



CARTA DE AUTORIZACIÓN

CÓDIGO

AP-BIB-FO-06

VERSIÓN

1

VIGENCIA

2014

PÁGINA

1 de 1

Neiva, 11 de Abril de 2019

Señores

CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

Ciudad

El (Los) suscrito(s):

Andrés Prada Morales, con C.C. No. 1105687778, autor(es) de la tesis y/o trabajo de grado titulado Análisis del flujo de fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas presentado y aprobado en el año 2019 como requisito para optar al título de ingeniero de petróleos;

Autorizo (amos) al CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN de la Universidad Surcolombiana para que con fines académicos, muestre al país y el exterior la producción intelectual de la Universidad Surcolombiana, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera:

- Los usuarios puedan consultar el contenido de este trabajo de grado en los sitios web que administra la Universidad, en bases de datos, repositorio digital, catálogos y en otros sitios web, redes y sistemas de información nacionales e internacionales "open access" y en las redes de información con las cuales tenga convenio la Institución.
- Permita la consulta, la reproducción y préstamo a los usuarios interesados en el contenido de este trabajo, para todos los usos que tengan finalidad académica, ya sea en formato Cd-Rom o digital desde internet, intranet, etc., y en general para cualquier formato conocido o por conocer, dentro de los términos establecidos en la Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, Decreto 460 de 1995 y demás normas generales sobre la materia.
- Continúo conservando los correspondientes derechos sin modificación o restricción alguna; puesto que de acuerdo con la legislación colombiana aplicable, el presente es un acuerdo jurídico que en ningún caso conlleva la enajenación del derecho de autor y sus conexos.

De conformidad con lo establecido en el artículo 30 de la Ley 23 de 1982 y el artículo 11 de la Decisión Andina 351 de 1993, "Los derechos morales sobre el trabajo son propiedad de los autores", los cuales son irrenunciables, imprescriptibles, inembargables e inalienables.

EL AUTOR/ESTUDIANTE:

Firma: _____

Vigilada Mineducación



TÍTULO COMPLETO DEL TRABAJO: Análisis de flujo de fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas

AUTOR O AUTORES:

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Prada Morales	Andrés

DIRECTOR Y CODIRECTOR TESIS:

Primero y Segundo Apellido	Primero y Segundo Nombre
Bonilla Camacho	Luis Fernando

PARA OPTAR AL TÍTULO DE: Ingeniero de petróleos

FACULTAD: Ingeniería

PROGRAMA O POSGRADO: Petróleos

CIUDAD: Neiva

AÑO DE PRESENTACIÓN: 2019

NÚMERO DE PÁGINAS: 111

TIPO DE ILUSTRACIONES (Marcar con una X):

Diagramas Fotografías Grabaciones en discos Ilustraciones en general Grabados
Láminas Litografías Mapas Música impresa Planos Retratos Sin ilustraciones
Tablas o Cuadros

SOFTWARE requerido y/o especializado para la lectura del documento:

Ninguno

MATERIAL ANEXO:

PREMIO O DISTINCIÓN (En caso de ser LAUREADAS o Meritoria):



CÓDIGO	AP-BIB-FO-07	VERSIÓN	1	VIGENCIA	2014	PÁGINA	2 de 3
---------------	---------------------	----------------	----------	-----------------	-------------	---------------	---------------

PALABRAS CLAVES EN ESPAÑOL E INGLÉS:

<u>Español</u>	<u>Inglés</u>
1. Relación de curvatura	Curvature ratio
2. Número de Reynolds	Reynolds number
3. Factor de fricción	Friction factor
4. Flujo laminar	Laminar flow
5. Flujo turbulento	Turbulent flow

RESUMEN DEL CONTENIDO: (Máximo 250 palabras)

El presente proyecto está enfocado en el análisis de las pérdidas de presión por fricción que se presenta en el flujo de fluidos Newtonianos dentro de tuberías enrolladas. Analizando de manera comparativa los factores de fricción obtenidos de un simulador empleado en la industria petrolera con factores de fricción calculados utilizando diferentes correlaciones planteadas durante los últimos 90 años para fluidos newtonianos en flujo laminar y turbulento.

La información de los fluidos Newtonianos analizados fueron proporcionados por la compañía Nalco quien provee a la operadora Equion Energía de los fluidos para sus intervenciones a pozo, y los datos de simulador fueron proporcionados por la compañía Halliburton. Las correlaciones e información crucial del equipo de coiled tubing fueron obtenidas de diferentes fuentes.

Con la información obtenida y calculada se realizó un análisis teórico del comportamiento de los factores de fricción en tuberías enrolladas. Posteriormente, se hizo un análisis comparativo con los datos proporcionados por las compañías petroleras y finalmente se llegó a unas conclusiones con respecto al comportamiento del flujo de fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas.

ABSTRACT: (Máximo 250 palabras)

The present project focuses on the analysis of the frictional pressure losses yielded in the flow of Newtonian fluids inside the coiled tubing. A comparative analysis was performed between the friction factors from a simulator used in the oil industry, with friction factors calculated using different correlation proposed during the last 90 years for Newtonian fluids in turbulent and laminar flow.



DESCRIPCIÓN DE LA TESIS Y/O TRABAJOS DE GRADO

CÓDIGO	AP-BIB-FO-07	VERSIÓN	1	VIGENCIA	2014	PÁGINA	3 de 3
--------	--------------	---------	---	----------	------	--------	--------

The information of the fluids obtained were given by the NALCO company which provides the operator Equion Energía with the necessary fluids for its operations, and the information from the simulator was provided by the services company Halliburton. The correlations and the important information from coiled tubing was obtained from different sources.

Using the provided and calculated information, a theoretical analysis of the behavior of the friction factors in the coiled tubing was performed. After that, a comparative analysis was performed using the provided information by the oil companies and finally a conclusion was reached about the behavior of the flow of Newtonian fluids inside the coiled tubing.

APROBACION DE LA TESIS

Nombre Presidente Jurado:

Firma:

Nombre Jurado: *Javier Andrés Martínez P.*

Firma: *Javier A. Martínez P.*

Nombre Jurado: *Ervin Andrés A.*

Firma: *[Handwritten signature]*

**ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS
ENROLLADAS**



**UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
NEIVA-HUILA
2019**

**ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS
ENROLLADAS**

ANDRÉS PRADA MORALES

**UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
NEIVA-HUILA**

2019

**ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS
ENROLLADAS**

ANDRÉS PRADA MORALES

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar el título de Ingeniero
de Petróleos**

DIRECTOR

LUIS FERNANDO BONILLA

Ingeniero de petróleoos

UNIVERSIDAD SURCOLOMBIANA

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS

NEIVA-HUILA

2019

**ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS
ENROLLADAS**

**ÁREA DE INVESTIGACIÓN
MECÁNICA DE FLUIDOS**

**PRESENTADO AL COMITÉ DE PROYECTOS DE GRADO DEL PROGRAMA DE
INGENIERÍA DE PETRÓLEOS**

Director_____

Ing. Luis Fernando Bonilla

Jurado_____

Ing. Ervin Aranda Aranda

Jurado_____

Ing. Javier Andrés Martínez

DEDICATORIA

*Dedico este proyecto a toda mi familia,
especialmente a mis padres Judith Morales Guayara
y Andrés Prada Murillo, a mi mujer
Estefanía Otálora Palmezano y a mi hijo Alejandro Prada Otálora
quienes fueron mi apoyo fundamental.*

*A mi abuelo Juan Crisostomo Arias
quien fue un padre, apoyo y guía.*

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios y a mi familia por guiarme y darme fortaleza para realizar este proyecto.

A Estefanía Otálora por su apoyo y colaboración para la realización de este proyecto.

A la compañía Equion Energía por todo el apoyo brindado para la realización de este proyecto

A la universidad Surcolombiana por permitirme formar como profesional.

Al ingeniero y profesor Ervin Aranda Aranda, por las enseñanzas que recibí, además de sus consejos durante mi carrera en la universidad.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN

ABSTRACT

OBJETIVOS

INTRODUCCION

1. MARCO CONCEPTUAL	4
1.1. COMPONENTES DEL EQUIPO DE TUBERÍAS ENROLLADAS:	4
1.1.1. Tubería enrollada	5
1.1.2. Carrete para tuberías enrolladas	6
1.2. FLUJO DE FLUIDOS A TRAVÉS DE TUBERÍAS	8
1.2.1. Fluidos Newtonianos	8
1.2.2. Fluidos No-Newtonianos	9
1.2.3. Flujo Monofásico en Tuberías	10
1.2.4. Flujo Laminar para fluidos Newtonianos	13
1.2.5. FLUJO TURBULENTO	15
1.3. LEY DE LA POTENCIA	17
1.3.1. Parámetros n y K de la ley de potencia.	18
1.3.2. Viscosidad aparente	21
2. FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS A TRAVÉS DE TUBERÍAS ENROLLADAS	23
2.1. ECUACIONES GOBERNANTES	23
2.2. NÚMERO DE DEAN	25
2.3. NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO	26
2.4. CORRELACIONES PARA EL MODELAMIENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS ENROLLADAS	27
2.4.1. Correlaciones para flujo laminar	27
2.4.2. Correlaciones para flujo turbulento	29
2.5. LEY DE LA POTENCIA EN TUBERÍAS ENROLLADAS	30

2.5.1.	Parámetro n	30
2.5.2.	Rata de corte	30
2.5.3.	Parámetro K y viscosidad aparente	31
2.6.	MODELAMIENTO DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS ENROLLADAS	32
2.6.1.	Número de Reynolds	32
2.6.2.	Número de Reynolds crítico en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia	33
2.6.3.	Región crítica en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia	34
2.6.4.	Flujo laminar en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia	37
2.6.5.	Flujo turbulento en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia	38
3. METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN COILED TUBING		39
3.1.	RECOPIACIÓN Y VALIDACIÓN DE LA INFORMACIÓN	40
3.1.1.	Medidas de la tubería enrollada	40
3.1.2.	Propiedades reológicas de fluidos Newtonianos	42
3.1.3.	Información obtenida del software Material Library de Halliburton	44
3.2.	Montaje del modelo para pérdidas de presión por fricción en CT	44
4. ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN COILED TUBING		49
4.1.	Análisis teórico de los factores de fricción en tuberías enrolladas	49
4.1.1.	Relación entre el número de Dean y el número de Reynolds	49
4.1.2.	Análisis de los factores de fricción en flujo laminar	51
4.1.3.	Análisis de los factores de fricción en flujo turbulento	57
4.2.	Análisis comparativo entre los gradientes de presión del simulador y el modelo planteado	61
4.2.1.	Análisis de los gradientes de presión en flujo laminar	61
4.2.2.	Análisis de los gradientes de presión en flujo Turbulento	64
4.3.	Zona Crítica	66
4.4.	Análisis aplicado a la industria del petróleo.	67
5. CONCLUSIONES		69
6. RECOMENDACIONES		70
7. Bibliografía		71
8. ANEXOS		77

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 ELEMENTOS MECÁNICOS DE UNA UNIDAD DE TUBERÍAS ENROLLADAS	4
FIGURA 2 TUBERÍA ENROLLADA	5
FIGURA 3 CARRETE TÍPICO PARA TUBERÍAS ENROLLADAS.....	6
FIGURA 4 COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS NEWTONIANOS.....	8
FIGURA 5 COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS NO-NEWTONIANOS.....	10
FIGURA 6 PERFIL DE FLUJO LAMINAR	13
FIGURA 7 DIAGRAMA DE MOODY MOSTRANDO EL COMPORTAMIENTO DEL FACTOR DE FRICCIÓN EN FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO CON DIFERENTES GRADOS DE RUGOSIDAD DE TUBERÍA	14
FIGURA 8 PERFIL DE VELOCIDAD EN FLUJO TURBULENTO Y LAMINAR.....	15
FIGURA 9 RATA DE CORTE VS ESFUERZO DE CORTE	18
FIGURA 10 RATA DE CORTE VS ESFUERZO DE CORTE EN ESCALA LOGARÍTMICA.....	19
FIGURA 11 RATA DE CORTE VS VISCOSIDAD EN ESCALA LOG-LOG.....	22
FIGURA 12 SISTEMA DE COORDENADAS TOROIDAL.....	23
FIGURA 13 RANGO DE LA ZONA CRÍTICA.....	37
FIGURA 14 EQUIPO DE TUBERÍA ENROLLADA MENCIONADO EN EL PAPER SPE 72380 ,.....	42
FIGURA 15 CÓDIGO PARA EL MODELAMIENTO DEL FLUJO LAMINAR EN TUBERÍAS ENROLLADAS	46
FIGURA 16 CÓDIGO PARA EL MODELAMIENTO DEL FLUJO TURBULENTO EN TUBERÍAS ENROLLADAS	48
FIGURA 17 NÚMERO DE REYNOLDS VS NÚMERO DE DEAN PARA FLUJO LAMINAR	50
FIGURA 18 NÚMERO DE REYNOLDS VS NÚMERO DE DEAN PARA FLUJO TURBULENTO	50
FIGURA 19 DIAGRAMA DE MOODY PARA LA CORRELACIÓN DE MUJAWAR Y RAO EN FLUJO LAMINAR, GRAFICADA PARA DIFERENTES RADIOS DE CURVATURA Y COMPARADA CON EL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING.	54
FIGURA 20 COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE LA CORRELACIÓN DE WHITE PARA DIFERENTES LONGITUDES DE TUBERÍA Y COMPARANDO CON EL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING PARA TUBERÍA RECTA	55
FIGURA 21 DIAGRAMA DE MOODY PARA LA CORRELACIÓN DE DEAN VS LOS FACTORES DE FRICCIÓN EN TUBERÍA RECTA A UN RADIO DE CURVATURA DE 0,0163	56
FIGURA 22 DIAGRAMA DE MOODY PARA LA CORRELACIÓN DE TOPAKOGLU VS EL FACTOR DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS RECTAS PARA UN RADIO DE CURVATURA DE 0.0163	57
FIGURA 23 COMPARACIÓN DE LA CORRELACIÓN DE SRINIVASAN CON LAS CORRELACIONES DE COLEBROOK, DREW Y BLASIUS PARA TUBERÍAS RECTAS EN FLUJO TURBULENTO.	58
FIGURA 24 COMPARACIÓN DE LA CORRELACIÓN DE ITO CON LAS CORRELACIONES DE COLEBROOK, DREW Y BLASIUS PARA TUBERÍAS RECTAS EN FLUJO TURBULENTO	59
FIGURA 25 COMPARACIÓN DE LA CORRELACIÓN DE MISHRA Y GUPTA CON LAS CORRELACIONES DE COLEBROOK, DREW Y BLASIUS PARA TUBERÍAS RECTAS EN FLUJO TURBULENTO	59
FIGURA 26 COMPARACIÓN DE LAS CORRELACIONES DE ITO SRINIVASAN Y MISHRA –GUPTA PARA UN RADIO DE CURVATURA DE 0,0185	60
FIGURA 27 COMPARACIÓN DE LOS GRADIENTES DE PRESIÓN PARA CLAY TREAT INHIBIDO UTILIZANDO LAS CORRELACIONES DE LA TABLA 2 Y LOS DATOS OBTENIDOS DEL SOFTWARE MATERIAL LIBRAY.....	62
FIGURA 28 COMPARACIÓN DE LOS FACTORES DE FRICCIÓN EN TUBERÍA RECTA (FANNING) Y LOS FACTORES DE FRICCIÓN EN TUBERÍAS ENROLLADAS (MUJAWAR Y RAO).....	63
FIGURA 29 COMPARACIÓN DE LOS GRADIENTES DE PRESIÓN CALCULADOS CON LAS TRES CORRELACIONES PARA FLUJO TURBULENTO VERSUS LOS GRADIENTES PROPORCIONADOS POR EL SIMULADOR MATERIAL LIBRAY PARA EL SCALE INHIBITOR	65
FIGURA 30 GRADIENTES DE PRESIÓN OBTENIDOS DEL SIMULADOR DE HALLIBURTON EN LOS CARRETES 6-8 UTILIZANDO EL SCALE- INHIBITOR.....	68

LISTA DE TABLAS

TABLA 1 VALORES DE N PARA DISTINTOS TIPOS DE FLUIDO.....	19
TABLA 2 CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN EN FLUJO LAMINAR PARA TUBERÍAS ENROLLADAS LISAS.	28
TABLA 3 CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS ENROLLADAS LISAS EN FLUJO TURBULENTO	29
TABLA 4 DIMENSIONES DE TUBERÍAS ENROLLADAS A ESCALA	41
TABLA 5 DIMENSIONES DE LA TUBERÍA ENROLLADA.....	41
TABLA 6 DIMENSIONES TOMADAS COMO BASE PARA LA VARIACIÓN DE DIÁMETRO INTERNO DE LA TUBERÍA Y DIÁMETRO DEL CARRETE	42
TABLA 7 PROPIEDADES REOLÓGICAS DEL EDTA	43
TABLA 8 PROPIEDADES REOLÓGICAS DEL CLAY TREAT INHIBIDO	43
TABLA 9 PROPIEDADES REOLÓGICAS DEL DIESEL INHIBIDO	43
TABLA 10 PROPIEDADES REOLÓGICAS DEL SCALE INHIBITOR	43
TABLA 11 RANGOS DE NÚMERO DE REYNOLDS EN LOS QUE LAS CORRELACIONES WHITE, MISHRA Y LIU DAN BUENOS APROXIMACIONES A LOS FACTORES DE FRICCIÓN EN FLUJO LAMINAR.....	52
TABLA 12 RANGOS DE NÚMERO DE REYNOLDS Y DE DEAN EN LOS QUE LAS CORRELACIONES PARA FLUJO LAMINAR DAN BUENOS RESULTADOS.....	53
TABLA 13 DETERMINACIÓN DE LA VARIABLE PREDOMINANTE EN EL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS ENROLLADAS MEDIANTE LA COMPARACIÓN DE LOS CAUDALES ALCANZADOS EN FLUJO LAMINAR	64
TABLA 14 COMPARACIÓN DE LOS NÚMEROS DE REYNOLDS A LOS CUALES SE PRESENTA LA ZONA CRÍTICA EN TUBERÍAS RECTAS VERSUS TUBERÍAS ENROLLADAS PARA EL DIESEL INHIBIDO.....	66

LISTA DE ECUACIONES

ECUACIÓN 1 RELACIÓN ESFUERZO DE CORTE VS RATA DE CORTE	9
ECUACIÓN 2 PÉRDIDA DE PRESIÓN EN TUBERÍAS	11
ECUACIÓN 3 GRADIENTE DE PRESIÓN EN ESTADO ESTABLE.....	11
ECUACIÓN 4 NÚMERO DE REYNOLDS	12
ECUACIÓN 5 FACTOR DE FRICCIÓN DE DARCY	13
ECUACIÓN 6 FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING.....	14
ECUACIÓN 7 FACTOR DE FRICCIÓN DE DREW ET AL.	16
ECUACIÓN 8 FACTOR DE FRICCIÓN DE COLEBROOK.....	16
ECUACIÓN 9 ECUACIÓN GENERAL DE LA LEY DE POTENCIA.....	18
ECUACIÓN 10 ÍNDICE DE LA LEY DE POTENCIA	20
ECUACIÓN 11 ÍNDICE DE CONSISTENCIA	20
ECUACIÓN 12 VISCOSIDAD APARENTE EN TÉRMINOS DE LA LEY DE POTENCIA	21
ECUACIÓN 13 CONDICIÓN DE IGUALDAD ENTRE μ Y K PARA FLUIDOS NEWTONIANOS	22
ECUACIÓN 14 ECUACIÓN DE MOMENTO EN TÉRMINOS DEL COMPONENTE DE VELOCIDAD U	24
ECUACIÓN 15 ECUACIÓN DE MOMENTO EN TÉRMINOS DEL COMPONENTE DE VELOCIDAD V	24
ECUACIÓN 16 ECUACIÓN DE MOMENTO EN TÉRMINOS DEL COMPONENTE DE VELOCIDAD W.....	24
ECUACIÓN 17 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD	24
ECUACIÓN 18 RADIO DE CURVATURA	25
ECUACIÓN 19 NÚMERO DE DEAN	25
ECUACIÓN 20 NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO EN TUBERÍAS ENROLLADAS POR ITO	26
ECUACIÓN 21 NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO EN TUBERÍAS ENROLLADAS POR SRINIVASAN	27
ECUACIÓN 22 RATA DE CORTE EN TUBERÍAS EN GENERAL	30
ECUACIÓN 23 ÍNDICE DE CONSISTENCIA EN TUBERÍAS	31
ECUACIÓN 24 VISCOSIDAD APARENTE EN TUBERÍAS	31
ECUACIÓN 25 NÚMERO DE REYNOLDS EN TUBERÍAS ENROLLADAS	32
ECUACIÓN 26 NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO MÍNIMO EN TUBERÍAS ENROLLADAS.....	33
ECUACIÓN 27 NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO MÁXIMO EN TUBERÍAS ENROLLADAS	34
ECUACIÓN 28 RATA DE FLUJO CRÍTICA MÍNIMA	34
ECUACIÓN 29 RATA DE FLUJO CRÍTICA MÁXIMA	35
ECUACIÓN 30 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL PUNTO CRÍTICO MÍNIMO	35
ECUACIÓN 31 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL PUNTO CRÍTICO MÁXIMO.....	36
ECUACIÓN 32 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN LA ZONA CRÍTICA	36
ECUACIÓN 33 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN FLUJO LAMINAR	38

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A GRADIENTES DE PRESIÓN RECOPIADOS.....	77
ANEXO B DIAGRAMAS DE MOODY PARA FLUJO LAMINAR	85
ANEXO C GRADIENTES DE PRESIÓN PARA FLUJO LAMINAR	91
ANEXO D ZONA CRÍTICA.....	97

RESUMEN

El presente proyecto está enfocado en el análisis de las pérdidas de presión por fricción que se presenta en el flujo de fluidos Newtonianos dentro de tuberías enrolladas. Analizando de manera comparativa los factores de fricción obtenidos de un simulador empleado en la industria petrolera con factores de fricción calculados utilizando diferentes correlaciones planteadas durante los últimos 90 años para fluidos newtonianos en flujo laminar y turbulento.

La información de los fluidos Newtonianos analizados fueron proporcionados por la compañía Nalco quien provee a la operadora Equion Energía de los fluidos para sus intervenciones a pozo, y los datos de simulador fueron proporcionados por la compañía Halliburton. Las correlaciones e información crucial del equipo de coiled tubing fueron obtenidas de diferentes fuentes.

Con la información obtenida y calculada se realizó un análisis teórico del comportamiento de los factores de fricción en tuberías enrolladas. Posteriormente, se hizo un análisis comparativo con los datos proporcionados por las compañías petroleras y finalmente se llegó a unas conclusiones con respecto al comportamiento del flujo de fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas.

ABSTRACT

The present project focuses on the analysis of the frictional pressure losses yielded in the flow of Newtonian fluids inside the coiled tubing. A comparative analysis was performed between the friction factors from a simulator used in the oil industry, with friction factors calculated using different correlation proposed during the last 90 years for Newtonian fluids in turbulent and laminar flow.

The information of the fluids obtained were given by the NALCO company which provides the operator Equion Energía with the necessary fluids for its operations, and the information from the simulator was provided by the services company Halliburton. The correlations and the important information from coiled tubing was obtained from different sources.

