM y con 70 pca de caída de presión.

El grupo de bombeo del sistema abierto de torre de enfriamiento debe trabajar en forma continua con 2 bombas y la tercera será la adicional de reserva.

Para el grupo de bombeo del sistema cerrado de intercambiadores de placas el caudal es de 800 GPM por intercambiador y la caída de

presión es de 151.20 pca por la tubería y equipos, a este valor le adicionamos la presión deseada en la succión de la bomba de 23.07 pca, determinando la caída de presión total del grupo de bombeo de 174.27 pca. Para el manejo de este caudal (800 GPM por intercambiador) y presión (174.27 pca) se utilizó dos bombas, una por cada intercambiador de 800GPM de caudal y una adicional necesaria para asegurar el funcionamiento del sistema 24 horas, 365 días al año.

Se seleccionó el grupo de bombeo del sistema cerrado de agua helada tomando un caudal de 3239 GPM al cual se aumentará un 5% como factor de seguridad debido a que la regulación de la válvulas en las inyectoras se realiza manualmente. El caudal seleccionado fue de 3401 GPM.

La caída de presión por tubería, accesorios y equipos en este sistema era de 226.13 pca debiendo a este valor adicionar la presión deseada en la succión de la bomba de 23.07 pca, seleccionando un cabezal total de 249.2 pca.

Para el manejo de 3401 GPM de caudal y 249.2 pca de presión se seleccionó 4 bombas cada una de 850 GPM, además se comprará una adicional necesaria para asegurar el funcionamiento del sistema 24 horas, 365 días al año.

3.5. PLANOS

Para el presente proyecto se adjunta en el apéndice D, 2 planos que ayudan a visualizar la magnitud del trabajo y su alcance:

1.- Plano de implantación general de sistema actual de refrigeración

2.- Plano de implantación general de nuevo sistema de refrigeración

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE COSTOS

4.1 Costos de Operación del Sistema de Refrigeración Actual

Los costos por mantenimiento correspondientes al sistema actual lo observamos en la tabla 27, estos son de \$ 80.000 anuales.

Tabla 27: Costo por mantenimiento del sistema actual.

Item	Tarea de mantenimiento	Costo anual
1	Engrase y limpieza pintura	\$ 2.000
2	Mantenimiento preventivo	\$ 60.000
3	Químicos para tratamiento	\$ 18.000
		\$ 80.000

Para determinar el costo por consumo energía eléctrica se tuvo como referencia que el costo por KW-H es \$0.06 promedio para los usuarios en 69KV debido a su carga continua en todas las horas. El valor por consumo de energía eléctrica es de \$588.695 anuales en el sistema de refrigeración actual como se muestra en la tabla 28.

Tabla 28: Costo por consumo de energía del sistema actual.

Sistema antiguo	TR	GPM	HP	KW	KW-Horas Total	Total \$
Chiller	414	1069		455	3640000	\$ 218.400
Torres de enfriamiento	585	1404	58	43	345680	\$ 20.741
Bombas de torre de enfriamiento		3550	210	156	1251600	\$ 75.096
Bombas de recirculación de agua helada		2140	97,5	73	581100	\$ 34.866
Bombas de agua helada de proceso		2780	395	294	2354200	\$ 141.252
AA/CC	275		275	205	1639000	\$ 98.340
TOTAL	1274	10943		1226	9811580	\$ 588.695

4.2 Costos de Equipos Nuevos

El costo total por la compra de los nuevos equipos es de \$ 830.000 como se muestra en la tabla 29.

Tabla 29: Costo de compra de nuevos equipos

Item	Cant.	Precio unitario	Precio Total
Chiller de 300 ton	3	\$ 120.000,00	\$ 360.000,00
Torres de enfriamiento	4	\$ 50.000,00	\$ 200.000,00
Grupo de bombeo de intercambiadores de placa	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00
Grupo de bombeo de torre de enfriamiento	1	\$ 70.000,00	\$ 70.000,00
Grupo de bombeo Chiller de agua helada	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00
Total			\$ 830.000,00

El costo por consumo de energía eléctrica del nuevo sistema de refrigeración a un valor de \$0.06 por Kw-H es de \$397.079 al año como se muestra en la tabla 30.

Tabla 30 Costos por consumo de energía de nuevos equipos.

Servicio	Cant	TR	Potencia (HP)	KW	KW TOTAL	Kw-H/año	\$/Año
Bomba Agua de torre de enfriamiento	2		40	29,8	59,60	476800	\$ 28.608
Bomba Agua de intercambiador de placa	2		50	37,25	74,50	596000	\$ 35.760
Bomba Agua helada	4		75	55,88	223,50	1788000	\$107.280
Ventilador y Torre BAC	4	300	25	18,63	74,50	596000	\$ 35.760
Chiller Agua helada EVAPORADOR	1	287	237	176,6	176,57	1412520	\$ 84.751
Agua helada de proceso	1	390	320	238,4	177,61	1420864	\$ 85.252
Turbina AA/CC de planta	2	80	20	14,9	29,80	238400	\$ 14.304
Turbina AA/CC de planta	1	45	15	11,18	11,175	89400	\$ 5.364
					827,25	6617984	\$397.079

4.3 Costos de materiales y mano de obra de nuevo sistema

Para la instalación de estos equipos se llevó a cabo un contrato por \$100.000 en el cual el contratista provisionaba los materiales y la mano de obra para la instalación de los equipos y la conexión a las tuberías existentes en planta.

4.4 Costos de Mantenimiento de nuevo sistema

Los equipos seleccionados cuentan con una garantía de un año con lo que se eliminó costos elevados de mantenimiento en el primer año.

En referencia a los costos previstos para mantenimiento del nuevo sistema de refrigeración, se calculó un valor aproximado de \$21.000 al año como lo muestra la tabla 31.

Tabla 31: Costo por mantenimiento de nuevos equipos.

Item	Tarea de mantenimiento	Costo anual
1	Engrase y limpieza pintura	\$ 2.000
2	Mantenimiento predictivo	\$ 2.000
3	Químicos para tratamiento	\$ 12.000
4	Mantenimiento de chillers	\$ 5.000
		\$ 21.000

4.5 Comparación de costos del sistema nuevo con el sistema actual

Al comparar los dos sistemas de refrigeración, el actual con el nuevo, claramente se nota una diferencia en los costos de mantenimiento, \$80.000 del sistema actual y \$21.000 para el nuevo sistema siendo esto 3.8 veces a uno. Haciendo la misma comparación con el costo energético la relación es 1.48 veces a uno.

Al sumar los costos originados del sistema actual y compararlos con todos los costos de la implementación del nuevo sistema de refrigeración en un tiempo de 4 años el proyecto se ha pagado en su totalidad como lo muestra la tabla 32.

Tabla 32 Cuadro comparativo de costos de operación del sistema actual y del nuevo sistema de refrigeración.

Sistemas de refrigeración	Costos anuales	Inversión	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Sistema Actual							
Costo de energía	588695		588695	588695	588695	588695	588695
Costo de mantenimiento	80000		80000	80000	80000	80000	80000
Total sistema actual		0	668695	1337390	2006085	2674780	3343475
Sistema nuevo							
Costo de equipos		830000					
Costo de instalación		100000					
Costo de energía	397079		397079	397079	397079	397079	397079
Costo de mantenimiento	21000		21000	21000	21000	21000	21000
Total sistema nuevo		930000	1348079	1766158	2184237	2602316	3020395

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

Luego de la finalización de este proyecto se establece las siguientes conclusiones:

La operación del sistema de refrigeración actual tiene un costo de 60% mayor que el nuevo sistema de refrigeración tomando en cuenta los valores de mantenimiento y energía.

El ahorro económico en mantenimiento y consumo de energía cubren los costos de compra e instalación del nuevo sistema de refrigeración en cuatro años, como lo muestra la tabla 32.

El cambio de sistema de bombeo de agua de refrigeración de un sistema abierto a un sistema cerrado generó en la planta que los equipos de producción trabajen en forma continua reduciendo el rechazo por calidad del producto y reduciendo el tiempo del ciclo de producción de la pre-botella.

Recomendaciones:

Realizar el cambio del sistema actual de refrigeración circuito abierto por un nuevo sistema de refrigeración que se divide en tres circuitos: circuito cerrado de agua helada de chiller, circuito cerrado de agua de intercambiadores de placas y un circuito abierto de agua de torres de

enfriamiento que tendrán como beneficio la estabilidad del sistema de refrigeración, su trabajo continuo y económicamente viable.

Instalar un sistema de aditivación de químicos para el control de crecimiento bacteriológico, sólidos en suspensión y corrosión.

Instalar un sistema de filtrado continuo en el sistema de circuito abierto de agua de torres de enfriamiento para tener en control los sólidos en suspensión generados en las torres de enfriamiento.

APÉNDICES

APÉNDICE A

APENDICE A

DEFECTOS DE HUMEDAD EN LA PRE-BOTELLAS



Anillo de Humedad



Cristalización



Deformación Interna del End – Cap.



De-laminación



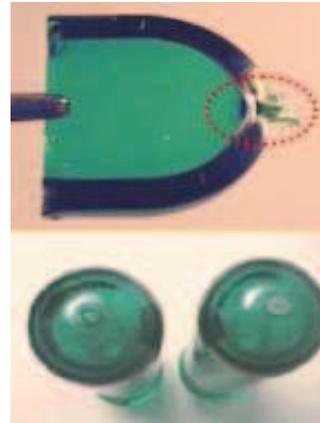
Doble Línea de Cierre



End – Cap Deformado.



Fragmentos o Residuos del Gate.



Gate Hueco / Perforado



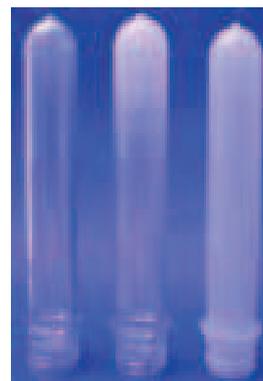
Hilos.



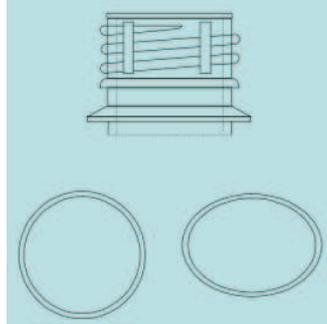
Líneas de Flujo Turbulento.



Marca superficiales.



Opalescencia.



Ovalización.



Pre-Botellas Pegadas.



Perpendicularidad.



Pre-Botella Colapsada.



