

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN DE AGUA
DE 54 A 5 BAR PARA ALIMENTAR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA
UNIDAD # 1 DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA DE GUADALUPE III

CAMILO MONTAGUT GIL

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCIAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERÍA
MEDELLÍN
2018

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN DE AGUA
DE 54 A 5 BAR PARA ALIMENTAR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA
UNIDAD # 1 DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA DE GUADALUPE III

CAMILO MONTAGUT GIL

Tesis para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Asesor

CHRISTIAN ANDRÉS GONZÁLEZ SALAZAR

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCIAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

MEDELLÍN

2018

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
LISTA DE FIGURAS	
LISTA DE PLANOS	
LISTA DE TABLAS	
GLOSARIO	
1. CAPITULO I: UN POYECTO DE REFRIGERACIÓN SOSTENIBLE...	10-14
1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	10-13
1.1.1. Justificación.....	10-11
1.1.2. Antecedentes.....	12-13
1.2. OBJETIVOS.....	14
1.2.1. Objetivo general.....	14
1.2.2. Objetivos específicos.....	14
2. CAPITULO II: ANÁLISIS DEL PROBLEMA.....	15-29
2.1. ESPACIO DE TRABAJO.....	15-17
2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	18-29
2.2.1. Clasificación del flujo de corriente para el fluido real.....	18-21
2.2.1.1. Flujo en régimen laminar.....	18
2.2.1.2. Flujo en régimen turbulento.....	19-21
2.2.2. Ecuación de continuidad para un hilo de corriente.....	21-23
2.2.3. Ecuación de Bernoulli.....	23-25
2.2.4. Pérdida de energía de una red hidráulica.....	25-29
2.2.4.1. Resistencia de superficie: pérdidas primarias en tuberías.....	26-27
2.2.4.2. Resistencia de forma: pérdidas secundarias en tuberías.....	28-29
3. CAPITULO III: BUSQUEDA DE POSIBLES SOLUCIONES.....	30-35
3.1. ESTADO DEL ARTE.....	30-35

3.1.1.	Sistemas para reducción de presión.....	30-35
3.1.1.1.	Pozo de aquietamiento.....	30-31
3.1.1.2.	Disipador de energía del modelo de Bradley-Peterka.....	31-32
3.1.1.3.	Válvula reductora de presión.....	32-34
3.1.1.4.	Tubo Venturi.....	34-35
4.	CAPITULO IV: DISEÑO DEL SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN...	36-50
4.1.	TUBERÍA PRINCIPAL DE PRESIÓN.....	37
4.2.	LINEA SECUNDARIA DE PRESIÓN.....	38-39
4.2.1.	Simulación hidráulica en la línea secundaria de presión.....	39-44
4.3.	REDUCTOR DE PRESIÓN.....	44-49
4.3.1.	Diseño del reductor de presión.....	45-49
4.4.	LINEA DE DESCARGA DEL REDUCTOR DE PRESIÓN.....	49-50
5.	CAPITULO V: SIMULACIÓN DEL DISEÑO.....	51-61
5.1.	PARÁMETROS DE SIMULACIÓN.....	51-58
5.2.	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....	59-61
6.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	62
7.	CONCLUSIONES.....	63-64
8.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	65-66

ANEXO A - PLANOS MECÁNICOS DEL REDUCTOR DE PRESIÓN

APÉNDICE A - PRESIÓN DE TRABAJO ADMISIBLE PARA TUBERÍAS EN ACERO INOXIDABLE 304 L

APÉNDICE B - CLASE PARA ACCESORIOS DE TUBERÍAS EN ACERO INOXIDABLE A351 - CF8M

APÉNDICE C - MECHANICAL TEST REQUIREMENT AISI 316

APÉNDICE D - VISCOSIDAD DINÁMICA DEL AGUA LÍQUIDA A VARIAS TEMPERATURAS

APÉNDICE E - DIAGRAMA DE MOODY

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1 - Foso de válvulas de una unidad generadora tipo Pelton y accesorios principales.....	15
Figura 2 - Válvula reguladora de 4" del sistema del contrachorro.....	16
Figura 3 - Flujo laminar en una tubería circular.....	18
Figura 4 - El flujo turbulento es un movimiento desordenado.	19
Figura 5 - Ecuaciones diferenciales para el modelo k- ϵ	20
Figura 6 - Ecuaciones diferenciales para el modelo k- ω	21
Figura 7 - Tubo de corriente e hilo de corriente.	22
Figura 8 - Ensanchamiento y contracción brusca y suave en un circuito hidráulico.	28
Figura 10 - Tanque amortiguador trapezoidal.....	31
Figura 11 - Disipador de energía del modelo de Bradley-Peterka.	32
Figura 12 - Válvula reductora de presión.....	32
Figura 13 - Válvula de seguridad simple.....	33
Figura 14 - Esquema y accesorios de la válvula reductora de presión.....	34
Figura 15 - Esquema de un tubo Venturi.	34
Figura 16 - Diseño conceptual para la aplicación del reductor de presión.....	36
Figura 17 - Esquema de tubería y accesorios de la línea de alimentación del reductor de presión.....	38
Figura 18 - Esquema de distribución de agua desde la bocatoma de Guadalupe III.	42
Figura 19 - Simulación de la línea de distribución de agua desde la bocatoma de Guadalupe III.	43
Figura 20 - Ensamble y plano de corte de la sección transversal del reductor de presión.....	48

Figura 21 - Sólido de control.....	49
Figura 22 - Condición de frontera del fluido en régimen permanente.	53
Figura 23 - Model builder estándar.	54
Figura 24 - Malla fina en el sólido de control en condición de frontera.	58
Figura 25 - Simulación de presión del sólido de control.....	59
Figura 26 - Contornos y dominios del sólido de control.	60

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 - Coeficiente λ para tuberías comerciales según diferentes modelos matemáticos.....	27
Tabla 2 - Datos característicos de la tubería principal de presión.....	37
Tabla 3 - Coeficientes de rugosidad para tubería nueva.	40
Tabla 4 - Elementos y accesorios de la tubería principal y de la línea secundaria de presión.....	41
Tabla 5 - Coeficientes de pérdidas menores para algunos accesorios.....	42
Tabla 6 - Datos característicos de la descarga de la línea secundaria de presión.	43
Tabla 7 - Especificaciones de la tubería y accesorios de la línea secundaria de presión.	44
Tabla 8 - Utilidades a destacar de antiguas invenciones en la reducción de presión.	45
Tabla 9 - Piezas constitutivas del reductor de presión.....	46
Tabla 10 - Piezas y modelos 3D del reductor de presión.....	47
Tabla 11 - Especificaciones de la tubería y accesorios de la línea de descarga del reductor de presión.	50
Tabla 12 - Definición de variables independientes.....	53
Tabla 13 - Definición de propiedades y variables del agua líquida.	55
Tabla 14 - Rugosidades por cámara del reductor de presión.	56
Tabla 15 - Coeficiente de fricción por cámara del reductor de presión.	56
Tabla 16 - Presión promedio por contorno y dominio del sólido de control en la interfaz “Turbulent Flow, k- ω ”.	60
Tabla 17 - Presión promedio por contorno y dominio del sólido de control en la interfaz “Turbulent Flow, k- ϵ ”.....	61

GLOSARIO

Análisis de elementos finitos: técnica de simulación numérica por computador con el fin de obtener una aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales complejas que relacionan diversos problemas de física e ingeniería.

Fluido incompresible: hace referencia a cualquier fluido cuya densidad siempre permanece constante con el tiempo, es decir que ni la masa ni el volumen pueden cambiar bajo una condición de compresión del fluido.

Flujo permanente: es un régimen de corriente en el que cualquier punto del espacio por donde circula el mismo fluido no se encuentra variación con respecto al tiempo de sus características, en particular su velocidad y presión.

Número de Mach: es la medida que define la relación entre el coeficiente de velocidad de un objeto y la velocidad del sonido en el medio en que dicho objeto se mueve.

Número de Reynolds: número teórico adimensional utilizado en mecánica de fluidos para caracterizar el movimiento de un fluido en un sistema hidráulico.

Sistemas industriales redundantes: sistemas que en una industria se configuran de forma que uno de ellos esté en funcionamiento y en el caso de que falle o deje de funcionar por cualquier motivo se active el otro sistema tan rápido como sea posible.

Viscosidad dinámica: coeficiente de fricción interno de un fluido cuando este está en movimiento.

1. CAPITULO I: UN PROYECTO DE REFRIGERACIÓN SOSTENIBLE

1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1.1. Justificación

Con el desarrollo del proyecto se quiere diseñar y simular un sistema reductor de presión de agua para uso en la central hidroeléctrica de Guadalupe III. El propósito del sistema, como su nombre lo indica, es generar una reducción de la presión del flujo de agua de circulación “aguas arriba” de cada unidad Pelton e independizar dicho flujo en una línea única de presión de 5 ± 0.5 bar que posteriormente se adecuará cómo un sistema de refrigeración para la misma central hidroeléctrica, todo esto cumpliendo con estándares básicos de operación, seguridad en los procesos, cuidado ambiental y seguridad ocupacional, teniendo en cuenta los lineamientos que propone EPM a fin de continuar con las buenas prácticas dentro del marco empresarial.

Para la ejecución del proyecto se utilizará el método de diseño propuesto por el ingeniero E. V. Krick en su libro “Introducción a la ingeniería y al diseño en la ingeniería”¹, método de diseño donde de una forma muy específica se abordan las fases correspondientes a la formulación del problema, análisis del problema, búsqueda de soluciones alternativas, toma de decisión y especificación de la decisión en un diseño de ingeniería.

La formulación de este proyecto se basa en una necesidad específica de la central, en donde se quiere aprovechar un caudal de agua con el fin de alimentar el sistema de refrigeración de la planta.

¹ (Krick, 2006)

Cabe acotar que la ejecución y simulación del diseño del reductor de presión permitirá obtener los siguientes beneficios:

- Reducción de puntos de falla en el sistema de refrigeración.
- Ahorro energético con el aprovechamiento de una línea independiente para el sistema de refrigeración.
- Reducción en el inventario de repuestos de las motobombas centrífugas para refrigeración.
- Promover la optimización en la operación del sistema permitiendo la ejecución de trabajos seguros, rápidos y eficaces.

1.1.2. Antecedentes

La central hidroeléctrica de Guadalupe III está bajo la jurisdicción del municipio de Guadalupe y pertenece a los activos del grupo EPM. Está suscrita a la Unidad Operaciones Guadalupe, y de acuerdo con información estipulada ante la CREG², es capaz de generar una potencia instalada de 270 MW de energía, repartida en seis unidades generadoras accionadas por una turbina tipo pelton de eje vertical de 45 MW cada una.

La central de Guadalupe III cuenta con seis unidades repartidas en dos etapas; la primera etapa comprendida por las unidades 1 y 2, y la segunda etapa comprendida por las unidades 3, 4, 5 y 6. Las seis unidades están conformadas por los sistemas básicos y necesarios para su funcionamiento tales como los sistemas eléctricos, hidráulicos, de instrumentación y control, de potencia y de refrigeración. En este punto es necesario resaltar que la refrigeración de cualquier dispositivo electromecánico es uno de los procesos más importantes a controlar ya que la temperatura interna de funcionamiento de los mismos equipos nos proporciona información de si están funcionando correctamente. Ejemplificando esta premisa en un equipo electromecánico aleatorio, si la temperatura interna de funcionamiento del mismo es demasiado baja se podría incurrir en problemas de desgaste por mala lubricación o mala operación de uno de sus subsistemas, mientras que si la temperatura es demasiado alta se podría incurrir en fatiga y/o deterioro de piezas y de materiales, o daños puntuales por rozamiento de piezas que en algunos casos se consideran como daños catastróficos.

Por motivos como los que se acaban de mencionar es que la temperatura interna de funcionamiento de los equipos electromecánicos se considera una de las variables más críticas para controlar dentro de un proceso industrial lo que hace que

² Comisión de regulación de energía y gas. Entidad encargada de regular los servicios de electricidad y gas en Colombia Según se estableció en la ley 142 y 143 de 1994.

la refrigeración se convierta en un subproceso de alta relevancia y por tal motivo los fabricantes de estos equipos industriales invierten altas sumas de dinero en investigación para diseñar mecanismos robustos, con alta confiabilidad y que a su vez sean competitivos en el mercado. Igualmente, a nivel industrial se considera útil el respaldo por sistemas redundantes³ cómo una práctica extendida a fin de asegurar la continuidad en la producción de un bien o entrega de un servicio.

Actualmente la central de Guadalupe III cuenta con un proceso de refrigeración dividido en dos subsistemas, el primero es el subsistema de refrigeración de cojinetes y el segundo es el subsistema de refrigeración de radiadores. El subsistema de cojinetes necesita el bombeo continuo de agua de refrigeración por medio de dos motobombas centrifugas de 20 HP (15kW) para uso compartido en las seis unidades y el subsistema de los radiadores necesita el bombeo continuo de agua de refrigeración por medio de una motobomba centrifuga de 20 HP (15kW) por unidad, es decir que en total se tiene seis motobombas centrifugas funcionando continuamente y otras dos motobombas de respaldo en caso de que una de las seis principales falle. Estas ocho motobombas representan una alta cantidad puntos de falla y a su vez implican un alto factor de utilización de mano de obra de mantenimiento y almacenamiento de piezas de repuesto. Además es importante considerar que el funcionamiento continuo de estos equipos representan un alto consumo energético ya que por motivos operativos de la propia central hidroeléctrica se decidió operarlos sin ayuda de un variador de frecuencia que controle la alimentación suministrada al motor eléctrico, es decir que no se tiene control sobre el gasto energético de las motobombas ni del exceso de agua que éstas están suministrando.

³ Ver definición en el glosario

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo general

Diseñar y simular un sistema reductor de presión de agua para uso en un sistema de refrigeración en la central hidroeléctrica de Guadalupe III.

1.2.2. Objetivos específicos

- Registrar las bases teóricas en las que se fundamentan los sistemas de reducción de presión.
- Recopilar información en relación al estado del arte de sistemas de reducción de presión de agua.
- Simular el funcionamiento del fluido en la línea secundaria de presión con el software de simulación hidráulica para sistemas de distribución Epanet 2.0.
- Diseñar el sistema del reductor de presión con el software de diseño de ingeniería Inventor Professional 2018.
- Simular el funcionamiento del reductor de presión con el software de análisis por elementos finitos COMSOL Multiphysics 5.0.
- Comparar los resultados de la simulación en las dos interfaces de flujo turbulento más comunes.
- Elaborar los planos mecánicos del reductor de presión simulado.

2. CAPITULO II: ANÁLISIS DEL PROBLEMA

2.1. ESPACIO DE TRABAJO

El espacio de trabajo donde se aplicará el diseño del reductor de presión corresponde al foso convencional de válvulas de una unidad de generación hidráulica de la central hidroeléctrica de Guadalupe III. En este espacio se encuentran los equipos y válvulas que permiten la entrada del agua a cada unidad al igual que es el punto donde se encuentra el mayor valor de presión por columna de agua (presión registrada en *bar* en el sistema SCADA de la central hidroeléctrica). La figura 1 corresponde al espacio de trabajo donde se aplicará el diseño del reductor de presión.

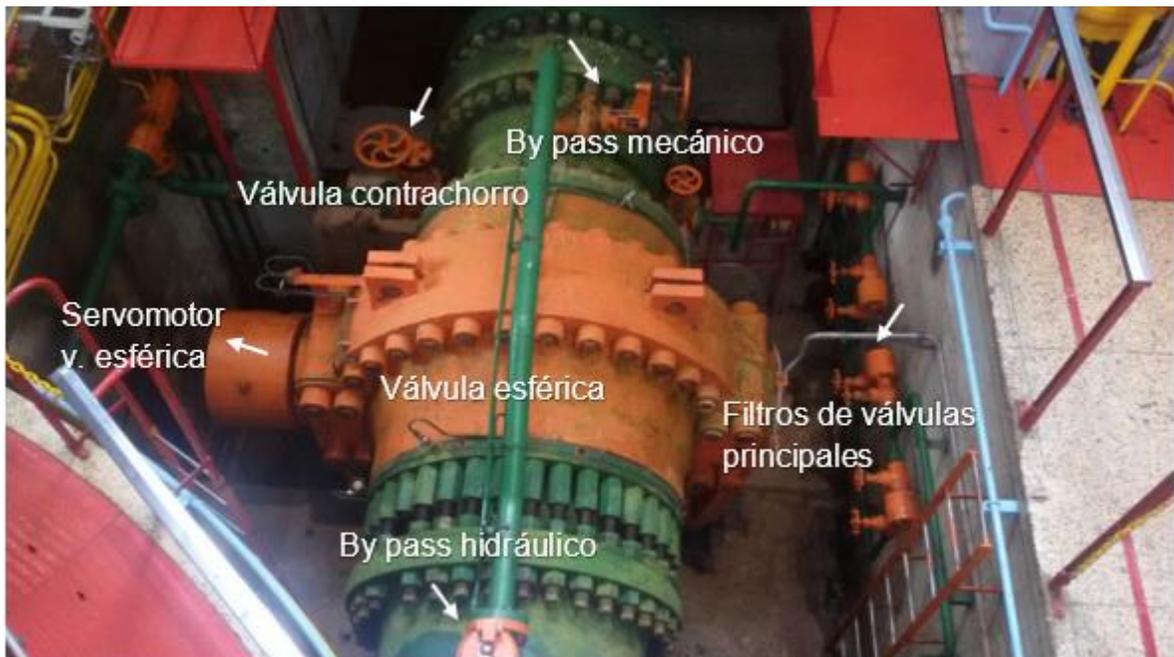


Figura 1 - Foso de válvulas de una unidad generadora tipo Pelton y accesorios principales. Fuente: elaboración propia

El montaje de la válvula esférica, las tuberías y accesorios tales como el by pass, filtros, válvulas reguladoras y la válvula contrachorro fueron montadas en el año de 1964 por la empresa Hitachi. Ltd. Otrora funcionaban correctamente todos los accesorios, pero con el paso del tiempo se reveló problemas de vibración en las unidades debido al funcionamiento del contrachorro el cuál entraba en operación cada vez que por voluntad de los ingenieros u operadores querían disminuir o detener la rotación de la unidad generadora. La aplicación de este procedimiento no duro mucho en desaparecer y fue así cómo se decidió condenar la válvula reguladora de este sistema lo cual cambió el esquema de operación del personal a cargo de las unidades generadoras.