Using the provided and calculated information, a theoretical analysis of the behavior of the friction factors in the coiled tubing was performed. After that, a comparative analysis was performed using the provided information by the oil companies and finally a conclusion was reached about the behavior of the flow of Newtonian fluids inside the coiled tubing.

INTRODUCCIÓN

La tubería enrollada (CT) es una tubería metálica, portable, operada hidráulicamente y enrollada en un carrete, la cual se puede encontrar en diámetros (OD) entre $\frac{3}{4}$ " y $4\frac{1}{2}$ " (Lake, 2006) y una longitud que puede llegar hasta los 20,000 pies, además de tener un diámetro externo homogéneo.

Se utilizó por primera vez a finales de los años 60 (Schlumberger) y desde entonces su uso ha crecido considerablemente en todo el mundo. En Colombia ha sido ampliamente utilizado como uno de los equipos preferenciales para las actividades convencionales de Workover. El éxito del equipo de tubería enrollada se debe según Schlumberger a que:

- Realiza las operaciones sin utilizar un taladro en la locación.
- No hay necesidad de matar el pozo mientras se realizan los trabajos de workover
- Provee la rigidez necesaria para alcanzar zonas productoras en pozos desviados al igual que el equipo con tubería rígida y donde los equipos con cable no podrían.
- Es al mismo tiempo fuerte y dúctil
- otros

Varios de los trabajos que se realizan con las tuberías enrolladas están relacionados con el flujo de fluidos ya sean Newtonianos o No-Newtonianos desde la superficie hasta el fondo del pozo, se debe tener en cuenta el comportamiento de los mismos y las presiones que se deben manejar en superficie para lograr llevar a cabo las operaciones. Este proyecto de grado se encarga de analizar el comportamiento de los fluidos específicamente Newtonianos mientras fluyen a lo largo de la sección enrollada de tubería prestando bastante interés en las pérdidas de presión debido a la fricción en la tubería.

1. MARCO CONCEPTUAL

1.1. COMPONENTES DEL EQUIPO DE TUBERÍAS ENROLLADAS:

El Coiled Tubing es una tubería enrollada que para ser desplazada dentro del pozo debe ser desenrollada. La función de enrollar y desenrollar la tubería es realizada mediante el uso de varios dispositivos que se encargan de asegurar la vida del personal y de la tubería con la que se está realizando las distintas operaciones. En la figura 1 se pueden observar los dispositivos que conforman el equipo de la tubería enrollada:

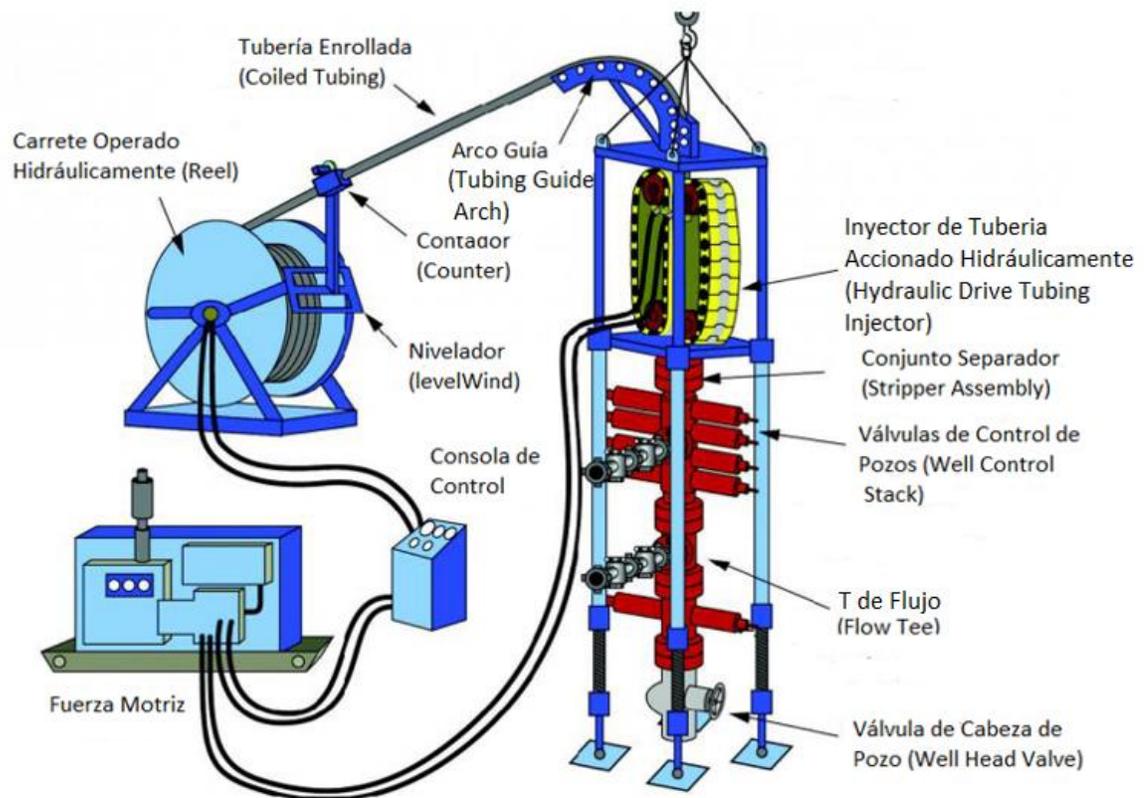


Figura 1 Elementos mecánicos de una unidad de tuberías enrolladas

FUENTE: (Glendasmith, PetroWiki, 2012)

1.1.1. Tubería enrollada

La tubería enrollada es fabricada de una aleación de Cromo, Cobre y Níquel baja en contenido de sulfuros, con forma cónica en la parte interna y diámetro constante en la parte externa, haciendo que el espesor de la tubería varíe a lo largo de esta. Hacia la parte superior de la tubería la pared se va haciendo más gruesa, mientras que la sección inicial que va a estar en fondo es la más delgada (Ver figura 2), esto se debe a que la sección que se encuentra en superficie debe tener la capacidad de soportar los esfuerzos de tensión producidos por el peso de los miles de pies de tubería desplegados dentro del pozo y en caso de estar realizándose operaciones en las que se utilice un BHA, la tubería debe soportar este peso también.

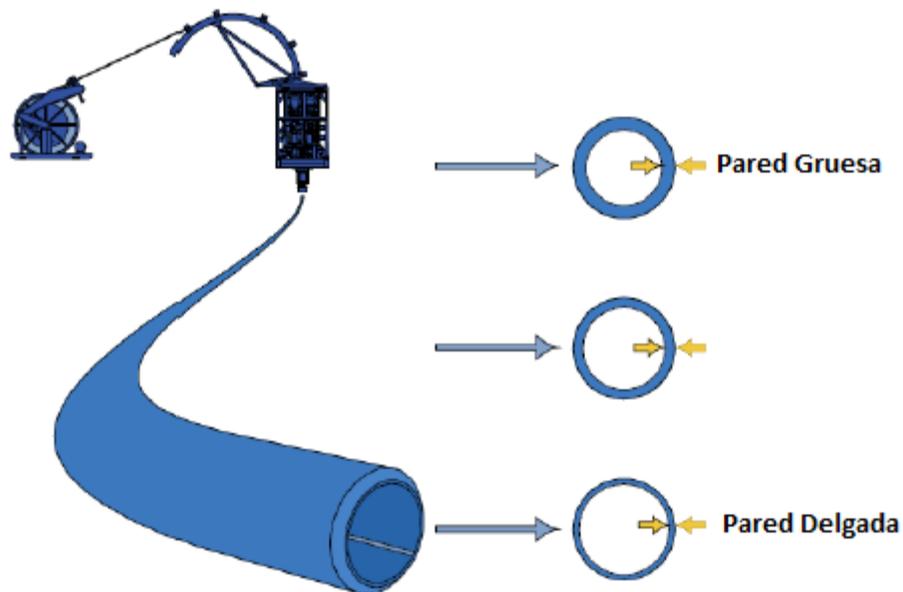


Figura 2 Tubería enrollada

FUENTE: (Equion)

A lo largo de los años se le han realizado adelantos a la unidad de tubería enrollada (CT), incorporándole herramientas que mejoran su capacidad y la variedad de usos que se le puede dar, esto ha hecho que la tubería de CT se pueda clasificar en:

- **Coiled Tubing convencional** es la tubería con espesor variable que no presenta herramientas adicionales en el momento de la operación.
- **Smart Coiled Tubing** es la tubería convencional equipada con un cable eléctrico para facilitar la toma de registros y el monitoreo en fondo de pozo.
- **Active Coiled Tubing** es la tubería convencional equipada con un cable de fibra óptica la cual permite tener menores restricciones de bombeo.

1.1.2. Carrete para tuberías enrolladas

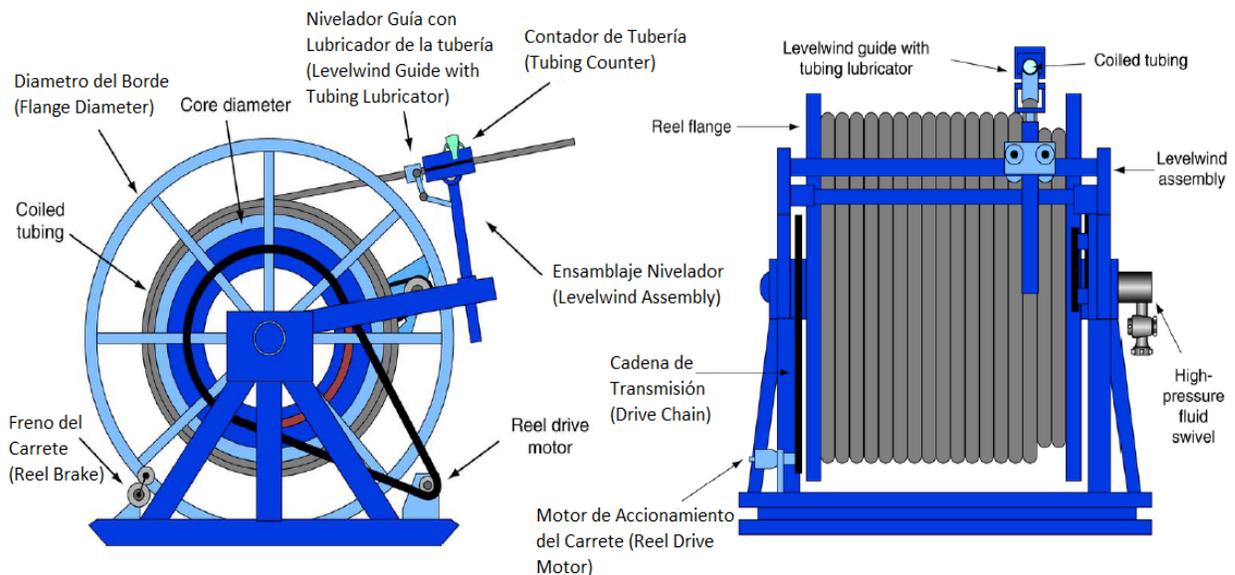


Figura 3 Carrete Típico para tuberías enrolladas

Fuente: (Glendasmith, PetroWiki, 2012)

Según (Lake, 2006) la función principal del carrete para tuberías enrolladas es la de proteger y almacenar la tubería durante las operaciones de intervención a pozos permitiendo el enrollado y desenrollado de esta y manteniendo una tensión adecuada entre el carrete y la cabeza inyectora (Ver figura 1). En las operaciones en las que se involucra la circulación de algún tipo de fluido, este ingresa a la tubería a través de una válvula giratoria instalada a un costado del eje del carrete, lo cual permite el bombeo de fluido y el movimiento de la tubería al mismo tiempo.

El carrete es operado hidráulicamente mediante un Motor ubicado en la base del equipo a un costado de este, el cual se encarga de mantener la tubería enrollada en el carrete mediante la aplicación de una fuerza conocida como “Reel Back Tension”, dicha fuerza es transmitida mediante una Cadena de Transmisión que va unida al motor. El carrete cuenta con una herramienta auxiliar de protección para el equipo de CT en caso de una emergencia conocido como Freno del Carrete, el cual se encarga de parar la rotación del mismo en caso de que la tubería se rompa entre este y la cabeza inyectora, y en caso de que la tubería se mueva dentro del pozo de manera descontrolada.

Por último, el equipo donde va enrollada la tubería cuenta con un dispositivo llamado Nivelador, que se encarga de alinearla de una manera adecuada desde el carrete al arco guía, cuando esta está siendo desenrollada para bajar al pozo y en el caso contrario en el que se enrolla, encargándose del ordenamiento de la tubería dentro del carrete. Comúnmente junto al nivelador va instalado un Contador que mide la distancia en pies de tubería que se están desplazando hacia el pozo y a su vez cuenta con un Lubricador que se encarga de proteger la tubería de la corrosión producida por el ambiente y además reduce las cargas friccionales sobre la tubería encontradas en el conjunto separador (Ver figura 1).

1.2. FLUJO DE FLUIDOS A TRAVÉS DE TUBERÍAS

1.2.1. Fluidos Newtonianos

Son fluidos en los que la viscosidad aparente solo depende de la temperatura del fluido, y la magnitud del gradiente de velocidad no tiene ningún efecto sobre esta. Al graficar el gradiente de velocidad del fluido versus el esfuerzo de corte se obtiene el siguiente comportamiento.

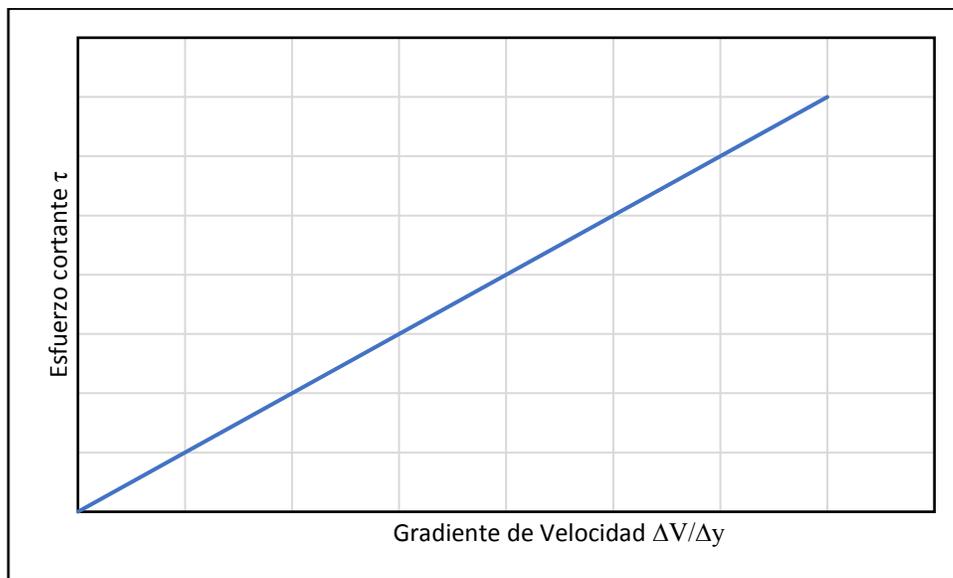


Figura 4 Comportamiento de los fluidos Newtonianos

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO BASADO EN (Mott, 2006)

Como se observa en la figura 4 se obtiene un comportamiento lineal cuya pendiente es la viscosidad aparente, demostrando que para fluidos Newtonianos la viscosidad no es dependiente del gradiente de velocidad o tasa de corte presente en el fluido. Dicho comportamiento se puede expresar mediante la siguiente ecuación.

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} = \mu \gamma$$

Ecuación 1 Relación esfuerzo de corte vs rata de corte

FUENTE: (Mott, 2006)

Donde,

$\tau =$ *Esfuerzo de corte*

$\mu =$ *Viscosidad aparente*

$\frac{\Delta v}{\Delta y} =$ *Gradiente de velocidad*

$\gamma =$ *rata de corte*

1.2.2. Fluidos No-Newtonianos

Los fluidos No-Newtonianos a diferencia de los Newtonianos no dependen solamente de las condiciones en las que se encuentra el fluido como la temperatura, sino también del gradiente de velocidad de este, por lo que la gráfica de esfuerzo de corte versus gradiente de velocidad no muestra un comportamiento lineal sino el siguiente.

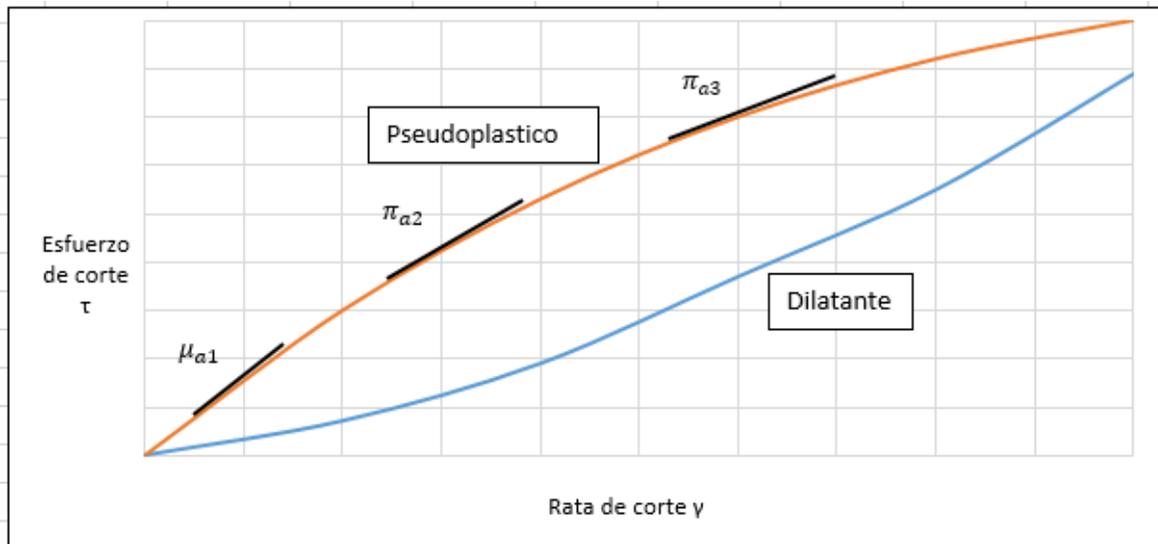


Figura 5 Comportamiento de los fluidos No-Newtonianos

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO BASADO EN (Mott, 2006)

Como se puede apreciar en la figura 5 la viscosidad aparente no es constante, sino que varía dependiendo del gradiente de velocidad del fluido. También se pueden observar diferentes comportamientos de los fluidos, por lo que los fluidos No-Newtonianos pueden clasificarse en dependientes y no dependientes del tiempo, cuya diferencia radica en la variación de la viscosidad con el tiempo.

1.2.3. Flujo Monofásico en Tuberías

El flujo de fluidos dentro de un pozo puede ser monofásico o multifásico dependiendo del tipo de fluido que se encuentre en el yacimiento que se está produciendo (Black Oil, Crudo Volátil, Retrogrado, etc) (McCain, 1990). En general, los fluidos que se inyectan a los pozos experimentan flujo monofásico, como por ejemplo inyección de agua para recobro o ácidos para realizar una estimulación (Economides, 1993). Las bases que envuelven el flujo de fluidos son la conservación de la masa, momento y energía, con estos principios es posible

calcular las pérdidas de presión y temperatura a lo largo de la tubería como función de la distancia (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999).

$$\frac{dp}{dL} = -\frac{f\rho v^2}{2d} - \rho g \sin\theta - \rho v \frac{dv}{dL}$$

Ecuación 2 Pérdida de presión en tuberías

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

$\frac{dp}{dL}$ = Caída de presión a lo largo de un tramo de tubería

f = Factor fricción

ρ = Densidad en $\frac{lb}{ft^3}$

v = Velocidad del fluido en $\frac{ft}{seg}$

d = Diametro de la tubería en pulgadas

g = Aceleración gravitacional

$\text{sen } \theta$ = Grado de inclinación de la tubería

La ecuación anterior conocida como la ecuación de balance de energía mecánica está compuesta de tres gradientes como se puede observar a continuación

$$\left(\frac{dp}{dL}\right)_t = \left(\frac{dp}{dL}\right)_f + \left(\frac{dp}{dL}\right)_{el} + \left(\frac{dp}{dL}\right)_{acc}$$

Ecuación 3 Gradiente de presión en estado estable

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

El primer componente hace referencia a las pérdidas de presión producidas por la fricción generada entre la tubería y el fluido, esta representa del 5-20% de las pérdidas a lo largo de la tubería. El siguiente componente describe las pérdidas de presión debidas a la elevación y

abarcan la mayor parte de las pérdidas, entre un 80 y 95%. Finalmente tenemos el componente por aceleración el cual se da por cambios de velocidad durante el trayecto, este generalmente no se tiene en cuenta ya que su aporte en las pérdidas es demasiado pequeño.

El cálculo del gradiente de presión friccional requiere que se determine primero el valor de los factores de fricción a lo largo de la tubería, y para poder conocer estos valores es necesario saber si el flujo presente es laminar o turbulento.

El desempeño de la rata de circulación dentro de un pozo depende de la geometría del flujo a través de la tubería y de las propiedades de los fluidos que están circulando como sus características reológicas; estas a su vez juegan un papel importante junto con la rata de flujo a la hora de determinar el tipo de flujo presente.

Para la determinación del tipo de flujo desarrollado en fluidos Newtonianos, es necesario conocer un valor adimensional llamado número de Reynolds (Nre), este es definido como la rata de fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas en un fluido fluyendo (Economides, 1993).

$$Nre = \frac{d v \rho}{\mu}$$

Ecuación 4 Número de Reynolds

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

Donde,

d = Diametro de la tubería en ft

u = Velocidad promedio de flujo en la tubería en ft/seg

ρ = densidad del fluido en lb/ft^3

μ = Viscosidad del fluido en centipoises

1.2.4. Flujo Laminar para fluidos Newtonianos

Cuando el flujo es laminar, el fluido se mueve en láminas paralelas sin movimiento transversal de las partículas entre sí. Su perfil se asemeja al de una parábola, en la que la velocidad incrementa iniciando desde un flujo estacionario hacia la pared de la tubería hasta la velocidad máxima la cual se alcanza en el centro de la tubería. (Ver figura 6)

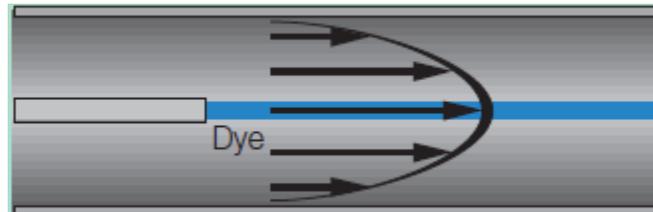


Figura 6 Perfil de flujo laminar

FUENTE: (Ferguson, 1996)

Existe flujo laminar a través de tuberías con sección transversal circular para valores de número de Reynolds inferiores a 2100

$$\text{Flujo Laminar} = Nre < 2100$$

Una vez se tiene certeza de que se tiene flujo laminar, se pueden calcular los factores de fricción utilizando la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{Nre}$$

Ecuación 5 Factor de fricción de Darcy

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

Donde,

f = factor de fricción de Darcy

Nre = Número de Reynolds

Al graficar los factores de fricción versus el número de Reynolds se obtiene el siguiente comportamiento.