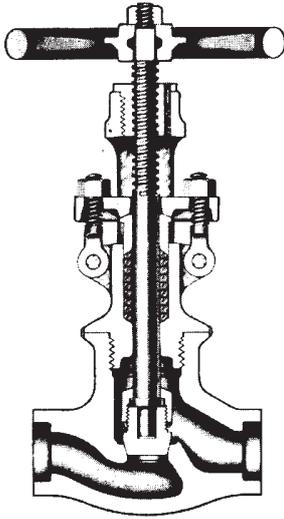
Rayas.



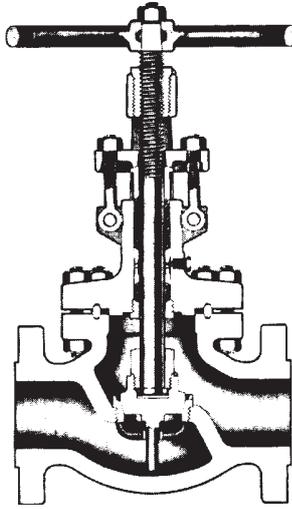
Rechupes.

APÉNDICE B

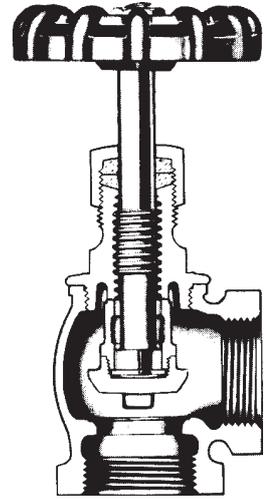
A-15. Tipos de válvulas



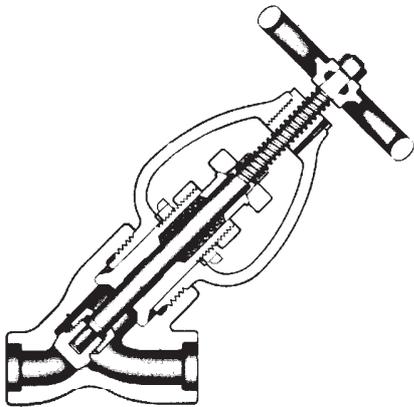
Válvula de globo convencional



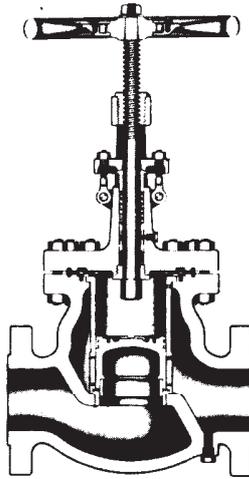
Válvula de globo convencional con obturador guiado



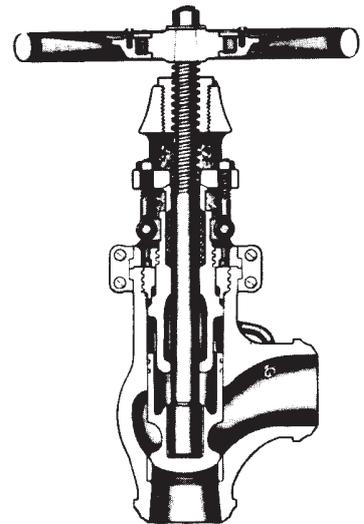
Válvula angular de globo convencional



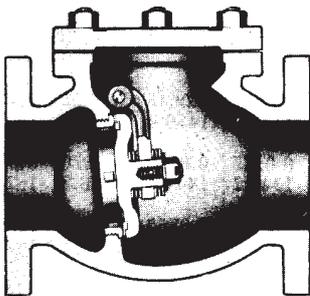
Válvula de globo, modelo en Y, con vástago a 45°



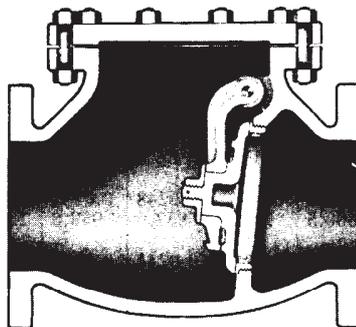
Válvula de retención y cierre, de paso recto



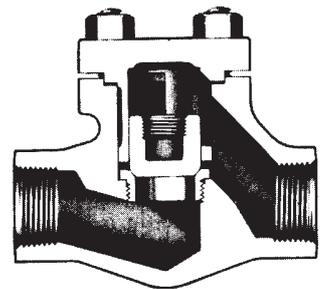
Válvula de retención y cierre, de paso angular



Válvula de retención convencional, de obturador oscilante

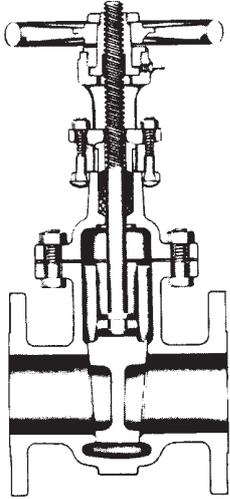


Válvula de retención de paso total con obturador oscilante

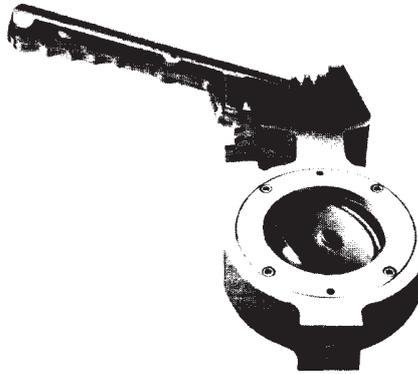


Válvula de retención de paso recto, con obturador ascendente

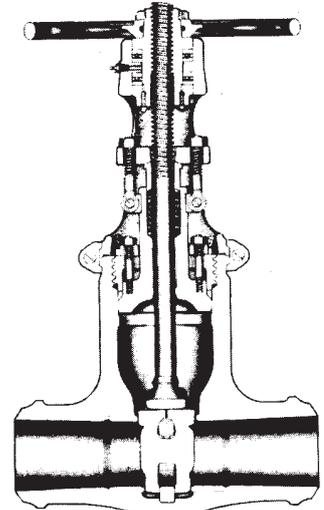
A-15. Tipos de válvulas (continuación)



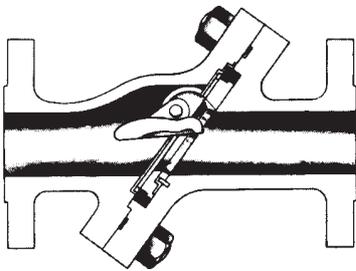
Válvula da compuerta da **cuña** (tapa atornillad.4



Válvula de mariposa da rendimiento alto



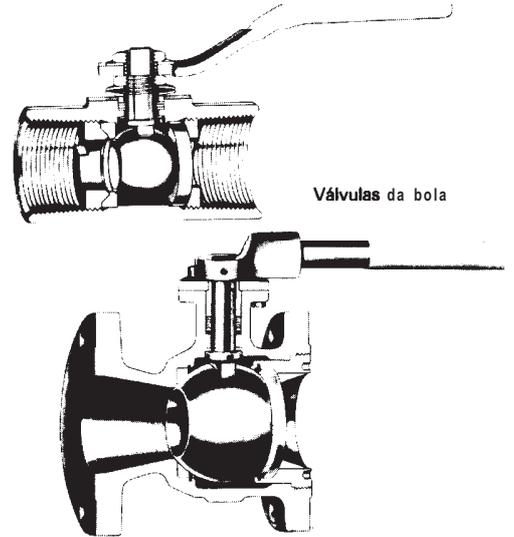
Válvula da compuerta de **cuña flexible** (tapa con sello a presión)



Válvula de retención de **disco** basculante



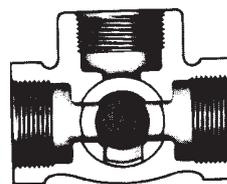
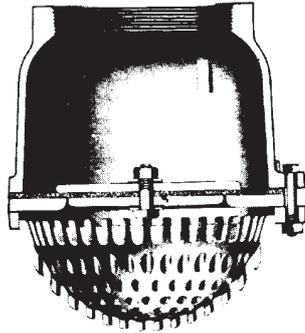
Válvula de mariposa sin bridas



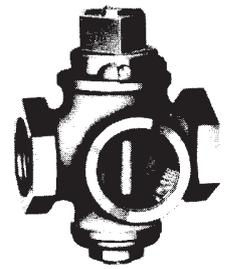
Válvulas da bola



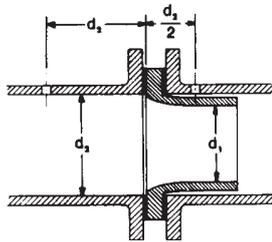
Válvulas de pie tipos oscilante y ascendente



Llave de tres vías
 Vistas exterior y en sección



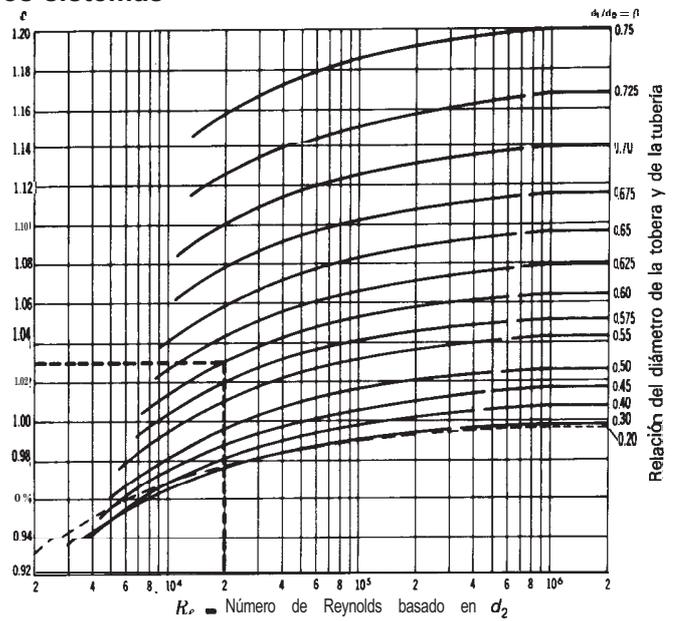
A-16. Coeficiente de flujo C para toberas para ambos sistemas



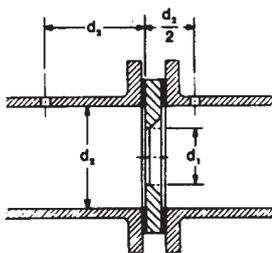
Sentido de flujo →

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

Ejemplo: El coeficiente de flujo C para una relación de diámetros β de 0.60 con un número de Reynolds de 20 000 (2×10^4) es igual a 1.03.