Actualmente la válvula reguladora del contrachorro se encuentra condenada, en perfecto estado y dispuesta para cuando se necesite operar, válvula que se puede apreciar en la figura 2:



Figura 2 - Válvula reguladora de 4" del sistema del contrachorro. Fuente: elaboración propia

La toma de presión estática de la válvula contrachorro se encuentra a 90 grados de la corriente de flujo permanente y presenta la posibilidad de continuar otro circuito con tubería bridada de 4 pulgadas. El inconveniente que se presenta para la disposición del sistema del reductor de presión continuo a la válvula reguladora se subsana realizando el montaje de una red de tuberías aéreas y aseguradas a la pared de las instalaciones.

En los siguientes capítulos se evidenciará todo el desarrollo del diseño del reductor de presión teniendo cómo punto de partida la válvula contrachorro, válvula que nos suministrará flujo constante de agua a presión para la alimentación del reductor de presión.

2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.2.1. Clasificación del flujo de corriente para el fluido real

Se puede dividir un flujo de corriente de un fluido en regímenes permanentes y variables, y tanto unos como otros en uniformes y no uniformes, sin embargo es de acotar que estas divisiones se observan de manera macroscópica. Ahora al momento de analizar detenidamente otras variables de un fluido, se comienza a estudiar de manera microscópica la corriente del fluido caracterizando el movimiento en dos nuevos regímenes, régimen laminar y régimen turbulento.

2.2.1.1. Flujo en régimen laminar

Es el movimiento de un fluido⁴ ordenado y estratificado: el fluido se mueve como clasificado en capas que no se mezclan entre sí.

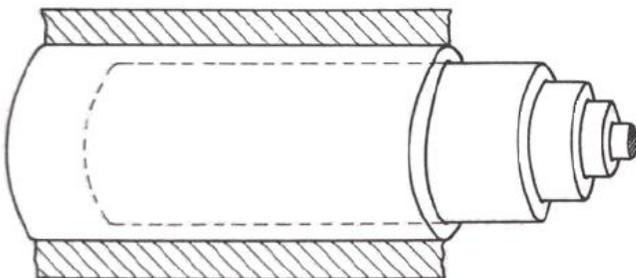


Figura 3 - Flujo laminar en una tubería circular. Fuente: (Mataix, 2007)

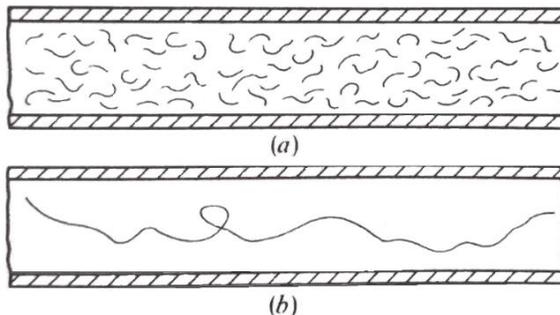
En la figura 3 se observa una tubería circular donde el fluido se desplaza ordenadamente en capas anulares concéntricas que deslizan unas sobre otras con velocidad decreciente desde el eje (velocidad máxima) hasta la pared de la tubería (velocidad cero). Este tipo de movimiento se ha denominado a veces movimiento telescópico⁵.

⁴ Para el caso de régimen laminar y turbulento se entiende que el movimiento del fluido es por una tubería con diámetro de sección constante.

⁵ (Mataix, 2007), página 190.

2.2.1.2. Flujo en régimen turbulento

Es el movimiento de un fluido caótico donde las partículas del agua se mueven desordenadamente y las trayectorias de las mismas partículas se entrecruzan formando pequeños remolinos aperiódicos.



En la figura 4 se observa segmentos de trayectorias de diversas partículas en un mismo espacio de tiempo; (b) Trayectoria de una sola partícula⁶.

Figura 4 - El flujo turbulento es un movimiento desordenado. Fuente: (Mataix, 2007)

Es de tener en cuenta que la disipación de energía es mucho mayor en el régimen turbulento que en el régimen laminar y consecuente, el esfuerzo cortante del régimen turbulento no vendrá regido por la ley de Newton propia del régimen laminar. Desde el medio académico se han establecido modelos para el cálculo de este tipo de régimen que al relacionar gran variedad de aplicaciones académicas e industriales han acaparado el interés de universidades y empresas facilitadoras de software que trabajando en conjunto han desarrollado nuevos modelos matemáticos (con base en ecuaciones diferenciales y derivadas parciales) para análisis y resolución por elementos finitos del régimen turbulento.

En los modelos matemáticos más utilizados en la actualidad se debe tener muy presente cada una de las condiciones y parámetros propios del modelo para así obtener los resultados deseados. Las siguientes interfaces de flujo en régimen turbulento deben cumplir en primer lugar, en que su número de Reynolds sea alto o

⁶ (Mataix, 2007), página 190.

mayor de 4000 y en segundo lugar que sean de flujo de régimen permanente. Estas interfaces son adecuadas para flujos incompresibles y flujos compresibles que tienen bajo número de Mach (típicamente menos de 0.3, es decir que por su poca variación en la densidad del fluido debido al cambio de presión puede ser despreciada). Estos modelos pueden utilizarse para flujo estacionario o para flujo dependiente del tiempo. Las ecuaciones de Navier-Stokes⁷ relacionadas con la conservación del momento y la ecuación de continuidad para conservación de masa de un fluido, ayudan a simular mediante derivadas parciales no lineales el movimiento del fluido iterando un dominio irregular hasta encontrar solución en términos de variables discretas.

i. Interfaz modelo $k-\varepsilon$

El modelo $k-\varepsilon$ se utiliza para simular flujos que convergen en una misma dirección. Es un modelo semi empírico que se basa en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε), tal cómo se observa en la figura 5:

Turbulent Flow, k-ε

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right] + \mathbf{F}$$

$$\nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) = 0$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho\varepsilon$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad \varepsilon = \text{ep}$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$P_k = \mu_T \left[\nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot \mathbf{u}$$

Figura 5 - Ecuaciones diferenciales para el modelo $k-\varepsilon$. Fuente: (COMSOL Multiphysics 5.0)

⁷ Las ecuaciones de Navier-Stokes son las ecuaciones diferenciales del movimiento de un fluido viscoso (Mataix, 2007), página 111.

ii. Interfaz modelo $k-\omega$

El modelo $k-\omega$ se utiliza para simular flujos que convergen en una misma dirección. Es el primer modelo de turbulencia completo ya que además de basarse en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k), tiene un parámetro (ω) que corresponde a la disipación de energía por unidad de volumen y tiempo basado en el modelo de dos ecuaciones de Wilcox⁸ que obtiene mejores resultados de frontera, tal como se observa en la figura 6:

Turbulent Flow, $k-\omega$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} =$$

$$\nabla \cdot \left[-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_\tau)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_\tau)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right] + \mathbf{F}$$

$$\nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) = 0$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[(\mu + \mu_\tau\sigma_k^*)\nabla k \right] + P_k - \beta_0^* \rho\omega k$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\omega = \nabla \cdot \left[(\mu + \mu_\tau\sigma_\omega)\nabla\omega \right] + \alpha\frac{\omega}{k}P_k - \rho\beta_0\omega^2, \quad \omega = \text{om}$$

$$\mu_\tau = \rho\frac{k}{\omega}$$

$$P_k = \mu_\tau \left[\nabla\mathbf{u} : (\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot \mathbf{u}$$

Figura 6 - Ecuaciones diferenciales para el modelo $k-\omega$. Fuente: (COMSOL Multiphysics 5.0)

2.2.2. Ecuación de continuidad para un hilo de corriente

En el estudio del comportamiento del movimiento de los fluidos o técnicamente hablando el estudio de los flujos de los fluidos, aparece *la ecuación de continuidad* la cual establece el concepto de la conservación de la energía mecánica de un fluido que circula a través de diferentes secciones donde la masa que entra es igual a la masa que sale, tal como se observa en la figura 7:

⁸ Modelo de cálculo basado en el modelo de viscosidad linear de Eddy que por medio de sus ecuaciones permite mejorar el cálculo de frontera del fluido creando un promedio de las variables con respecto al tiempo.

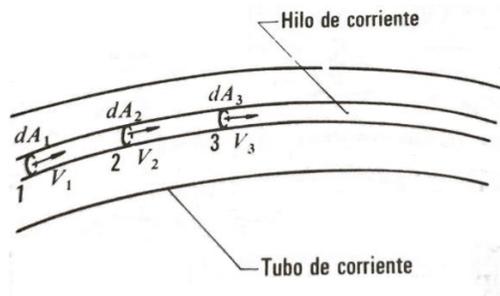


Figura 7 - Tubo de corriente e hilo de corriente. Fuente: (Mataix, 2007)

Las condiciones generales para que se cumpla esta ecuación en un hilo de corriente permanente se resumen en las siguientes acotaciones:

- El fluido no entra ni sale lateralmente porque la velocidad siempre es tangencial al hilo de corriente.
- En régimen permanente el hilo de corriente es estacionario⁹.
- No se crea ni se destruye masa, ni puede haber concentración o dilución de masa en ninguna sección del mismo, porque ellos supondrían aumento o disminución de densidad del fluido en dicha sección.

Estas acotaciones nos llevan a la anterior definición de que la masa que entra en el tubo infinitesimal es igual a la masa que sale, es decir que:

$$\rho_1 c_1 dA_1 = \rho_2 c_2 dA_2 = \rho_3 c_3 dA_3$$

Donde:

c_1 , c_2 y c_3 son componentes normales de las velocidades en las secciones 1, 2 y 3.

La importancia de esta ecuación radica en que es el punto de partida en el concepto de conservación de la energía mecánica en el flujo de agua a través de tuberías y

⁹ Corriente que fluye en una tubería de forma que la densidad del fluido en cada uno de sus puntos siempre es constante.

en conjunto con las ecuaciones de Euler, deducen la ecuación fundamental de la hidrodinámica: la ecuación de Bernoulli.

2.2.3. Ecuación de Bernoulli

Citando la premisa de *la primera ley de la termodinámica* que establece que “*la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma*”, aparece la ecuación de Bernoulli la cual establece que a lo largo de una línea de corriente la *energía mecánica* por unidad de masa se conserva, aun cuando la sección transversal del tubo por donde circula se reduzca.

Esta ecuación se deduce teniendo en cuenta las distintas formas de energía demostrando la equivalencia entre el calor y el trabajo mecánico de la misma energía de un fluido, llamadas estas dos últimas formas de energía, *energía de tránsito*, porque solo existen cuando pasa energía de un cuerpo a otro:

a. Energía potencial geodésica

También conocida como energía geodésica o de posición, es igual al trabajo que la fuerza de la gravedad puede ejercer sobre una masa cuando su altura desciende de una altura a otra, es decir de z_1 a z_2 :

$$e_z = \frac{\rho g V z m}{\rho V} = g z m$$

Donde:

ρ es la densidad del material,

g es la fuerza de gravedad,

V es el volumen de la masa,

z es la altura geodésica

m es la masa con que se está trabajando.

b. Energía de presión

Es la energía necesaria realizada a costa de un trabajo de presión, es decir que es la energía que se utiliza en el fenómeno de presión para que algo se desplazase en una superficie de área A venciendo una resistencia F :

$$e_p = pV = \frac{p\rho V}{\rho} = \frac{p}{\rho} m$$

Donde:

p es la presión,

ρ es la densidad del material,

m es la masa con que se está trabajando.

c. Energía cinética

Es la energía que posee un cuerpo debido al movimiento:

$$e_v = m \frac{v^2}{2}$$

Donde:

m es la masa con que se está trabajando,

v es la velocidad de la masa.

Por lo tanto, para un flujo sin fricción en el que solamente interviene la energía mecánica, es decir, en un flujo donde no hay transferencia de calor ni cambio en la energía interna se obtiene:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2$$

Donde:

V_1 y V_2 son la velocidad del fluido,

p_1 y p_2 son la presión del fluido en las dos secciones,

ρ es la densidad del fluido,

z_1 y z_2 son las alturas respecto al plano de referencia.

Sin embargo, esta ecuación fundamental de la hidrodinámica es ideal ya que no se tienen en cuenta las pérdidas que describen el comportamiento real de un fluido, energía que bien puede expresarse como energía perdida pero que a final de cuentas debe cumplir el primer principio de la termodinámica o principio de la ecuación de conservación de la energía. Es así como aparece la ecuación de Bernoulli generalizada donde se tiene en cuenta la cantidad de pérdidas que se presentan en una red hidráulica:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 - \sum H_{r\ 1-2} + \sum H_b - \sum H_t + = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2$$

Donde:

$H_{r\ 1-2}$ es la suma de todas las pérdidas hidráulicas entre 1 y 2,

H_b es la suma de los incrementos de altura proporcionados por las bombas instaladas entre 1 y 2,

H_t es la suma de los incrementos de altura absorbida por los motores (turbinas) instalados entre 1 y 2.

2.2.4. Pérdida de energía en una red hidráulica

Una tubería horizontal de diámetro constante D por la que circula un fluido cualquiera con una velocidad media v , se cumple la ecuación de Bernoulli pero sólo si se incluyen pérdidas ya que la energía en un extremo (punto final del tramo de tubería) será igual a la energía en el otro extremo (punto inicial del tramo de tubería) menos la energía perdida. Esta "energía perdida" representa pérdidas de carga en

un sistema hidráulico lo que a su vez se traduce en pérdidas económicas representativas para cualquier sector de la industria donde tenga aplicación.

El cálculo de estas pérdidas de carga se clasifica en dos grandes grupos: pérdidas por resistencia de superficie y pérdidas por resistencia de forma.

2.2.3.1 Resistencia de superficie: perdidas primarias en tuberías

Las perdidas primarias de carga en tuberías o los conductos de sección constante que se utilizan para transportar fluidos hacen referencia a las pérdidas que se presentan en los siguientes casos:

- a. El contacto del fluido con la tubería en donde se involucra el concepto de capa límite.
- b. El rozamiento de las capas de fluido con otras si es un flujo de régimen laminar
- c. El rozamiento de las partículas del fluido entre sí si es un flujo de régimen turbulento.

Existen innumerables tablas, curvas y nomogramas para el cálculo de las pérdidas primarias en una red hidráulica, pero se ha constituido de uso universal utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach para tal fin:

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

H_{rp} es la pérdida de carga primaria,

λ es el coeficiente de pérdida de carga primaria,

L es la longitud de la tubería,

D es el diámetro de la tubería,

v es la velocidad media del fluido.

Esta ecuación recoge información de variables que anteriormente no se tenían en cuenta tales como la velocidad, viscosidad y densidad del fluido, y el diámetro y la rugosidad del conducto o tubería por donde se presenta el movimiento. Esta ecuación logra demostrar la definición de que la pérdida por carga es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma.