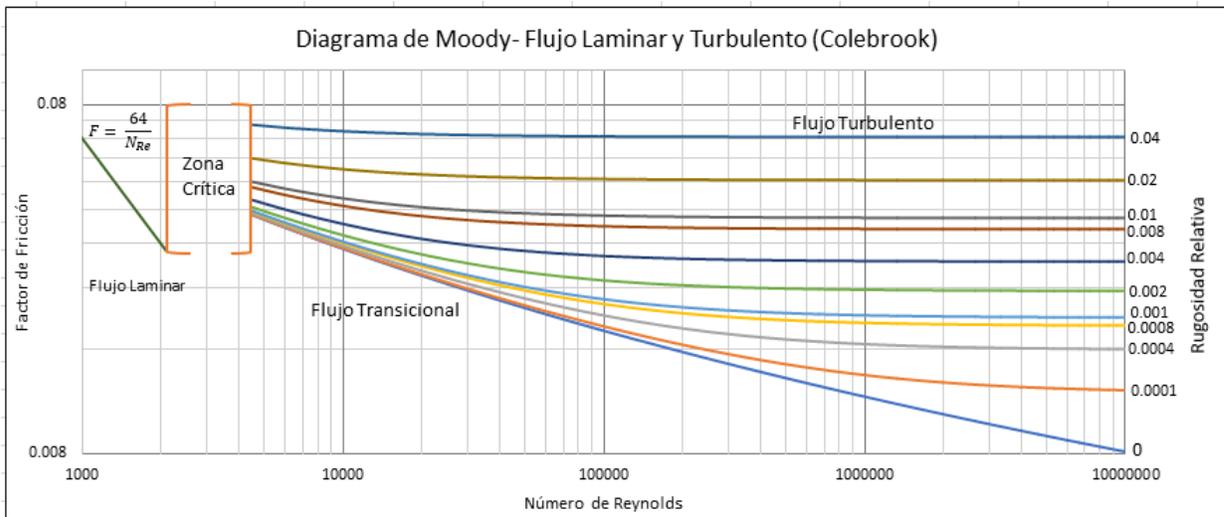


Figura 7 Diagrama de Moody mostrando el comportamiento del factor de fricción en flujo laminar y turbulento con diferentes grados de rugosidad de tubería

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO BASADO EN (Brill, Multiphase flow in wells, 1999)

La figura 7 corresponde al diagrama de Moody, en el cual se puede apreciar claramente que, para valores de números de Reynolds por debajo de 2100, el factor de fricción se comporta de manera lineal, lo cual indica que el fluido está en flujo laminar.

Para valores de números de Reynolds entre 2100 y 4000 no hay curvas, ya que en este rango es imposible predecir el flujo presente por lo que se denomina **zona crítica**.

En el presente trabajo se utilizará el factor de fricción de Fanning ya que es el factor de fricción utilizado en las correlaciones estudiadas. Dicho factor es ¼ del factor de fricción de Darcy y se expresa de la siguiente manera

$$f = \frac{16}{Nre}$$

Ecuación 6 Factor de fricción de Fanning

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

Donde,

f = factor de fricción de Fanning

Nre = Número de Reynolds

1.2.5. FLUJO TURBULENTO

Cuando el número de Reynolds alcanza valores superiores a 4000 se genera el flujo turbulento, en el cual las partículas se mueven en todas las direcciones a altas velocidades, formándose remolinos en vez de láminas (flujo laminar). El perfil de velocidad difiere del producido en el flujo laminar, siendo en el flujo turbulento menos pronunciado, lo cual hace que la velocidad promedio se asemeje a la velocidad máxima. (Ver figura 8)

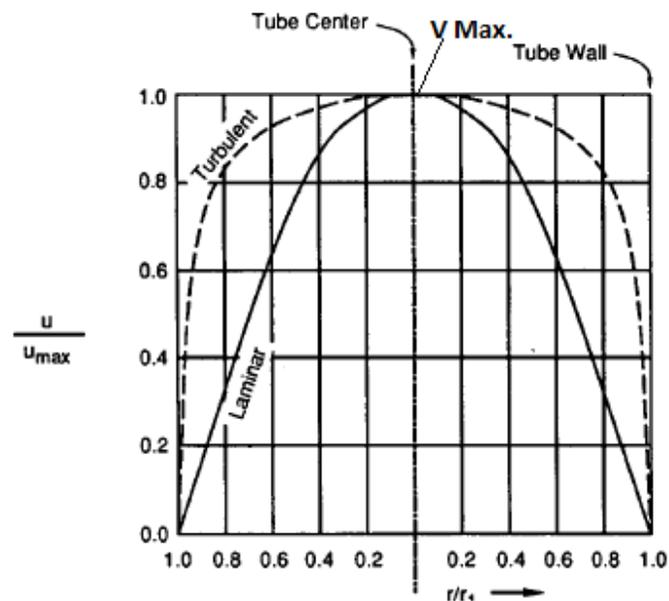


Figura 8 Perfil de velocidad en flujo turbulento y laminar

FUENTE: (Economides, 1993)

Cuando conocemos el tipo de flujo presente en la tubería se puede proceder a calcular las pérdidas de fricción a lo largo de esta, mediante el cálculo de los factores de fricción para flujo turbulento. Se debe tener en cuenta que para este tipo de flujo, el perfil de velocidad se

ve bastante influenciado por las características de la pared de la tubería (rugosidad), más exactamente por la relación existente entre la rugosidad y el diámetro interno de esta ε/d (Brill, Multiphase flow in wells, 1999). Por lo que los estudios se han llevado a cabo en tuberías lisas y con diferentes rugosidades. Para tuberías lisas Drew propuso la siguiente correlación la cual es ampliamente usada.

$$f = 0.0056 + 0.5Nre^{-0.32}$$

Ecuación 7 Factor de fricción de Drew et al.

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

Para tuberías rugosas Colebrook propuso una correlación que tiene en cuenta altos números de Reynolds (flujo turbulento totalmente desarrollado), la cual necesita un método de ensayo y error (Brill, Multiphase flow in wells, 1999)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.74 - 2 \log \left(\frac{2\varepsilon}{d} + \frac{18.7}{Nre\sqrt{f_{trial}}} \right)$$

Ecuación 8 Factor de fricción de Colebrook

FUENTE: (Brill, Multiphase Flow in Wells, 1999)

En la figura 7 se puede apreciar el comportamiento del factor de fricción en flujo turbulento para diferentes grados de rugosidad de tubería. Observándose que para altos números de Reynolds y altos factores de fricción, las curvas en el diagrama de Moody se comportan constantes generándose un gráfico casi horizontal, esta zona es llamada flujo turbulento totalmente desarrollado, la zona en la que el factor de fricción presenta una curvatura se conoce como zona de transición, el cual es también flujo turbulento pero no plenamente desarrollado.

1.3. LEY DE LA POTENCIA

Existen varios modelos que describen el comportamiento de los fluidos ya sea a través de tuberías, perforados y el espacio poral de un yacimiento. Algunos de los modelos existentes se mencionan a continuación enumerándolos en grados de complejidad desde valores bajos (menos complejos) a altos (más complejos).

1. Ley de la potencia
2. Plastico Bingham
3. Casson
4. Herschel Buckley
5. Elis
6. Sisko
7. Carreau
8. Cross
9. Meter

Sin embargo de todos los anteriores modelos existentes, la industria petrolera utiliza casi en su mayoría el modelo de la Ley de la Potencia, debido a que con dos simples coeficientes modela efectivamente los fluidos dentro de las ratas de corte que se presentan en trabajos de fracturamiento, estimulación y otros, mientras que con otros modelos es necesario calcular incluso más de 3 coeficientes para poder modelar el flujo de fluidos, aunque esto los hace más precisos, la dificultad para desarrollarlos también es bastante alta.

1.3.1. Parámetros n y K de la ley de potencia.

La ley de la potencia está basada en una ecuación general básica, la cual es obtenida al graficar en forma cartesiana la tasa de corte vs el esfuerzo de corte, como se muestra en la figura 9.

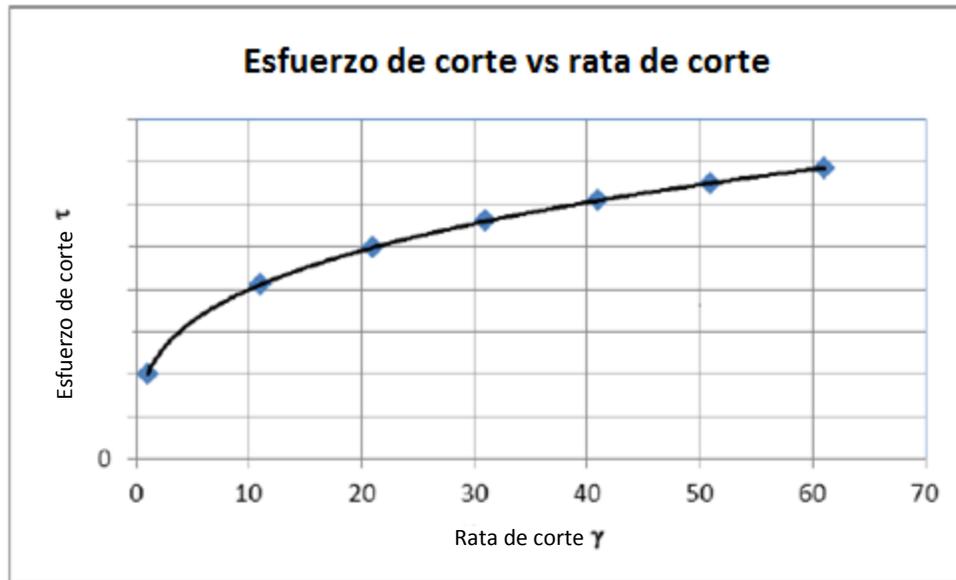


Figura 9 Rata de corte vs esfuerzo de corte

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO BASADO EN (Halliburton, 2018)

De la figura 9 se obtiene la siguiente ecuación general

$$\tau = K\gamma^n$$

Ecuación 9 Ecuación general de la ley de potencia

FUENTE: (Halliburton, 2018)

En donde K y n son los dos coeficientes mencionados anteriormente, los cuales se pueden obtener al representar la figura 9 en escala Log-Log (Ver figura 10). En donde K corresponde al intercepto de la recta con el eje del esfuerzo de corte y n es la pendiente de dicha recta.

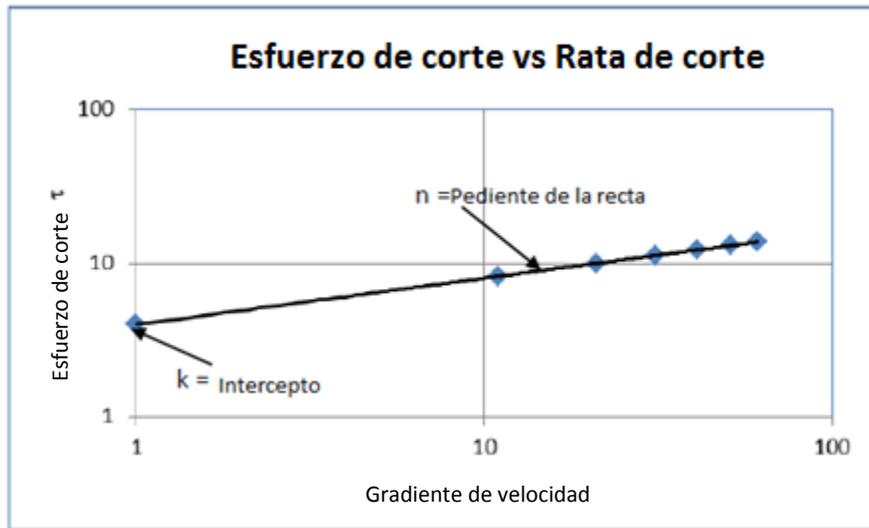


Figura 10 Rata de corte vs esfuerzo de corte en escala logarítmica

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO BASADO EN (Halliburton, 2018)

1.3.1.1. Parámetro n

El parámetro n es un coeficiente adimensional conocido como *índice de la ley de potencia*, el cual puede tomar diferentes valores dependiendo del tipo de fluido modelado.

Tipo de fluido	Valor de n
Pseudo-plástico	0.1 < 1.0
Newtoniano	1.0
Dilatante	> 1.0

Tabla 1 Valores de n para distintos tipos de fluido

FUENTE: (Halliburton, 2018)

El valor de n entre más se aleje de 1 más pronunciado es su comportamiento No-Newtoniano.

El coeficiente n es calculado también en el laboratorio utilizando el viscosímetro Fann 35 y la siguiente ecuación.

$$n = 3.32 \log \left(\frac{\theta_{600}}{\theta_{300}} \right)$$

Ecuación 10 Índice de la ley de potencia

FUENTE: (Halliburton, 2018)

θ_{600} = lectura del viscorímetro a 600rpm

θ_{300} = lectura del viscorímetro a 300 rpm

1.3.1.2. Parámetro K

El coeficiente K se conoce como un multiplicador de viscosidad o índice de consistencia. El esfuerzo de corte y la tasa de corte tienen unidades de lbf/ft² y Sec⁻¹ respectivamente, por lo tanto el coeficiente K tiene las siguientes unidades para que la ecuación general 9 sea consistente en sus unidades.

$$\frac{lbf * Sec^{-1}}{ft^2}$$

Al analizar la ecuación 9 se puede determinar que para fluidos Newtonianos (n=1), K es independiente de la tasa de corte, mientras que para fluidos No-Newtonianos si lo es.

El coeficiente K es obtenido en laboratorio usando el viscosímetro Fann 35 y la siguiente ecuación

$$K = \frac{0.01066\theta_N}{\gamma_N^n} \left[\frac{B^{2/n}(B^2 - 1)}{nB(B^{2/n} - 1)} \right]^{-n}$$

Ecuación 11 Índice de consistencia

FUENTE: (Halliburton, 2018)

n = índice de la ley de potencia

$$B = \frac{\text{radio del rotor del viscosímetro}}{\text{radio del cilindro dentro del rotor}}$$

θ_N = lectura del viscosímetro a N rpm

γ_N = tasa de corte a N rpm

1.3.2. Viscosidad aparente

Otro parámetro importante es la viscosidad aparente y su dependencia con respecto a la temperatura y la tasa de corte. Este parámetro es fundamental para determinar si un fluido se comporta como Newtoniano o No-Newtoniano dependiendo de su dependencia a los factores mencionados, por lo que la ley de potencia expresa la viscosidad aparente en términos de n y K , mediante la combinación de las ecuaciones 1 y 9, posteriormente representándolas en términos de la tasa de corte y despejando la viscosidad se obtiene:

$$\mu = K\gamma^{n-1}$$

Ecuación 12 Viscosidad aparente en términos de la ley de potencia

FUENTE: (Halliburton, 2018)

Al representar la ecuación 12 en un gráfico de viscosidad aparente versus tasa de corte con diferentes valores de n , se puede apreciar que para fluidos Newtonianos la viscosidad es constante e independiente de la tasa de corte (ver figura 11).

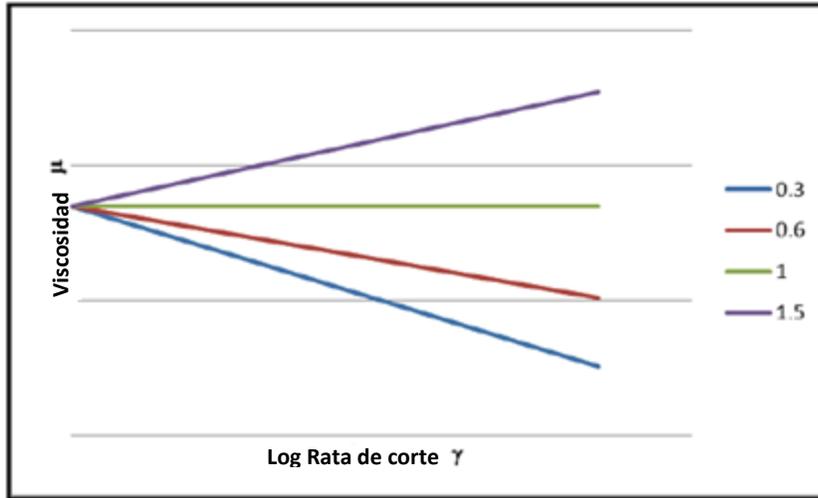


Figura 11 Rata de corte vs viscosidad en escala Log-Log

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO BASADO EN (Halliburton, 2018)

A su vez al reemplazar $n = 1$ en la ecuación 9 se tiene que el factor γ^{n-1} se hace igual a 1 por lo que para fluidos Newtonianos la viscosidad aparente es igual a K

$$\mu = K$$

Ecuación 13 Condición de igualdad entre μ y K para fluidos Newtonianos

FUENTE: (Halliburton, 2018)

2. FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS A TRAVÉS DE TUBERÍAS ENROLLADAS

A continuación se describirán los aspectos que se deben tener en cuenta para el estudio del flujo en tuberías enrolladas, para ello se empezará describiendo las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos en estas tuberías.

2.1. ECUACIONES GOBERNANTES

William Reginal Dean fue uno de los pioneros en el estudio del flujo a través de tuberías enrolladas, generando bastantes aportes al entendimiento del comportamiento de los fluidos en estas tuberías. Para describir el flujo utilizó un sistema de coordenadas Toroidal (Ver figura 12) en el cual la recta OZ es un eje del sistema, C es el centro de la sección transversal de la tubería, OC es el radio R del círculo en el cual la tubería esta enrollada, θ es el ángulo formado entre el punto C y eje axial fijo R. a es el radio de la sección transversal de la tubería, r es la distancia desde C hasta el punto P el cual es un punto cualquiera dentro de la tubería, α es el ángulo formado entre una recta paralela al eje OZ y la recta CP.

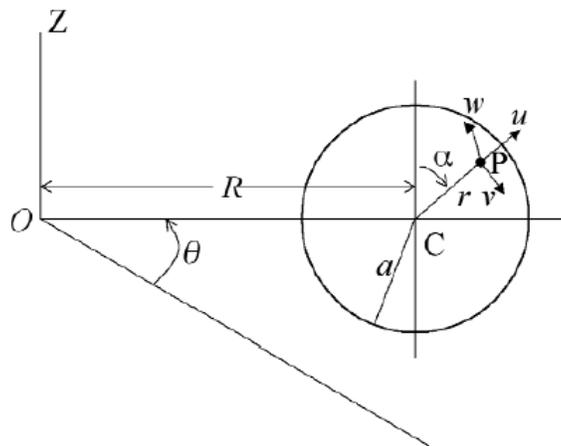


Figura 12 Sistema de coordenadas toroidal

FUENTE: (Dean, 1927)

Los componentes de velocidad correspondientes a este sistema de coordenadas son U, V, W. U se encuentra en la misma dirección de la recta CP, V es perpendicular a U en el plano de la sección transversal de la tubería y W es perpendicular a dicho plano. El anterior sistema permitió el desarrollo de las siguientes ecuaciones (Dean, 1927) las cuales modelan el flujo a través de tuberías enrolladas.

$$u \frac{du}{dr} + \frac{v}{r} \frac{dv}{d\alpha} - \frac{v^2}{r} - \frac{w^2 \sin \alpha}{R + r \sin \alpha} = \frac{d}{dr} \left(\frac{p}{\rho} \right) - v \left(\frac{1}{r} \frac{d}{d\alpha} + \frac{\cos \alpha}{R + r \sin \alpha} \right) \left(\frac{dv}{dr} + \frac{v}{r} - \frac{1}{r} \frac{du}{d\alpha} \right)$$

Ecuación 14 Ecuación de momento en términos del componente de velocidad u

FUENTE: (Dean, 1927)

$$u \frac{dv}{dr} + \frac{v}{r} \frac{dv}{d\alpha} - \frac{uv}{r} - \frac{w^2 \cos \alpha}{R + r \sin \alpha} = \frac{1}{r} \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{p}{\rho} \right) + v \left(\frac{d}{dr} + \frac{\sin \alpha}{R + r \sin \alpha} \right) \left(\frac{dv}{dr} + \frac{v}{r} - \frac{1}{r} \frac{du}{d\alpha} \right)$$

Ecuación 15 Ecuación de momento en términos del componente de velocidad v

FUENTE: (Dean, 1927)

$$\frac{dw}{dr} + \frac{v}{r} \frac{dw}{d\alpha} + \frac{uw \sin \alpha}{R + r \sin \alpha} + \frac{vw \cos \alpha}{R + r \sin \alpha} = - \frac{1}{R + r \sin \alpha} \frac{d}{d\theta} \left(\frac{p}{\rho} \right) + v \left[\left(\frac{d}{dr} + \frac{1}{r} \right) \left(\frac{dw}{dr} + \frac{w \sin \alpha}{R + r \sin \alpha} \right) + \frac{1}{r} \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{d\alpha} + \frac{w \cos \alpha}{R + r \sin \alpha} \right) \right]$$

Ecuación 16 Ecuación de momento en términos del componente de velocidad w

FUENTE: (Dean, 1927)

$$\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} + \frac{u \sin \alpha}{R + r \sin \alpha} + \frac{1}{r} \frac{dv}{d\alpha} + \frac{v \cos \alpha}{R + r \sin \alpha} = 0$$

Ecuación 17 Ecuación de continuidad

FUENTE: (Dean, 1927)

Las anteriores son las ecuaciones de momento y continuidad para flujo estable, las cuales son difíciles de modelar de manera analítica sin tener en cuenta suposiciones que las simplifiquen, tales como asumir que el fluido es incompresible como sucede en la ecuación 17, que el radio de curvatura (a/R) es pequeño siendo R 1440 veces más grande que a (Dean, 1927) y que el fluido se mueve lentamente, pero son bastante aproximadas a algunos resultados experimentales. Sin embargo no logran demostrar la relación existente entre el gradiente de presión y la rata de flujo dentro de las tuberías enrolladas y su dependencia con el radio de curvatura.

2.2. NÚMERO DE DEAN

La relación en la rata de flujo con respecto al radio de curvatura depende únicamente de una variable K para los casos en que el fluido se mueve lentamente, es laminar y el radio de curvatura es pequeño. Esta variable es una relación entre el número de Reynolds y el radio de curvatura de la tubería y se expresa de la siguiente manera

$$\text{Radio de curvatura} = \frac{\alpha}{R}$$

Ecuación 18 Radio de curvatura

FUENTE: (Dean, 1927)

$$N_{De} = N_{Re} \left(\frac{\alpha}{R} \right)^{1/2}$$

Ecuación 19 Número de Dean

FUENTE: (Dean, 1927)

La ecuación 19 se conoce como el número de Dean y es clave para el modelamiento en forma analítica del flujo a través de tuberías enrolladas como se observa en las correlaciones

presentadas por diferentes autores las cuales toman como base este número adimensional. Como se puede apreciar, la relación entre el radio interno de la tubería y el radio del carrete con la tubería enrollada α/R es el radio de curvatura, fundamental para el modelamiento y estudio del flujo a través de dichas tuberías.

2.3. NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO

Algunos han estudiado el comportamiento del número de Reynolds en las tuberías enrolladas, entre ellos se encuentra Ito quien propuso la siguiente correlación basada en resultados empíricos para la determinación del número de Reynolds crítico.

$$N_{Rec} = 20,000 \left(\frac{\alpha}{R} \right)^{0.32}$$

Ecuación 20 Número de Reynolds crítico en tuberías enrolladas por Ito

FUENTE: (ITO, 1959)

La ecuación 20 da buenos resultados en los rangos

$$15 < \frac{R}{\alpha} < 8.6 * 10^2$$

Cuando la relación de radios se encuentra por encima de $8.6*10^2$ los resultados son muy similares a los del número de Reynolds crítico para tuberías rectas, lo cual sería erróneo ya que no tendría en cuenta la curvatura de la tubería.