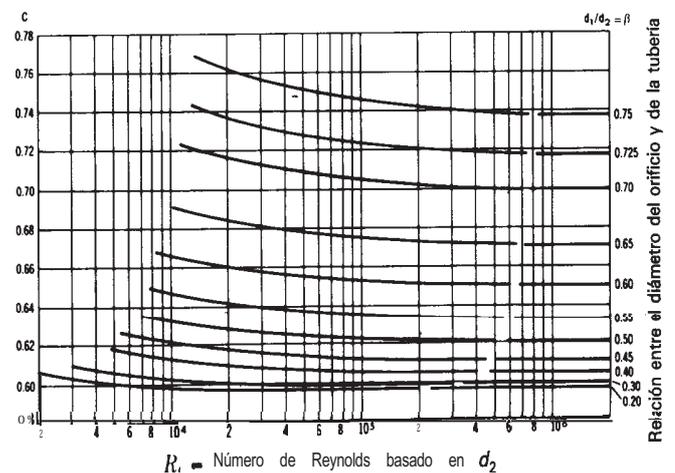
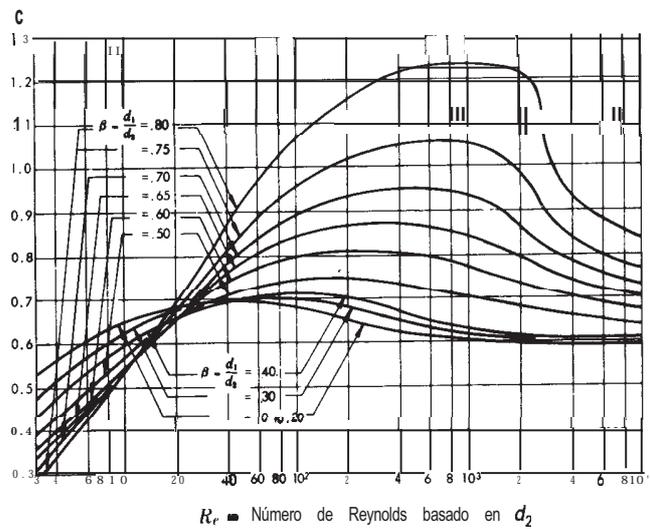
A-17. Coeficiente de flujo C para orificios de cantos vivos^{9,17}



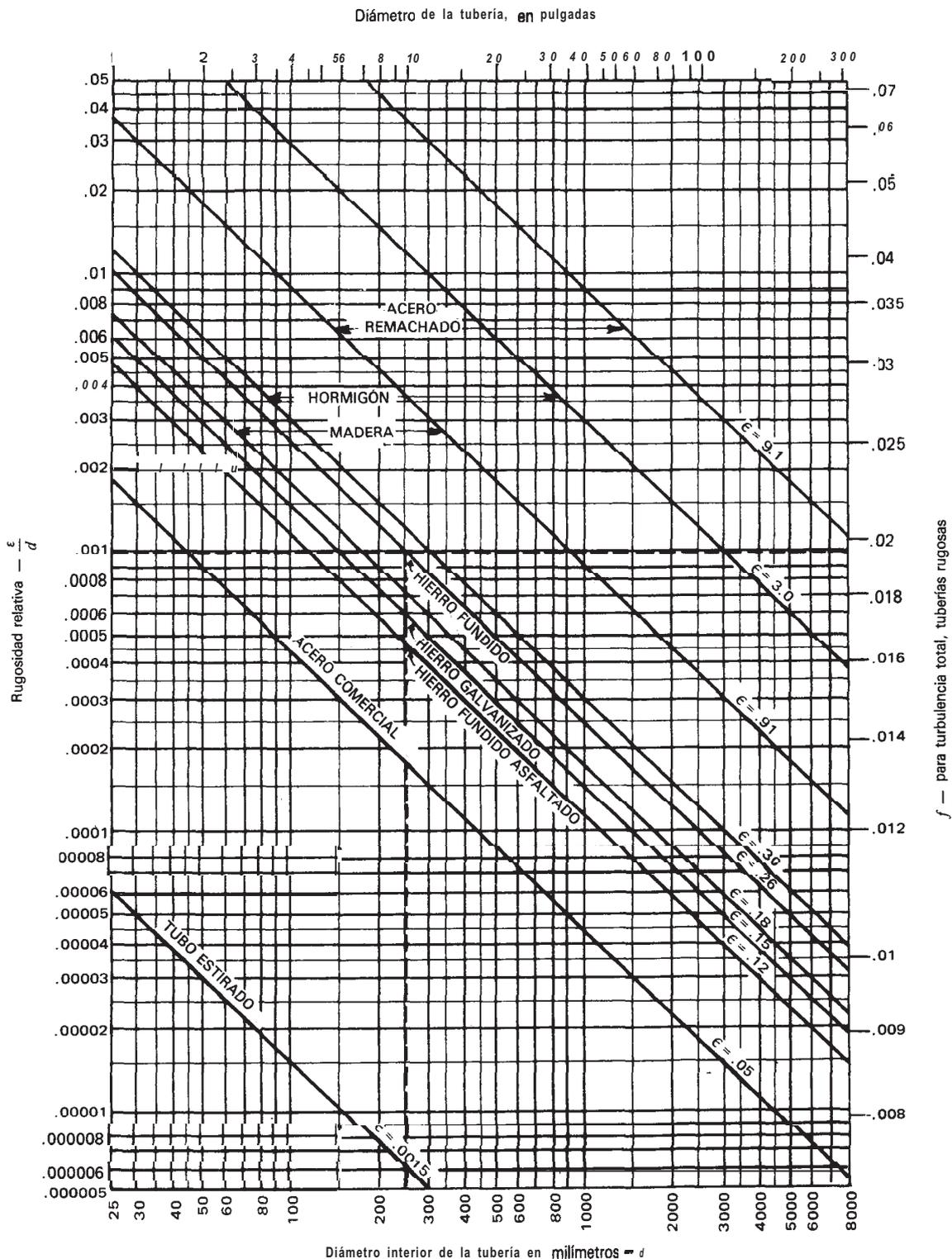
Sentido de flujo →

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

$$K_{\text{orificio}} \approx \frac{1 - \beta^2}{C^2 \beta^4}$$



A-21a. Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total

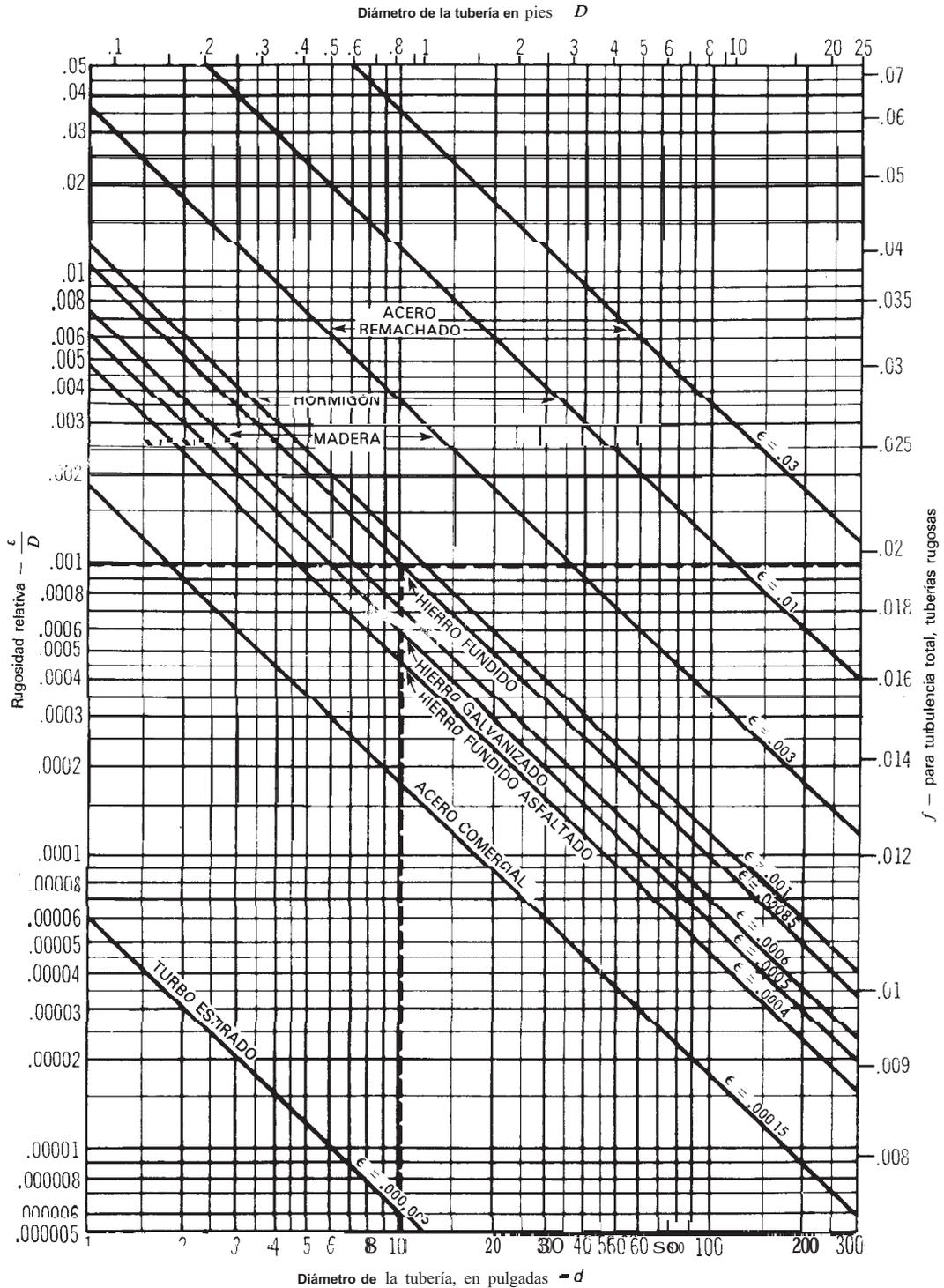


(La rugosidad absoluta ϵ en milímetros)

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

Problema: Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de rozamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 250 mm de diámetro interior.
 Solución: La rugosidad absoluta (ϵ) = 0.26... Rugosidad relativa (ϵ/d) = 0.001...
 ..Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total (f) = 0.0196