Además de la existencia de tablas, curvas y nomogramas para calcular la pérdida de carga primarias en tuberías, se han establecido modelos matemáticos, algunos con mejor experimentación que otros para el cálculo del coeficiente de carga primaria en tuberías comerciales, sin embargo el modelo de *Colebrook* es el más utilizado a nivel académico e industrial. En la tabla 1 se observan algunos de los coeficientes λ utilizados en tuberías comerciales:

<i>Tuberías</i>	<i>Régimen</i>	<i>Fórmula</i>	<i>Autor</i>	<i>Número de la ecuación en el texto</i>
lisas y rugosas	laminar	$\lambda = \frac{64}{Re}$	Poiseulle	(9-18)
lisas	turbulento (1) Re < 100.000	$\lambda = \frac{0,316}{Re^{1/4}}$	Blasius	(9-19)
lisas	turbulento (1) Re > 100.000	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8$	Kármán-Prandtl (primera ecuación)	(9-20)
rugosas	turbulento (zona de transición)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$	Colebrook	(9-24)
rugosas	turbulento (zona final)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{D}{2k} + 1,74$	Kármán-Prandtl (segunda ecuación)	(9-25)

(1) La corriente no pasa bruscamente de laminar a turbulenta. Hay una zona en que el régimen puede ser mixto.

Tabla 1 - Coeficiente λ para tuberías comerciales según diferentes modelos matemáticos. Fuente: (Mataix, 2007)

2.2.3.2 Resistencia de forma: pérdidas secundarias en tuberías

Las pérdidas secundarias de carga en tuberías o conductos de sección constante que se utilizan para transportar fluidos hacen referencia a las pérdidas que se presentan en los siguientes casos:

- Cambios de sección y dirección de la corriente.
- Contracciones y ensanchamientos de las tuberías.
- En los accesorios de tubería.

Estas pérdidas a pesar de clasificarse cómo secundarias pueden ser más importantes que las primarias si la conducción es relativamente corta, esto es utilizar el sentido común hidráulico. Por ejemplo, una válvula puede ser una pérdida pequeña y despreciable si está totalmente abierta, pero cuando está parcialmente abierta puede ser la pérdida más importante del sistema.

En la figura 8 se observa el ensanchamiento y la contracción que se puede encontrar normalmente en una tubería.

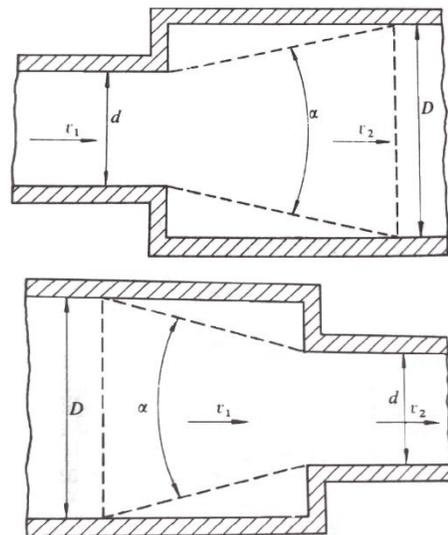


Figura 8 - Ensanchamiento y contracción brusca y suave en un circuito hidráulico.
Fuente: (Mataix, 2007)

Análoga a la ecuación de Darcy-Weisbach, se ha extendido universalmente el uso del siguiente modelo cómo la ecuación fundamental de las pérdidas secundarias:

$$H_{rs} = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

H_{rs} es la pérdida de carga secundaria,

ζ es el coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria,

v es la velocidad media en la tubería si se trata de accesorios de la tubería. Si se trata de un cambio de sección como contracción o ensanchamiento, suele tomarse la velocidad en la sección menor.

A diferencia de las pérdidas primarias, existe un solo método por tipo de accesorio para hallar el coeficiente adimensional de pérdida secundaria, es decir que existe un método para hallar los coeficientes por cada uno de los ensanchamientos, de las contracciones, de las tes, de los codos y de las válvulas en general, y que finalmente todos estos coeficientes podrán sumarse para obtenerse un coeficiente global de pérdida de carga secundaria:

$$H_{rs} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \frac{v^2}{2g}$$

Los modelos para el cálculo de las pérdidas en sistemas hidráulicos no son tan viejos cómo se puede pensar. Se ha logrado comprobar que a partir de 1940 se ha venido usando cada vez más un ábaco llamado diagrama de Moody, sin embargo una alta cantidad de industrias continúan utilizando metodos más ambiguos y rudimentarios para clasificar su producción

3 CAPITULO III: BUSQUEDA DE POSIBLES SOLUCIONES.

3.1. ESTADO DEL ARTE

La industria y su tecnología cómo la conocemos hoy en día es una sumatoria de eventos que nacieron desde la revolución industrial y que se ha remontado en todos los aspectos socio-económicos que pertenecen al ser humano. La era actual se reconoce por la facilidad que tenemos todas las personas de controlar innumerables variables dentro de nuestra vida diaria, situaciones cómo pedir el almuerzo desde el internet, controlar la temperatura del jacuzzi desde el celular y hasta dirigir a los empleados o máquinas de la empresa sin pararte del sillón de tu casa. El resumen de todo lo dicho anteriormente se traduce en que hemos logrado el control de ciertas acciones que nos dan confort, facilidad y productividad a nuestras vidas.

El diseño de un sistema mecánico para reducir presión no es un caso aislado ya que su funcionamiento se basa en el principio de Bernoulli generalizado donde a través de restricciones y de su principio inmanente en sí se logra la reducción de una presión.

3.1.1. Sistemas para reducción de presión

A nivel industrial controlar el tema de presión en un sistema es fundamental y para reducirla se han servido del uso de sistemas básicos para tal fin.

3.1.1.1. Pozo de aquietamiento

Un pozo de aquietamiento es una estructura civil que se utiliza para disipar la energía de un caudal de agua (o de otro fluido, dependiendo de la aplicación) que llega por lo general de una mayor altura o con una mayor presión. Esta estructura

también ayuda a controlar la velocidad del mismo flujo evitando erosión o golpes de ariete.

El principio fundamental de esta estructura es el resalto hidráulico que se genera en un caudal al momento de que este choca contra restricciones predispuestas, es decir que frena la fuerza con la que llega el caudal al chocar contra la restricción. En la figura 10 se observa un tanque amortiguador trapezoidal que es uno de los tantos tipos de pozos de aquietamiento.

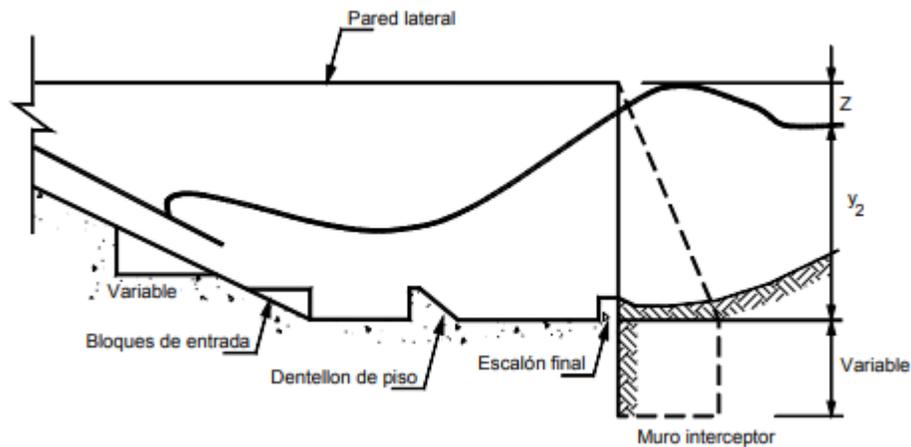


Figura 9 - Tanque amortiguador trapezoidal. Fuente: (Ing. Jaime Suárez Díaz, s.f.)

Los pozos de aquietamiento están expuestos a fuerzas de socavación, abrasión e impacto.

3.1.1.2. Disipador de energía del modelo de Bradley-Peterka

Es un disipador de energía normalmente utilizado en caudales de agua dispuestos en vertederos y que fueron desarrollados por Bradley y Peterka en 1958. Para el funcionamiento de este disipador se disponen una serie de bafles intercalados en tal forma que una hilera intercepta totalmente el área libre de la hilera anterior, tal como se observa en la figura 11.

Este sistema funciona con el mismo principio que los pozos de quietamiento al reducir la presión y la velocidad del caudal de agua cuando este choca contra los baffles o restricciones dispuestos a lo largo del vertedero.

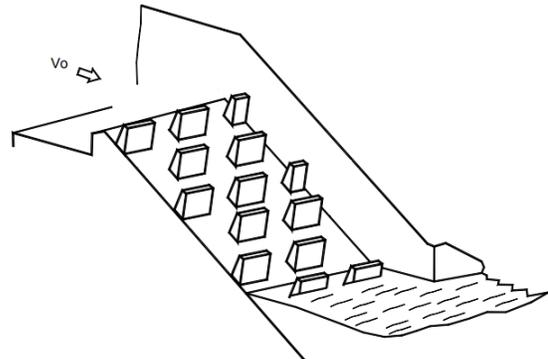


Figura 10 - Dissipador de energía del modelo de Bradley-Peterka. Fuente: (Ing. Jaime Suárez Díaz, s.f.)

3.1.1.3. Válvula reductora de presión

Es una válvula de control hidráulico también conocida a nivel industrial como válvula reguladora de presión cuya principal función es reducir una elevada presión aguas arriba de la válvula a una menor presión aguas abajo de la misma. Este sistema hidráulico es un poco más complejo teniendo en cuenta que debe suministrar un flujo constante de fluido con presión reducida, independientemente de las variaciones de presión aguas arriba y de las variaciones del flujo o de la demanda de la línea. En la figura 12 se puede observar una válvula reductora de presión:



Figura 11 - Válvula reductora de presión. Fuente: (SINGER VALVE, 2018)

El funcionamiento de una válvula reductora de presión se basa en el principio de Bernoulli y el principio de acción directa¹⁰. Este segundo principio se encuentra en innumerables aplicaciones industriales de la actualidad principalmente debido a lo económico y práctico. Para entender este principio es necesario el uso de una válvula de seguridad simple, tal cómo se observa en la figura 13, donde se puede evidenciar que una bola es empujada por un resorte, cuya tensión es regulable por medio de un tornillo. La bola continuará cerrando el paso mientras que la presión del circuito sea inferior a la fuerza del resorte. Cuando la presión del circuito sea mayor que la del resorte, se abrirá la bola y el aceite pasará a través de la válvula hacia el tanque.

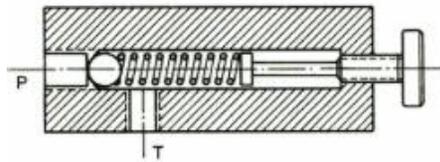


Figura 12 - Válvula de seguridad simple. Fuente: (Czekaj, 1988)

Esta presión evita que la presión suba excesivamente en el circuito. Cuando la presión vuelva a ser inferior a la fuerza el resorte, se cerrará la válvula de nuevo y seguirá funcionando el sistema hidráulico. Ahora al tener un sistema con caudal volumétrico grande, se comprenderá rápidamente que una válvula reductora de presión de este tipo no podrá funcionar, por eso es que se usa cómo piloto para operar una segunda válvula con dimensiones más grandes y con una zona de estrangulamiento mayor.

En la figura 14 se puede observar el esquema de una válvula reductora de presión con todos sus accesorios necesario para su funcionamiento:

¹⁰ (Czekaj, 1988)

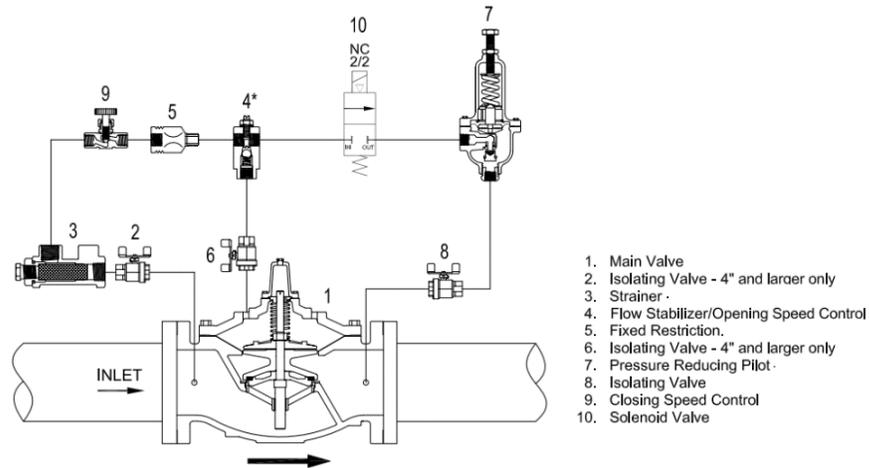


Figura 13 - Esquema y accesorios de la válvula reductora de presión. Fuente: (SINGER VALVE, 2018)

3.1.1.4. Tubo Venturi

El tubo Venturi o medidor deprimógeno (llamado así desde la instrumentación y control), es un dispositivo que inicialmente se diseñó para medir velocidades de un fluido aprovechando el efecto Venturi y que en la actualidad se utiliza para acelerar la velocidad de un fluido o como dispositivo para drenar pozos. En la figura 15 se observa el esquema de montaje de una toma de presión para medir la presión usando un tubo Venturi.

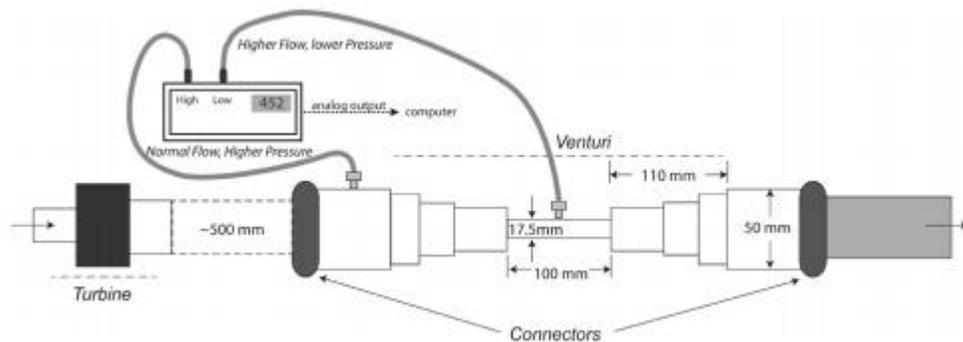


Figura 14 - Esquema de un tubo Venturi. Fuente: (Titheradge & Robergs, 2018)

El efecto Venturi se explica desde el principio de Bernoulli y del principio de continuidad donde un fluido en movimiento dentro de una tubería o un conucto cerrado disminuye su presión al aumentar la velocidad luego de pasar por una zona de sección mayor. Si en este punto exactamente se introduce el extremo de otra tubería o conducto, se producirá una aspiración del fluido contenido en este segundo conducto por acción de la baja presión.

4. CAPITULO IV: DISEÑO DEL SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN

En todo sistema hidráulico se encuentran diferentes tipos de elementos y accesorios que se diseñan o se eligen de un portafolio de un fabricante en relación a su función específica y que en trabajo conjunto con otros elementos desempeñan una función global. Este capítulo reúne un paso a paso para el cálculo del diseño del equipo reductor de presión donde esquemáticamente se ira ilustrando cada uno los elementos y accesorios de este equipo. De igual manera se trabajará con otros elementos complementarios para que el sistema reductor de presión pueda operar.

En la figura 16 se esquematiza un diseño conceptual para la aplicación del sistema reductor de presión donde se puede evidenciar tanto el equipo reductor de presión cómo sus elementos complementarios constituidos por la tubería principal, la línea secundaria de presión y una línea de descarga de presión.

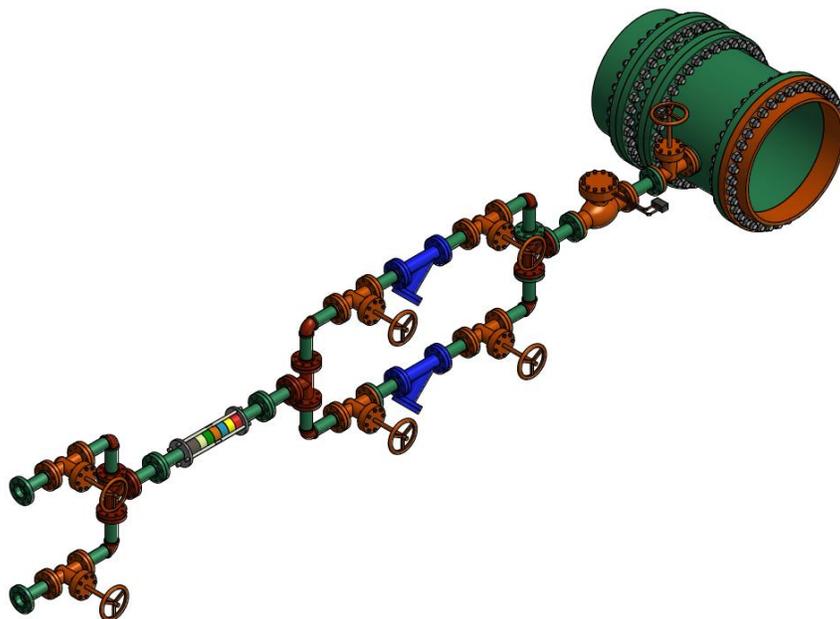


Figura 15 - Diseño conceptual para la aplicación del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia, Autodesk Inventor 2018)

En el numeral 2.1. se evidenció el espacio de trabajo conocido como foso de válvulas donde tendrá aplicación el diseño del sistema reductor de presión y disposición de todos sus elementos complementarios. Teniendo en cuenta que se tomará la presión del agua para la alimentación del sistema reductor de la válvula del contrachorro, se registrará toda la información que relacione el paso del fluido por esta válvula para tener un punto de partida definido y acotado.