Mishra y Gupta evaluaron la ecuación 20 planteada por Ito, argumentando que dicha correlación daba buenos resultados en sus experimentos (Gupta, 1978), sin embargo, Srinivasan et al trataron de generalizar la correlación de Ito para tuberías enrolladas y rectas llegando a la siguiente correlación.

$$N_{Rec} = 2,100 \left[1 + 12 \left(\frac{\alpha}{R} \right)^{0.5} \right]$$

Ecuación 21 Número de Reynolds crítico en tuberías enrolladas por Srinivasan

FUENTE: (Srinivasan, 1970)

2.4. CORRELACIONES PARA EL MODELAMIENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS ENROLLADAS

Las correlaciones presentadas por diferentes autores han logrado modelar de forma aproximada el flujo de fluidos en las tuberías enrolladas, demostrando la relación existente entre el gradiente de presión y la tasa de flujo y su dependencia con el radio de curvatura de la tubería. Es importante aclarar que estas correlaciones fueron desarrolladas para tuberías lisas por lo que sus resultados son aproximados y no cien por ciento precisos.

2.4.1. Correlaciones para flujo laminar

A continuación se muestran algunas correlaciones planteadas por diferentes autores para determinar el factor de fricción para tuberías enrolladas en flujo laminar y para fluidos Newtonianos.

	Autores	Correlación	Nota
1	Dean	$\frac{FCL}{FSL} = \left[1 - \left(\frac{K}{576} \right)^2 (0.03058) + \left(\frac{K}{576} \right)^4 (0.01195) \right]^{-1}$	$K < 576$
2	White	$\frac{FCL}{FSL} = \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{11.6}{N_{De}} \right)^{0.45} \right]^{1/0.45} \right\}^{-1}$	$12 < N_{De} < 2000$
3	Adler	$\frac{FCL}{FSL} = 0.1064 [N_{De}]^{1/2}$	$N_{De} > 100$

4	Barua	$\frac{FCL}{FSL} = \frac{(1.122)^3}{4N_{De}} \left\{ 1.181 + \left[(1.181)^2 + \frac{N_{De}}{\sqrt{6}} \right]^{1/2} \right\}^3$	$10^2 < N_{De} < 10^4$
5	Hasson	$\frac{FCL}{FSL} = 0.0969N_{De}^{1/2} + 0.556$	$30 < N_{De} < 2000$
6	Mori y Nakayama	$\frac{FCL}{FSL} = \frac{0.108N_{De}^{1/2}}{1 - 3.253N_{De}^{1/2}}$	$N_{De} > 100$
7	Topakoglu	$\frac{FCL}{FSL} = \left\{ 1 - \frac{1}{48} \left(\frac{\alpha}{R} \right)^2 \left[\frac{1.541}{67.2} \left(\frac{N_{Re}}{6} \right)^4 + 1.1 \left(\frac{N_{Re}}{6} \right)^2 - 1 \right] \right\}^{-1}$	N_{De} bajos
8	Ito	$\frac{FCL}{FSL} = 0.1033N_{De}^{1/2} \left[\left(1 + \frac{1.729}{N_{De}} \right)^{1/2} - \frac{1.315}{N_{De}^{1/2}} \right]^{-3}$	$N_{De} > 100$
9	Srinivasan et al.	$\frac{FCL}{FSL} = 0.41875N_{De}^{0.275}$	$30 < N_{De} < 300$
10	Collins y Denis	$\frac{FCL}{FSL} = 0.1028N_{De}^{1/2} \left\{ 1 + 3.7N_{De}^{-1/2} \right\}$	$17 < N_{De} < 370$
11	Van Dyke	$\frac{FCL}{FSL} = 0.47136N_{De}^{1/4}$	$N_{De} > 30$
12	Mishra y Gupta	$\frac{FCL}{FSL} = 1 + 0.033(\log N_{De})^{4.0}$	$1 < N_{De} < 3000$
13	Mujawar y Rao	$\frac{FCL}{FSL} = 0.26(N_{De})^{0.36}$	$35 < N_{De} < 2200$
14	Liu y Masliyah	$\frac{FCL}{FSL} = \frac{\left[0.0908 + 0.0233 \left(\frac{\alpha}{R} \right)^{1/2} \right] N_{De}^{1/2} - 0.132 \left(\frac{\alpha}{R} \right)^{1/2} + 0.37 \left(\frac{\alpha}{R} \right) - 0.2}{1 + 49/N_{De}}$	$N_{De} > 5000$

Tabla 2 Correlaciones para el cálculo del factor de fricción en flujo laminar para tuberías enrolladas lisas

FUENTE: (Shah, 2004)

La tabla 2 muestra 14 correlaciones para determinar el factor de fricción en flujo laminar y fluidos Newtonianos, como una relación entre el factor de fricción para tubería enrollada (FCL) y el factor de fricción para tubería recta (FSL), por lo que es necesario determinar este último factor para poder calcular las pérdidas de presión por fricción en la tubería enrollada tomando los mismos datos para ambos tipos de tubería.

Es importante aclarar que las correlaciones de la tabla 2 se desarrollaron para un factor de fricción de fanning.

2.4.2. Correlaciones para flujo turbulento

A continuación se muestran algunas correlaciones planteadas por diferentes autores para determinar el factor de fricción en flujo turbulento y para fluidos Newtonianos, observándose un menor número de estudios para este tipo de flujo. Al igual que las correlaciones presentadas en la tabla 2 las siguientes correlaciones fueron desarrolladas para tuberías lisas.

	Autores	Correlación	Nota
1	Ito	$FCT = \frac{1}{4} \left(\frac{\alpha}{R}\right)^{1/2} \left\{ 0.029 + 0.304 \left[N_{Re} \left(\frac{\alpha}{R}\right)^2 \right]^{-0.25} \right\}$	$300 < N_{Re} \left(\frac{\alpha}{R}\right)^2 < 0.034$
2	Srinivasan et al.	$FCT = \frac{0.084 \left(\frac{\alpha}{R}\right)^{0.2}}{N_{De}^{0.2}}$	$N_{Dec} < N_{De} < 14000$
3	Mishra y Gupta	$FCT = F_{ST} + 0.0075 \left(\frac{\alpha}{R}\right)^{1/2}, F_{ST} = \frac{0.079}{N_{Re}^{0.25}}$	$4500 < N_{Re} < 10^5$

Tabla 3 Correlaciones para el cálculo del factor de fricción para tuberías enrolladas lisas en flujo turbulento

FUENTE: (Shah, 2004)

2.5. LEY DE LA POTENCIA EN TUBERÍAS ENROLLADAS

Como se mencionó anteriormente este modelo es bastante utilizado en la industria petrolera, describiendo el comportamiento de los fluidos de tal forma que para un esfuerzo de corte muy pequeño el fluido empezará a moverse.

2.5.1. Parámetro n

Debido a que el objetivo de este trabajo es analizar el comportamiento de los fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas, el coeficiente n tomará valores 1 para todos los modelamientos que se harán, por ser el valor correspondiente a fluido Newtonianos.

2.5.2. Rata de corte

La rata de corte es un parámetro importante a la hora de determinar y conocer el comportamiento de la viscosidad aparente de los fluidos modelados con la ley de potencia, por lo que a continuación se presenta la expresión utilizada en la industria para calcularla.

$$\gamma = \frac{1647.1Q}{ID}$$

Ecuación 22 Rata de corte en tuberías en general

FUENTE: (Halliburton, 2018)

$$Q = bpm$$

$$ID = in, pulgadas$$

$$\gamma = Sec^{-1}$$

2.5.3. Parámetro K y viscosidad aparente

El índice de consistencia K en tuberías es dependiente del parámetro n, y la K calculada con los ensayos de laboratorio como se muestra a continuación

$$K_{CT} = K \left(\frac{3n + 1}{4} \right)^n$$

Ecuación 23 Índice de consistencia en tuberías

FUENTE: (Halliburton, 2018)

La viscosidad aparente abarca las ecuaciones anteriormente mencionadas, de la siguiente manera.

$$\mu = 47879 K_{CT} \gamma^{n-1}$$

Ecuación 24 Viscosidad aparente en tuberías

FUENTE: (Halliburton, 2018)

$\mu =$ Viscosidad aparente en CP

$K_{CT} =$ Adimensional

$\gamma =$ Sec⁻¹

Como se puede apreciar en las ecuaciones 23 y 24, el índice del comportamiento del fluido n es importante a la hora de calcular el parámetro K_{CT} y la viscosidad aparente, por lo que para el caso de este trabajo hace que ambas ecuaciones puedan ser simplificadas. Para el caso de K_{CT}, el factor (3n+1)ⁿ/4 se hace igual a 1 por lo que el K_{CT} para tuberías enrolladas es el mismo K obtenido de laboratorio y siguiendo la misma idea, dicho valor de K como se mencionó en el inciso 1.3.3 Parámetro K, es igual a la viscosidad aparente del fluido. Lo anterior simplifica bastante los cálculos para el modelamiento de las pérdidas de presión por fricción en tuberías enrolladas.

2.6. MODELAMIENTO DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS ENROLLADAS

Como se ha mencionado varias veces anteriormente, la ley de potencia es la más utilizada en la industria para modelar las pérdidas de fricción en tuberías. Las simplificaciones realizadas a la ecuación 12 hacen que el modelamiento para fluidos Newtonianos sea bastante sencillo. A continuación se presentaran una serie de ecuaciones facilitadas por la compañía de servicios Halliburton.

2.6.1. Número de Reynolds

Antes de calcular el número de Reynolds, es importante conocer los coeficientes K y n del fluido con el que se está trabajando, y como ya se ha mencionado anteriormente $n = 1$ y K es igual al valor de la viscosidad aparente cuando se trabaja con fluidos Newtonianos como es el caso del presente proyecto.

El número de Reynolds determinará el tipo de flujo presente en la tubería y se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$N_{Re} = \left[\frac{31.042 * \rho * Q^{(2-n)}}{9.804^{n*} K * \alpha^{(4-3n)}} \right] \left(\frac{n}{1 + 3n} \right)^n$$

Ecuación 25 Número de Reynolds en tuberías enrolladas

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

Donde

$\rho =$ *densidad del fluido en lb/gal*

$Q =$ *tasa de bombeo en bpm*

$n =$ *índice de la ley de potencia*

$$K = \text{índice de consistencia} \frac{\text{lbf} * \text{Sec}^{-1}}{\text{ft}^2}$$

$\alpha = \text{diámetro interno de la tubería enrollada en pulgadas, in}$

2.6.2. Número de Reynolds crítico en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia

En la sección 2.3 Número de Reynolds crítico se presentaron dos correlaciones desarrolladas de forma experimental para determinar el punto en el que el flujo pasa de ser laminar a turbulento, sin embargo ambas se ajustan para ciertos rangos de radio de curvatura, por lo que en este proyecto se utilizará la ley de potencia para calcularlo.

El cambio de laminar a turbulento no se presenta de manera instantánea sino que pasa por un periodo llamado zona crítica en el cual el flujo presente no es definido con exactitud, por lo que el Número de Reynolds crítico se encuentra dentro de este rango. A continuación se presentan dos ecuaciones que definen el flujo en la zona crítica de la siguiente manera.

$$N_{Rec-min} = \left[\frac{4n}{3n + 1} \right]^n * \left[2100 * \beta * \left(\frac{\alpha}{R} \right)^{0.5\phi} \right]^{1/1-\phi}$$

$$\beta = 47969 - 153.8n + 166.2n^2 - 60.132n^3$$

$$\phi = 0.875n - 0.515$$

Ecuación 26 Número de Reynolds crítico mínimo en tuberías enrolladas

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

Donde

$n = \text{índice de la ley de potencia}$

$\alpha = \text{radio interno de la tubería en pulgadas, in}$

$R =$ radio del carrete donde se enrolla la tubería, in

El punto máximo en el periodo de transición es el siguiente

$$N_{Rec-max} = N_{Rec-min} + 800$$

Ecuación 27 Número de Reynolds crítico máximo en tuberías enrolladas

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

Al analizar la ecuación 27 se puede apreciar que el rango de número de Reynolds para la región crítica es de 800.

2.6.3. Región crítica en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia

Para la determinación de las pérdidas de presión por fricción en flujo laminar o turbulento primero se debe conocer el número de Reynolds (Ecuación 25), calcular el rango de número de Reynolds crítico con las ecuaciones 26 y 27, posteriormente comparar los números y comprobar que se encuentra por debajo del número de Reynolds crítico mínimo o por encima del máximo. Ya teniendo certeza de que se encuentra en flujo laminar o turbulento, se procede a utilizar las siguientes ecuaciones para determinar las pérdidas.

Primero se calcula la rata de flujo en la zona crítica que ocurre al final del flujo laminar, en el punto donde el número de Reynolds se empieza a volver crítico, utilizando la ecuación 28.

$$Q_{flujo_{c-min}} = \left\{ \left[\frac{31.042 * \rho}{9.804^n * K * \alpha^{(4-3n)}} \left(\frac{n}{1+3n} \right)^n \right]^{-1} N_{Rec-min} \right\}^{1/(2-n)}$$

Ecuación 28 Rata de flujo crítica mínima

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

Donde,

$n = \text{índice de la ley de potencia}$

$K = \text{índice de consistencia } \frac{\text{Lbf} * \text{Sec}^{-1}}{\text{ft}^2}$

$\rho = \text{densidad del fluido en } \text{lb}/\text{gal}$

$N_{Rec-min} = \text{Número de Reynolds crítico mínimo}$

Posteriormente se procede a calcular la tasa de flujo pero en el punto crítico máximo donde el flujo turbulento empieza a aparecer, para lo cual se utiliza la ecuación 29.

$$Q_{flujo_{c-Max}} = \left\{ \left[\frac{31.042 * \rho}{9.804^n * K * \alpha^{(4-3n)}} \left(\frac{n}{1+3n} \right)^n \right]^{-1} N_{Rec-max} \right\}^{1/(2-n)}$$

Ecuación 29 Rata de flujo crítica máxima

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

$N_{Rec-max} = \text{Número de Reynolds crítico máximo}$

Después de determinar las tasas mínima y máxima de flujo se procede a calcular las pérdidas de presión por fricción en los mismos puntos (Ver ecuaciones 30 y 31).

$$P_{pft-min} = \frac{16 * L * \rho * (Q_{flujo_{c-min}})^2}{154.63 * \alpha^5 * N_{Rec-min}}$$

Ecuación 30 Pérdidas de presión por fricción en el punto crítico mínimo

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

$L = \text{longitud de la tubería enrollada en el carrete, ft}$

$\rho = \text{densidad del fluido utilizado, } \text{lb}/\text{gal}$

$$Pp_{ft-max} = \frac{(\alpha * R)^{0.1} * \left(\frac{1.069A}{N_{Rec-max}^{0.8B}} \right) * L * \rho * (Q_{flujo_c-Max})^2}{154.63 * \alpha^5}$$

Ecuación 31 Pérdidas de presión por fricción en el punto crítico máximo

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

$$A = \frac{\log(n) + 3.93}{50}$$

$$B = \frac{1.75 - \log(n)}{7}$$

Con las ecuaciones anteriores es posible calcular la pérdida de fricción que ocurre en la zona crítica para un número de Reynolds determinado utilizando la ecuación 32.

$$Pp_{ft} = Pp_{ft-min} + \left(\frac{Pp_{ft-max} - Pp_{ft-min}}{N_{Rec-max} - N_{Rec-min}} \right) (N_{Re} - N_{Rec-min})$$

Ecuación 32 Pérdidas de presión por fricción en la zona crítica

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

La ecuación 32 es una relación lineal del dominio del número de Reynolds dentro de los valores críticos mínimo y máximo de este (N_{re}), y las pérdidas de presión por fricción en la zona crítica, es decir abarca todos los valores de pérdidas de presión por fricción comprendidos entre el número de Reynolds crítico mínimo y máximo. La ecuación 32 se puede expresar en forma gráfica de la siguiente manera (Ver figura 13)

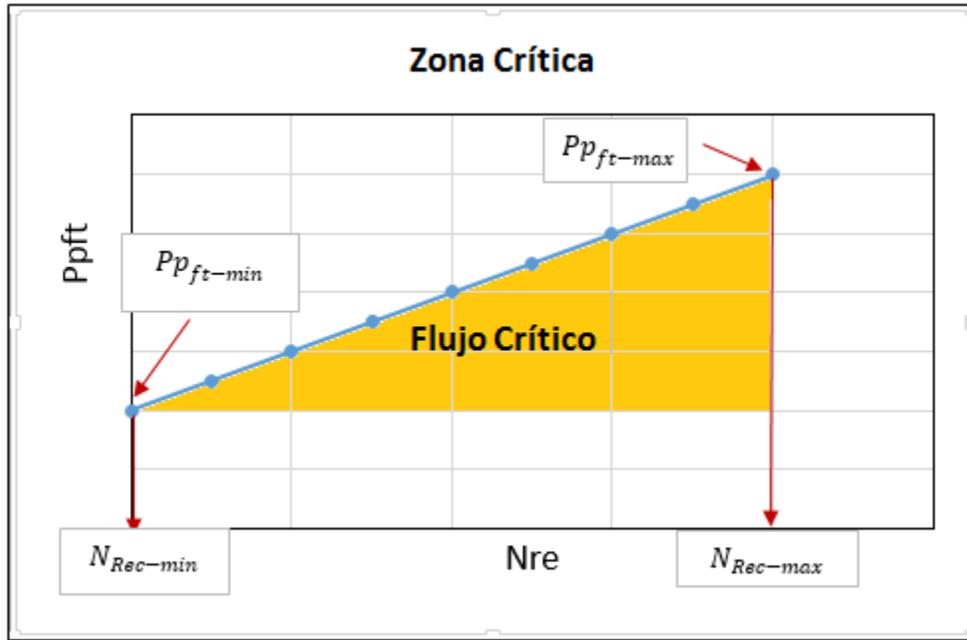


Figura 13 Rango de la zona crítica

FUENTE: FIGURA CREADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO SEGÚN SU PROPIO ANÁLISIS

Conociendo el rango en el cual el número de Reynolds se comporta de forma crítica, es posible determinar a su vez el rango de caudal para unas propiedades del fluido constantes en las cuales se presentaría el flujo transicional.

2.6.4. Flujo laminar en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia

Al igual que para el flujo transicional, en el laminar es importante determinar en qué punto entre el número de Reynolds y el número de Reynolds crítico ya sea mínimo o máximo nos encontramos. El flujo laminar se presenta antes del número de Reynolds crítico mínimo y una vez se tiene certeza de que se encuentra en ese régimen de flujo, se procede a utilizar la ecuación 33.

$$P_F = \frac{f_f * L * \rho * Q^2}{154.63 * \alpha^5}$$

Ecuación 33 Pérdidas de presión por fricción en flujo laminar

FUENTE: ECUACIÓN UTILIZADA POR HALLIBURTON EN EL SIMULADOR MATERIAL LYBRARY (Halliburton, 2018)

Donde

$\rho =$ *densidad del fluido en lb/gal*

$Q =$ *tasa de bombeo en bpm*

$\alpha =$ *diametro interno del coiled en pulgadas, in*

$L =$ *Longitud de la tubería enrollada en el carrete, in*

$f_f =$ *Cualquier correlación para calcular el factor de fricción en flujo laminar, in*

La correlación para el cálculo de factor de fricción no fue proporcionada por la compañía pero dicho valor será reemplazado por las correlaciones de la tabla 2.

2.6.5. Flujo turbulento en tuberías enrolladas utilizando la ley de potencia

El procedimiento en flujo turbulento es el mismo que el de flujo laminar con la única diferencia que el flujo turbulento inicia cuando el número de Reynolds es mayor que el número de Reynolds crítico. La ecuación 33 también se utiliza para calcular las pérdidas de presión por fricción en flujo turbulento, siendo diferente la correlación de factor de fricción utilizada en la ecuación.

3. METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS ENROLLADAS

Este proyecto se enfoca en el análisis del flujo de fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas por lo cual la sección de tubería enrollada que se estudiará es la que se encuentra solamente dentro del carrete, ya que la sección que sale del contador, sigue por el arco guía, entra en la cabeza inyectora y continua por la BOP y el árbol de producción hasta el fondo del pozo es tubería aparentemente recta.

Para el análisis se utilizó información adquirida de diferentes fuentes literarias para el caso de las relaciones de curvatura de las tuberías enrolladas, de propiedades de fluidos Newtonianos proporcionados por la compañía Nalco, del software Material Library manejado por la prestadora de servicios Halliburton para modelar las pérdidas de presión por fricción antes de realizar sus operaciones con dichas tuberías

La información anteriormente adquirida se analizó de manera comparativa con correlaciones planteadas por diferentes autores que han trabajado en el estudio del flujo de fluidos en tuberías enrolladas a lo largo de los años. Dichas correlaciones son evaluadas de forma teórica y comparadas con datos proporcionados por la compañía Halliburton.

Es importante aclarar que la información teórica obtenida mediante correlaciones no fue posible compararla con datos reales de campo ya que durante las distintas operaciones de trabajos a pozo con sistema de tuberías enrolladas, no se mide la presión a la salida del carrete, antes de llegar a la cabeza inyectora, sino que mediante el uso del software Material Library de la compañía de servicios, se calcula la presión necesaria en superficie para obtener la presión deseada en fondo, ya que lo importante para los ingenieros son los datos a la

entrada del carrete y en el fondo de pozo, en campo los datos de presión a lo largo de la tubería son confiados en el software.

3.1. RECOPIACIÓN Y VALIDACIÓN DE LA INFORMACIÓN

La información necesaria para realizar este proyecto es la siguiente:

1. Medidas de las tuberías enrolladas como diámetro interno, diámetro del carrete con tubería dentro de este y la longitud de la misma.
2. Propiedades reológicas de fluidos Newtonianos como viscosidad y densidad.
3. Correlaciones para el cálculo de factores de fricción en flujo turbulento y laminar para fluidos Newtonianos
4. Factores de fricción o gradientes de pérdidas de presión por fricción en tuberías enrolladas.

3.1.1. Medidas de la tubería enrollada

La información de las medidas del CT fue obtenida de dos fuentes:

1. Del paper “An experimental study of drag reduction of polymer solutions in coiled tubing”
2. De una tesis de la Universidad de Oklahoma “A software tool for the estimation of frictional pressure losses during coiled tubing fracturing”

La información obtenida del paper corresponde a un circuito de cinco tuberías enrolladas a escala en las cuales se corrió un polímero para determinar la reducción en las pérdidas de presión por fricción mediante el uso de ese. Los datos se muestran en la tabla 4.

Dimensiones del carrete de CT					
Carrete	CT OD (in)	CT ID (in)	Longitud (ft)	Diámetro del carrete (in)	Radio de curvatura
1	1	0,81	500	48	0,0169
2	1	0,81	1000	72	0,0113
3	1,5	1,188	1000	72	0,0165
4	1,5	1,188	2000	72	0,0165
5	2,375	2,063	1000	111	0,0185

Tabla 4 Dimensiones de tuberías enrolladas a escala

FUENTE: (Zhou, 2003)

La información obtenida de la tesis corresponde a unas medidas de tuberías enrolladas tomadas del SPE paper 72380 de la cual se varió el espesor de la tubería y el diámetro del carrete. La información obtenida se presenta en la tabla 5.