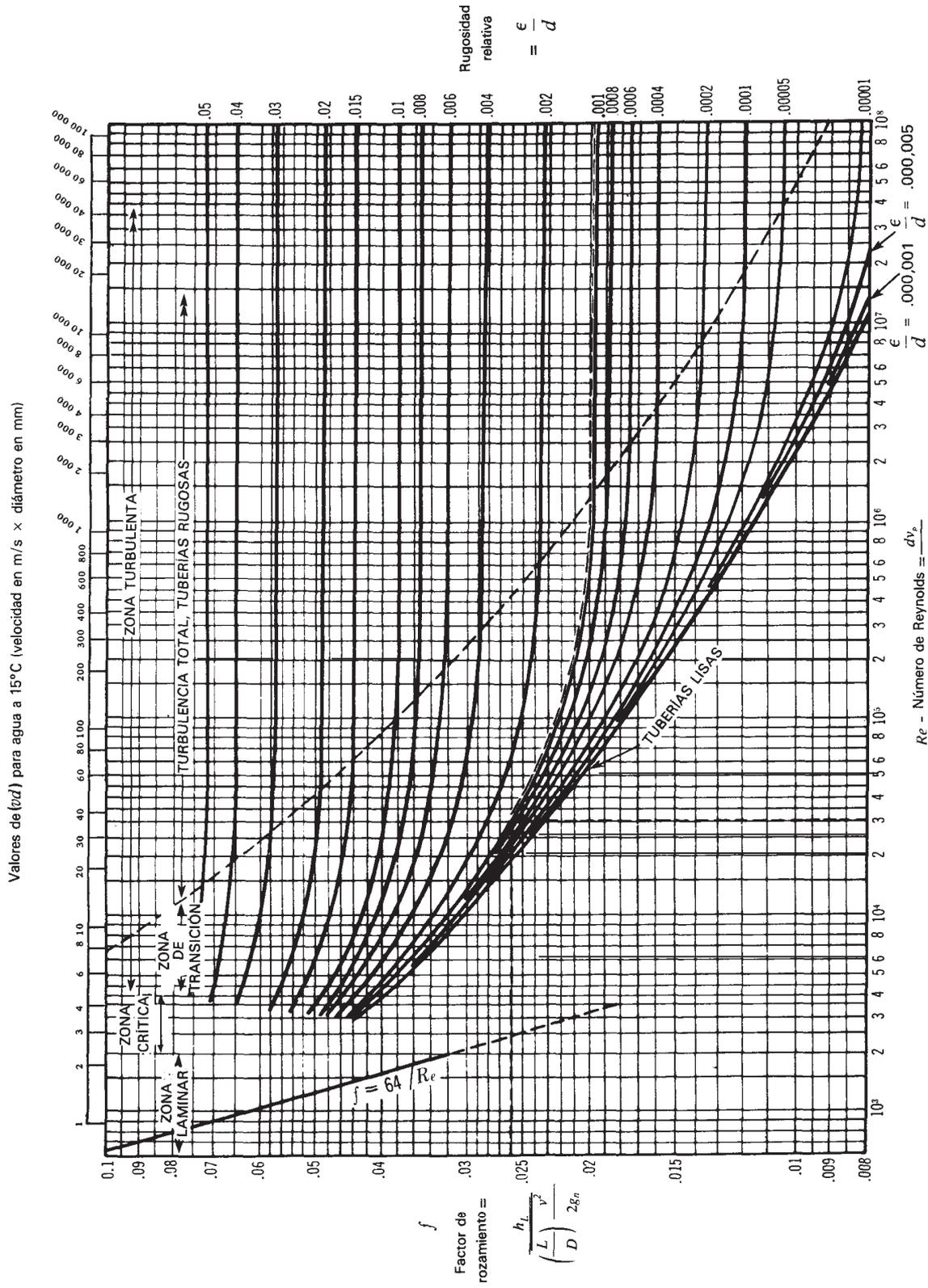
A-21b. Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total



Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía, con autorización.

Problema: Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de fricción para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 10 pulg. de diámetro interior.
Solución: La rugosidad absoluta (E) = 0.26... Rugosidad relativa (ϵ/D) = 0.001 . . . Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total (f) = 0.0196

A-22b. Factores de fricción para cualquier tipo de tubería comercial

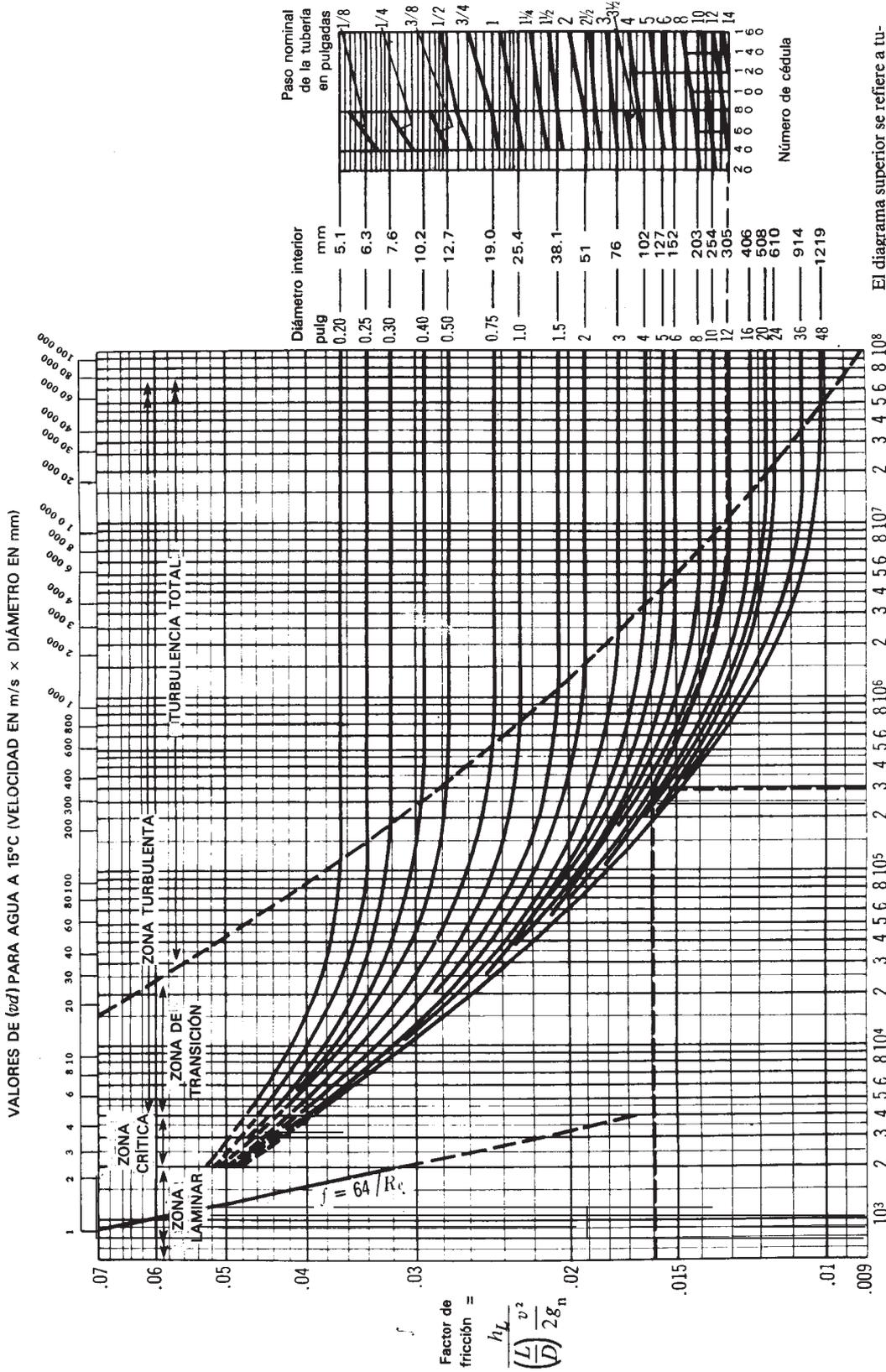


Problema: Determinese el factor de fricción para una tubería de hierro fundido de 250 mm (10 pulg) de diámetro interno, para un número de Reynolds = 30 000.

Solución: La rugosidad relativa (véase gráfica A-21) es 0.001. Entonces, el factor de fricción (f) es igual a 0.026.

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

A- 23a. Factores de fricción para tuberías comercial& de acero limpias



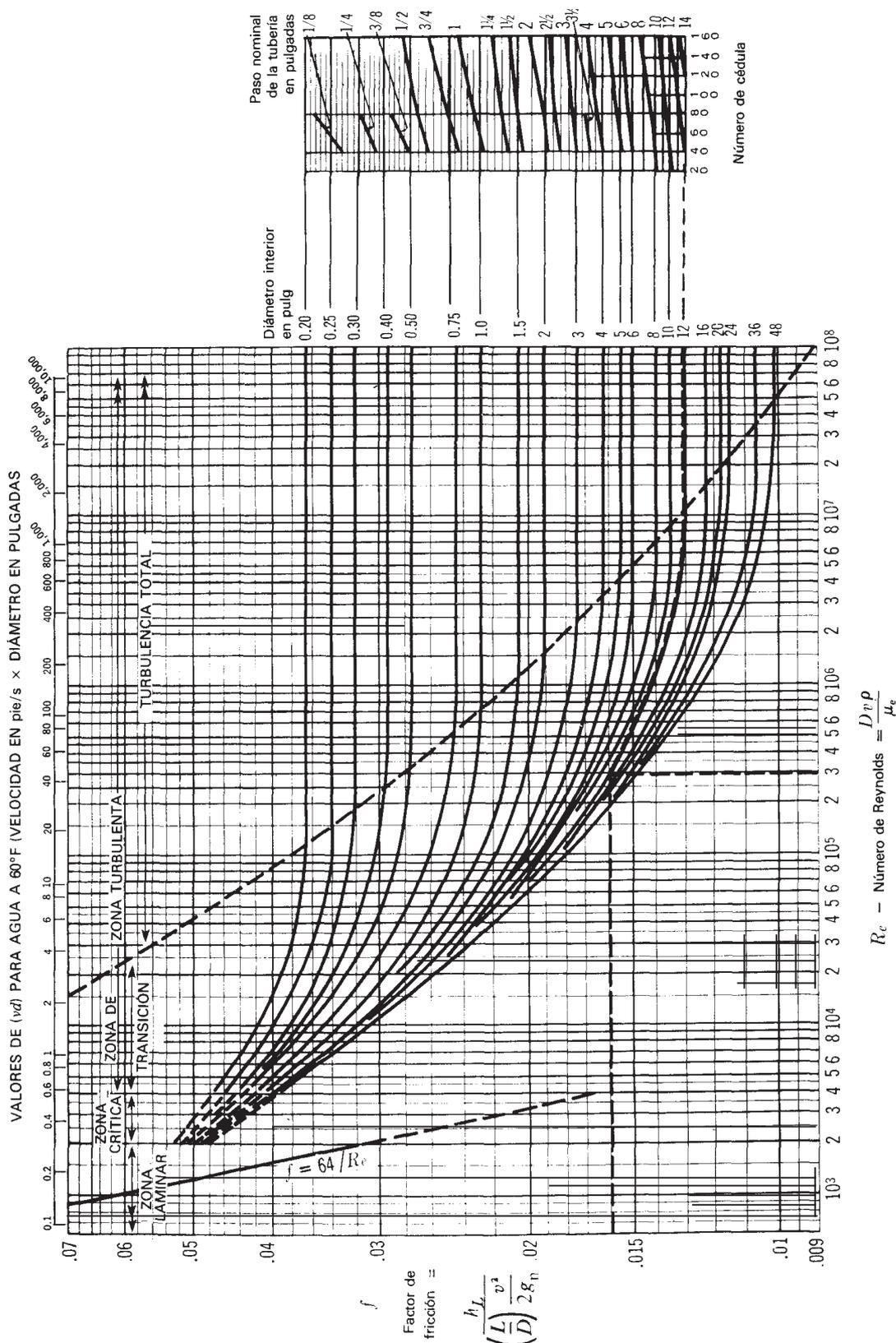
El diagrama superior se refiere a tuberías de acero según ANSI 36.10 y BS1600 e indica los diámetros interiores de estas tuberías para diferentes números de cédula. Para otras tuberías de acero comerciales, hállese el diámetro interior y véase sólo la gráfica principal.