4.1. TUBERÍA PRINCIPAL DE PRESIÓN.

Cómo primer elemento complementario del sistema reductor de presión está la tubería principal la cual transporta agua hacia el caracol de la unidad Pelton no sin antes pasar por la válvula esférica y todos sus sistemas periféricos.

La tubería principal de presión se ubica en la cota 1136.00 (msnm) y recibe el caudal del agua que viene desde la bocatoma de la central de Guadalupe III ubicada en la cota 1675.44 (msnm). El historial de las unidades de hidrometría, operación y calidad indican los datos registrados en la tabla 2, datos tomados exactamente en el lugar donde se encuentra ubicada la válvula contrachorro en calidad NC (normalmente cerrada):

Datos característicos de la tubería principal de presión	
Diámetro de la tubería principal	1200 mm
Caudal de agua que pasa por la tubería	11,92 m ³ /s
Caudal de agua para operación de la turbina	10,73 m ³ /s
Presión de agua (unidad parada)	54 bar
Presión de agua (unidad generando)	52,6 bar
Válvula de corte del sistema del contrachorro	4 pulgadas
Temperatura del agua	19 °C

Tabla 2 - Datos característicos de la tubería principal de presión. Fuente: (elaboración propia)

4.2. LÍNEA SECUNDARIA DE PRESIÓN.

El segundo elemento complementario del sistema reductor de presión es una línea secundaria de presión que se puede observar en la figura 17. Esta línea de corriente de flujo permanente comienza con la toma de agua en la válvula de corte del otrora sistema del contrachorro ubicado a 90° grados respecto a la corriente de flujo en la tubería principal de presión. Contiguo a la válvula de corte se encuentra una válvula servo pilotada que por acción de un sistema hidráulico se abrirá o se cerrará permitiendo la operación del sistema reductor de presión. Posteriormente se bifurca la línea de presión posibilitando el uso de un “by-pass” o una derivación con filtro de mantenimiento.

Finalmente la bifurcación de líneas de presión confluyen en una sola línea la cual entrará al equipo reductor de presión.

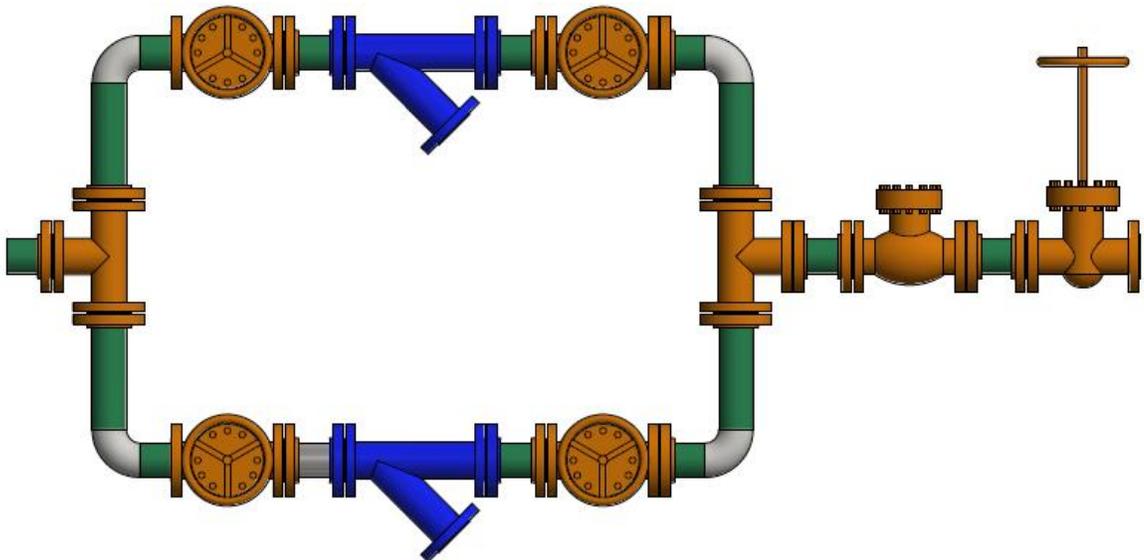


Figura 16 - Esquema de tubería y accesorios de la línea de alimentación del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia, Autodesk Inventor 2018)

Teniendo un modelo de la línea secundaria de presión con medidas acotadas y accesorios definidos, se puede hacer el cálculo hidráulico de las pérdidas primarias

y secundarias del sistema de distribución de agua hasta la entrada al reductor de presión.

4.2.1. Simulación hidráulica en la línea secundaria de presión.

Para el cálculo hidráulico en la línea secundaria de presión se utilizará el software Epanet 2.0 el cual permite realizar análisis hidráulicos de redes de tuberías a partir de características físicas de las mismas tuberías y características dinámicas de los nodos con el fin de obtener información cómo presión y caudal en nodos y tuberías respectivamente. Epanet 2.0 tiene anexo un potente simulador hidráulico que calcula las pérdidas de carga debido a la fricción por el paso del agua además que también tiene en cuenta las pérdidas menores en accesorios cómo codos, válvulas de corte y de regulación de caudal.

Para el proceso de modelizar los distintos componentes físicos que configuran el sistema de distribución de agua y sus parámetros operacionales, se realiza el esquema del sistema de distribución de agua de una de las unidades de la central de Guadalupe III donde se incluye el embalse o fuente del recurso hídrico y el conjunto de líneas conectadas a los nodos, válvulas y accesorios por los que el agua tiene que recorrer.

Cada una de las líneas que transportan agua de un nodo a otro es asumido por el software como si estuvieran completamente llenas en todo momento (flujo permanente) y por consiguiente el flujo es a presión, es decir que la dirección del flujo es siempre del nodo de mayor altura piezométrica al de menor altura piezométrica.

Epanet 2.0 realiza el cálculo hidráulico teniendo en cuenta que los parámetros principales de la tubería corresponden a su diámetro, longitud, coeficiente de rugosidad, estado (si está abierta, cerrada o con válvula de retención) y posición de

los nodos inicial, final e intermedios. Para este cálculo hidráulico Epanet 2.0 ofrece la posibilidad utilizar tres modelos diferentes:

- Ecuación de Hazen-Williams: Fórmula más utilizada en Estados Unidos, sin embargo no puede utilizarse para líquidos distintos del agua y fue desarrollada originalmente sólo para flujo turbulento.
- Ecuación de Darcy-Weisbach: Desde el punto de vista académico la fórmula de Darcy-Weisbach es la más correcta y es aplicable a todo tipo de líquidos y regímenes.
- Ecuación de Chezy-Manning: Fórmula utilizada usualmente para canales y tuberías de gran diámetro, donde la turbulencia está muy desarrollada.

Los cálculos hidráulicos de pérdida de carga se realizarán con la fórmula de Darcy-Weisbach y el coeficiente de rugosidad en relación a la ecuación escogida tal como se observa en la tabla 3:

<i>Material</i>	<i>C Hazen-Williams (universal)</i>	<i>ϵ Darcy-Weisbach (mm)</i>	<i>n Manning (universal)</i>
Fundición	130 – 140	0.26	0.012 - 0.015
Hormigón u Hormig. revestido	120 – 140	0.3 – 3.0	0.012 - 0.017
Hierro Galvanizado	120	0.15	0.015 - 0.017
Plástico	140 – 150	0.0015	0.011 - 0.015
Acero	140 – 150	0.045	0.015 - 0.017
Cerámica	110		0.013 - 0.015

Tabla 3 - Coeficientes de rugosidad para tubería nueva. Fuente: (Rossman, 2001)

El procedimiento para el cálculo hidráulico desde la bocatoma de la central de Guadalupe III hasta la descarga de agua en la línea secundaria de presión consistió

en primer lugar en realizar un registro de todos los elementos del sistema hidráulico hasta la línea secundaria de presión, datos que se registraron en la tabla 4:

Equipo o elemento	Variable	Valor
1. Bocatoma GIII	Cota (msnm)	1675,44
2. Tubería principal	Longitud (m)	1100
	Díametro (m)	2,4
	Material	Acero aleado
	Rugosidad (EPANET)	0,045
	Temperatura del agua	19 °C
3. Foso válvulas GIII	Cota (msnm)	1136
	Longitud (m)	6,5
	Díametro (m)	1,2
	Material	Acero aleado
	Rugosidad (EPANET)	0,045
4. Válvula contrachorro	Temperatura del agua	19 °C
	Tipo válvula	Válvula de compuerta
	Cota (msnm)	1136
	Díametro (m)	4"
	Material	Acero inoxidable ASTM A351 Gr CF8M
5. Línea secundaria de presión	Estado	Normalmente abierta
	Material tubería	Acero inoxidable 304-L ASTM A312
	Díametro tubería (m)	4"
	SCH tubería	-
	Tipo válvulas	Válvula de compuerta
	Material válvulas	Acero inoxidable ASTM A351 Gr CF8M
	Clase	-
	Díametro accesorios (m)	4"
	Material accesorios	Según norma ASME B 16.9
SCH accesorios	-	

Tabla 4 - Elementos y accesorios de la tubería principal y de la línea secundaria de presión. Fuente: elaboración propia.

En segundo lugar, se plasmó en el software de simulación el esquema de distribución de agua teniendo en cuenta los datos característicos de la tubería principal de presión y los elementos y accesorios de la tubería principal y de la secundaria, tal como se observa en la figura 18:

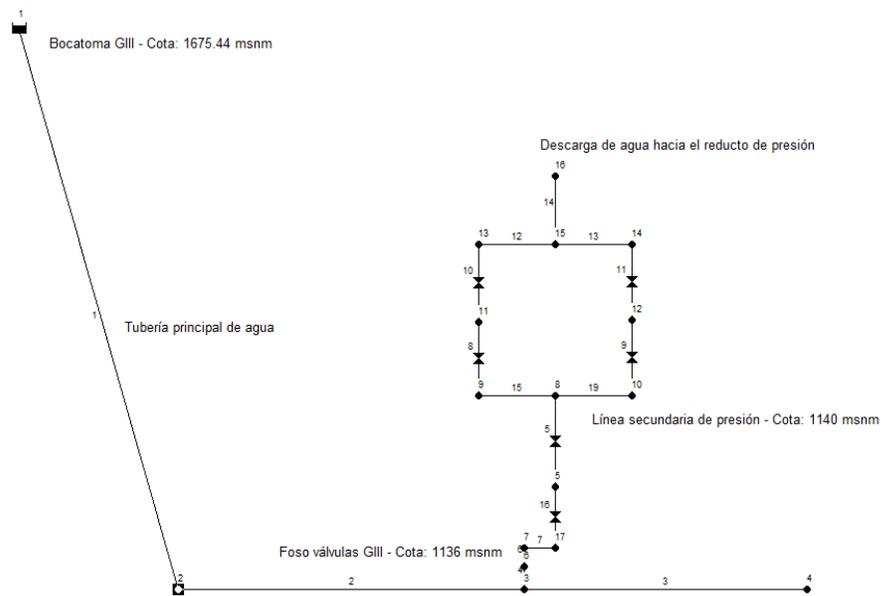


Figura 17 - Esquema de distribución de agua desde la bocatoma de Guadalupe III. Fuente: (elaboración propia, Epanet 2.0)

El simulador anexo para pérdidas de carga que incluye el software, calcula tanto las pérdidas primarias como las pérdidas secundarias de la tubería. Los coeficientes de pérdidas menores para algunos accesorios según el software Epanet 2.0, se registran en la tabla 5:

ACCESORIO	COEF. PERDIDAS
Válvula de Globo, todo abierta	10.0
Válvula de Angulo, todo abierta	5.0
Válv. Retenc. Clapeta, todo abierta	2.5
Válvula compuerta, todo abierta	0.2
Codo de radio pequeño	0.9
Codo de radio mediano	0.8
Codo de radio grande	0.6
Codo a 45 grados	0.4
Codo de Retorno (180°)	2.2
Té Estándar – flujo recto	0.6
Té Estándar – flujo desviado	1.8
Entrada brusca	0.5
Salida brusca	1.0

Tabla 5 - Coeficientes de pérdidas menores para algunos accesorios. Fuente: (Rossman, 2001)

Finalmente se realiza la simulación donde se obtiene los datos de distribución del flujo en las líneas y nodos esquematizados en la figura 19.

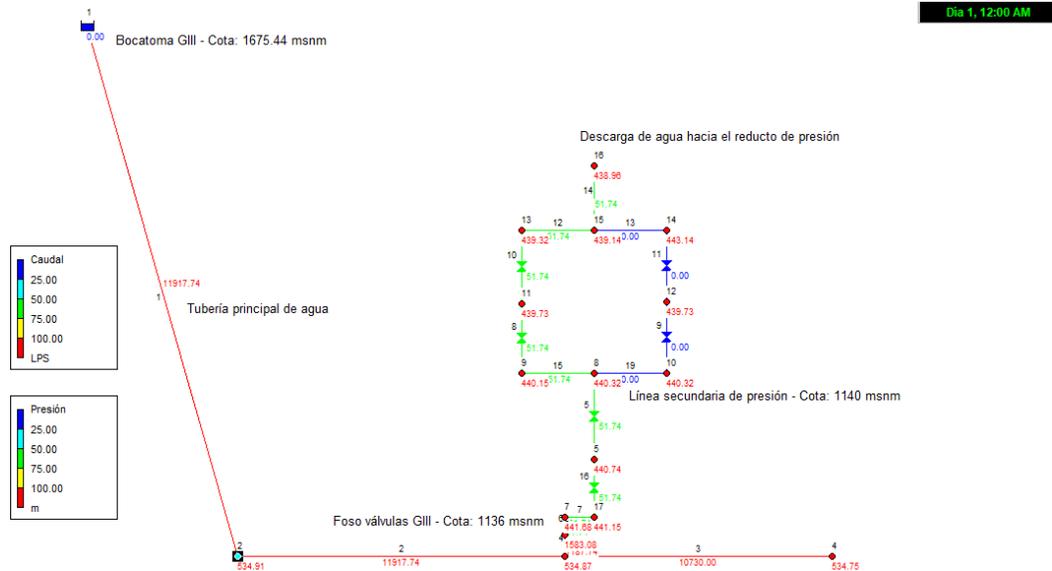


Figura 18 - Simulación de la línea de distribución de agua desde la bocatoma de Guadalupe III. Fuente: (elaboración propia, Epanet 2.0)

Los datos obtenidos en la simulación corresponden a los valores necesarios para continuar con la posterior simulación y hacen referencia a la velocidad, la presión y el caudal del fluido en la descarga de la línea secundaria de presión, tal como se observa en la tabla 6:

Datos característicos de la descarga de la línea secundaria de presión	
Diámetro de la tubería secundaria	101,6 mm - 4 pulg
Área transversal de la tubería secundaria	8107,32 mm ²
Caudal de agua que pasa por la tubería	51,74 LPS - 0,05174 m ³ /s
Velocidad del agua	6,38 m/s
Presión de agua	438,96 mcda - 43,05 bar
Temperatura del agua	19 °C
Densidad del agua a 19 °C	998,49 Kg/m ³
Viscosidad dinámica del agua a 19 °C	0,001028 Kg/m.s

Tabla 6 - Datos característicos de la descarga de la línea secundaria de presión. Fuente: (elaboración propia, Epanet 2.0)

Otros datos resultantes de la simulación fueron las presiones de operación en todo el recorrido de la línea secundaria de presión, información útil para especificar que el schedule de la tubería y la clase que deben manejar los accesorios, tal como se observa en la tabla 7:

Especificaciones de la tubería y accesorios de la línea secundaria de presión			
Ítem	Material	SCH/Clase	Presión máxima de operación
Tubería (primer tramo)	Acero inoxidable 304 L	SCH 40	123,56 bar
Tubería (segundo tramo)	Acero inoxidable 304 L	SCH 10	51,97 bar
Accesorios (primer tramo)	Acero inoxidable A351	Clase 400	68,1 bar
Accesorios (segundo tramo)	Acero inoxidable A351	Clase 300	51,1 bar

Tabla 7 - Especificaciones de la tubería y accesorios de la línea secundaria de presión. Fuente (elaboración propia, ver apéndices A y B)

4.3. REDUCTOR DE PRESIÓN

La idea original de un reductor de presión utilizando el flujo aguas arriba de una válvula esférica, fue una idea que data unas décadas atrás cuando un ingeniero de EPM se le ocurrió la idea de poner obstáculos dentro de una tubería de presión y de esta manera restringir la salida del agua. Dentro de su desconocimiento de modelos matemáticos con los que pudiera calcular las variables que definieran un fluido en una tubería, se ingenió un dispositivo con cavidades que ayudaban a reducir la presión de un fluido cuando este circulaba dentro del dispositivo. Este dispositivo funcionó por un espacio de 10 años hasta que comenzó a desgastarse y al no tener piezas con que repararlo se convirtió en una pieza más de museo.