Dimensiones del carrete de CT						
Carrete	Diámetro del carrete (in)	CT OD (in)	Tipo de carrete	CT ID (in)	Longitud del CT (ft)	Radio de curvatura
6	98	2 3/8"	6A	1.903	3800	0.0194
			6B	1.969		0.0201
			6C	1.999		0.0204
			6D	2.025		0.0206
7	112	2 3/8"	7A	1.903	3800	0.0170
			7B	1.969		0.0176
			7C	1.999		0.0178
			7D	2.025		0.0181
8	130	2 3/8"	8A	1.903	3800	0.0144
			8B	1.969		0.0151
			8C	1.999		0.0154
			8D	2.025		0.0156

Tabla 5 Dimensiones de la tubería enrollada

FUENTE: (Martinez, 2005)

La información que se tomó como base para la tesis y que fue tomada del paper SPE 72380, se encuentra en la tabla 6 y la tubería enrollada utilizada en la figura 14.

Dimensiones del carrete de CT					
Carrete	Diámetro del carrete (in)	CT OD (in)	CT ID (in)	Longitud del CT (ft)	Radio de curvatura
1	98	2 3/8"	1.969	3800	0.0194

Tabla 6 Dimensiones tomadas como base para la variación de diámetro interno de la tubería y diámetro del carrete

FUENTE: (Martinez, 2005)



Figura 14 Equipo de tubería enrollada mencionado en el paper SPE 72380,

FUENTE: (Martinez, 2005)

3.1.2. Propiedades reológicas de fluidos Newtonianos

Los fluidos a estudiar en este proyecto son fluidos Newtonianos utilizados por la operadora EQUION en sus trabajos de estimulación en los pozos del bloque Piedemonte. Dicha información fue proporcionada por la empresa NALCO la cual es la proveedora de dichos

fluidos a EQUION. La información de las propiedades reológicas junto con la función de los fluidos se pueden encontrar a continuación.

EDTA @ 100% (EC6630A)						
Component	Description	S.G.	u @ 38C (cP)	Flash Point (F)	Densidad gr/cc	VP (Psi)
EDTA	Surfactante	1,16	3	N/A	1,156	N/A
	Disolvente de scale					

Tabla 7 Propiedades reológicas del EDTA

FUENTE: (NALCO)

Clay Treat Inhibido IFT: 0,72						
Producto	Descripción	pH @ 24°C	S.G @ 24 °C	Densidad gr/cc	u @ 38C (cP)	Peso Lb/Gls
Clay Treat Inh	Fluido Base	4,35	0,9948	0,992	1,015	8,28
	Biosida					
	Estabilizador de arcillas					
	Solvente Mutual					
	Surfactante					

Tabla 8 Propiedades reológicas del Clay Treat Inhibido

FUENTE: (NALCO)

DIESEL INHIBIDO BAJA IFT: 0,16						
Component	Description	S.G.	u @ 38C (cP)	Flash Point (F)	VP (Psi)	
DII	Fluido Base	0,8463	2,1	150	0,2	
	Surfactante					
	Solvente Mutual					
	Disolvente de Orgánicos					

Tabla 9 Propiedades reológicas del Diesel Inhibido

FUENTE: (NALCO)

SCALE INHIBITOR @ 15%						
Component	Description	S.G.	u @ 38C (cP)	Flash Point (F)	Densidad gr/cc	VP (Psi)
SCALE INHIBITOR @ 15%	Fluido Base	1,015	0,8	N/A	1,011	N/A
	Surfactante					
	Inhibidor de Scale					

Tabla 10 Propiedades reológicas del Scale Inhibitor

FUENTE: (NALCO)

3.1.3. Información obtenida del software Material Library de Halliburton

Los datos proporcionados por la compañía Halliburton corresponden a gradientes de presión obtenidos mediante la simulación de pérdidas de presión por fricción utilizando los datos de los incisos 3.1.1 y 3.1.2. Los gradientes proporcionados se encuentran plasmados en las tablas (1– 8) del Anexo A GRADIENTES DE PRESIÓN RECOPIRADOS.

3.2. Montaje del modelo para pérdidas de presión por fricción en CT

El modelo propuesto en este proyecto para simular las pérdidas de presión por fricción en tuberías enrolladas está basado en el modelo de la compañía Halliburton con la diferencia de que se utilizaron las correlaciones de la tabla 2 y 3 para el cálculo de las pérdidas de presión por fricción.

Se realizó un modelo para el flujo laminar y otro para el flujo turbulento los cuales se presentan a continuación.

Modelo para flujo laminar

```
Sub model()
mw = Cells(2, 2).Value
n = Cells(3, 2).Value
k = Cells(4, 2).Value
di = Cells(6, 2).Value
cid = Cells(7, 2).Value
l = Cells(9, 2).Value

rc = di / cid
a = (Log(n) / Log(10) + 3.93) / 50
b = (1.75 - Log(n) / Log(10)) / 7
psi = 47.969 - (153.8 * n) + (166.22 * n ^ 2) - (60.132 * n ^ 3)
Phi = 0.875 * n - 0.515
nrc1 = ((4 * n / (3 * n + 1)) ^ n) * (2100 * psi * rc ^ (0.5 * Phi)) ^ (1 / (1 - Phi))
nrc2 = nrc1 + 800

nre = 1
i = 3

While nre < nrc2
q = Cells(i, 5).Value
nre = (31.042 * (q ^ (2 - n)) * mw / ((9.804 ^ n) * k * (di ^ (4 - 3 * n)))) * (n / (1 + 3 * n)) ^ n

i = i + 1

Wend

i = i - 1

While i < 31
q = Cells(i, 5).Value
nre = (31.042 * (q ^ (2 - n)) * mw / ((9.804 ^ n) * k * (di ^ (4 - 3 * n)))) * (n / (1 + 3 * n)) ^ n
nde = nre * rc ^ 0.5
Cells(i, 6).Value = nre

fc = ((rc ^ 0.1) * 1.069 * a) / (nre ^ (0.8 * b))
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
g = p / l

Cells(i, 7).Value = fc
Cells(i, 8).Value = p
Cells(i, 9).Value = g

fc = 0.25 * (rc ^ 0.5) * (0.029 + (0.304 * (nre * (rc ^ 2)) ^ -0.25))
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
```

```

g = p / l

Cells(i, 10).Value = fc
Cells(i, 11).Value = p
Cells(i, 12).Value = g

fc = (0.084 * (rc ^ 0.2)) / (nde ^ 0.2)
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
g = p / l

Cells(i, 13).Value = fc
Cells(i, 14).Value = p
Cells(i, 15).Value = g

fc = (0.079 / (nre ^ 0.25) + (0.0075 * (rc ^ 0.5)))
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
g = p / l

Cells(i, 16).Value = fc
Cells(i, 17).Value = p
Cells(i, 18).Value = g

i = i + 1
Wend

End Sub

Sub borrar()
Worksheets("Sheet1").Range("F3:AY30").Clear
End Sub

```

Figura 15 Código para el modelamiento del flujo laminar en tuberías enrolladas

Modelo para flujo turbulento

```
Sub model()
mw = Cells(2, 2).Value
n = Cells(3, 2).Value
k = Cells(4, 2).Value
di = Cells(6, 2).Value
cid = Cells(7, 2).Value
l = Cells(9, 2).Value

rc = di / cid
a = (Log(n) / Log(10) + 3.93) / 50
b = (1.75 - Log(n) / Log(10)) / 7
psi = 47.969 - (153.8 * n) + (166.22 * n ^ 2) - (60.132 * n ^ 3)
Phi = 0.875 * n - 0.515
nrc1 = ((4 * n / (3 * n + 1)) ^ n) * (2100 * psi * rc ^ (0.5 * Phi)) ^ (1 / (1 - Phi))
nrc2 = nrc1 + 800

nre = 1
i = 3

While nre < nrc2
q = Cells(i, 5).Value
nre = (31.042 * (q ^ (2 - n)) * mw / ((9.804 ^ n) * k * (di ^ (4 - 3 * n)))) * (n / (1 + 3 * n)) ^ n

i = i + 1

Wend

i = i - 1

While i < 31
q = Cells(i, 5).Value
nre = (31.042 * (q ^ (2 - n)) * mw / ((9.804 ^ n) * k * (di ^ (4 - 3 * n)))) * (n / (1 + 3 * n)) ^ n
nde = nre * rc ^ 0.5
Cells(i, 6).Value = nre

fc = ((rc ^ 0.1) * 1.069 * a) / (nre ^ (0.8 * b))
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
g = p / l

Cells(i, 7).Value = fc
Cells(i, 8).Value = p
Cells(i, 9).Value = g

fc = 0.25 * (rc ^ 0.5) * (0.029 + (0.304 * (nre * (rc ^ 2)) ^ -0.25))
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
```

```

Cells(i, 10).Value = fc
Cells(i, 11).Value = p
Cells(i, 12).Value = g

fc = (0.084 * (rc ^ 0.2)) / (nde ^ 0.2)
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
g = p / l

Cells(i, 13).Value = fc
Cells(i, 14).Value = p
Cells(i, 15).Value = g

fc = (0.079 / (nre ^ 0.25) + (0.0075 * (rc ^ 0.5)))
p = fc * l * mw * (q ^ 2) / (154.63 * (di ^ 5))
g = p / l

Cells(i, 16).Value = fc
Cells(i, 17).Value = p
Cells(i, 18).Value = g

i = i + 1
Wend

End Sub

Sub borrar()
Worksheets("Sheet1").Range("F3:AY30").Clear
End Sub

```

Figura 16 Código para el modelamiento del flujo turbulento en tuberías enrolladas

Con los anteriores modelos fue posible simular los gradientes de presión obtenidos de laboratorio y del software de Halliburton para posteriormente analizarlos.

4. ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EN TUBERÍAS ENROLLADAS

4.1. Análisis teórico de los factores de fricción en tuberías enrolladas

Cada una de las correlaciones de las tablas 2 y 3 fueron evaluadas de manera teórica, tomando como variable independiente el número de Reynolds en los rangos propuestos en la literatura para el tipo de flujo (Flujo laminar con número de Reynolds menor a 2100 y flujo turbulento superior a 2500).

4.1.1. Relación entre el número de Dean y el número de Reynolds

Como se puede apreciar en las tablas 2 y 3, el número de Dean es uno de los parámetros básicos a la hora de estudiar el flujo de fluidos en tuberías enrolladas, especialmente en el modelamiento de las pérdidas de presión por fricción dentro de la tubería. En la ecuación 19 se observa que las variables relación de curvatura y número de Reynolds son la base para el cálculo del número de Dean, las cuales combinan la geometría en donde circula un fluido y las propiedades del mismo. Por lo anterior se decidió examinar la relación existente entre las dos variables y el número de Dean, dejando como variable independiente el número de Reynolds.

En el caso del flujo laminar se tomaron valores de número de Reynolds entre 100 y 2000 ya que corresponden a los valores teóricos para flujo laminar en tuberías rectas. Dichos valores se graficaron contra el número de Dean para diferentes radios de curvatura obteniéndose la figura 17. Para el caso de flujo turbulento se asumieron valores de número de Reynolds superiores a 2500 y al igual que en la figura 17 se graficaron versus el número de Dean para

los radios de curvatura de los carrete (1-8D). La gráfica resultante se puede apreciar en la figura 18.

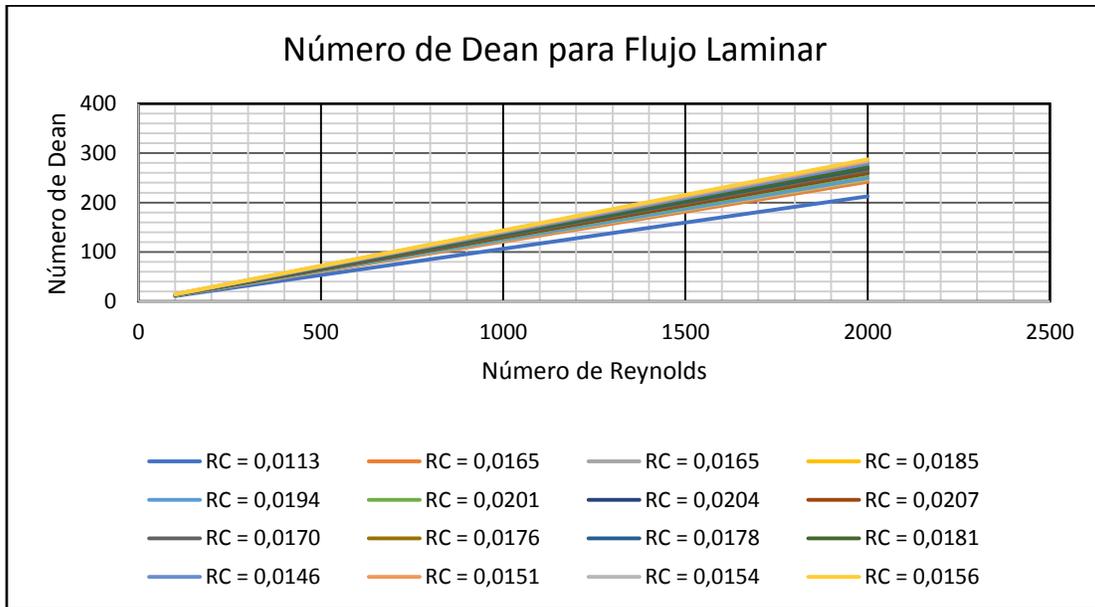


Figura 17 Número de Reynolds vs Número de Dean para flujo laminar

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

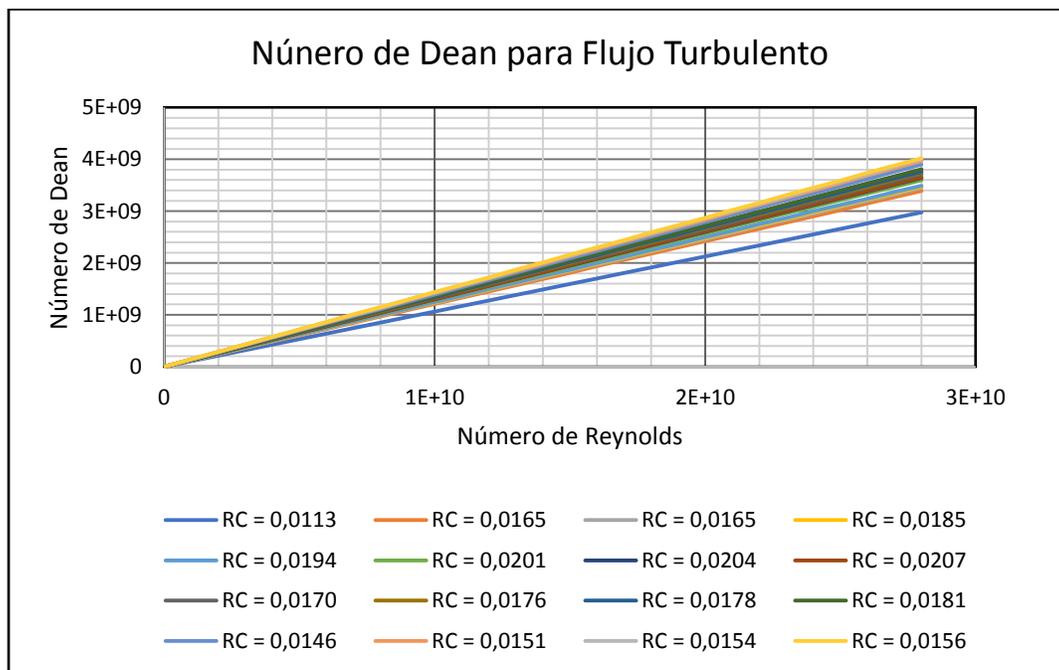


Figura 18 Número de Reynolds vs Número de Dean para flujo turbulento

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Para ambos tipos de flujo se puede apreciar un comportamiento lineal proporcional en el que a mayor número de Reynolds mayor es el número de Dean para todo radio de curvatura. También al tomar un valor constante de número de Reynolds se puede observar que entre mayor sea el radio de curvatura mayor es el número de Dean, conociendo que el carrete 2 posee el menor radio de curvatura (0,0113) y el Reel 6D el mayor radio (0,207), el primero representado por una línea azul en la parte inferior de las gráficas y el segundo por una línea amarilla en la parte superior. De lo anterior se deduce que la relación existente entre estas tres variables es independiente del tipo de flujo presente en la tubería.

4.1.2. Análisis de los factores de fricción en flujo laminar

Como se mencionó anteriormente, a lo largo de los años ha habido diferentes personas que han estudiado el flujo de fluidos en tuberías enrolladas para flujo laminar, estas personas mediante experimentos de laboratorio, estudiaron las pérdidas de presión por fricción presentes en la tubería y plantearon las correlaciones plasmadas en la tabla 2 para determinar el factor de fricción, las cuales fueron desarrolladas para tuberías lisas. Dichas correlaciones son la base del desarrollo del presente proyecto, por lo que se les realizó el siguiente análisis.

Se determinó el factor de fricción para cada una de las correlaciones de la tabla 2 utilizando valores de número de Reynolds entre 100 y 2000 y los radios de curvatura de las tablas 4 y 5, con dicha información se realizaron diagramas de Moody para cada una de las correlaciones comparando cada una con el factor de fricción para tuberías rectas. Los diagramas de Moody obtenidos se pueden encontrar en el Anexo B DIAGRAMAS DE MOODY PARA FLUJO LAMINAR.

El rango de número de Reynolds para flujo laminar utilizado en este análisis no indica que sea el rango total aplicable para dicho flujo en tuberías enrolladas, pero si se aseguró que el rango estuviera dentro del flujo laminar. Un análisis detallado de los rangos en los que se presentan los diferentes flujos para tuberías enrolladas será abarcado posteriormente en este proyecto.

Al relacionar el rango de número de Reynolds con el rango de número de Dean en el cual las correlaciones están en buen acuerdo según lo estipulado por cada uno de sus autores, se logró determinar que las correlaciones de White (White, 1929), Mishra and Gupta (Gupta, 1978), y Liu and Masliyah (Masliyah, 1993) abarcan todo el rango de números de Reynolds planteado, es decir, los números de Dean correspondientes dan buenas predicciones de factores de fricción. Ver tabla 11

Correlación	Rango de número de Reynolds	Rango de número de Dean correspondiente	Rango de número de Dean planteado por el autor
White	100 – 2000	10 - 288	12 - 2000
Mishra and Gupta	100 - 2000	10 – 288	1 - 3000
Liu and Masliyah	100 - 2000	10 - 288	1 - 5000

Tabla 11 Rangos de Número de Reynolds en los que las correlaciones White, Mishra y Liu dan buenos aproximaciones a los factores de fricción en flujo laminar.

FUENTE: TABLA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Como se demostró en el inciso 4.1.1 el número de Dean aumenta a medida que incrementa el radio de curvatura a un número de Reynolds constante, y como los diagramas de Moody del Anexo B abarcan diferentes radios de curvatura, los rangos presentados en la tabla 11 toman el número de Dean del menor radio de curvatura ($N_{de} = 10$) y el número de Dean del

mayor radio de curvatura ($N_{de} = 288$). Lo anterior no indica que los rangos de las demás correlaciones sean menores sino que sus números de Dean no abarcan números de Reynolds muy bajos. Los rangos en los que las demás correlaciones se comportan dentro de lo estipulado por sus autores se encuentran en la tabla 12.

Correlación	Rango de número de Reynolds	Rango de número de Dean correspondiente	Rango de número de Dean planteado por el autor
Dean (Dean, 1927)	100 - 130	10 - 19	< 19
Adler (Adler, 1934)	1000- 2000	106 - 288	>100
Barua (Barua, 1963)	1000 - 2000	106 - 288	100 - 10000
Hasson (Hasson, 1955)	300 - 2000	32 - 288	30 - 2000
Mori y Nakayama (Nakayama, 1965)	1000 - 2000	106 - 288	>100
Topakoglu (Topakoglu, 1967)	100 - 300	10 - 32	Nde pequeños
Ito (ITO, 1959)	1000 - 2000	106 - 288	>100
Srinivasan (Srinivasan, 1970)	300 - 2000	32 - 288	30 - 300
Collins and Dennis (Dennis, 1975)	160 - 2000	17 - 288	17 - 370
Van Dyke (Dyke, 1978)	300 - 2000	32 - 288	>30
Mujawar y Rao (Rao, 1978)	300 - 2000	32 - 288	35 - 2200

Tabla 12 Rangos de número de Reynolds y de Dean en los que las correlaciones para flujo laminar dan buenos resultados

FUENTE: TABLA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Al comparar los rangos de las tablas 11 y 12 con los diagramas de Moody del Anexo B, se puede apreciar que los valores de números de Reynolds que no se encuentran dentro de los

rangos de número de Dean propuestos por los autores, se ubican por debajo de la gráfica de Moody para flujo laminar en tuberías rectas y su comportamiento no es lineal, en la figura 19 se logra observar esto y en el anexo B en cada una de las correlaciones.

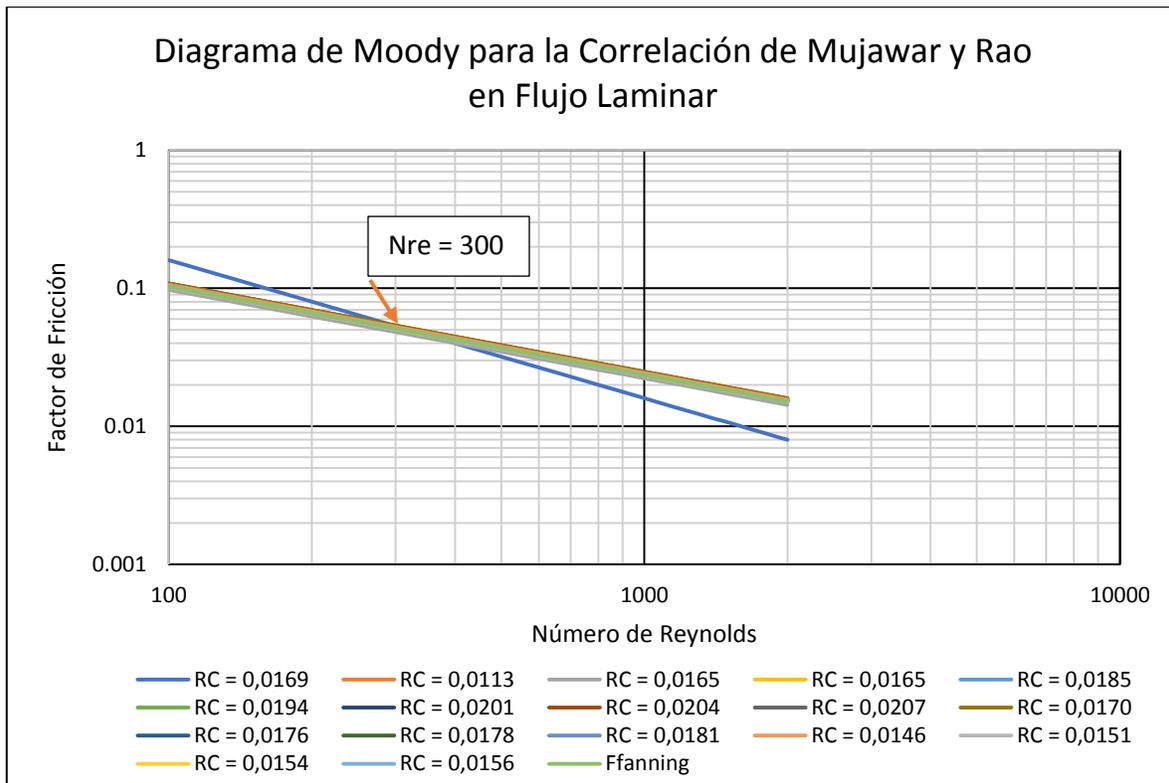


Figura 19 Diagrama de Moody para la correlación de Mujawar y Rao en flujo laminar, graficada para diferentes radios de curvatura y comparada con el factor de fricción de fanning.