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

$Re = \text{Número de Reynolds} = \frac{Dv\rho}{\mu}$

Problema: Determinese el factor de fricción para una tubería de 12 pulgadas, Cédula 40, para un flujo con Número de Reynolds = 300 000.
Solución: El factor de fricción (f) es igual a 0.016.

A-23b. Factores de fricción para tuberías comerciales de acero limpias



Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

**A-24. TABLA DEL FACTOR “K” (página 1 de 4)
Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

(“K” está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Díámetro mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200,250	300400	450-600
Nominal pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8: 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f _r)	.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR “K” PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

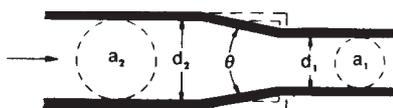
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úse el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

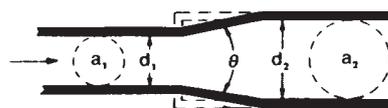
ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 4.5^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$

$45^\circ < \theta \leq 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL

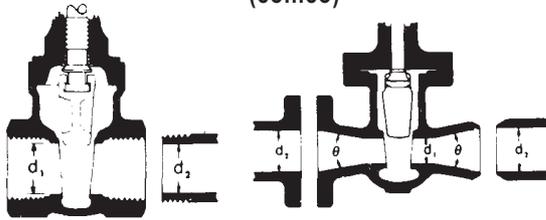


Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$

$45^\circ < \theta \leq 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

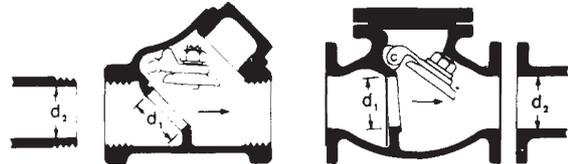
A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE COMPUERTA
 De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE

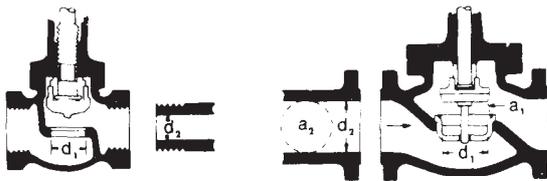


$K \approx 100 f_T$ $K = 50 f_T$

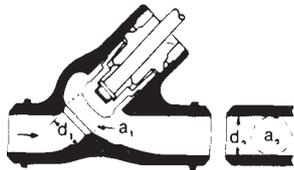
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) = $45 \sqrt{V}$ = $75 \sqrt{V}$
 (pie/seg) = $35 \sqrt{V}$ = $60 \sqrt{V}$
 U/L Registradas = $120 \sqrt{V}$ = $100 \sqrt{V}$

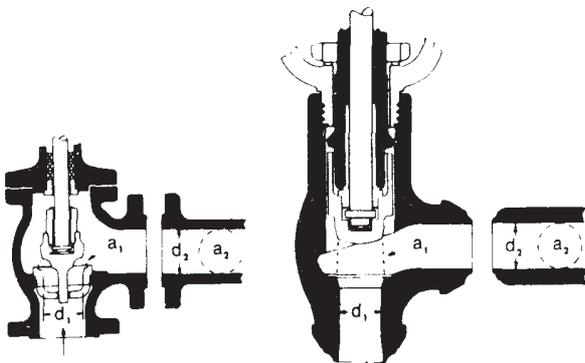
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

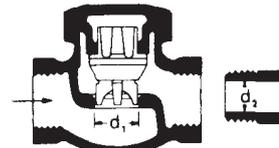


Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido θ de mariposa

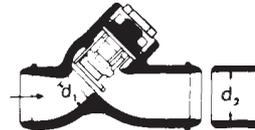
Si: $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

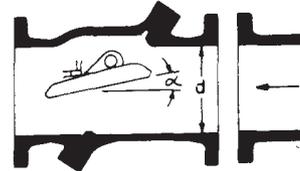
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $\approx 50 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $\approx 170 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE

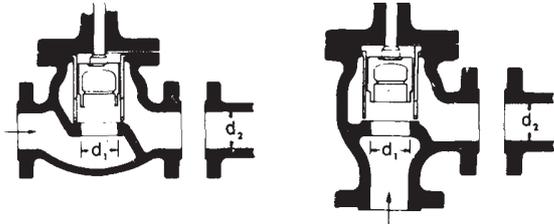


Pasos

	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$K = 40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$K = 30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$K = 20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

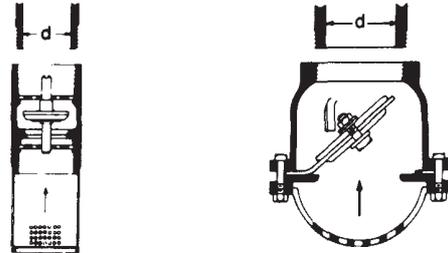
VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE
(Tipos recto y angular)



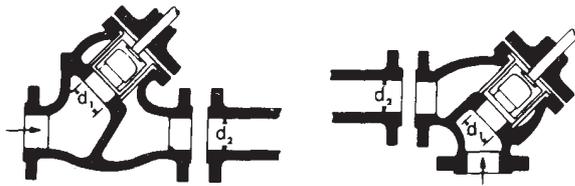
Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$ $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 m/seg $\approx 70 \beta^2 \sqrt{V}$ $\approx 95 \beta^2 \sqrt{V}$
 pie/seg $= 55 \beta^2 \sqrt{V}$ $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente Obturador oscilante

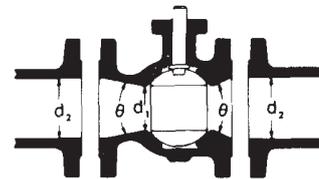


$K = 420 f_T$ $K = 75 f_T$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 m/seg $= 20 \sqrt{V}$ $= 45 \sqrt{V}$
 pie/seg $= 15 \sqrt{V}$ $= 35 \sqrt{V}$



Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$ $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador
 m/seg $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$ $\text{pie/seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE GLOBO

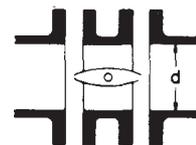


Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 mg/seg $= 170 \beta^2 \sqrt{V}$ $(\text{pie/seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE MARIPOSA

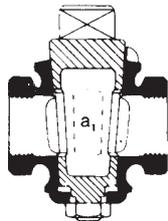


Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") $K = 45 f_T$
 Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") $K = 35 f_T$
 Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") $K = 25 f_T$

A-24. TABLA DEL FACTOR “K” (página 4 de 4)
Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

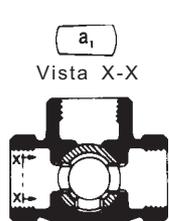
VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

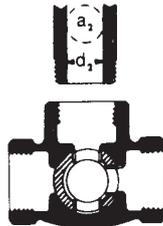


Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$

tres entradas



Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$



Si: $\beta = 1$,
 $K_7 = 90 f_T$

Si: $\beta < 1$ $K_1 = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR

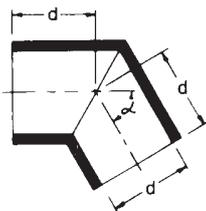


$K = 30 f_T$



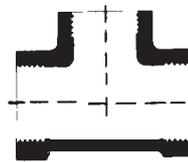
$K = 16 f_T$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



α	K
0°	2 f_T
15°	4 f_T
30°	8 f_T
45°	15 f_T
60°	25 f_T
75°	40 f_T
90°	60 f_T

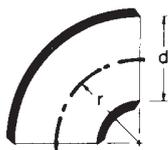
CONEXIONES ESTÁNDAR EN “T”



Flujo directo $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90° . . $K = 60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	20 f_T	8	24 f_T
1.5	14 f_T	10	30 f_T
2	12 f_T	12	34 f_T
3	12 f_T	14	38 f_T
4	14 f_T	16	42 f_T
6	17 f_T	20	50 f_T

El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte
Hacia el interior

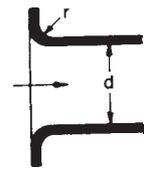


$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

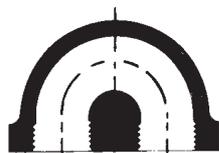
*de cantos vivos

A tope



Véanse los valores de K en la tabla

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



$K = 50 f_T$

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte De cantos vivos Redondeada