Teniendo en cuenta la información registrada en el estado del arte y la información recolectada al revisar registros de ordenes de trabajos de lo que quedó del antiguo reductor, se hace el diseño del nuevo reductor de presión, diseño que posteriormente se simulará en un software de elementos finitos con el fin de verificar su funcionalidad.

4.3.1. Diseño del reductor de presión

En el capítulo III: “búsqueda de soluciones posibles”, se registró algunas invenciones que ayudan a reducir la presión de un fluido desde una óptica diferente, es decir que no todas las invenciones en cuestión sirven en un sistema hidráulico pero lo que si se puede es utilizar algo de ellas que las hace útiles para un diseño final de un reductor de presión. La tabla 8 resume la utilidad que presenta cada una de las invenciones para el diseño del reductor de presión:

Invención	Utilidad a destacar
Pozo de aquietamiento	Ofrece la idea que utilizar espacios abiertos o de mayor diámetro que una tubería ayuda a aquietar el flujo del fluido
Disipador de energía	Ofrece la idea de que al poner baffles o restricciones, el fluido va a reducir su presión y velocidad al chocar contra ellos
Válvula reductora de presión	Ofrece la idea de que el equipo reductor debe ser robusto y diseñado con buenos materiales para soportar altas cargas
Tubo Venturi	Aplicación práctica del principio de Bernoulli y del principio de continuidad en el que a partir de su definición se puede controlar la presión de un fluido dependiendo de la condición de su conducción

Tabla 8 - Utilidades a destacar de antiguas invenciones en la reducción de presión. Fuente: (elaboración propia)

Otras ideas principales que surgen y que le van a dar un sentido al diseño del reductor de presión es la versatilidad para el momento del montaje y para la ejecución del mantenimiento.

A continuación se registra el paso a paso para el diseño del reductor de presión en el software de diseño mecánico Inventor Professional 2018:

- i. Se realiza un diseño conceptual a mano sobre que es lo que se quiere.

La idea es diseñar cámaras desmontables y con una perforación en una de sus tapas extremas para reducir la presión mediante el principio de Bernoulli. Además se el diseño deberá tener un sistema de sujeción para que las cámaras desmontables se mantengan una contra otra. Finalmente se registra en la tabla 9 la lista de piezas de elementos constitutivos para el reductor:

Pieza	Observación
Cámara 1	Pieza con restricción mecánica para reducir presión
Cámara 2	Pieza con restricción mecánica para reducir presión
Cámara 3	Pieza con restricción mecánica para reducir presión
Cámara 4	Pieza con restricción mecánica para reducir presión
Cámara 5	Pieza con restricción mecánica para reducir presión
Cámara 6	Pieza con restricción mecánica para reducir presión
Cámara 7	Cámara de mayor dimensión que las otras con el fin de cerrar el sistema reductor
Brida aguas abajo	Hace parte del sistema de sujeción
Brida aguas arriba	Hace parte del sistema de sujeción
Espárragos	Es necesario 4 espárragos para el montaje
Tuercas	Es necesario 8 tuercas para el montaje

Tabla 9 - Piezas constitutivas del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia)

- ii. Diseñar cada una de las piezas en el software de diseño mecánico. En la tabla 10 se realiza una recopilación de la cantidad de piezas a fabricar o a adquirir:

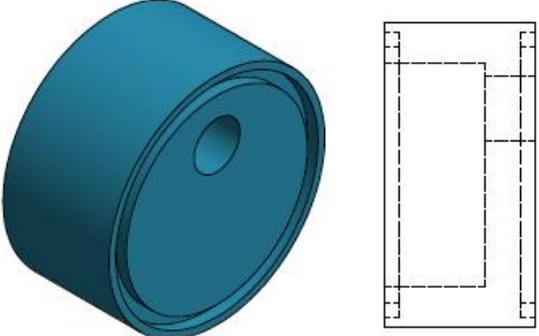
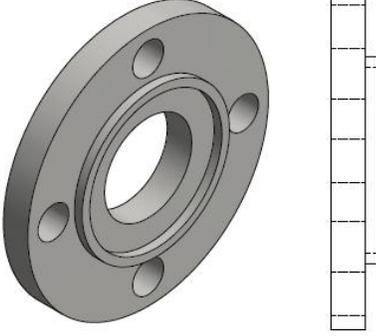
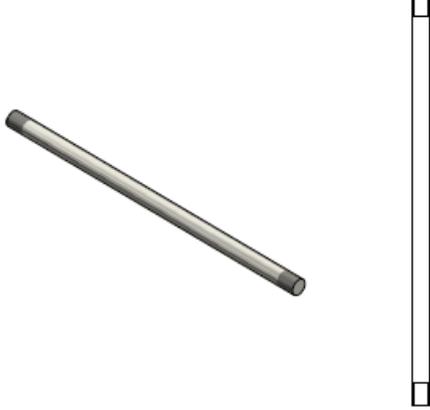
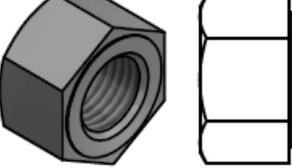
Pieza	Cantidad	Modelo 3D
Cámara de reducción	7	
Bridas	2	
Espárragos	4	
Tuercas	8	

Tabla 10 - Piezas y modelos 3D del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia, Inventor Professional 2018)

Todas las piezas deben ser fabricadas en acero inoxidable 316¹¹. Este material se eligió debido a su resistencia mecánica (teniendo en cuenta que la presión máxima dentro del sistema reductor de presión es 43,023 bar o 4,30 Mpa y el límite elástico del acero inoxidable es de 205 Mpa) y a su alta resistencia a la corrosión en ambientes húmedos.

Las dimensiones y planos mecánicos de las piezas se pueden encontrar en el anexo A al final de este trabajo y en la carpeta “planos mecánicos” del CD.

- iii. Realizar el ensamble de todas las piezas mecánicas en el software de diseño mecánico. En la figura 20 se observa el esquema del ensamble en 3D del reductor y un plano de corte de la sección transversal del mismo reductor:

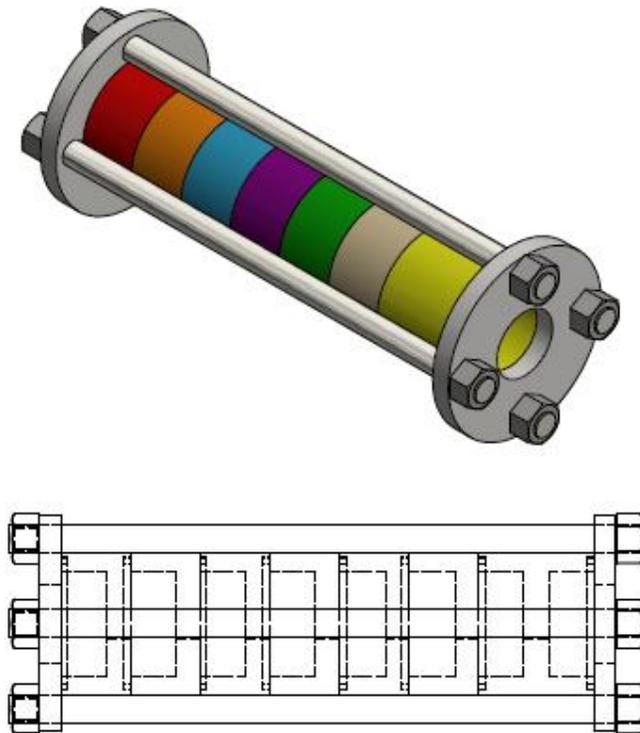


Figura 19 - Ensamble y plano de corte de la sección transversal del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia, Inventor Professional 2018)

¹¹ Ver apéndice C

Las dimensiones y planos mecánicos de las piezas se pueden encontrar en el anexo A al final de este trabajo y en la carpeta “planos mecánicos” del CD.

- iv. Con el fin de realizar la posterior simulación del reductor de presión se debe levantar un sólido que relacione la condición de frontera del fluido en régimen permanente que a partir de este momento se seguirá llamando el sólido de control, tal como se observa en la figura 21:

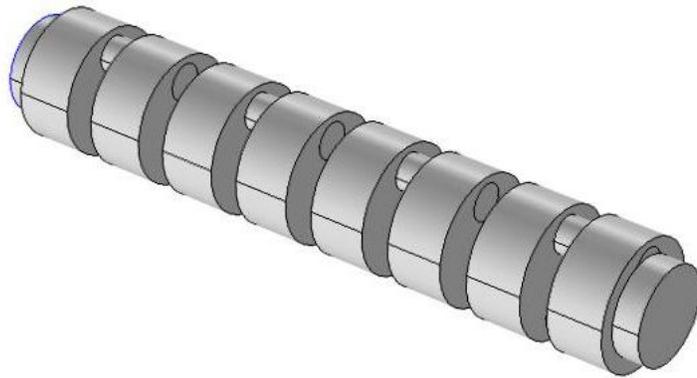


Figura 20 - Sólido de control. Fuente: (elaboración propia, Inventor Professional 2018)

4.4. LÍNEA DE DESCARGA DEL REDUCTOR DE PRESIÓN

La línea de descarga hace referencia al conducto o tubería que recibirá el agua a la salida del reductor de presión. El alcance del proyecto incluye toda la información relevante hasta la línea de descarga del reductor y de ahí en adelante corre de cuenta de EPM.

Para la conducción y retención segura de esta línea se debe seguir los parámetros registrados en la tabla 11 teniendo en cuenta que la presión a la que se quiere llegar luego de la simulación será de 5 bar:

Especificaciones de la línea de descarga del reductor de presión			
Ítem	Material	SCH/Clase	Presión máxima de operación
Tubería	Acero inoxidable 304 L	SCH 5	36,28 bar
Accesorios	Acero inoxidable A351	Clase 150	19,6 bar

Tabla 11 - Especificaciones de la tubería y accesorios de la línea de descarga del reductor de presión. Fuente (elaboración propia, ver apéndices A y B)

5. CAPITULO V: SIMULACIÓN DEL DISEÑO

Con el fin de dar garantía del diseño mecánico del reductor de presión se procede a realizar la simulación del mismo en el software de análisis y resolución por elementos finitos COMSOL Multiphysics 5.0. Este software ofrece una amplia interfaz donde a través de ecuaciones en derivadas parciales y ecuaciones diferenciales lineales y no lineales se proporciona una amplia posibilidad de programar y procesar información relacionada con procesos físicos y de ingeniería

5.1. PARÁMETROS DE LA SIMULACIÓN

Para garantizar una correcta simulación al momento de operar el software es importante seleccionar y registrar correctamente los datos; es necesario entender de manera holística el proceso a evaluar y en segundo lugar tener presente la lógica en la secuencia de registro o programación de los parámetros de simulación.

A continuación se registra la secuencia para la selección y registro de los parámetros de simulación del reductor de presión:

- i. Seleccionar "*Model Wizard (mph)*".
- ii. Seleccionar "*3D*" en "*Select Space Dimension*".
- iii. Seleccionar "*Fluid Flow*", luego "*Single-Phase Flow*".
- iv. La selección del siguiente parámetro depende de la aplicación que se quiera evaluar. Para el caso del reductor de presión se debe elegir la interfaz para el flujo adecuado haciéndose necesario el cálculo del número de Reynolds con el fin de verificar si el flujo es laminar o turbulento:

$$Re = \frac{\rho V \phi}{\mu}$$

Para calcular el número de Reynolds se utilizan los datos registrados en la tabla 6:

$$Re = \frac{(998,49 \text{ Kg/m}^3)(6,38 \text{ m/s})(0,1016 \text{ m})}{0,001028 \text{ Kg/m.s}}$$

$$Re = 629600,4$$

El valor del número de Reynolds indica que en la línea de descarga de presión el fluido es turbulento por esto en la interfaz del simulador se selecciona “turbulent Flow”.

- v. Seleccionar “Turbulent Flow, $k-\omega$ ”. La selección de este parámetro obedece a que es el modelo actual para flujos turbulentos y con alto número de Reynolds que ofrece mejores análisis de los parámetros físicos de un fluido en relación a sus condiciones de frontera.

Al seleccionar la interfaz “Turbulent Flow, $k-\omega$ ”, en primer lugar se hace una definición de las variables independientes para que el software pueda realizar correctamente las operaciones matemáticas. En la tabla 12 se puede observar la definición de variables del software de simulación.

Review Physics Interface

Turbulent Flow, $k-\omega$ (spf)

Dependent Variables

Velocity field:	<input type="text" value="u"/>
Velocity field components:	<input type="text" value="u"/>
	<input type="text" value="v"/>
	<input type="text" value="w"/>
Pressure:	<input type="text" value="p"/>
Turbulent kinetic energy:	<input type="text" value="k"/>
Specific dissipation rate:	<input type="text" value="om"/>

Tabla 12 - Definición de variables independientes. Fuente: (COMSOL Multiphysics 5.0)

De manera paralela a la secuencia que se está siguiendo y con el fin de obtener resultados desde diferentes ópticas, se realizará la simulación en la interfaz “Turbulent Flow, $k-\varepsilon$ ” para luego compararlas con la primera simulación.

- vi. Importar el sólido de control extensión (.igs) tal cómo se observa en la figura 22:

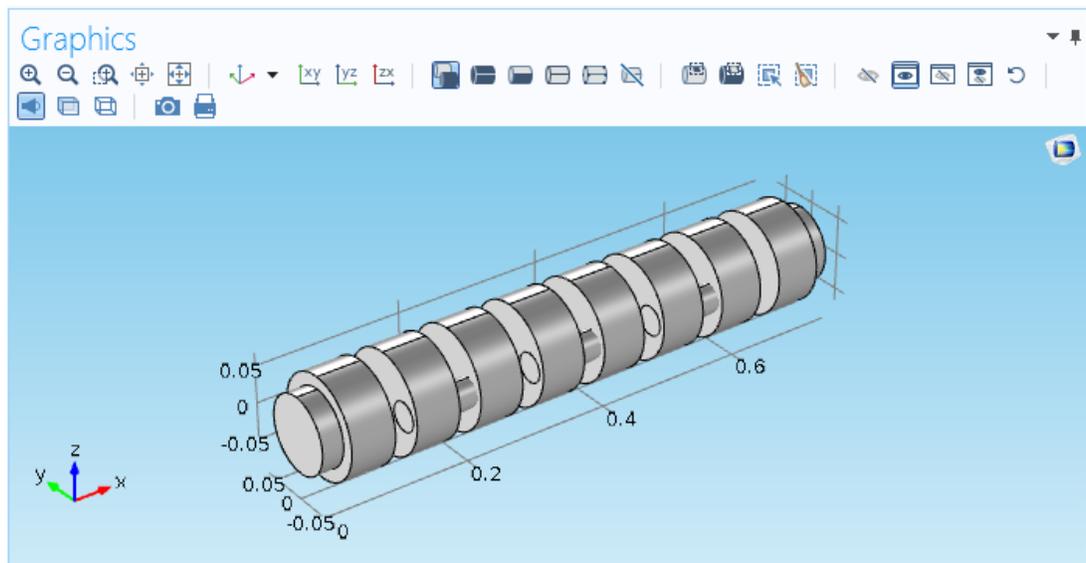


Figura 21 - Condición de frontera del fluido en régimen permanente. Fuente: (elaboración propia, COMSOL Multiphysics 5.0)

- vii. Programar la estructura del modelo (model builder) completamente y en orden. La estructura según COMSOL para realizar la simulación se puede observar en la figura 23:

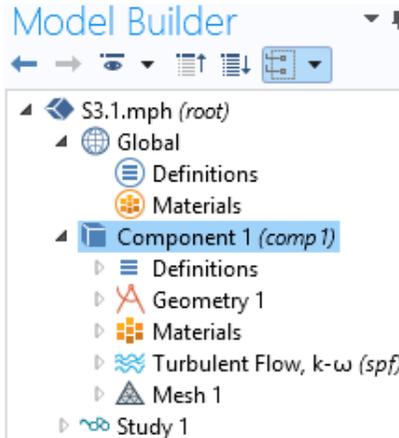


Figura 22 - Model builder estándar. Fuente: (COMSOL Multiphysics 5.0)

- viii. Seleccionar “Definitions” y programar los puntos, contornos y dominios que quieran evaluarse individualmente. En el caso del reductor de presión se utiliza la función “Average” para obtener los valores promedio de diez puntos, contornos y dominios diferentes a evaluar.
- ix. Seleccionar “Geometry 1” y verificar que la tolerancia relativa para análisis del sólido esté en orden de micras.
- x. Seleccionar “Materials” y programar el agua líquida como el fluido de la simulación. En la tabla 13 se puede observar el modelo de registro del software de simulación para la definición de propiedades y de variables del agua líquida.