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Del análisis realizado a la figura 19, se puede aseverar que los factores de fricción en tuberías enrolladas son mayores que en tuberías rectas por lo que las pérdidas de presión por fricción son mayores en las tuberías enrolladas evaluadas a un mismo valor de número de Reynolds. También que al igual que en tuberías rectas el comportamiento del factor de fricción para tuberías enrolladas versus el número de Reynolds en un diagrama log-log es lineal, lo cual es característico del flujo laminar.

Otro dato importante que se logra apreciar de los diagramas de Moody del Anexo B, es que a medida que aumenta el radio de curvatura el valor de factor de fricción se hace más grande, esto aplica para todas las correlaciones estudiadas en este proyecto. También se observa que sin importar el radio de curvatura el comportamiento del factor de fricción es el mismo conservando su linealidad, lo anterior solo en los rangos de número de Dean planteados por los autores de las correlaciones encontradas en las tablas 2 y 3.

También es importante aclarar que la longitud de la tubería no tiene incidencia en el cálculo del factor de fricción sino que este parámetro tiene influencia en la determinación de las pérdidas de presión por fricción, es por esto que normalmente las compañías petroleras reportan las pérdidas de presión por fricción como un gradiente (psi/ft) en vez de reportar solamente el factor de fricción. En la figura 20 se comprueba que la longitud no tiene ninguna incidencia ya que al graficar el factor de fricción para la correlación de White para una tubería enrollada con una longitud de 1000 ft y otro de 2000 ft pero con un radio de curvatura igual para ambos, el comportamiento del factor de fricción es el mismo en ambos casos.

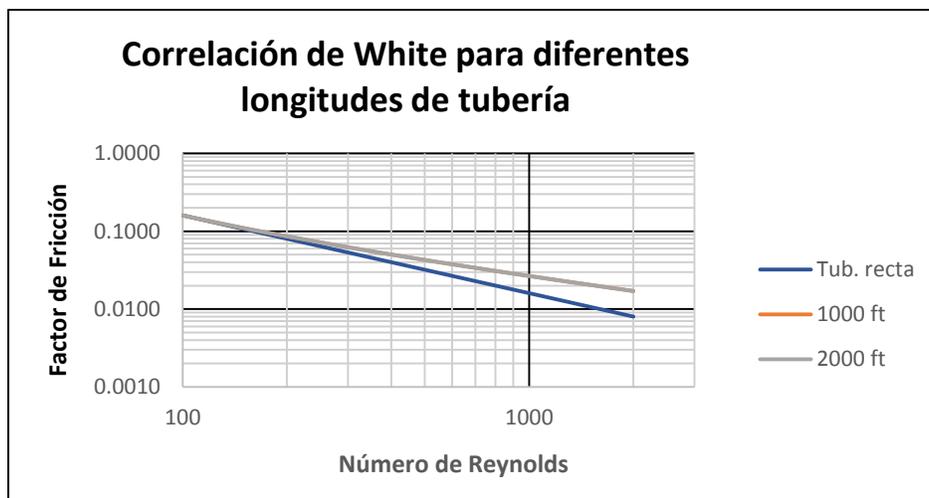


Figura 20 Comparación del factor de fricción de la correlación de White para diferentes longitudes de tubería y comparando con el factor de fricción de Fanning para tubería recta

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Las correlaciones de Dean y Topakoglu fallaron casi en su totalidad el modelamiento de los factores de fricción ya que para el caso de Dean funciona para números de Reynolds muy bajos (menores a 130), y por encima de este valor los factores de fricción calculados se encuentran muy por debajo del factor de fricción para tubería recta (Ver figura 21).

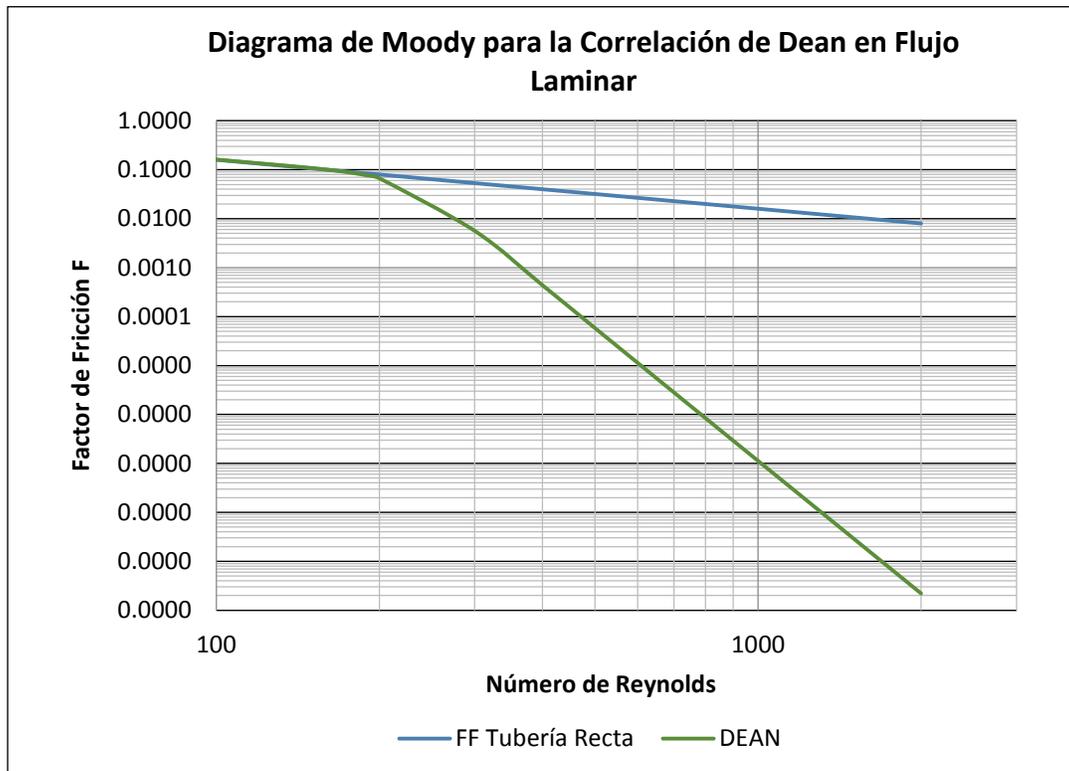


Figura 21 Diagrama de Moody para la correlación de Dean vs los factores de fricción en tubería recta a un radio de curvatura de 0,0163

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

En el caso de Topakoglu el rango de aplicabilidad también es bastante pequeño y cuando excede dichos valores los factores de fricción calculados dan valores negativos por lo cual no fue posible graficarlos en el diagrama de Moody debido a la escala logarítmica de los ejes de la gráfica, en la figura 22 se pueden encontrar los valores de factor de fricción calculados.

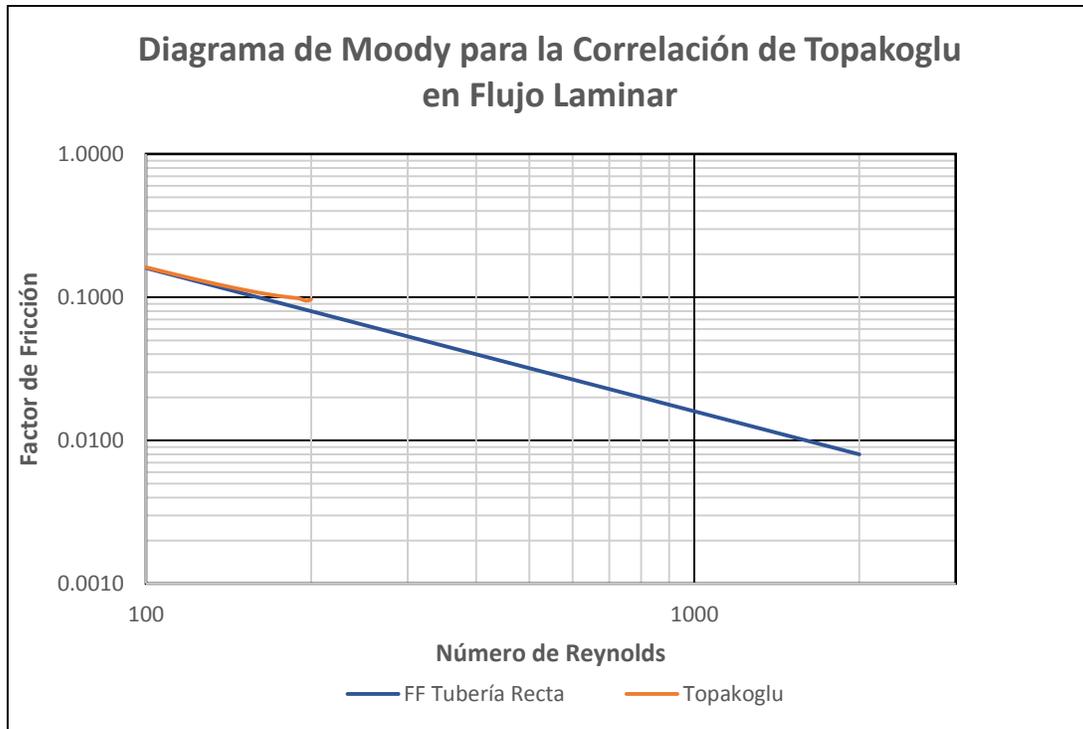


Figura 22 Diagrama de Moody para la correlación de Topakoglu vs el factor de fricción para tuberías rectas para un radio de curvatura de 0.0163

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

4.1.3. Análisis de los factores de fricción en flujo turbulento

Algunos de los autores que estudiaron el flujo de fluidos Newtonianos en flujo laminar para tuberías enrolladas son Ito, Srinivasan y Mishra - Gupta, y las correlaciones junto con sus rangos de aplicabilidad se encuentran en la tabla 3. Al igual que para flujo laminar se determinaron los factores de fricción para un rango de número de Reynolds en el cual la teoría argumenta que se presenta el flujo turbulento. Para este análisis se tomó el rango [2500 – $1 \cdot 10^{12}$] y se calcularon los factores de fricción para las tres correlaciones y para todos los radios de curvatura de las tuberías enrolladas de las tablas 4 y 5. Posteriormente se graficaron los diagramas de Moody para los diferentes radios de curvatura y correlaciones, comparándolos con los factores de fricción para tubería recta en flujo turbulento, obteniéndose el siguiente análisis.

Al observar el comportamiento de los factores de fricción en flujo turbulento versus el número de Reynolds para tuberías rectas, se ve que el factor de fricción disminuye a medida que aumenta el número de Reynolds, sin embargo para números de Reynolds bastante grandes el factor de fricción empieza a volverse constante, haciendo que la curva se observe de forma horizontal en el diagrama de Moody (Flujo turbulento totalmente desarrollado).

Para las tuberías enrolladas ocurre el mismo comportamiento que en las tuberías rectas exceptuando la correlación propuesta por Srinivasan, la cual posee un comportamiento lineal en todo número de Reynolds (Ver figura 23). Dicho comportamiento se debe a que el rango en el cual el número de Reynolds es aplicable para dicha correlación es muy bajo, por lo que a valores grandes de número de Reynolds la correlación no es aplicable, es decir sus valores presentan factores de fricción erróneos, por ende no presenta el mismo comportamiento que las demás correlaciones (Ver figura 24 y 25)

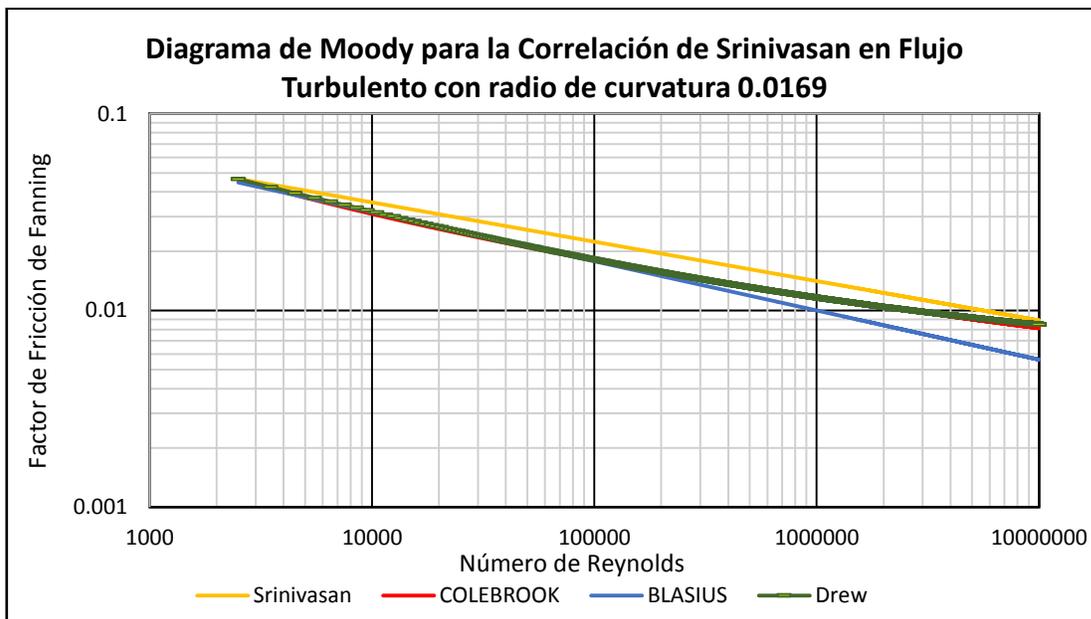


Figura 23 Comparación de la correlación de Srinivasan con las correlaciones de Colebrook, Drew y Blasius para tuberías rectas en flujo turbulento.

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

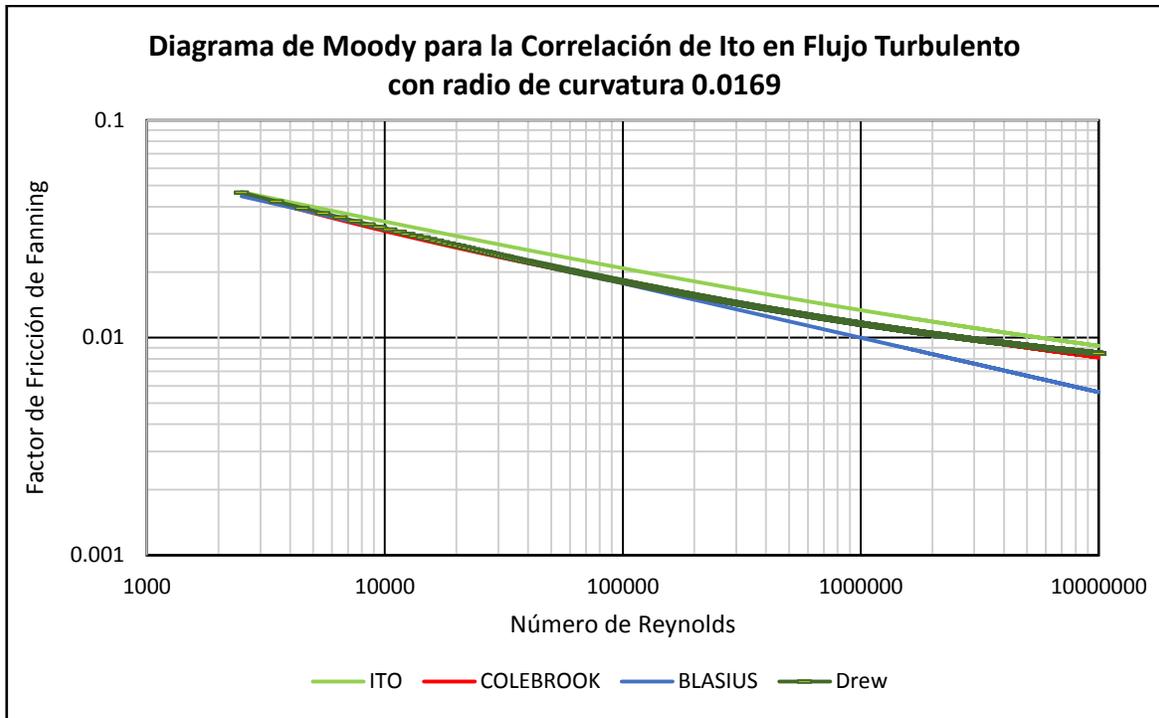


Figura 24 Comparación de la correlación de Ito con las correlaciones de Colebrook, Drew y Blasius para tuberías rectas en flujo turbulento

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

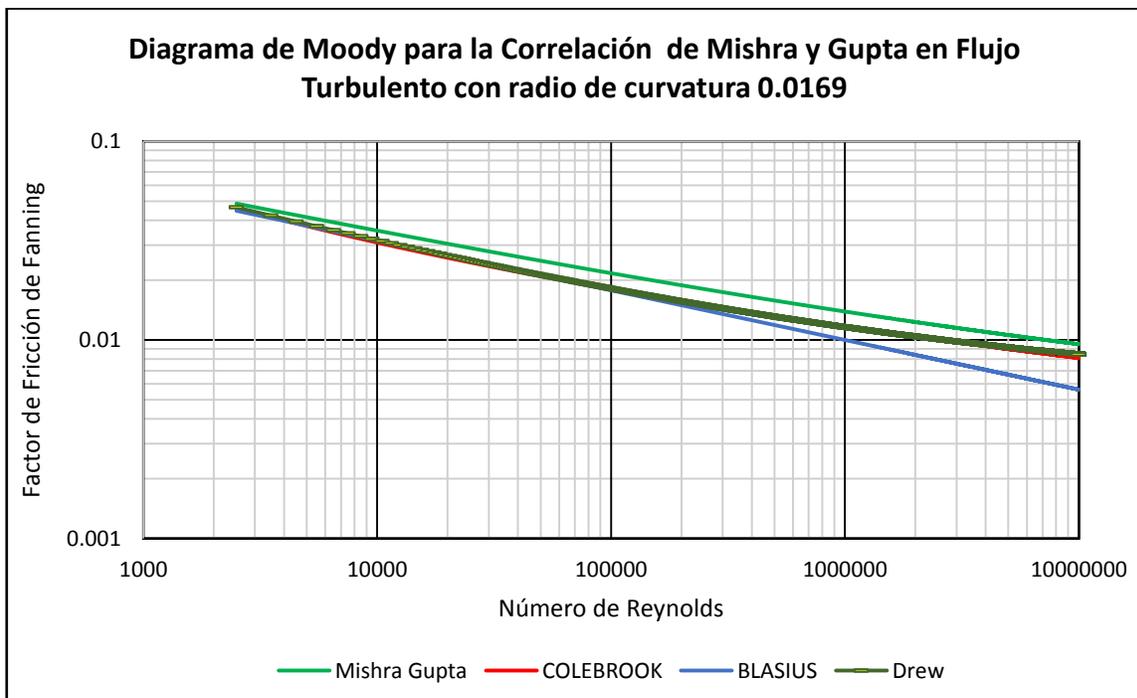


Figura 25 Comparación de la correlación de Mishra y Gupta con las correlaciones de Colebrook, Drew y Blasius para tuberías rectas en flujo turbulento

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Al comparar el factor de fricción en tubería recta utilizando las correlaciones de Colebrook, Drew y Blasius todas para un factor de fricción de Fanning, con el factor de fricción en tuberías enrolladas calculadas con las correlaciones de Ito, Mishra – Gupta y Srinivasan, para flujo turbulento se puede observar que los factores de fricción en tuberías enrolladas son mayores que los factores de fricción en tubería recta para todo número de Reynolds. Por lo que se esperan mayores pérdidas de presión por fricción en tuberías enrolladas que en rectas. Este análisis será comprobado más adelante en este proyecto al comparar las correlaciones en flujo turbulento con la información proporcionada del simulador de Halliburton.

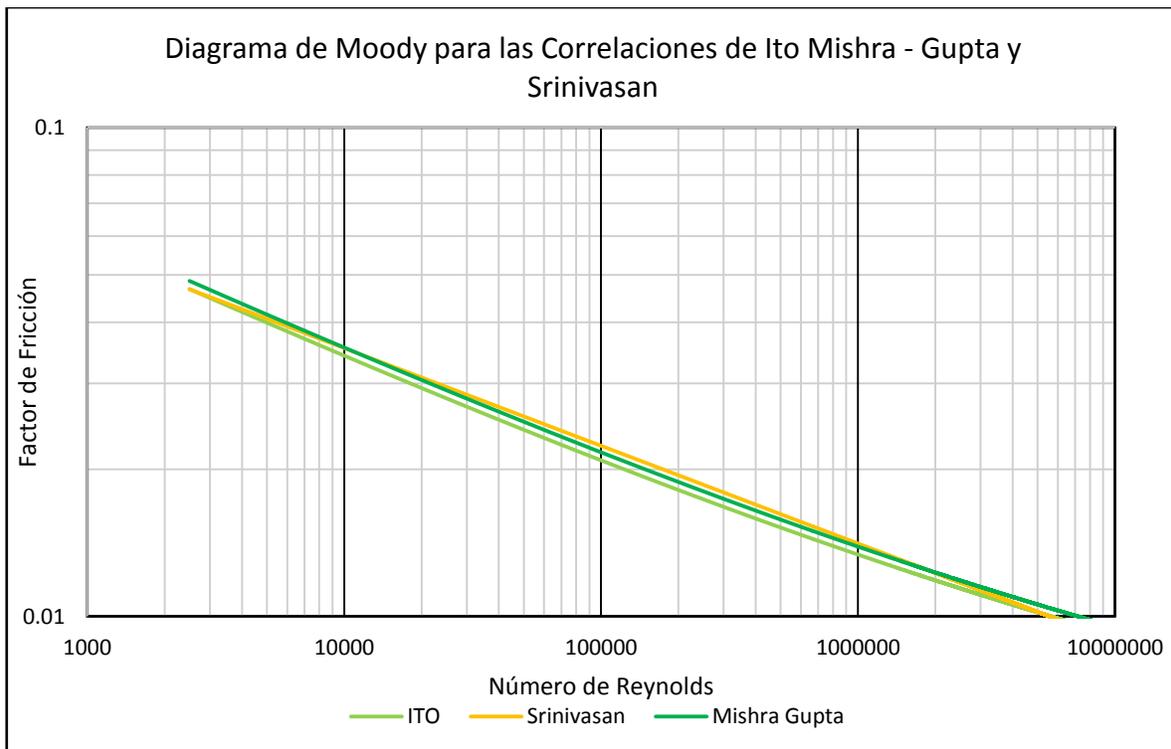


Figura 26 Comparación de las correlaciones de Ito Srinivasan y Mishra –Gupta para un radio de curvatura de 0,0185

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

En la figura 26 se puede apreciar que las correlaciones de Ito, Mishra-Gupta y Srinivasan dan resultados muy cercanos entre sí por lo que al comparar el factor de fricción de cada una de

las correlaciones con los datos del simulador, se espera que el porcentaje de error sea similar para las tres correlaciones.