$K = 1.0$

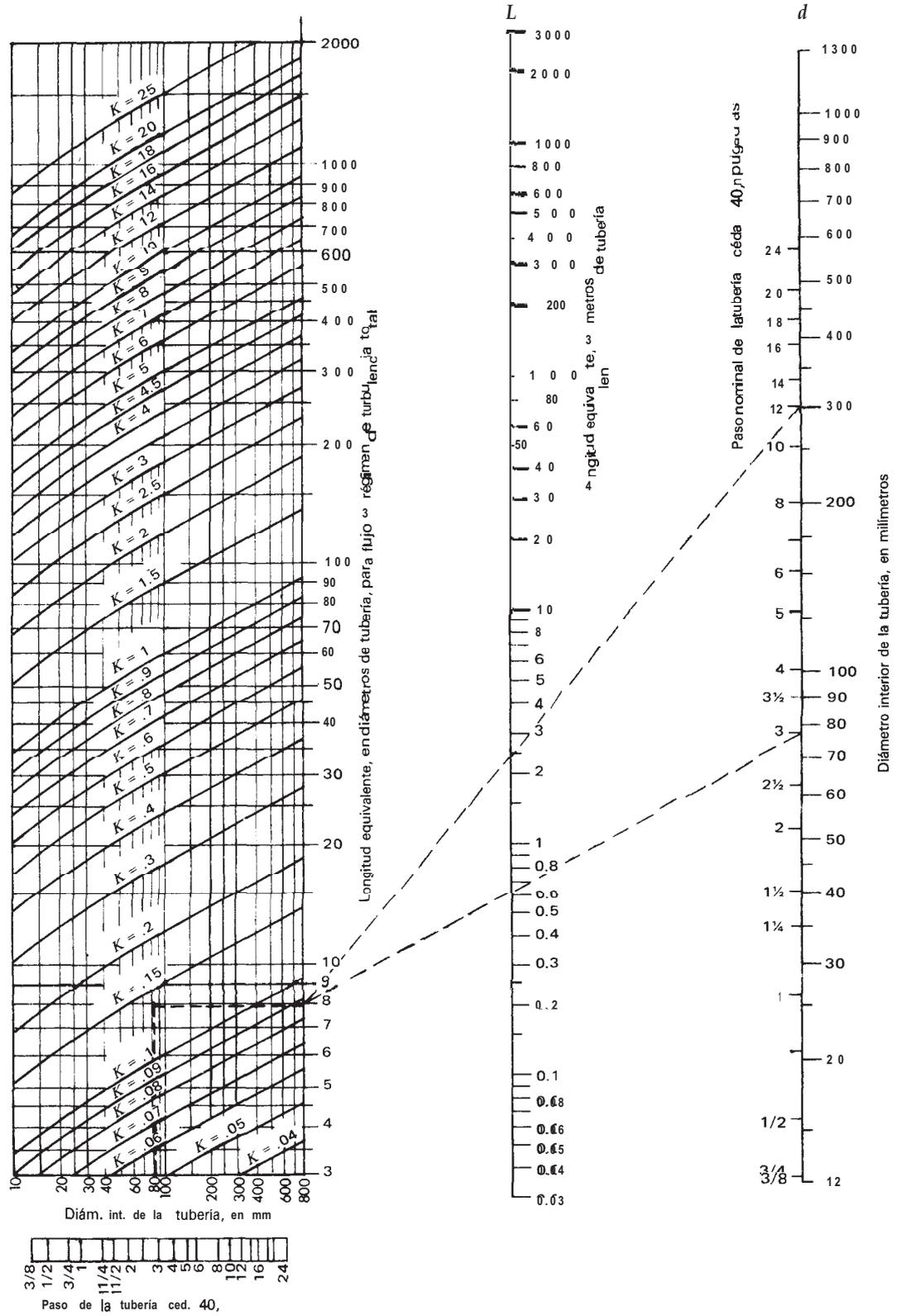


$K = 1.0$

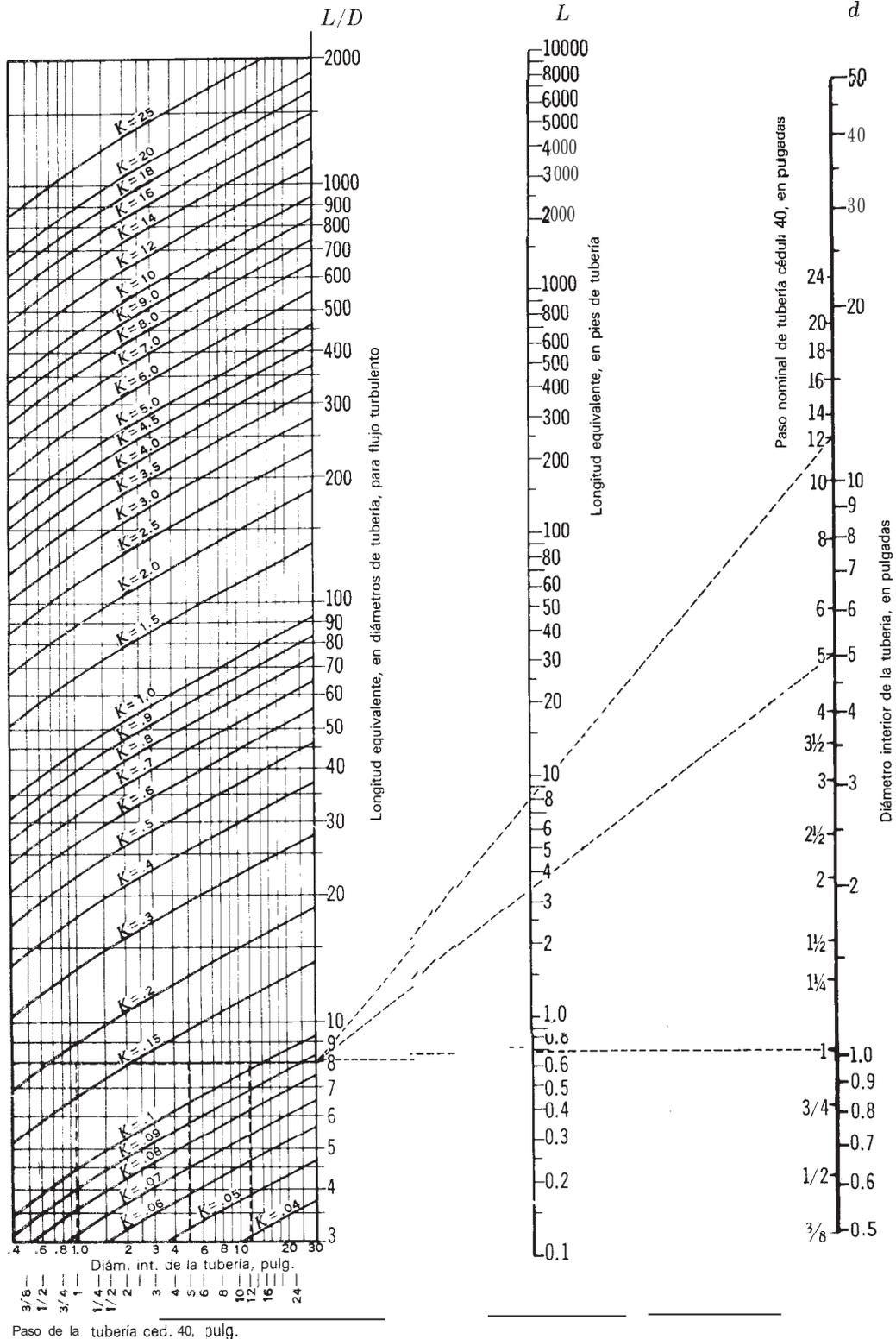


$K = 1.0$

A-25a. Longitudes equivalentes L y LID, nomograma del coeficiente de resistencia K



A-25b. Longitudes equivalentes L y L/D , nomograma del coeficiente de resistencia K



Ejemplos

Ejemplo **25a**. Determinése la longitud equivalente en diámetros de tubería y metros de tubería nueva de acero comercial cédula 40 y el factor de resistencia K , para válvulas de compuerta totalmente abiertas de 80 mm y 300 mm, con flujo en un régimen de turbulencia completa.

Solución:

Paso de la válvula	80 mm	300 mm
Longitud equivalente, diámetros tubería	8	8
Longitud equivalente, metros tubería	0.62	2.43
Factor K , basado en tubería céd. 40	0.14	0.10

Ejemplo **25b**. Determinése la longitud equivalente en diámetros de tubería y pies de tubería nueva de acero comercial cédula 40 y el factor de resistencia K , para válvulas de compuerta totalmente abierta con paso de 1.5 y 12 pulgadas, con flujo en un régimen de turbulencia completa.

Solución:

Paso de la válvula	1 pulg	5 pulg	12 pulg
Longitud equivalente, diámetros tubería	8	8	8
Longitud equivalente, pies tubería céd. 40	0.7	3.4	7.9
Factor K , basado en tubería céd. 40	0.18	0.13	0.10

Ejemplo 26b. Determinése el coeficiente de flujo C_V para válvula de globo, clase 125, de 6 pulgadas, con cuerpo de hierro fundido y en posición de total apertura.

Solución:

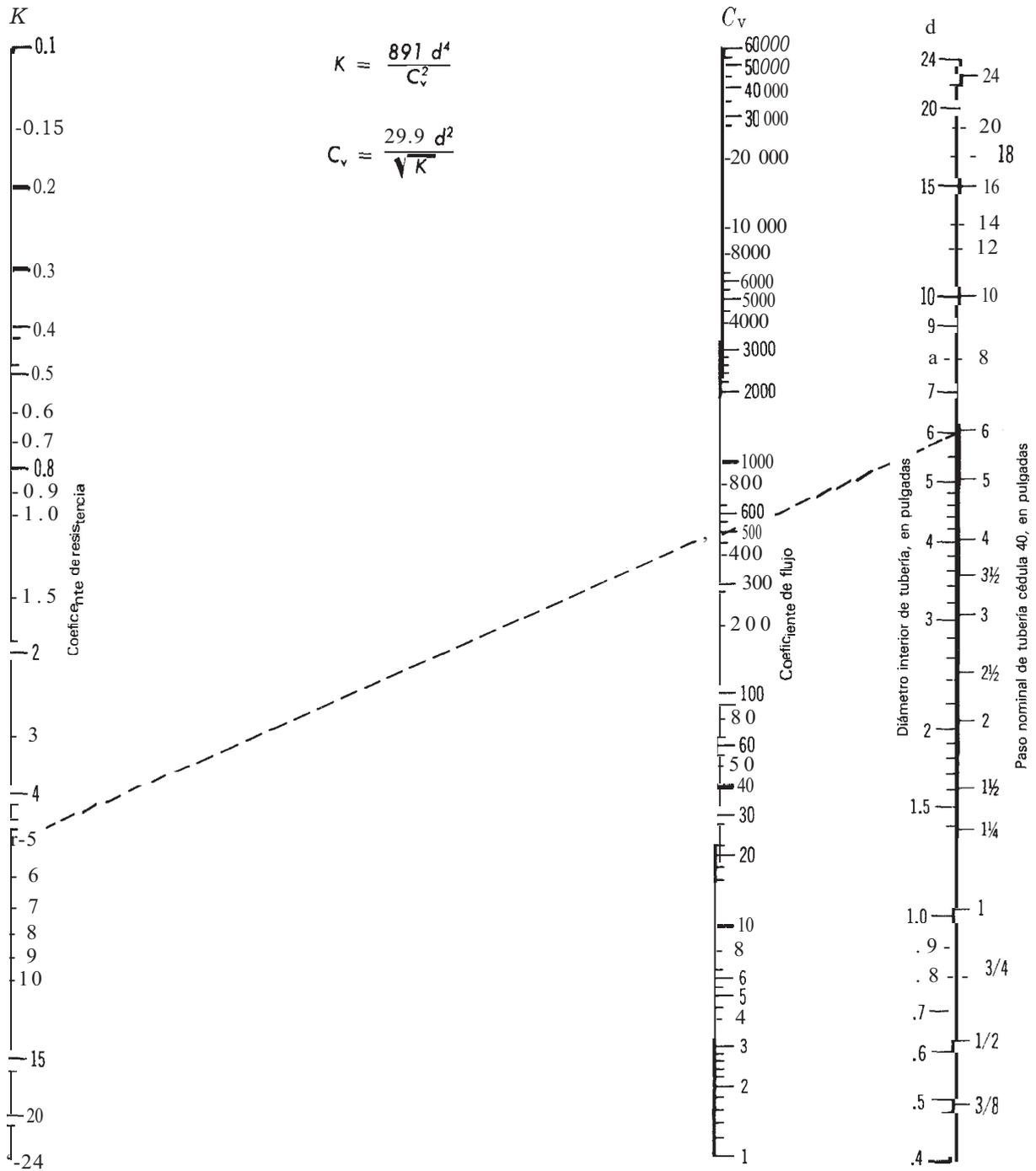
$$K = 340 f_T \quad \text{apéndice A-24}$$