▼ Material Contents					
»	Property	Name	Value	Unit	Property group
✓	Dynamic viscosity	mu	eta(T[1/...	Pa·s	Basic
✓	Density	rho	rho(T[1/...	kg/m ³	Basic
	Ratio of specific heats	gamma	1.0	1	Basic
	Electrical conductivity	sigma	5.5e-6[S/...	S/m	Basic
	Heat capacity at constant pres...	Cp	Cp(T[1/K...	J/(kg·K)	Basic
	Thermal conductivity	k	k(T[1/K)...	W/(m·K)	Basic
	Speed of sound	c	cs(T[1/K)...	m/s	Basic

Tabla 13 - Definición de propiedades y variables del agua líquida. Fuente: (COMSOL Multiphysics 5.0)

- xi. Seleccionar “Turbulent Flow, $k-\omega$ ” y definir los parámetros del flujo de la siguiente manera:
 - a. Seleccionar “Fluid Properties 1”, luego “Temperature” y registrar 292.15 °K que es equivalente a 19°C. Los demás parámetros están predefinidos según material.
 - b. Seleccionar “Wall 1” y relacionar a las paredes frontera los siguientes parámetros:
 - Roughness model (k_s): 0.00003 m. Este valor se obtiene por proceso de mecanizado al momento de fabricar la pieza y es un valor que equivale al coeficiente absoluto de rugosidad.
 - Roughness parameter (C_s): teniendo en cuenta el número de Reynolds obtenido en el aparte iv:

$$Re = 629600,4$$

Y al calcular la rugosidad relativa de los dos diámetros estándar de las cámaras del reductor de presión de acuerdo a la ecuación:

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\varepsilon}{\varnothing}$$

En la tabla 14 se registran las rugosidades calculadas para los dos diámetros estándar e las cámaras del reductor:

Rugosidades por cámara del reductor de presión		
Diámetros estandar	∅ 135 mm	∅ 39 mm
Rugosidad absoluta (ε)	0,03 mm	0,03 mm
Rugosidad relativa	0,000222222222	0,00076923076

Tabla 14 - Rugosidades por cámara del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia)

Utilizando el diagrama de Moody¹² se registra en la tabla 15 los coeficientes de rugosidad para los diámetros estándar de las cámaras del reductor:

Coefficiente de fricción		
Diámetros estandar	∅ 135 mm	∅ 39 mm
Factor de fricción	0,021	0,023

Tabla 15 - Coeficiente de fricción por cámara del reductor de presión. Fuente: (elaboración propia)

Registrar en “Roughness parameter” un valor (C_s) de 0,021 para el contorno del diámetro mayor y un valor (C_s) de 0.023 para el contorno del diámetro menor.

- c. Seleccionar “Initial values 1” y verificar que se encuentren seleccionados todas las paredes frontera.

¹² Ver apéndice E

- d. Seleccionar “Inlet 1”, luego en “Boundary conditions” seleccionar “Mass Flow”, luego calcular el flujo másico en la entrada a partir de:

$$\dot{m} = \rho \dot{V}$$

Y

$$\dot{V} = \vec{V}A$$

Utilizando los datos obtenidos en la tabla 6 “Datos característicos de la descarga de la línea secundaria de presión”, se obtiene:

$$\dot{V} = \left(6,38 \frac{m}{s}\right) (0,00810732m^2)$$

$$\dot{V} = 0,052 \frac{m^3}{s}$$

Y reemplazando en la ecuación de flujo másico se obtiene:

$$\dot{m} = \left(998,49 \frac{kg}{m^3}\right) \left(0,052 \frac{m^3}{s}\right)$$

$$\dot{m} = 51,92 \frac{kg}{s}$$

Registrar en “Mass Flow rate” un valor de 51,92 kg/s

- e. Crear una segunda condición de entrada y seleccionar “Inlet 2”, luego en “Boundary conditions” seleccionar “Pressure” y luego registrar en “Pressure conditions un valor de 4302300 Pascales. Este valor corresponde a la presión del agua a la entrada del reductor de presión.

Finalmente verificar si “Supress backflow” se encuentra seleccionado y si es el caso eliminar ese parámetro de entrada ya que no se tiene una válvula de retención en el sistema que pueda realizar dicha función.

- f. Seleccionar “Outlet 1”, luego en “Boundary conditions” seleccionar “Pressure” y luego registrar en “Pressure conditions” un valor de 505600 Pascales. Este valor corresponde a la consigna de cómo será la presión final en la tubería de descarga del reductor de presión y se obtiene al realizar varias simulaciones con diferentes medidas en las cámaras reductoras de presión. Finalmente seleccionar únicamente la opción “Normal Flow”.
- xii. Seleccionar “Mesh 1”, luego “Free tetrahedral 1” y luego “Fine”. En la figura 24 se observa el sólido de control con el enmallado en condición de frontera:

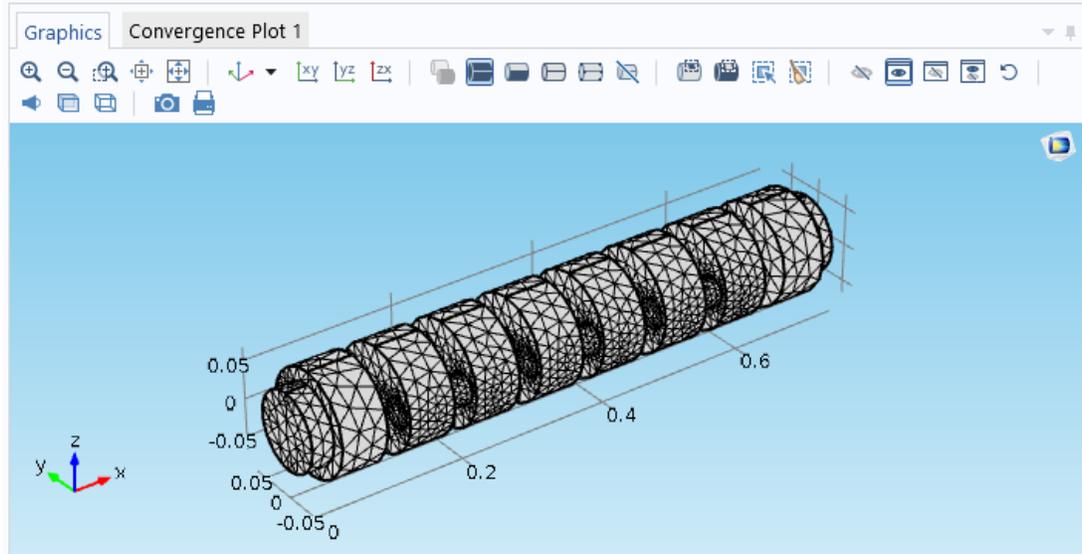


Figura 23 - Malla fina en el sólido de control en condición de frontera. Fuente: (elaboración propia, COMSOL Multiphysics 5.0)

- xiii. Seleccionar “Study 1” y finalmente seleccionar “Compute”.

5.2. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Al seleccionar el comando “Compute” en la interfaz de COMSOL, automáticamente el software comienza a realizar cálculos internos por elementos finitos que finalmente son los que ayudan a simular el paso del fluido por el sólido de control.

El resultado del análisis del comportamiento de la presión en el sólido de control arroja el resultado esperado de la reducción de la presión entre diferentes cámaras alcanzando una presión máxima de 43.1 bar y una presión mínima de 4.01 bar.

En la figura 25 se observa la variación de la presión y al lado derecho se encuentra la barra del código de colores en relación a su presión.

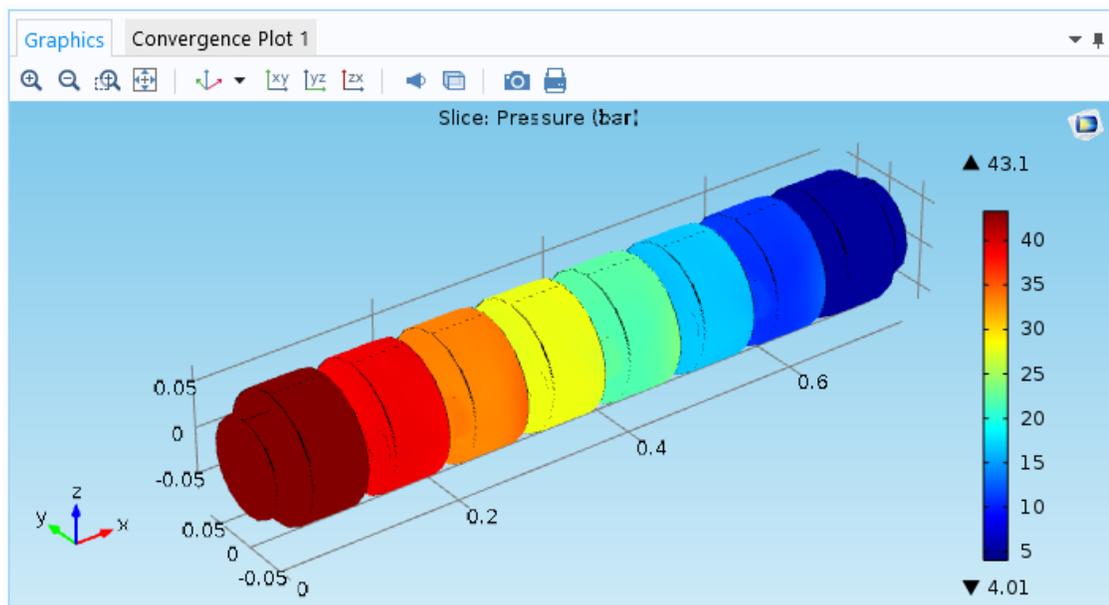


Figura 24 - Simulación de presión del sólido de control. Fuente: (elaboración propia, COMSOL Multiphysics 5.0)

El estudio del sólido tuvo una duración de 1222 segundos (20 minutos y 22 segundos) y se analizaron 46494 tetraedros obtenidos de la división de la malla fina.

Con el fin de obtener una solución práctica de la relación de presión vs las cámaras de reducción, por medio del software se realiza la evaluación individual de los 9 contornos y dominios del sólido de control, tal como se observa en la figura 26:

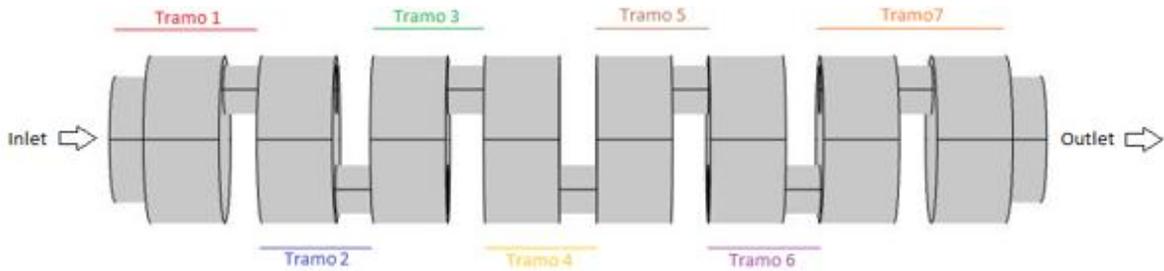


Figura 25 - Contornos y dominios del sólido de control. Fuente: (Elaboración propia, COMSOL Multiphysics 5.0)

En la tabla 16 se registran los valores de presión obtenido en cada uno de los 9 puntos a evaluar:

Contorno y dominio	Presión (bar)
Inlet	43,023
Tramo 1 (incluye brida)	42,88
Tramo 2	38,504
Tramo 3	32,984
Tramo 4	27,403
Tramo 5	21,745
Tramo 6	16,178
Tramo 7 (incluye brida)	7,5605
Outlet	5,056

Tabla 16 - Presión promedio por contorno y dominio del sólido de control en la interfaz "Turbulent Flow, k- ω ". Fuente: (Elaboración propia, COMSOL Multiphysics 5.0)

Al relacionar los valores de presión promedio obtenidos de los contornos y dominios con la figura 25, se puede observar claramente como el cambio de color se identifica en cada una de las cámaras reductoras.

De manera paralela se realiza la simulación con los mismos parámetros desde la interfaz “Turbulent Flow, $k-\epsilon$ ” con el fin de comparar los mismos valores de presión con el resultado obtenido en la interfaz “Turbulent Flow, $k-\omega$ ”. Dichos valores se registran en la tabla 17:

Contorno y dominio	Presión (bar)
Inlet	43,203
Tramo 1 (incluye brida)	42,876
Tramo 2	38,716
Tramo 3	33,135
Tramo 4	27,503
Tramo 5	21,879
Tramo 6	16,246
Tramo 7 (incluye brida)	7,6781
Oulet	5,0625

*Tabla 17 - Presión promedio por contorno y dominio del sólido de control en la interfaz “Turbulent Flow, $k-\epsilon$ ”.
Fuente: (Elaboración propia, COMSOL Multiphysics 5.0)*

6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

- El tramo 1 (cámara reductora) que incluye la brida aguas arriba no representa un cambio significativo en la reducción de presión del sistema en comparación con las cámaras reductoras 2 a 6. La diferencia radica en que la entrada de fluido a esta cámara está sujeta al diámetro interno de la brida aguas arriba, lo cual significa que sí se aplica el principio de Bernoulli pero existiría poca diferencia entre los diámetros internos y consecuente el factor multiplicativo de la presión geodésica sería menor que en los otros casos.
- Uno de los cambios que se realizó en el montaje del reductor en el software de diseño consistió en desfasar 180° la colinealidad de los agujeros laterales de cada cámara. Este cambio dio un resultado en la reducción de presión 3.65 veces más de lo que reducía si todos los agujeros estaban colineales.
- Al realizar la simulación con el modelo "Turbulent Flow, $k-\epsilon$ ", se pudo evidenciar (ver tablas 16 y 17) que la variación entre los dos modelos no era significativa lo cual se debió principalmente a que no existían variaciones considerables en la temperatura del fluido y consecuente la densidad siempre fue constante (escasa variación). Es de apreciar que la diferencia de la presión final "oulet" solo varió en una centésima de Bar entre los dos modelos.
- Para este tipo de simulaciones donde las variables son muy "constantes", es decir que no existen variaciones elevadas instantáneas de presión, temperatura y caudal, es posible utilizar una malla estándar y no una fina como en este caso. Los resultados de la variabilidad con malla fina y malla estándar no presentaron diferencias considerables.

7. CONCLUSIONES

- El reductor de presión original representó un concepto que para su época no fue concebido importante pero que hoy en día representa un ahorro en tres aspectos diferentes:
 - a. Ahorro económico, ya que disminuiría el presupuesto para la ejecución del mantenimiento preventivo y correctivo en la bomba de refrigeración.
 - b. Ahorro energético, ya que se reduciría el consumo de potencia reactiva por parte del motor de la bomba de refrigeración que a su vez ayuda a incrementar la vida útil del devanado del motor¹³.
 - c. Ahorro ambiental, ya que disminuiría el deterioro ambiental impactando directamente en la reducción de materiales contaminantes.
- El diseño del reductor de presión además de prestar el servicio para el cual se diseñó, presenta muchos beneficios a la hora de trabajar con él ya que por la practicidad de su diseño permite que su mantenimiento tanto preventivo como correctivo (cambio de piezas) sea muy ágil y seguro.
- A parte del ahorro que puede significar para la empresa implementar este sistema, el montaje del mismo también puede significar una mejora en su imagen e indicadores frente al seguro ya que este puede ser el inicio de un sistema de respaldo en caso de que otros respaldos puedan fallar.
- El modelo de reductor de presión se puede utilizar en otro tipo de aplicaciones. Un ejemplo es en un sistema contra incendios en el cual debo asegurar un flujo

¹³ (Wildi, 2007)

con una presión permanente y para este caso podría utilizar una válvula piloteada hidráulicamente cuando lo necesite.