4.2. Análisis comparativo entre los gradientes de presión del simulador y el modelo planteado

El siguiente análisis fue realizado utilizando la información de los fluidos de Nalco, los radios de curvatura obtenidos de diferentes fuentes, la información de gradientes de presión proporcionada por Halliburton en su software Material Library y las correlaciones para flujo laminar y turbulento de las tablas 2 y 3.

4.2.1. Análisis de los gradientes de presión en flujo laminar

Para el flujo laminar se graficaron los gradientes de presión obtenidos para todas las correlaciones de la tabla 2 y los cuatro fluidos Newtonianos de las tablas 7 – 10, utilizando el código de programación planteado en el inciso 3.2 de este proyecto. Algunas de las gráficas obtenidas se encuentran en el Anexo C GRADIENTES DE PRESIÓN PARA FLUJO LAMINAR.

De las gráficas del Anexo C se puede observar que la correlación que mejor predice el comportamiento del gradiente de presión en flujo laminar es Mujawar y Rao ya que el error obtenido de gradiente de presión es del 1% siendo el más bajo de todas las correlaciones y a su vez el más bajo para todos los caudales, ya que las demás correlaciones a medida que aumenta el caudal su error va aumentando. En el caso de Mujawar el error es constante para todo caudal y para los 4 fluidos analizados conservando el error de 1% en todos los casos.

La mayoría de correlaciones dan valores que sobreestiman el valor obtenido utilizando el simulador, exceptuando las correlaciones de Liu y Masliya, Srinivasan, Van Dyke y White, las cuales dan valores de gradientes de presión menores (Ver figura 27)

La correlación de Adler se comporta un poco diferente a las demás, ya que para caudales muy bajos como 0.1 bpm los valores calculados se desvían bastante, dando errores casi de 25%, pero a medida que aumenta el caudal, dicho error va disminuyendo llegando a ser casi 3% en algunos casos.

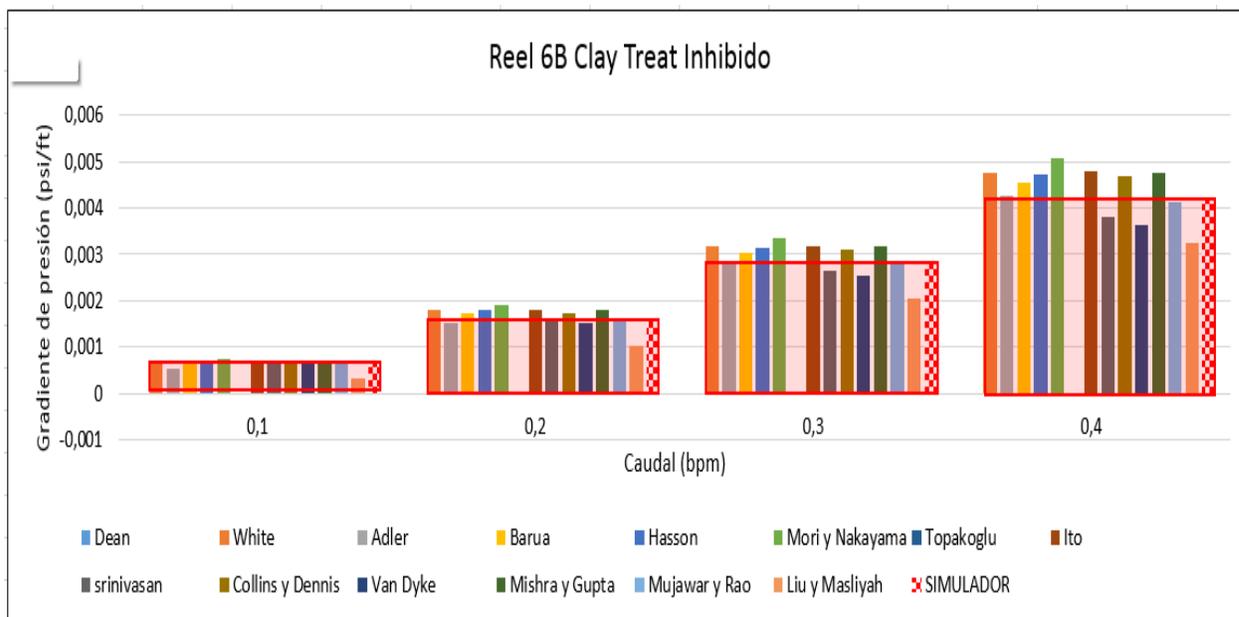


Figura 27 Comparación de los gradientes de presión para Clay Treat Inhibido utilizando las correlaciones de la tabla 2 y los datos obtenidos del software Material Libray

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Como las ecuación de Mujawar y Rao fue la que dio mejores resultados en sus cálculos de gradiente de presión, se procedió a verificar el comportamiento de los factores de fricción utilizando los datos de los fluidos para el cálculo del número de Reynolds y la correlación de Mujawar y Rao (Ver figura 28). Al realizar el diagrama de Moody con los valores obtenidos se logró comprobar que los factores de fricción en tuberías enrolladas son mucho mayores

que los factores de fricción para en tubería recta, y que el comportamiento es lineal lo cual es característico del flujo laminar.

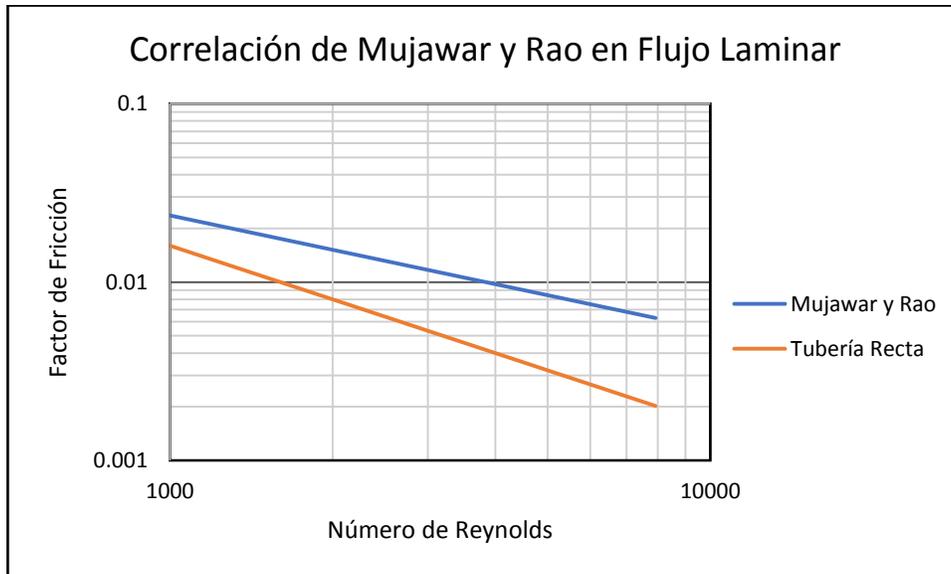


Figura 28 Comparación de los factores de fricción en tubería recta (Fanning) y los factores de fricción en tuberías enrolladas (Mujawar y Rao)

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

De manera general la mayoría de correlaciones dan valores cercanos, siendo unos más que otros, pero las correlaciones de Dean y Topakoglu como se había observado en el análisis teórico del inciso 4.1.2 fallan totalmente al predecir los factores de fricción ya que por ejemplo en la figura 27 se observa que ambas correlaciones no lograron predecir los valores del simulador obteniéndose un error del 100% para ambas correlaciones en todo caudal y fluido analizado.

Otro comportamiento observado para flujo laminar es que para los cuatro diferentes fluidos, el flujo laminar alcanzó caudales diferentes, por ejemplo para el caso del carrete 8D (Radio de curvatura igual a 0.0156) el flujo laminar alcanzó los siguientes caudales para los diferentes fluidos, (Ver tabla 13)

Fluido	Caudal alcanzado en flujo laminar (bpm)	Densidad (lb/gal)	Viscosidad a 110.4 °F (cp)
EDTA	1	9.647	3
DIESEL INHIBIDO	1	7.049	2.1
CLAY TREAT INHIBIDO	0.4	8.278	1.015
SCALE INHIBITOR	0.3	8.437	0.8

Tabla 13 Determinación de la variable predominante en el flujo de fluidos Newtonianos en tuberías enrolladas mediante la comparación de los caudales alcanzados en flujo laminar

FUENTE: TABLA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

De la tabla 13 se puede apreciar que el EDTA alcanzo el mayor caudal en flujo laminar y que el Scale Inhibitor el menor siendo tan solo 0.3 bpm. Al comparar sus densidades y viscosidades con los caudales obtenidos se puede encontrar una relación entre la viscosidad del fluido y el caudal alcanzado en flujo laminar, dicha relación consiste en que entre mayor sea la viscosidad del fluido, mayor es el caudal alcanzado en flujo laminar. Esta relación no se puede encontrar con la densidad ya que no se logra observar una relación clara entre el caudal obtenido y la densidad del fluido.

4.2.2. Análisis de los gradientes de presión en flujo Turbulento

Para el flujo turbulento se realizó el mismo procedimiento utilizado en el flujo laminar obteniéndose diferentes gráficas de gradiente de presión versus caudal, de las cuales se logró determinar lo siguiente.

Las correlaciones analizadas logran predecir de manera aproximada los datos obtenidos del simulador de Halliburton (Ver figura 29) sin embargo sus gradientes de presión son menores a los del simulador, debiéndose posiblemente a que las correlaciones estudiadas funcionan

para tubería lisa despreciando la rugosidad. Las tres correlaciones sin embargo dan resultados muy similares entre sí. En el paper Fluid Flow in Coiled Tubing: A literature Review and Experimental Investigation (Shah, 2004) se afirma que las tres correlaciones al ser comparadas con datos experimentales dan resultados muy bajos con respecto a los experimentales utilizando en sus estudios con agua.

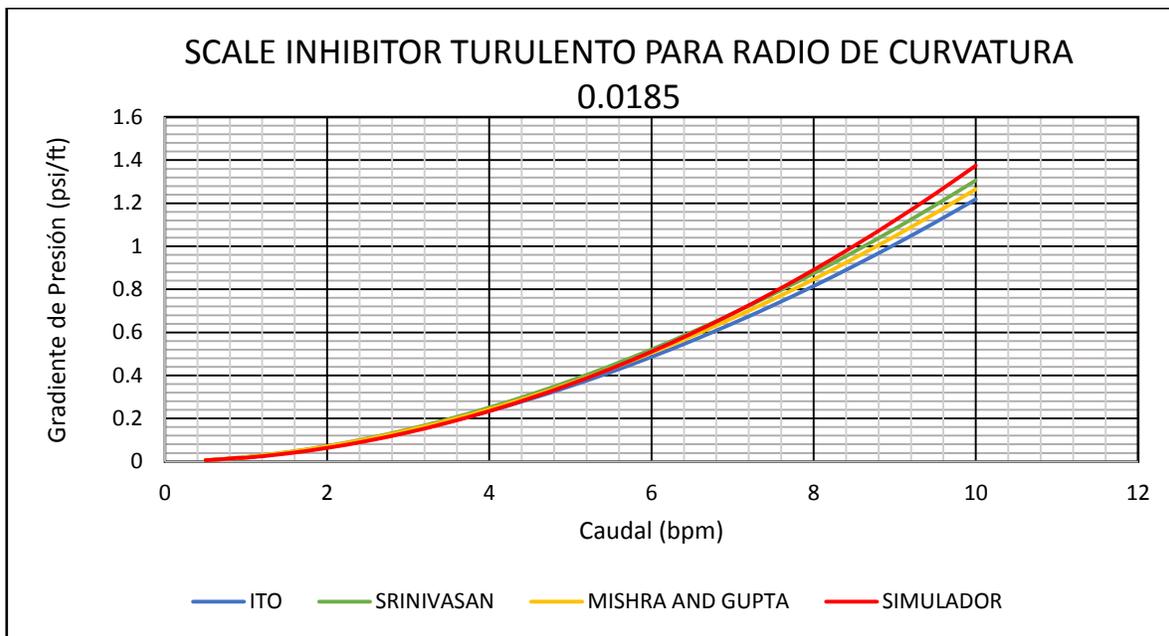


Figura 29 Comparación de los gradientes de presión calculados con las tres correlaciones para flujo turbulento versus los gradientes proporcionados por el simulador Material Library para el Scale Inhibitor

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

Es muy importante mencionar que la mayor parte del flujo presente en las tuberías enrolladas es flujo turbulento, como se mencionó en el inciso 4.2.1, el flujo laminar llegó en el mejor de los casos a alcanzar un caudal de 1 bpm y el resto de caudal que se manejó estuvo gobernado por el flujo turbulento. También es importante tener en cuenta que los gradientes de presión son mucho mayores en el flujo turbulento que en el flujo laminar por lo que las pérdidas de presión en definitiva son mucho mayores en las tuberías enrolladas que en las tuberías rectas, no solo por el hecho de que son mayores en ambos tipos de flujo sino que son

mucho mayores en el tipo de flujo que se presenta con mayor proporción en la tubería enrollada.

4.3. Zona Crítica

En la tabla 14 se puede apreciar el caudal al cual se presenta una zona crítica para tuberías rectas y tuberías enrolladas, representado por las casillas en color verde. Para tuberías rectas la zona crítica se presenta en el rango de número de Reynolds [2100 – 4000] a un caudal de 0.3 bpm para el caso del carrete 1 (Radio de curvatura de 0,0169). El flujo crítico en tuberías enrolladas se observa cuando el Diesel Inhibido en el carrete 3 (Radio de curvatura de 0,0165) alcanza un caudal de 0.7 bpm en un rango de número de Reynolds de [5856 – 6656].

Lo anterior indica que la zona crítica aparece en tuberías enrolladas a un mayor número de Reynolds o también a mayor caudal, en el Anexo D Zona Critica se puede observar que el comportamiento aplica para todos los radios de curvatura y todos los fluidos estudiados.

Carrete 3 (RC = 0,0165)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-Max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-Max}
0,1	4,2	939,3501	5856,734	6656,734	2100	4000
0,2	8,4	1878,7	5856,734	6656,734	2100	4000
0,3	12,6	2818,05	5856,734	6656,734	2100	4000
0,4	16,8	3757,4	5856,734	6656,734	2100	4000
0,5	21	4696,75	5856,734	6656,734	2100	4000
0,6	25,2	5636,1	5856,734	6656,734	2100	4000
0,7	29,4	6575,45	5856,734	6656,734	2100	4000
0,8	33,6	7514,8	5856,734	6656,734	2100	4000

Tabla 14 Comparación de los números de Reynolds a los cuales se presenta la zona crítica en tuberías rectas versus tuberías enrolladas para el Diesel Inhibido

FUENTE: TABLA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

El hecho de que el flujo laminar sea más prolongado en tuberías enrolladas está relacionado con lo analizado en el inciso 4.2.1 en donde el flujo laminar alcanza diferentes caudales dependiendo de la viscosidad del fluido, es decir que a menor viscosidad la zona crítica aparecerá a bajos caudales mientras que un fluido que posea alta viscosidad alcanzará mayores caudales en flujo laminar.

Mujawar y Rao (Rao, 1978) afirman en sus estudios que el flujo laminar en las tuberías enrolladas se presenta con mayor proporción que en las tuberías rectas, es decir, el flujo laminar en tuberías enrolladas alcanza valores de número Reynolds superiores a 2100.

4.4. Análisis aplicado a la industria del petróleo.

En las figuras 30 y 31 se observan los gradientes de presión versus caudal proporcionados por la compañía Halliburton. En estas dos figuras se pueden corroborar los análisis realizados en el inciso 4.2.2 en el cual se argumentaba que las pérdidas de presión por fricción en el flujo turbulento son mayores que en el flujo laminar, presentándose este último por debajo del caudal de 1 bpm. Las bombas manejadas en los trabajos de intervenciones a pozo trabajan en un rango promedio de 2.5 bpm, en un rango mínimo de 0.5 bpm y uno máximo de 5 bpm. El caudal de 0.5 bpm genera que en la bomba ocurran fluctuaciones de fluido lo cual genera daños en esta, como por ejemplo cavitación, golpeteo, daño en pistones, camisas y piñones, por lo que su uso a este caudal es poco recomendable.

De lo anterior se puede aseverar que en las operaciones realizadas en la industria petrolera el flujo presente en la tubería enrollada es turbulento casi que en la totalidad de las operaciones y siendo como se ha mencionado anteriormente el flujo que mayor presenta pérdidas de presión por fricción.

En algunas operaciones en el piedemonte colombiano normalmente es necesario utilizar tuberías enrolladas de una longitud de 21,000 ft, lo anterior debido a que los pozos operados por las compañías pueden estar en el rango de 15, 0000 a 20, 0000 ft Measure Deep. Durante los trabajos se suele dejar enrollado en el carrete del equipo de la tubería enrollada alrededor de 3,000 ft de tubería, por lo que al realizar una comparación con los gradientes de presión proporcionados por la compañía Halliburton, se estarían presentando normalmente aproximadamente 300 psi de pérdidas de presión por fricción dentro de la tubería enrollada en superficie en una operación normal donde se use un caudal promedio de 2bpm.

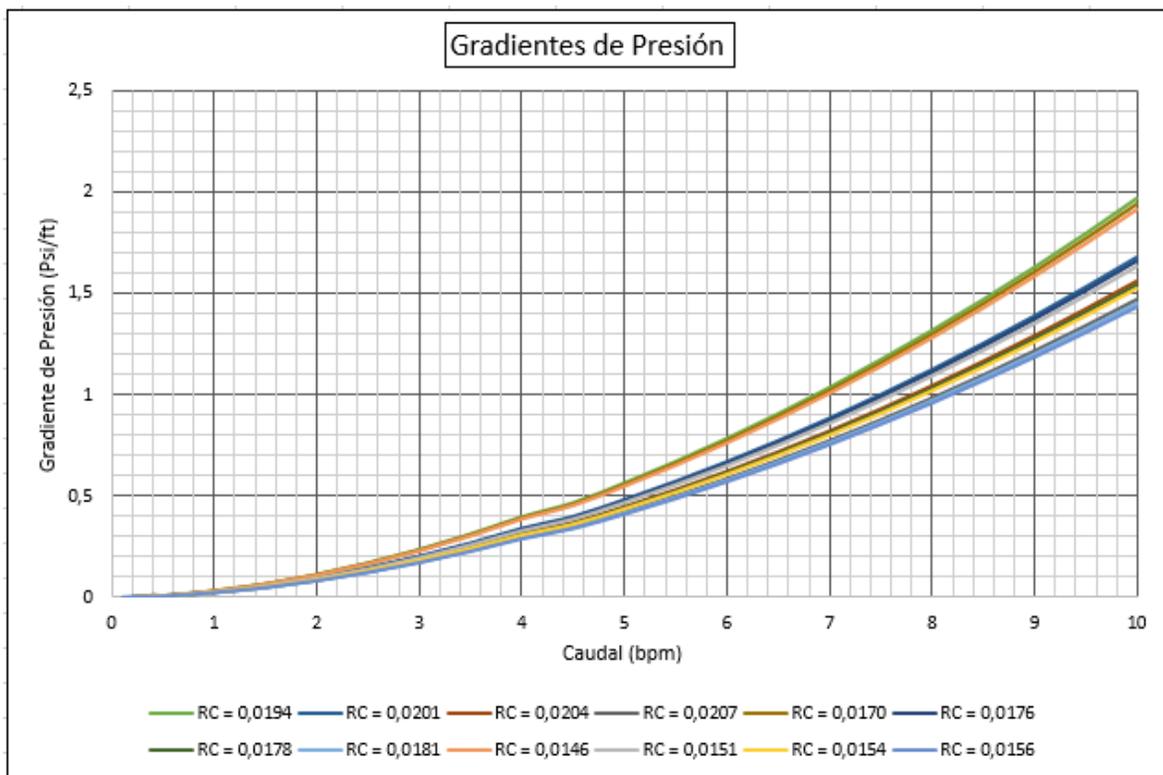


Figura 30 Gradientes de presión obtenidos del simulador de Halliburton en los carretes 6-8 utilizando el Scale-Inhibitor

FUENTE: FIGURA REALIZADA POR EL AUTOR DEL PRESENTE PROYECTO PARTIENDO DE SU PROPIO ANALISIS

5. CONCLUSIONES

- Se lograron evaluar las correlaciones planteadas para fluidos Newtonianos en flujo laminar y turbulento mediante la comparación con datos obtenidos de un simulador utilizado en la industria del petróleo.
- Los fluidos Newtonianos al fluir dentro de tuberías enrolladas se ven expuestos a fuerzas centrífugas que generan un flujo secundario simultáneo, lo cual a su vez genera unas mayores pérdidas de presión por fricción en comparación con las pérdidas generadas en tuberías rectas.
- El flujo que se presenta durante casi la totalidad de las operaciones de intervenciones a pozo es el turbulento ya que las tasas de bombeo a las cuales se presenta el flujo laminar son muy bajas, tanto que las bombas que impulsan el fluido dentro del pozo no llegan a esa capacidad mínima.
- Las correlaciones estudiadas para flujo laminar se encuentran bastante aproximadas a los datos reales de factores de fricción, sin embargo al no presentarse dicho tipo de flujo durante las operaciones en la industria petrolera, no tienen mayor aplicabilidad, mientras que las correlaciones en flujo turbulento están lejos de ser precisas en sus resultados.
- El punto en el cual inicia la zona crítica es decir el número de Reynolds crítico, es mayor que el mismo para tuberías rectas, por lo que el rango de flujo laminar en tuberías enrolladas es mayor que 2100, lo anterior depende bastante de la viscosidad del fluido utilizado.

6. RECOMENDACIONES

- Realizar mayores estudios sobre correlaciones que logren predecir las pérdidas de presión por fricción en flujo turbulento, ya que es el flujo que se presenta en casi todas las operaciones de intervención a pozo con el fin de lograr una mayor precisión en los cálculos de factor de fricción.
- En la industria se debería darle mayor importancia a las pérdidas de presión por fricción dentro de la sección enrollada en el carrete de las tuberías enrolladas ya que allí se presentan altas pérdidas, las cuales muchas veces son despreciadas por la longitud de la sección recta dentro del pozo.
- Evaluar si se justifica en costos dejar enrollada la tubería en el carrete, analizando las pérdidas de presión versus costos.
- Es posible como proyecto de grado hacia futuro realizar un modelo de predicción de pérdidas de presión por fricción con algún modelo diferente al de la ley de potencia para evaluar su posible exactitud y utilidad.