$$f_T = 0.015 \quad \text{apéndice A - 24}$$

$$K = 340 \times 0.015 = 5.1$$

$$C_V = 4.90 \quad \text{nomograma A-26b}$$

A-26. Equivalencia del coeficiente de resistencia K y el coeficiente de flujo C_v



APÉNDICE C

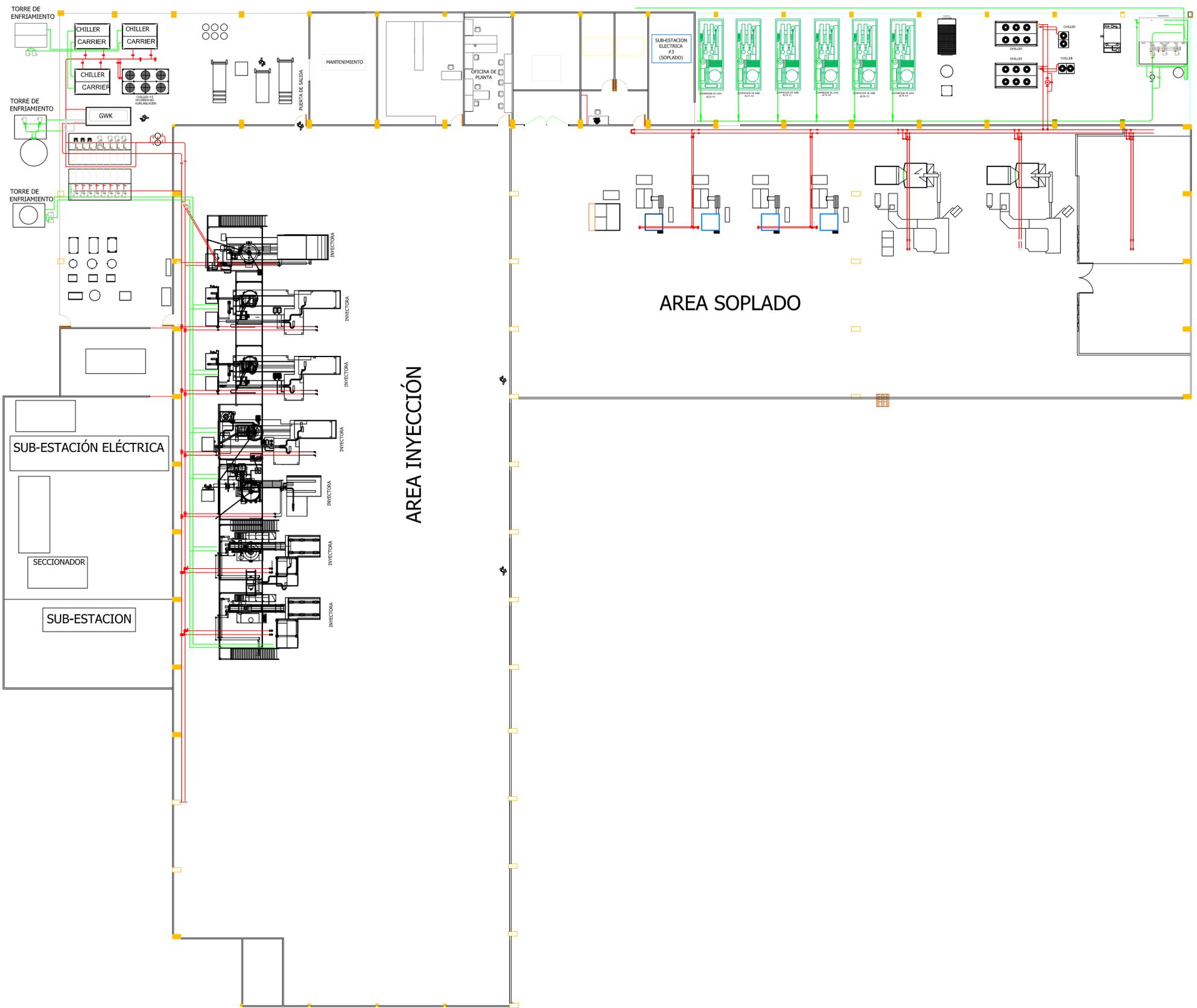
B-11b. Flujo de agua en tuberías de acero de cédula 40

Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F

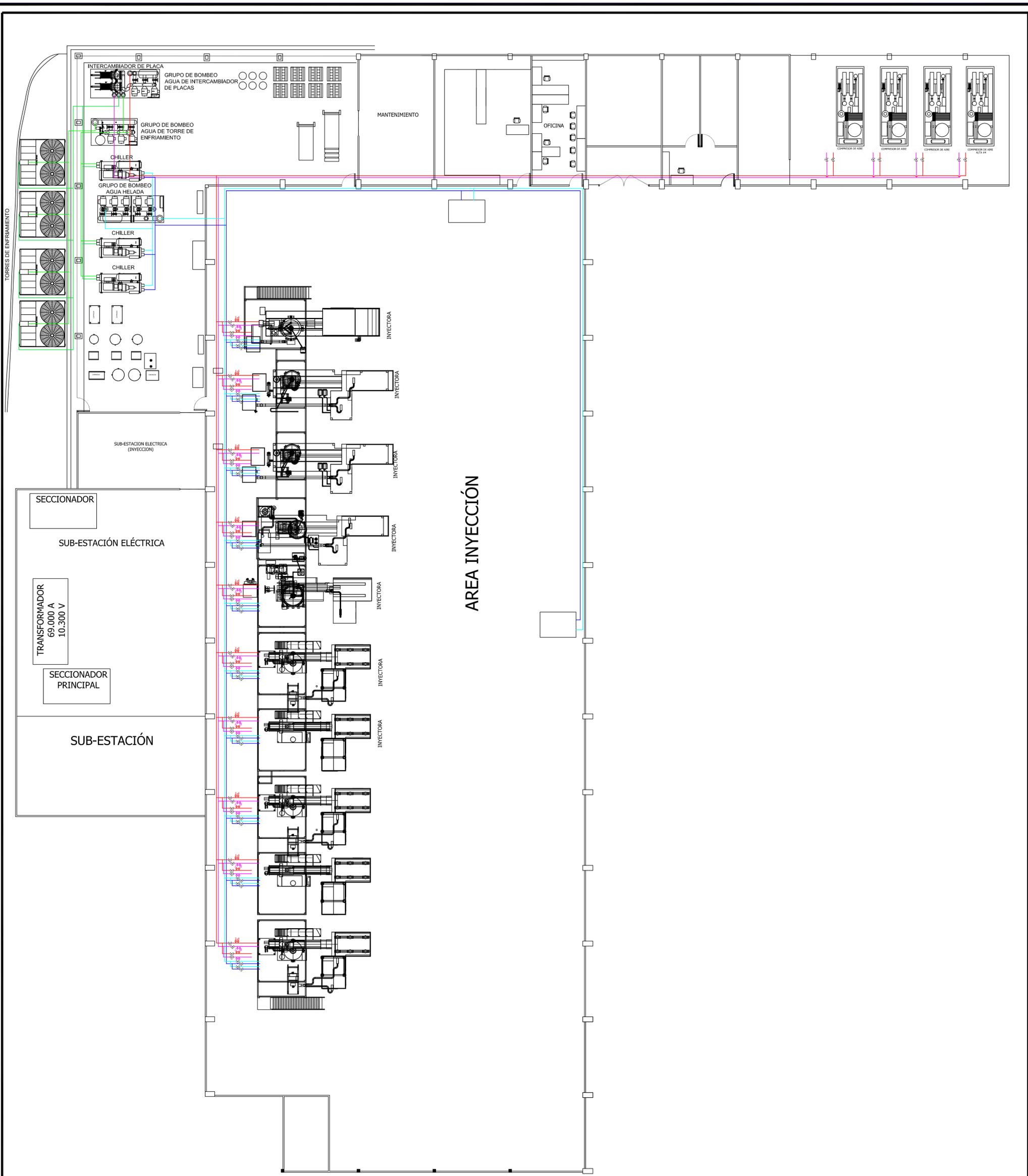
Caudal		Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F															
Galones por minuto	Pies cúbicos por segundo	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión		
		Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²	Pies por Segundo	lb/pulg ²
.2	0.000446	1.13	1.86	0.610	0.359												
.3	0.000668	1.69	4.22	0.924	0.903												
.4	0.000891	2.26	6.98	1.23	1.61	0.504	0.359	0.317	0.061								
.5	0.001114	2.82	10.5	1.54	2.39	0.672	0.345	0.422	0.086								
.6	0.00134	3.39	14.7	1.85	3.29	0.840	0.539	0.528	0.167	0.301	0.033						
.8	0.00178	4.52	25.0	2.46	5.44	1.01	0.751	0.673	0.340	0.361	0.041						
1	0.00223	5.65	37.2	3.08	8.28	1.34	1.25	0.844	0.408	0.481	0.102						
2	0.00446	11.29	154.4	6.16	30.1	2.66	6.58	1.68	1.85	1.06	0.600	0.602	0.155	0.371	0.048		
3	0.00668			9.25	64.1	3.99	13.9	2.11	2.10	1.20	0.526	0.743	0.164	0.429	0.044		
4	0.00891			12.33	111.2	5.04	23.9	3.17	4.33	1.81	1.09	1.114	0.336	0.644	0.090	0.473	0.043
5	0.01114			15.41	181.8	6.72	36.7	4.22	7.42	2.41	1.83	1.49	0.365	0.858	0.150	0.630	0.071
6	0.01337	0.574	0.044			8.40		5.28	11.2	3.01	2.75	1.86	0.835	1.073	0.223	0.788	0.104
8	0.01782	0.765	0.073			10.08	51.9	6.33	15.8	3.61	3.84	2.23	1.17	1.29	0.309	0.946	0.145
10	0.02228	0.956	0.108	0.670	0.046	13.44	91.1	8.45	27.7	4.81	6.60	2.97	1.99	1.72	0.518	1.26	0.241
15	0.03342	1.43	0.224	1.01	0.094			10.56	47.4	6.02	9.60	3.71	2.99	2.15	0.774	1.38	0.361
20	0.04456	1.91	0.375	1.34	0.158	0.868	0.056			9.03	21.6	5.57	6.36	3.22	1.83	2.37	0.755
25	0.05570	2.39	0.561	1.68	0.234			12.03	37.8	12.03	37.8	7.43	10.9	4.29	2.78	3.16	1.28
30	0.06684	2.87	0.796	2.01	0.327												
35	0.07798	3.35	1.05	2.35	0.436	1.09	0.083	0.812	0.041								
40	0.08912	3.83	1.35	2.68	0.556	1.30	0.114	0.974	0.056	0.882	0.041	11.14	23.5	6.44	5.92	4.73	2.72
45	0.1003	4.30	1.67	3.02	0.668	1.52	0.151	1.14	0.071	1.01	0.052	12.99	32.2	7.51	7.90	5.52	3.64
50	0.1114	4.78	2.03	3.35	0.839	1.74	0.192	1.30	0.095	1.13	0.064	14.85	41.5	8.59	10.24	6.30	4.65
60	0.1337	5.74	2.87	4.02	1.18	1.95	0.260	1.46	0.117					9.67	12.80	7.09	5.85
70	0.1560	6.70	3.84	4.69	1.59	2.24	0.340	1.62	0.142	1.26	0.076			10.74	15.66	7.88	7.15
80	0.1782	7.65	4.97	5.36	2.03	2.60	0.406	1.95	0.204	1.51	0.107			11.89	22.2	9.47	10.21
90	0.2005	8.60	6.20	6.03	2.53	3.04	0.540	2.27	0.261	1.76	0.143	1.12	0.047	12.89	32.2	11.05	13.71
100	0.2228	9.56	7.59	6.70	3.09	3.47	0.687	2.60	0.334	2.02	0.180			14.85	41.5	12.62	17.59
125	0.2785	11.97	11.76	8.38	4.71	3.91	0.861	2.92	0.416	2.27	0.224			16.79	50.9	14.20	22.0
150	0.3342	14.36	16.70	10.05	6.69	4.34	1.05	3.25	0.509	2.52	0.272			18.74	60.3	15.78	26.9
175	0.3899	16.75	22.3	11.73	8.97	4.77	1.24	3.58	0.602	2.77	0.324			20.69	70.7	17.34	32.8
200	0.4456	19.14	28.8	13.41	11.58	5.19	1.44	3.91	0.705	3.01	0.376			22.64	81.1	18.90	39.7
225	0.5013			15.09	14.63	5.62	1.64	4.24	0.818	3.25	0.428			24.59	91.5	20.46	47.6
250	0.557					6.05	1.84	4.57	0.931	3.49	0.480			26.54	101.9	22.02	56.5
275	0.6127					6.48	2.03	4.90	1.044	3.73	0.532			28.49	112.3	23.58	66.4
300	0.6684					6.91	2.22	5.23	1.157	3.97	0.584			30.44	122.7	25.14	77.3
325	0.7241					7.34	2.41	5.56	1.270	4.21	0.636			32.39	133.1	26.70	89.2
350	0.7798					7.77	2.60	5.89	1.383	4.45	0.688			34.34	143.5	28.26	102.1
375	0.8355					8.20	2.79	6.22	1.496	4.69	0.740			36.29	153.9	29.82	116.0
400	0.8912					8.63	2.98	6.55	1.609	4.93	0.792			38.24	164.3	31.38	130.9
425	0.9469					9.06	3.17	6.88	1.722	5.17	0.844			40.19	174.7	32.94	146.8
450	1.003					9.49	3.36	7.21	1.835	5.41	0.896			42.14	185.1	34.50	163.7
475	1.059	1.93	0.054			9.92	3.55	7.54	1.948	5.65	0.948			44.09	195.5	36.06	181.6
500	1.114	2.03	0.059			10.35	3.74	7.87	2.061	5.89	1.000			46.04	205.9	37.62	200.5
550	1.225	2.24	0.071			11.21	4.12	8.51	2.274	6.41	1.052			49.94	226.7	40.74	230.4
600	1.337	2.44	0.083			12.07	4.50	9.13	2.487	6.93	1.104			53.84	247.5	43.86	262.3
650	1.448	2.64	0.097			12.93	4.88	9.75	2.700	7.45	1.156			57.74	268.3	46.98	296.2
700	1.560	2.85	0.112	2.01	0.047			10.36	5.41	8.82	1.84	5.62	0.919	3.89	0.367	2.24	0.095
750	1.671	3.05	0.127	2.15	0.054			12.17	6.18	9.45	2.25	6.02	1.05	4.36	0.416	2.40	0.108
800	1.782	3.25	0.143	2.29	0.061			12.98	7.03	10.08	2.66	6.42	1.19	4.84	0.471	2.56	0.121
850	1.894	3.46	0.160	2.44	0.068	2.02	0.042	13.80	7.89	10.71	3.07	6.82	1.33	5.32	0.529	2.73	0.136
900	2.005	3.66	0.179	2.58	0.075	2.13	0.047	14.61	8.80	11.34	3.48	7.22	1.48	5.80	0.590	2.89	0.151
950	2.117	3.86	0.198	2.72	0.083	2.25	0.052										
1 000	2.228	4.07	0.218	2.87	0.091	2.37	0.057										
1 100	2.451	4.48	0.260	3.15	0.110	2.61	0.068										
1 200	2.674	4.88	0.306	3.44	0.128	2.85	0.080										
1 300	2.896	5.29	0.355	3.73	0.150	3.08	0.093										
1 400	3.119	5.70	0.409	4.01	0.171	3.32	0.107										
1 500	3.342	6.10	0.466	4.30	0.195	3.56	0.122										
1 600	3.565	6.51	0.527	4.59	0.219	3.79	0.138										
1 800	4.010	7.32	0.663	5.16	0.276	4.27	0.172										
2 000	4.456	8.14	0.808	5.73	0.339	4.74	0.209										
2 500	5.570	10.17	1.24	7.17	0.515	5.93	0.321										
3 000	6.684	12.20	1.76	8.60	0.731	7.11	0.451										
3 500	7.798	14.24	2.38	10.01	0.982	8.30	0.607										
4 000	8.912	16.27	3.08	11.47	1.27	9.48	0.787										
4 500	10.03	18.31	3.87	12.90	1.60	10.67	0.990										
5 000	11.14	20.35	4.71	14.33	1.95	11.85	1.21										
6 000	13.37	24.41	6.74	17.20	2.77	14.23	1.71										
7 000	15.60	28.49	9.11	20.07	3.74	16.60	2.31										
8 000	17.82			22.93	4.84	18.96	2.99										
9 000	20.05			25.79	6.09	21.34	3.76										
10 000	22.28			28.66													

APÉNDICE D

PLANOS



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED	SIGNATURES	DATE	TITLE
DIMENSIONS ARE IN METERS TOLERANCES ON :	DIBUJADO: MANUEL TORO	15/02/08	IMPLANTACIÓN GENERAL DE EQUIPOS DE SISTEMA ACTUAL DE REFRIGERACIÓN DE PLANTA
1 PL DECIMALS ±	REVISADO:		
2 PL DECIMALS ±	DISERNO:		
3 PL DECIMALS ±	APROBADO:		LAYOUT DE PLANTA
ANGLES ±	APROBADO:		
FRACTION ±	APROBADO:		
ESCALA: SIN ESCALA UNIDAD DE MEDIDA: METROS UBICACION DEL ARCHIVO:			SIZE A1
			FILE No IMPLANTACIÓN GENERAL DE EQUIPOS DE SISTEMA ACTUAL DE REFRIGERACIÓN DE PLANTA.DWG



AREA INYECCIÓN

- AGUA DE DESCARGA DE CHILLER
- AGUA DE RETORNO DE CHILLER
- AGUA DE DESCARGA DE INTERCAMBIADOR DE PLACA
- AGUA DE RETORNO DE INTERCAMBIADOR DE PLACA
- AGUA DE DESCARGA DE TORRE DE ENFRIAMIENTO
- AGUA DE RETORNO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN METERS TOLERANCES ON : 1 PL DECIMALS ± 2 PL DECIMALS ± 3 PL DECIMALS ± ANGLES ± FRACTION ±	SIGNATURES	DATE	TITLE
	DIBUJADO: MANUEL TORO	30/06/08	IMPLANTACIÓN GENERAL DE EQUIPOS DE NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE PLANTA
	REVISADO:		
	DISERNO:		
	APROBADO:		
	APROBADO:		
ESCALA: SIN ESCALA UNIDAD DE MEDIDA: METROS UBICACION DEL ARCHIVO:			SIZE: A1 FILE No: IMPLANTACIÓN GENERAL DE EQUIPOS DE NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE PLANTA.DWG

LAYOUT DE PLANTA

BIBLIOGRAFÍA

Bonifacio., F. L. (1999). INTRODUCCIÓN A LA MECÁNICA DE FLUIDOS. México: ALFA-OMEGA.

Huerta, M. A., & alt., e. (2013). Instalaciones y Servicios, Sección de Instalaciones de Edificios. Madrid, España: Escuela Técnica Superior de Arquitectura, U.P.M.

John, M. (1993). LA MECÁNICA DE FLUIDOS (Tercera edición). México: Editorial CECSA.

Pilatowsky, I. &. (2002). Introducción a los métodos de producción de frío. México: Centro de Investigación de Energía, Universidad Autónoma.

Williams, G. (1996). FUNDAMENTOS BÁSICOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS (Segunda edición). México: Mc Graw Hill Interamericana.

División de ingeniería de Crane (1990). FLUJO DE FLUIDOS EN VÁLVULAS, ACCESORIOS Y TUBERÍAS. México: Mc Graw Hill Interamericana.