- En el caso de que alguien quiera reducir cualquier presión en un sistema similar a este y si esa persona no maneja los conocimientos para realizar este tipo de proyectos, se puede enfocar en los resultados de esta simulación y copiar las dimensiones de las camisas teniendo en cuenta cuanta presión reduce la primera cámara, cuanta presión reduce la última cámara y en que las cámaras intermedias reducen la presión en un promedio de 5,58 bar cada una.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASTM. (2017). *ASTM COMPASS*. Obtenido de ASTM A240/A240M-17 Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications: <https://compass-astm-org.ezproxy.unal.edu.co/CUSTOMERS/search/search.html?query=a240&dlt type=all>
- Bastl, B., Brandner, M., & Egermaier, J. (2 de 8 de 2016). *Isogeometric analysis for turbulent flow*. Obtenido de Sciencedirect: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378475416301161>
- Chen, F.-q., Qian, J.-y., Chen, M.-r., & Z, M. (18 de 3 de 2018). *Turbulent compressible flow analysis on multi-stage high pressure reducing valve*. Obtenido de sciencedirect: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.unal.edu.co/science/article/pii/S0955598617303308>
- Czekaj, D. (1988). *Aplicaciones de la ingeniería: Maquinaria hidráulica en embarcaciones pesqueras pequeñas*. Roma: FAO - Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura.
- Ing. Jaime Suárez Díaz. (s.f.). *erosion.com.co*. Obtenido de Geotecnología S.A.S.: <http://www.erosion.com.co/presentaciones/category/9-control-de-erosion-en-zonas-tropicales.html?download=63:286-capitulo13-controldefondodecorrientes>
- Krick, E. V. (2006). *Introducción a la ingeniería y al diseño en la ingeniería*. México D.F.: Editorial Limusa.
- Mataix, C. (2007). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (Segunda edición ed.). (Editorial Alfaomega, & Oxford University press, Edits.) México D.F.
- Moody, L. F. (1944). *Friction factors for pipe flow*. American Society of Mechanical Engineers.

- NASA. (08 de 10 de 2016). *Turbulence Modeling Resource*. Obtenido de Langley Research Center: <https://turbmodels.larc.nasa.gov/wilcox.html>
- Outokumpu Fortinox S.A. (s.f.). *Outokumpu*. Obtenido de Aceros inoxidables. Guía de productos: https://www1.etsia.upm.es/acreditacion2015/Evidencias_IAL/TFC/TFG%20San%20Vidal%20Martinez%20Victor/Cat%C3%A1logos/tuberias%201-14.pdf
- Rossman, L. A. (Abril de 2001). *EPA United States Environmental Protection Agency*. Obtenido de http://epanet.info/wp-content/uploads/2012/10/epanet2_manual.pdf
- Shames, I. H. (1995). *Mecánica de fluidos*. Santafé de Bogotá: McGRAW-HILL.
- SINGER VALVE. (2018). *SINGER*. Obtenido de <http://www.singervalve.com/pressure-reducing-valves/106-206-pr-sc#Tabs3>
- Titheradge, P. J., & Robergs, R. (04 de 2018). *Venturi tube calibration for airflow and volume measurement*. Obtenido de <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.unal.edu.co/science/article/pii/S0955598617300316>
- Toro L., J. (28 de 02 de 2000). Factores de conversión GIII. Guadalupe, Antioquia, Colombia.
- TUBACERO. (s.f.). *TUBACERO*. Obtenido de <http://www.tubacero.com.uy/pdf/Tabla%20de%20Clases.pdf>
- VaxaSoftware. (28 de 07 de 2017). Obtenido de <http://www.vaxasoftware.com/indexes.html>
- Wildi, T. (2007). *Máquinas eléctricas y sistemas de potencia*. Naucalpan de Juárez: Pearson Educación.

ANEXO A - PLANOS MECÁNICOS DEL REDUCTOR DE PRESIÓN

Contenido:

Plano 001 - Cámaras de reducción 1 a la 6

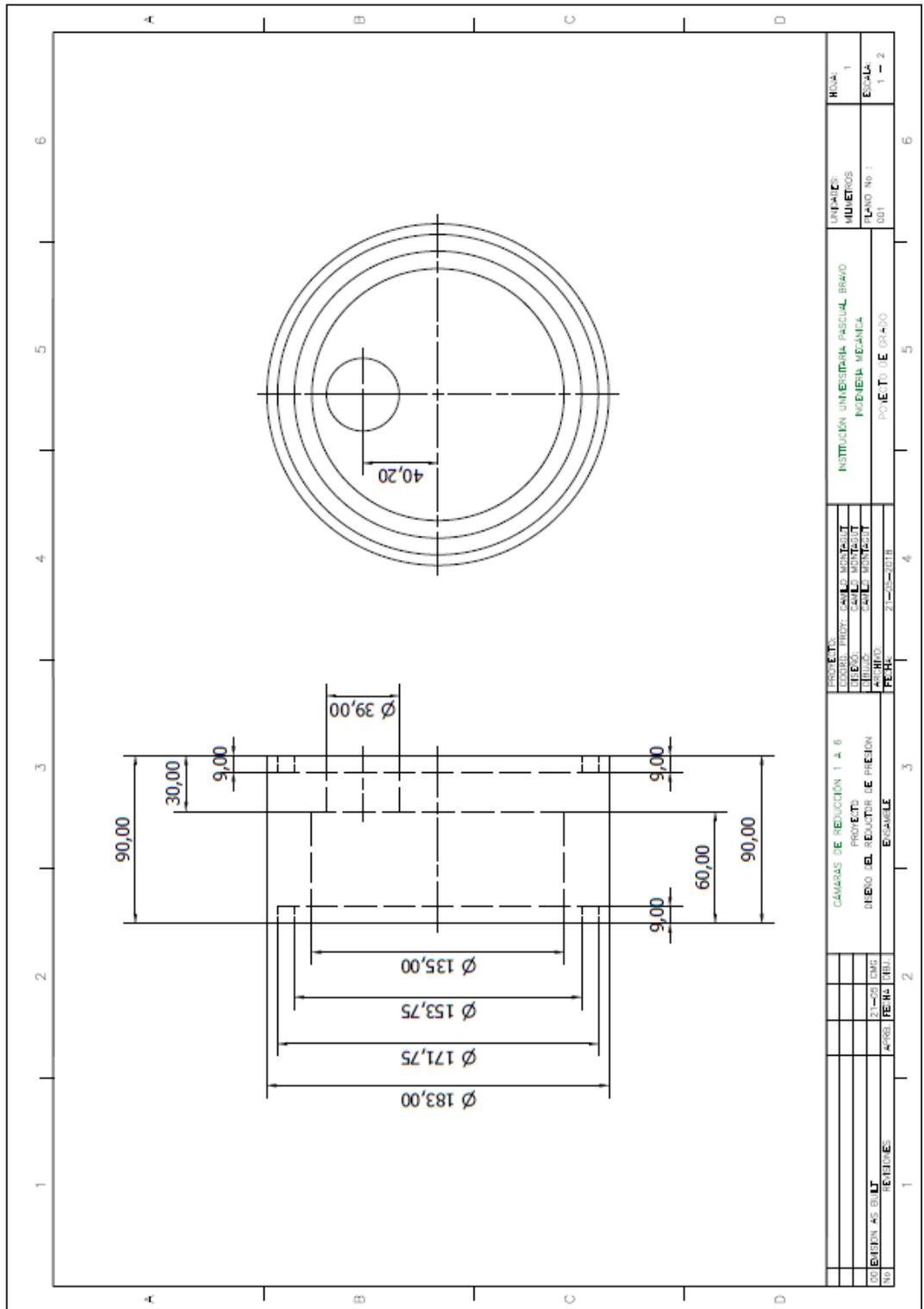
Plano 002 - Cámara de reducción 7

Plano 003 - Bridas aguas arriba y aguas abajo

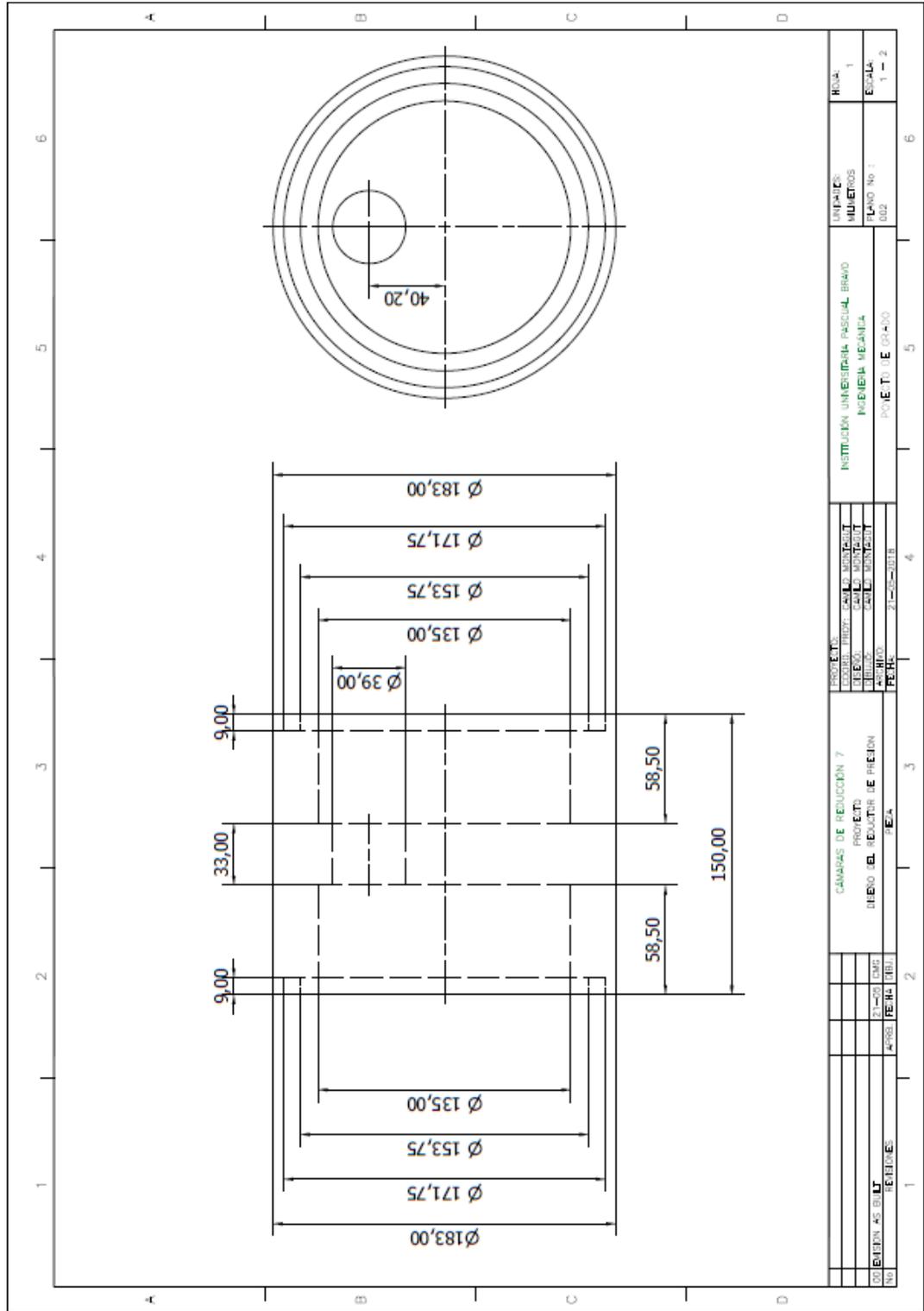
Plano 004 - Espárragos

Plano 005 - Despiece reductor de presión

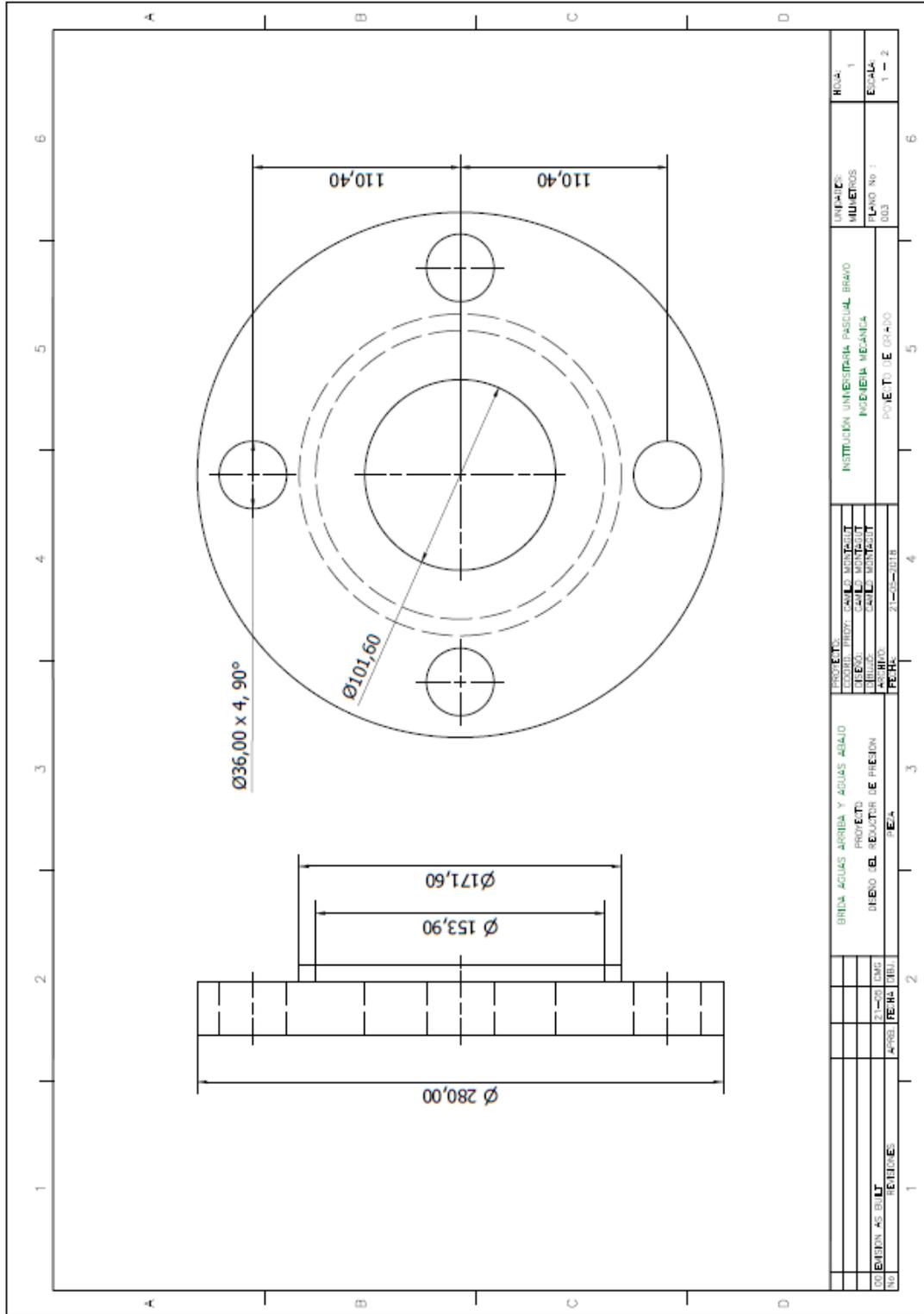
PLANO 001- CÁMARAS DE REDUCCIÓN 1 A 6



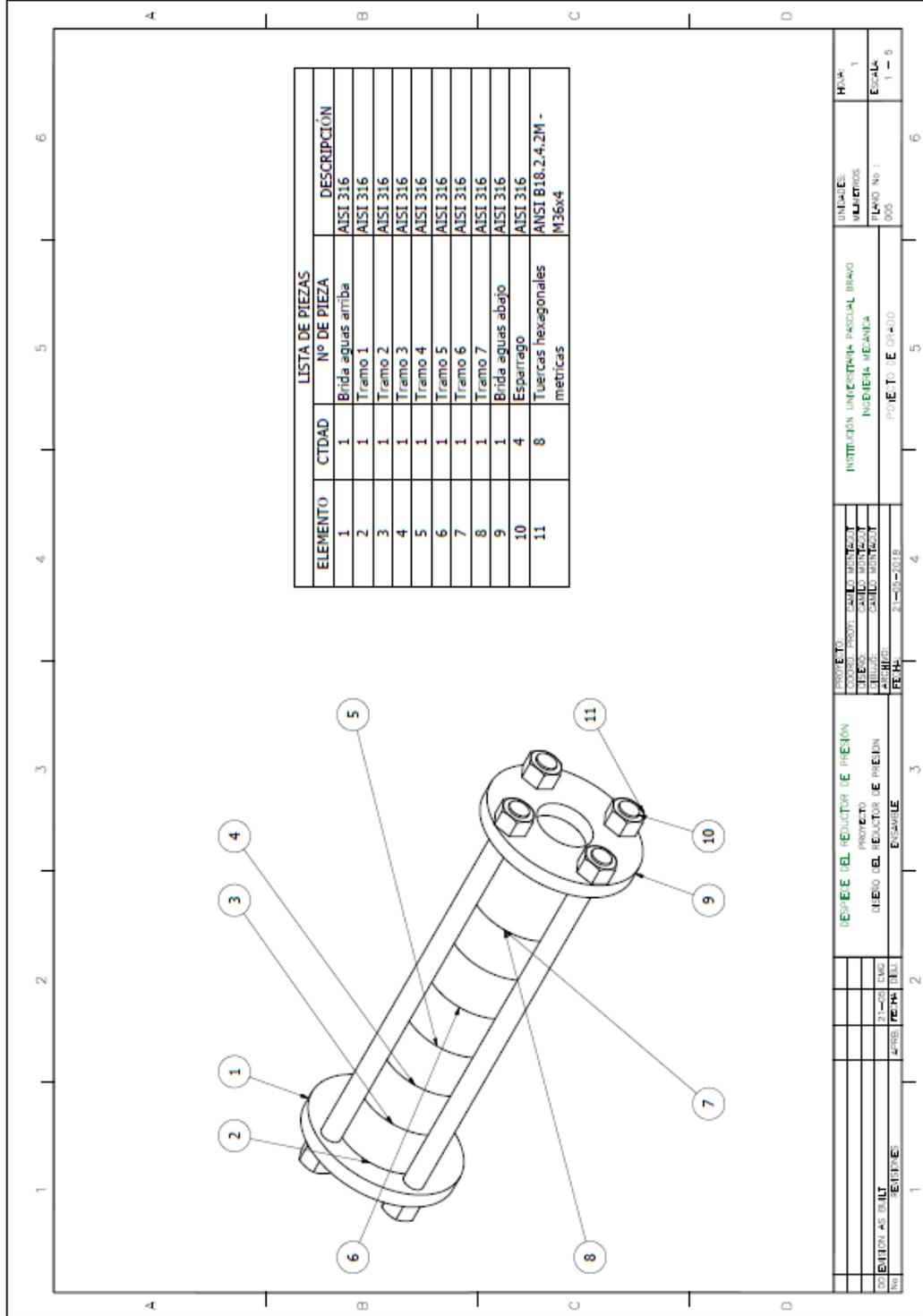
PLANO 002 - CÁMARA DE REDUCCIÓN 7



PLANO 003 - BRIDA AGUAS ARRIBA Y AGUAS ABAJO



PLANO 005 - DESPIECE REDUCTOR DE PRESIÓN



APÉNDICE A - PRESIÓN DE TRABAJO ADMISIBLE PARA TUBERÍAS EN ACERO INOXIDABLE 304 L¹⁴

Tabla de presión de trabajo
admisible en kg/cm²

13

Diám. nominal del caño	Sch. S N	Espesor de pared en mm.	Temperaturas de trabajo que no excedan de							
			29-38°C 20-100°F	93°C 200°F	204°C 400°F	260°C 500°F	316°C 600°F	399°C 750°F	482°C 900°F	
1/2"	5	1.65	161	142	117	107	99	89	80	
	10	2.1	208	185	151	139	129	116	104	
	40	2.8	329	292	239	220	203	182	165	
	80	3.75	460	409	335	307	287	255	231	
3/4"	5	1.65	127	113	91	85	78	71	64	
	10	2.1	164	146	119	109	102	97	82	
	40	2.9	268	239	195	179	166	149	135	
	80	3.9	377	335	275	251	233	209	189	
1"	5	1.65	100	89	73	67	62	56	50	
	10	2.8	173	153	125	115	106	96	86	
	40	3.4	251	223	182	168	155	140	126	
	80	4.5	347	308	253	232	215	192	172	
1"1/4	5	1.65	79	70	57	52	49	44	40	
	10	2.1	135	120	98	90	83	75	68	
	40	3.5	207	184	151	138	128	115	104	
	80	4.9	289	256	210	192	178	160	144	
1 1/2"	5	1.65	69	61	50	46	42	38	34	
	10	2.8	117	104	85	78	73	65	59	
	40	3.7	186	172	135	124	115	103	93	
	80	5	262	233	191	175	162	145	131	
2"	5	1.65	54	49	40	36	33	30	27	
	10	2.8	93	83	68	62	57	52	47	
	40	4	156	139	114	104	97	87	78	
	80	5.5	226	201	165	151	140	125	114	
2"1/2	5	2.1	58	51	42	38	35	32	29	
	10	3	84	75	61	56	52	47	42	
	40	5.5	171	152	125	114	106	95	86	
	80	7	237	211	173	159	147	132	119	
3"	5	2.1	47	42	34	31	29	26	23	
	10	3	69	61	50	46	42	38	34	
	40	5.5	149	132	109	99	92	83	75	
	80	7.65	211	187	153	140	130	116	105	
3"1/2	5	2.1	41	37	30	27	25	23	20	
	10	3	62	55	44	40	37	33	30	
	40	5.75	135	121	99	90	84	76	68	
	80	8.1	194	173	142	130	120	108	91	
4"	5	2.1	37	32	26	24	22	20	18	
	10	3	53	47	39	35	33	29	26	
	40	6	126	112	92	84	78	70	63	
	80	8.6	182	162	132	121	113	101	97	
5"	5	2.8	39	34	28	26	24	21	19	
	10	3.5	48	42	35	32	29	26	24	
	40	6.5	111	96	80	73	69	62	55	
	80	9.5	163	145	118	109	101	90	82	
5"	5	2.8	32	29	23	21	20	18	16	
	10	3.5	40	35	29	26	24	22	20	
	40	7.1	100	89	73	67	62	56	50	
	80	11	158	140	115	105	97	87	79	
8"	5	2.8	25	22	18	16	15	14	12	
	10	3.75	34	30	24	22	21	19	17	
	40	8.2	88	78	64	59	54	49	45	
	80	12.7	140	124	102	93	86	77	70	
10"	5	3.4	24	21	18	16	15	13	12	
	10	4.2	30	27	22	20	18	16	17	
	40	9.3	80	71	59	54	50	45	45	
	80	12.7	111	99	80	74	69	61	70	
12"	5	4	25	22	18	17	15	14	12	
	10	4.5	28	24	0	18	47	15	14	
	40	9.5	69	61	50	76	42	38	34	
	80	12.7	93	83	68	62	57	52	47	

Presión de trabajo admisible aproximado
Para temperaturas de trabajo indicadas, sin sobreespesor para corrosión ni esfuerzo mecánico.

1kg / cm²
= 0.98 BAR
= 14.22 PSI
= 980.7 HPASCAL

¹⁴ (Outokumpu Fortinox S.A.)

APÉNDICE B - CLASE PARA ACCESORIOS DE TUBERÍAS EN ACERO INOXIDABLE A351 - CF8M¹⁵



TABLA CLASES (Presión vs. Temperatura)

Tabla Según ANSI B 16.5

Válida para los matriales:

Forjado: ASTM A105

Colado: ASTM A216 WCB

Temperatura (°C)	Bar						
	Clase 150	Clase 300	Clase 400	Clase 600	Clase 900	Clase 1500	Clase 2500
-29 a 38	19,6	51,1	68,1	102,1	153,2	255,3	425,5
50	19,2	50,1	66,8	100,2	150,4	250,6	417,7
100	17,7	46,6	62,1	93,2	139,8	233	388,3
150	15,8	45,1	60,1	90,2	135,2	225,4	375,6
200	13,8	43,8	58,4	87,6	131,4	219	365
250	12,1	41,9	55,9	83,9	125,8	209,7	349,5
300	10,2	39,8	53,1	79,6	119,5	199,1	331,8
325	9,3	38,7	51,6	77,4	116,1	193,6	322,6
350	8,4	37,6	50,1	75,1	112,7	187,8	313
375	7,4	36,4	48,5	72,7	109,1	181,8	303,1
400	6,5	34,7	46,3	69,4	104,2	173,6	289,3
425	5,5	28,8	38,4	57,5	86,3	143,8	239,7
450	4,6	23	30,7	46	69	115	191,7
475	3,7	17,4	23,2	34,9	52,3	87,2	145,3
500	2,8	11,8	15,7	23,5	35,3	58,8	97,9
538	1,4	5,9	7,9	11,8	17,7	29,5	49,2

Sugerencia de uso: Determinar la TEMPERATURA de servicio de la pieza y verificar en esa fila, cual es la presión máxima admisible inmediatamente superior a la PRESION de servicio. Luego ascender en dicha columna y escoger el ratio.

¹⁵ (TUBACERO)

APÉNDICE C - MECHANICAL TEST REQUIREMENT AISI 316 - ASTM 240¹⁶



TABLE 2 Continued

UNS Designation	Type ^a	Tensile Strength, min		Yield Strength, ^b min		Elongation in 2 in. or 50 mm, min, %		Hardness, max ^c		Cold Bend ^d
		ksi	MPa	ksi	MPa	in.	50 mm, min, %	Brinell, HBW	Rockwell	
S20441	...	75	515	30	205	40	201	92 HRC	not required	not required
S30461	304N	80	550	35	240	30	217	95 HRC	not required	not required
S30462	XM-21 ^j									
Sheet and Strip										
S30453	304LN	90	620	50	345	30	241	100 HRC	not required	not required
S30500	305	85	585	40	275	30	241	100 HRC	not required	not required
S30530	...	75	485	25	205	40	183	88 HRC	not required	not required
S30600	...	75	515	30	205	40	201	92 HRC	not required	not required
S30616	...	78	540	35	240	40	241	100 HRC	not required	not required
S30601	...	86	590	36	245	40	241	100 HRC	not required	not required
S30615	...	78	540	37	255	30	217	95 HRC	not required	not required
S30615	...	90	620	40	275	35	217	95 HRC	not required	not required
S20815	...	87	600	45	310	40	217	95 HRC	not required	not required
S20908	309S	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S20909	309H ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S20940	309Cb ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S20941	309H ^f Cb ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21008	310S	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21009	310H ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21040	310Cb ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21041	310H ^f Cb ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21050	310MLN ^f									
S21050	t ≤ 0.25 in.	84	580	39	270	25	217	95 HRC	not required	not required
S21050	t > 0.25 in.	78	540	37	255	25	217	95 HRC	not required	not required
S21060	...	87	600	41	280	40	217	95 HRC	not required	not required
S21254	...									
Sheet and Strip										
S21266	Plate	100	690	45	310	35	223	96 HRC	not required	not required
S21277	...	95	655	45	310	35	223	96 HRC	not required	not required
S21600	...	109	750	61	420	35	223	96 HRC	not required	not required
S21603	316	112	770	52	360	40	217	95 HRC	not required	not required
S21609	316L	70	485	25	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21635	316H ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21640	316Cb ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21651	316N	80	550	35	240	35	217	95 HRC	not required	not required
S21653	316LN	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21655	...	92	635	45	310	35	241	100 HRC	not required	not required
S21700	317	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21703	317L	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21725	317LM ^f	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S21726	317LMN ^f	80	550	35	240	40	223	96 HRC	not required	not required
S21727	...	80	550	36	245	35	217	96 HRC	not required	not required
S21730	...	70	480	25	175	35	217	90 HRC	not required	not required
S21753	...	80	550	35	240	40	217	95 HRC	not required	not required
S22050	...	98	675	48	330	40	250	...	not required	not required
S22053	...	92	640	43	295	40	217	96 HRC	not required	not required
S22100	321	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S22109	321H	75	515	30	205	40	217	95 HRC	not required	not required
S22615 ^k	...	80	550	32	220	25	not required	not required

Copyright by ASTM Int'l (all rights reserved). Mon May 21 21:52:10 EDT 2018
 Downloaded/printed by Universidad Nacional De Colombia (Universidad Nacional De Colombia) pursuant to License Agreement. No further reproductions authorized.

¹⁶ (ASTM, 2017)

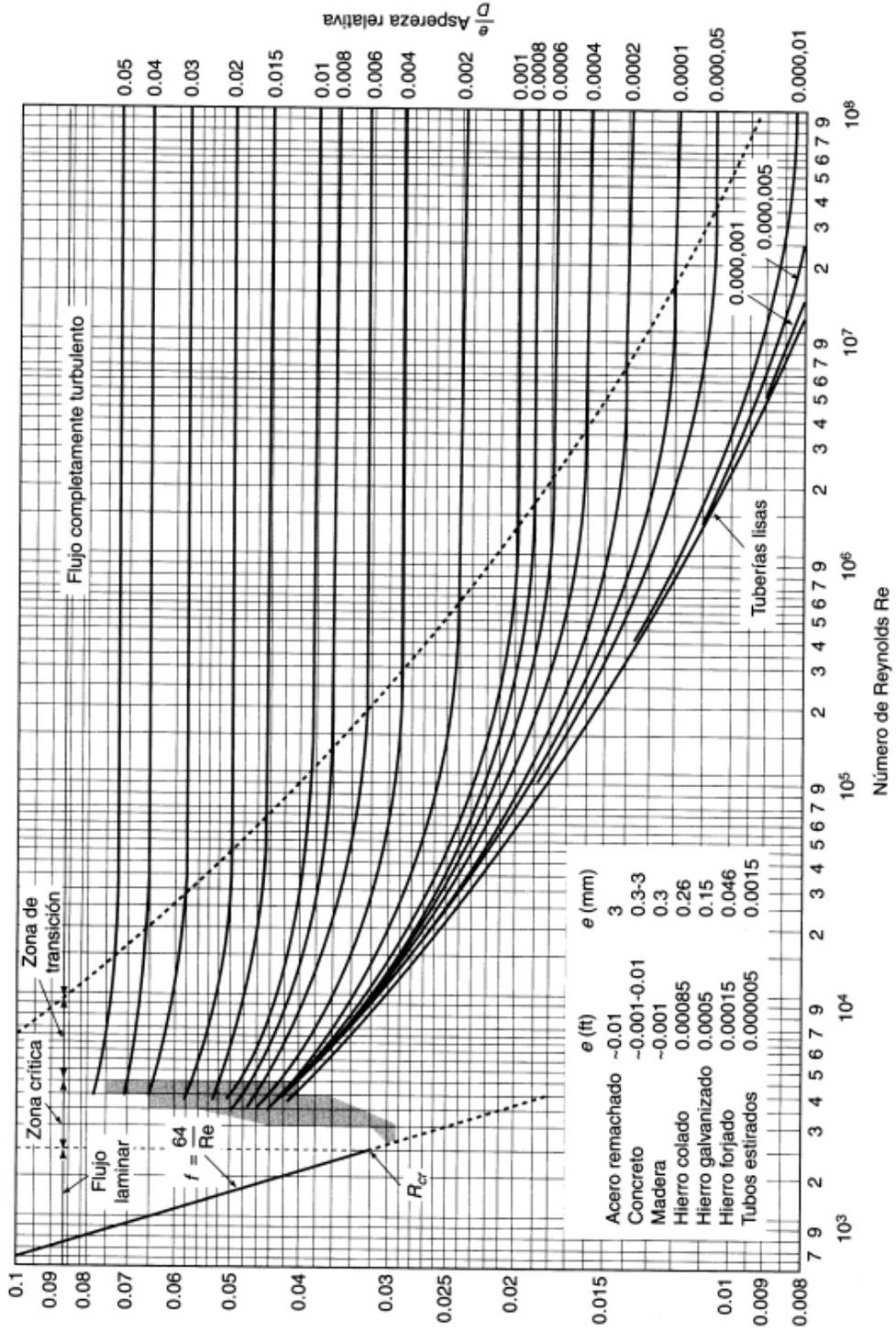
APÉNDICE D - VISCOSIDAD DINÁMICA DEL AGUA LÍQUIDA A VARIAS TEMPERATURAS¹⁷

Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)
0	0,001792	34	0,000734	68	0,000416
1	0,001731	35	0,000720	69	0,000410
2	0,001674	36	0,000705	70	0,000404
3	0,001620	37	0,000692	71	0,000399
4	0,001569	38	0,000678	72	0,000394
5	0,001520	39	0,000666	73	0,000388
6	0,001473	40	0,000653	74	0,000383
7	0,001429	41	0,000641	75	0,000378
8	0,001386	42	0,000629	76	0,000373
9	0,001346	43	0,000618	77	0,000369
10	0,001308	44	0,000607	78	0,000364
11	0,001271	45	0,000596	79	0,000359
12	0,001236	46	0,000586	80	0,000355
13	0,001202	47	0,000576	81	0,000351
14	0,001170	48	0,000566	82	0,000346
15	0,001139	49	0,000556	83	0,000342
16	0,001109	50	0,000547	84	0,000338
17	0,001081	51	0,000538	85	0,000334
18	0,001054	52	0,000529	86	0,000330
19	0,001028	53	0,000521	87	0,000326
20	0,001003	54	0,000512	88	0,000322
21	0,000979	55	0,000504	89	0,000319
22	0,000955	56	0,000496	90	0,000315
23	0,000933	57	0,000489	91	0,000311
24	0,000911	58	0,000481	92	0,000308
25	0,000891	59	0,000474	93	0,000304
26	0,000871	60	0,000467	94	0,000301
27	0,000852	61	0,000460	95	0,000298
28	0,000833	62	0,000453	96	0,000295
29	0,000815	63	0,000447	97	0,000291
30	0,000798	64	0,000440	98	0,000288
31	0,000781	65	0,000434	99	0,000285
32	0,000765	66	0,000428	100	0,000282
33	0,000749	67	0,000422		

¹⁷ (VaxaSoftware, 2017)

APÉNDICE E - DIGRAMA DE MOODY¹⁸



¹⁸ (Moody, 1944)