7. Bibliografía

- Adler. (1934). Flow in Curved Pipes. *Journal of applied Mathematics and Mechanics*, 257-75.
- Barua. (1963). On Secondary Flow in Stationary Curved Pipes. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 61-77.
- Brill, J. (1999). En H. M. James Brill, *Multiphase Flow in Wells* (pág. 5). Richardson Texas: Society of Petroleum Engineers Inc.
- Brill, J. (1999). *Multiphase flow in wells*. Texas: Society of Petroleum Engineers.
- Crow, W. (1999). *Coiled Tubing Safety Manual*. Houston, Texas: Westport Technology Center.
- Dean, W. R. (1927). Note on the motion of fluid flow in a curved pipe. *Philosophical magazine*, 208 - 223.
- Dennis, C. a. (1975). The Steady Motion of a Viscous Fluid in a Curved Pipe. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 133-56.
- Dyke, V. (1978). Extended Stokes Series: Laminar Flow Through a Loosely Coiled Pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 129 - 145.
- Economides, M. (1993). Petroleum Production Systems. En M. Economides, *Petroleum Production Systems* (pág. 134). United States: Prentice Hall Inc.
- Equion, E. (s.f.). *Tubería Coiled Tubing*. Equion Energía, Bogotá.
- Ferguson, J. (1996). Fluid flow fundamentals. *Oilfield review*, 61 - 64.
- Glendasmith. (2012). *PetroWiki*. Obtenido de http://petrowiki.org/File:Devol2_1102final_Page_692_Image_0001.png
- Glendasmith. (2012). *PetroWiki*. Obtenido de http://petrowiki.org/File:Devol2_1102final_Page_697_Image_0001.png
- Glendasmith. (2012). *PetroWiki*. Obtenido de http://petrowiki.org/File:Devol2_1102final_Page_693_Image_0001.png
- Gupta, M. a. (1978). Momentum transfer in curved pipes. *American chemical society*.
- Halliburton. (2018). *Fracture Mechanics*.
- Hasson. (1955). Streamline Flow in Coils. *Research Correspondence*.
- ITO. (1959). Friction factors for turbulent flow in curved pipes. *Journal of basic engineering*, 123 - 134.
- Lake, L. (2006). En *Handbook Petroleum Engineering* (págs. 687-742). Society of Petroleum Engineers.

- Martinez, D. (2005). A software toll for the estimation of frictional pressure losses during coiled tubing fracturing. *University of Oklahoma*.
- Masliyah, L. a. (1993). Axially Invariant Laminar Flow in Helical Pipes with Finite Pitch. *Journal of Fluid Mechanics*, 315 - 353.
- McCain, W. J. (1990). *The Properties of Petroleum Fluids*. Tulsa, Oklahoma: PenWell Publishing Company.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos* . Mexico: Pearson Educación.
- Nakayama, M. y. (1965). Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67 - 82.
- NALCO. (s.f.).
- Rao, M. y. (1978). Flow of Non-Newtonian Through Helical Coils. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 22-27.
- Schlumberger. (s.f.). The Coiled tubing revolution. *Oilfield Review Journal*, 4-16.
- Shah, Z. a. (2004). Fluid flow in coiled tubing: A literature review and experimental investigation. *Journal of canadian petroleum technology*.
- Srinivasan. (1970). Friction factor for coils. *Institution of chemical engineers*.
- Topakoglu. (1967). Steady Laminar Flow of an incompressible viscous fluid in curved pipes. *Journal of Mathematics and Mechanics*, 1321 - 1337.
- White. (1929). Streamline Flow Through Curved Pipes. *Proceedings of Royal Society of London*, 63 - 645.
- Zhou, s. a. (2003). An experimental study of drag reduction of polymer solution in coiled tubing. *society of petroleum engineers*.

8. ANEXOS

A continuación se presenta los gradientes de presión proporcionados por la compañía Halliburton para los 4 fluidos estudiados y los diferentes carretes para tubería enrollada.

Anexo A Gradientes de presión recopilados

SCALE INHIBITOR @ 15%					
Caudal	Carrete 1	Carrete 2	Carrete 3	Carrete 4	Carrete 5
	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente
bpm	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft
0,1	0,02516	0,02418	0,00273	0,005647	0,00045
0,2	0,08880	0,08533	0,01361	0,007706	0,00066
0,3	0,18813	0,18078	0,02908	0,038941	0,00184
0,4	0,32241	0,30982	0,04808	0,058474	0,00328
0,5	0,49130	0,47211	0,07259	0,087421	0,00495
0,6	0,69460	0,66748	0,10185	0,121368	0,00694
0,7	0,93223	0,89582	0,13618	0,155306	0,00926
0,8	1,20409	0,15707	0,17448	0,197449	0,01174
0,9	1,51015	1,45118	0,21803	0,244082	0,01449
1	1,85037	1,77811	0,26577	0,295102	0,01746
1,5	3.78257	3,91298	0,57498	0,612194	0,03692
2	6.348581	6,87620	0,99932	1,021122	0,06314
2,5	9.486689	10,66778	1,53844	1,583947	0,09603
3	13.17167	15,28770	2,19410	2,199211	0,13554
3,5	17.38382	20,73598	2,96543	2,902474	0,18164
4	22.10704	27,01260	3,85240	3,691053	0,23429
4,5	27.32783	34,11758	4,85503	4,562737	0,29350
5	33.03457	42,05090	5,97330	6,164471	0,35924
5,5	39.2171	50,81258	7,20723	7,318176	0,43151
6	45.86643	60,40260	8,55680	8,558941	0,51031
6,5	52.97448	70,82098	10,02203	9,885353	0,59562
7	60.53397	82,06770	11,60290	11,296	0,68744
7,5	68.53824	94,14278	13,29943	13,589	0,78578
8	76.98119	107,04620	15,11160	15,263	0,89062
8,5	85.8572	120,77798	17,03943	17,02281	1,00197
9	95.16104	135,33810	19,08290	18,8675	1,11983
9,5	104.8878	150,72658	21,24203	20,796	1,24419
10	115.0331	166,94340	23,51680	22,8075	1,37505

SCALE INHIBITOR @ 15%												
Caudal	Car. 6A	Car.6B	Car.6C	Car. 6D	Car. 7A	Car.7B	Car. 7C	Car. 7D	Car. 8A	Car. 8B	Car. 8C	Car. 8D
	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.	Grad.
bpm	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft
0,1	0,0007	0,0006	0,0006	0,0006	0,0007	0,0006	0,0006	0,0005	0,0007	0,0006	0,0006	0,0005
0,2	0,0018	0,0016	0,0015	0,0014	0,0017	0,0015	0,0014	0,0014	0,0017	0,0015	0,0014	0,0013
0,3	0,0031	0,0027	0,0025	0,0024	0,0031	0,0027	0,0025	0,0024	0,0030	0,0026	0,0024	0,0023
0,4	0,0065	0,0056	0,0129	0,0109	0,0065	0,0055	0,0051	0,0048	0,0064	0,0054	0,0050	0,0047
0,5	0,0098	0,7540	0,0077	0,0073	0,0096	0,0082	0,0077	0,0072	0,0095	0,0081	0,0075	0,0071
0,6	0,0136	0,0115	0,0108	0,0101	0,0134	0,0114	0,0106	0,0100	0,0132	0,0112	0,0105	0,0098
0,7	0,0179	0,0153	0,0142	0,0134	0,0177	0,0151	0,0140	0,0132	0,0174	0,0148	0,0138	0,0130
0,8	0,0228	0,0194	0,0181	0,0170	0,0225	0,0191	0,0178	0,0168	0,0221	0,0189	0,0176	0,0165
0,9	0,0282	0,0240	0,0223	0,0210	0,0278	0,0237	0,0220	0,0207	0,0274	0,0233	0,0217	0,0204
1	0,0340	0,0290	0,0270	0,0254	0,0336	0,0286	0,0266	0,0251	0,0331	0,0282	0,0262	0,0247
1,5	0,0683	0,0582	0,0542	0,0510	0,0674	0,0574	0,0535	0,0503	0,0664	0,0566	0,0527	0,0496
2	0,1147	0,0977	0,0910	0,0856	0,1131	0,0964	0,0898	0,0845	0,1115	0,0950	0,0884	0,0832
2,5	0,1713	0,1460	0,1360	0,1279	0,1691	0,1440	0,1342	0,1262	0,1666	0,1419	0,1322	0,1244
3	0,2379	0,2027	0,1888	0,1776	0,2347	0,2000	0,1863	0,1753	0,2313	0,1970	0,1835	0,1727
3,5	0,3140	0,2675	0,2491	0,2345	0,3098	0,2639	0,2458	0,2313	0,3052	0,2600	0,2422	0,2279
4	0,3993	0,3402	0,3168	0,2982	0,3940	0,3356	0,3126	0,2942	0,3882	0,3307	0,3080	0,2898
4,5	0,4684	0,3990	0,3717	0,3498	0,4622	0,3937	0,3667	0,3451	0,4553	0,3879	0,3613	0,3400
5	0,5662	0,4824	0,4493	0,4228	0,5587	0,4760	0,4433	0,4172	0,5504	0,4689	0,4368	0,4110
5,5	0,6722	0,5726	0,5333	0,5019	0,6633	0,5651	0,5263	0,4953	0,6534	0,5567	0,5185	0,4879
6	0,7861	0,6697	0,6238	0,5870	0,7757	0,6609	0,6155	0,5792	0,7642	0,6511	0,6064	0,5707
6,5	0,9080	0,7735	0,7205	0,6780	0,8959	0,7633	0,7109	0,6690	0,8827	0,7520	0,7004	0,6591
7	1,0375	0,8839	0,8233	0,7748	1,0238	0,8722	0,8124	0,7645	1,0086	0,8593	0,8003	0,7532
7,5	1,1747	1,0008	0,9321	0,8772	1,1591	0,9875	0,9198	0,8656	1,1420	0,9729	0,9062	0,8528
8	1,3194	1,1241	1,0470	0,9853	1,3019	1,1092	1,0331	0,9722	1,2827	1,0928	1,0178	0,9578
8,5	1,4716	1,2537	1,1677	1,0989	1,4521	1,2371	1,1522	1,0843	1,4306	1,2188	1,1351	1,0683
9	1,6310	1,3895	1,2942	1,2179	1,6094	1,3711	1,2770	1,2018	1,5856	1,3508	1,2582	1,1840
9,5	1,7977	1,5316	1,4265	1,3424	1,7739	1,5113	1,4076	1,3246	1,7477	1,4889	1,3868	1,3050
10	1,9716	1,6797	1,5645	1,4723	1,9455	1,6574	1,5437	1,4528	1,9167	1,6329	1,5209	1,4313

DIESEL INHIBIDO					
Caudal	Carrete 1	Carrete 2	Carrete 3	Carrete 4	Carrete 5
	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente
bpm	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft
0,1	0,04455	0,04141	0,00835	0,00835	0,00077
0,2	0,11434	0,10629	0,02144	0,02144	0,00197
0,3	0,19847	0,18450	0,03722	0,03722	0,00343
0,4	0,29350	0,38082	0,05504	0,05504	0,00507
0,5	0,54998	0,52813	0,07455	0,07455	0,00687
0,6	0,76361	0,73327	0,09553	0,09553	0,00880
0,7	1,00781	0,96776	0,34925	0,34925	0,01085
0,8	1,28163	1,23070	0,20342	0,20342	0,01301
0,9	1,58430	1,52134	0,25146	0,25146	0,01527
1	1,91514	1,83904	0,30397	0,30397	0,01762
1,5	3,97342	3,81553	0,63066	0,63066	0,04513
2	6,66890	6,40391	1,05849	1,05849	0,07575
2,5	9,96534	9,56936	1,58170	1,58170	0,11319
3	13,83625	13,28646	2,19610	2,19610	0,15716
3,5	18,26092	17,53531	2,89838	2,89838	0,20742
4	23,22245	22,29970	3,68588	3,68588	0,26377
4,5	28,70666	27,56598	4,55634	4,55634	0,32607
5	34,70133	33,32245	5,50781	5,50781	0,39416
5,5	41,19580	39,55886	6,53862	6,53862	0,46793
6	48,18062	46,26613	7,64725	7,64725	0,54726
6,5	55,64730	53,43613	8,83237	8,83237	0,63208
7	63,58820	61,06150	10,09276	10,09276	0,72227
7,5	71,99633	69,13552	11,42730	11,42730	0,81778
8	80,86528	77,65205	12,83498	12,83498	0,91852
8,5	90,18912	86,60541	14,31487	14,31487	1,02442
9	99,96239	95,99033	15,86609	15,86609	1,13543
9,5	110,17995	105,80190	17,48782	17,48782	1,25149
10	120,83704	116,03552	19,17932	19,17932	1,37254

DIESEL INHIBIDO												
Caudal	Car. 6A	Car.6B	Car.6C	Car. 6D	Car. 7A	Car.7B	Car. 7C	Car. 7D	Car. 8A	Car. 8B	Car. 8C	Car. 8D
	Grad.											
bpm	psi/ft											
0,1	0,00110	0,00096	0,00090	0,00085	0,00108	0,00093	0,00088	0,00083	0,00105	0,00091	0,00085	0,00081
0,2	0,00283	0,00245	0,00230	0,00218	0,00276	0,00240	0,00225	0,00213	0,00269	0,00233	0,00219	0,00207
0,3	0,00491	0,00426	0,00400	0,00379	0,00480	0,00416	0,00390	0,00370	0,00467	0,00405	0,00380	0,00360
0,4	0,00726	0,00630	0,00591	0,00560	0,00709	0,00615	0,00577	0,00547	0,00690	0,00599	0,00562	0,00533
0,5	0,00984	0,00853	0,00801	0,00759	0,00961	0,00833	0,00782	0,00741	0,00935	0,00811	0,00761	0,00721
0,6	0,01261	0,01093	0,01027	0,00973	0,01231	0,01068	0,01002	0,00949	0,01198	0,01039	0,00976	0,00924
0,7	0,01555	0,01349	0,01266	0,01199	0,01518	0,01316	0,01236	0,01171	0,01478	0,01282	0,01203	0,01140
0,8	0,01865	0,01617	0,01518	0,01438	0,01820	0,01579	0,01482	0,01404	0,01772	0,01537	0,01443	0,01367
0,9	0,02189	0,01898	0,01782	0,01688	0,02137	0,01853	0,01739	0,01648	0,02080	0,01804	0,01693	0,01604
1	0,02526	0,02190	0,02056	0,01948	0,02466	0,02138	0,02007	0,01902	0,03119	0,02082	0,01954	0,01852
1,5	0,06679	0,05690	0,05299	0,04987	0,06590	0,05614	0,05229	0,04921	0,06492	0,05531	0,05152	0,04848
2	0,11209	0,09549	0,08894	0,08370	0,11060	0,09423	0,08776	0,08259	0,10897	0,09283	0,08647	0,08137
2,5	0,16750	0,14270	0,13291	0,12508	0,16528	0,14081	0,13115	0,12342	0,16283	0,13872	0,12921	0,12159
3	0,23256	0,19813	0,18454	0,17366	0,22948	0,19550	0,18209	0,17136	0,22608	0,19261	0,17939	0,16882
3,5	0,30693	0,26149	0,24355	0,22920	0,30286	0,25802	0,24032	0,22616	0,29838	0,25420	0,23676	0,22281
4	0,39033	0,33253	0,30972	0,29147	0,38515	0,32812	0,30561	0,28760	0,37945	0,32327	0,30109	0,28335
4,5	0,48250	0,41106	0,38286	0,36030	0,47610	0,40561	0,37778	0,35552	0,46906	0,39961	0,37220	0,35026
5	0,58326	0,49690	0,46281	0,43554	0,57553	0,49031	0,45668	0,42976	0,56701	0,48306	0,44992	0,42341
5,5	0,69242	0,58990	0,54943	0,51705	0,68324	0,58208	0,54214	0,51020	0,67313	0,57347	0,53412	0,50265
6	0,80982	0,68992	0,64259	0,60472	0,79908	0,68077	0,63407	0,59670	0,78726	0,67070	0,62469	0,58787
6,5	0,93533	0,79684	0,74217	0,69844	0,92292	0,78627	0,73233	0,68917	0,90927	0,77464	0,72150	0,67898
7	1,06880	0,91055	0,84808	0,79811	1,05462	0,89847	0,83683	0,78752	1,03902	0,88518	0,82445	0,77587
7,5	1,21012	1,03095	0,96022	0,90364	1,19407	1,01727	0,94748	0,89165	1,17641	1,00222	0,93347	0,87846
8	1,35919	1,15795	1,07851	1,01495	1,34116	1,14259	1,06420	1,00149	1,32132	1,12568	1,04846	0,98667
8,5	1,51591	1,29146	1,20286	1,13198	1,49580	1,27433	1,18690	1,11696	1,47367	1,25548	1,16935	1,10044
9	1,68018	1,43141	1,33321	1,25464	1,65789	1,41242	1,31552	1,23800	1,63337	1,39153	1,29606	1,21969
9,5	1,85192	1,57772	1,46948	1,38288	1,82735	1,55679	1,44999	1,36454	1,80032	1,53376	1,42854	1,34436
10	2,03104	1,73032	1,61161	1,51664	2,00410	1,70737	1,59024	1,49653	1,97445	1,68211	1,56671	1,47439

EDTA					
Caudal	Carrete 1	Carrete 2	Carrete 3	Carrete 4	Carrete 5
	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente
bpm	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft
0,1	0,06266	0,05825	0,01175	0,01175	0,00108
0,2	0,16084	0,14952	0,03016	0,03016	0,00278
0,3	0,27918	0,25953	0,05235	0,05235	0,00482
0,4	0,41285	0,18656	0,07742	0,07742	0,00713
0,5	1,50967	0,72900	0,10487	0,10487	0,00966
0,6	1,05406	1,01217	0,13438	0,13438	0,01238
0,7	1,39113	1,33586	0,34133	0,34133	0,01526
0,8	1,76911	1,69881	0,28079	0,28079	0,01830
0,9	2,18690	2,10000	0,34711	0,34711	0,02148
1	2,64358	2,53854	0,41959	0,41959	0,02479
1,5	5,48475	5,26681	0,87054	0,87054	0,06230
2	9,20548	8,83969	1,46110	1,46110	0,10456
2,5	13,75575	13,20916	2,18332	2,18332	0,15625
3	19,09900	18,34009	3,03140	3,03140	0,21694
3,5	25,20663	24,20503	4,00081	4,00081	0,28631
4	32,05533	30,78160	5,08784	5,08784	0,36410
4,5	39,62551	38,05097	6,28938	6,28938	0,45009
5	47,90031	45,99697	7,60276	7,60276	0,54408
5,5	56,86501	54,60545	9,02565	9,02565	0,64591
6	66,50657	63,86390	10,55596	10,55596	0,75542
6,5	76,81329	73,76107	12,19185	12,19185	0,87249
7	87,77458	84,28682	13,93163	13,93163	0,99700
7,5	99,38082	95,43187	15,77378	15,77378	1,12883
8	111,62315	107,18775	17,71689	17,71689	1,26788
8,5	124,49341	119,54660	19,75966	19,75966	1,41407
9	137,98403	132,50116	21,90090	21,90090	1,56731
9,5	152,08794	146,04465	24,13948	24,13948	1,72751
10	166,79856	160,17074	26,47436	26,47436	1,89460

EDTA												
Caudal	Car. 6A	Car.6B	Car.6C	Car. 6D	Car. 7A	Car.7B	Car. 7C	Car. 7D	Car. 8A	Car. 8B	Car. 8C	Car. 8D
	Grad.											
bpm	psi/ft											
0,1	0,00155	0,00134	0,00126	0,00120	0,00151	0,00131	0,00123	0,00117	0,00147	0,00128	0,00120	0,00114
0,2	0,00398	0,00345	0,00324	0,00307	0,00389	0,00337	0,00316	0,00300	0,00378	0,00328	0,00308	0,00292
0,3	0,00691	0,00599	0,00563	0,00533	0,00675	0,00585	0,00549	0,00520	0,00657	0,00570	0,00535	0,00507
0,4	0,01022	0,00886	0,00832	0,00788	0,00998	0,00865	0,00812	0,00769	0,00971	0,00842	0,00791	0,00749
0,5	0,01384	0,01200	0,01127	0,01068	0,01351	0,01172	0,01100	0,01042	0,01316	0,01141	0,01071	0,01015
0,6	0,01774	0,01538	0,01444	0,01368	0,01732	0,01502	0,01410	0,01336	0,01686	0,01462	0,01372	0,01300
0,7	0,02187	0,01897	0,01781	0,01687	0,02136	0,01852	0,01738	0,01647	0,02079	0,01803	0,01692	0,01603
0,8	0,02623	0,02275	0,02135	0,02023	0,02561	0,02221	0,02085	0,01975	0,02493	0,02162	0,02029	0,01923
0,9	0,03079	0,02670	0,02506	0,02375	0,03006	0,02606	0,02447	0,02318	0,02926	0,02537	0,02382	0,02257
1	0,03553	0,03081	0,02892	0,02740	0,03469	0,03008	0,02824	0,02675	0,03377	0,02928	0,02749	0,02604
1,5	0,09219	0,07854	0,07315	0,06884	0,09097	0,07750	0,07218	0,06793	0,08962	0,07635	0,07111	0,06692
2	0,15473	0,13182	0,12277	0,11554	0,15267	0,13007	0,12115	0,11401	0,15042	0,12814	0,11935	0,11232
2,5	0,23121	0,19697	0,18346	0,17265	0,22814	0,19436	0,18103	0,17036	0,22477	0,19149	0,17835	0,16784
3	0,32102	0,27349	0,25472	0,23971	0,31676	0,26986	0,25135	0,23653	0,31207	0,26587	0,24763	0,23304
3,5	0,42368	0,36094	0,33618	0,31637	0,41806	0,35616	0,33172	0,31218	0,41187	0,35089	0,32682	0,30756
4	0,53879	0,45901	0,42752	0,40233	0,53164	0,45293	0,42185	0,39699	0,52378	0,44623	0,41561	0,39112
4,5	0,66603	0,56742	0,52849	0,49735	0,65720	0,55989	0,52148	0,49075	0,64747	0,55161	0,51376	0,48349
5	0,80511	0,68591	0,63885	0,60120	0,79443	0,67681	0,63038	0,59323	0,78268	0,66680	0,62105	0,58445
5,5	0,95579	0,81428	0,75841	0,71372	0,94312	0,80347	0,74835	0,70425	0,92916	0,79159	0,73728	0,69384
6	1,11785	0,95234	0,88700	0,83473	1,10302	0,93971	0,87524	0,82366	1,08670	0,92580	0,86229	0,81148
6,5	1,29109	1,09992	1,02447	0,96409	1,27396	1,08533	1,01088	0,95131	1,25511	1,06928	0,99592	0,93723
7	1,47532	1,25688	1,17066	1,10167	1,45576	1,24021	1,15513	1,08706	1,43422	1,22187	1,13804	1,07098
7,5	1,67040	1,42308	1,32545	1,24734	1,64825	1,40420	1,30787	1,23080	1,62386	1,38343	1,28852	1,21259
8	1,87617	1,59838	1,48873	1,40100	1,85129	1,57718	1,46898	1,38242	1,82390	1,55385	1,44725	1,36197
8,5	2,09250	1,78268	1,66038	1,56254	2,06474	1,75903	1,63836	1,54181	2,03420	1,73301	1,61412	1,51900
9	2,31925	1,97585	1,84030	1,73186	2,28849	1,94965	1,81589	1,70889	2,25463	1,92081	1,78903	1,68361
9,5	2,55631	2,17782	2,02841	1,90888	2,52240	2,14893	2,00150	1,88356	2,48509	2,11714	1,97190	1,85569
10	2,80357	2,38846	2,22461	2,09351	2,76638	2,35678	2,19510	2,06574	2,72546	2,32192	2,16263	2,03519

CLAY TREAT INHIBIDO					
Caudal	Carrete 1	Carrete 2	Carrete 3	Carrete 4	Carrete 5
	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente	Gradiente
bpm	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft	psi/ft
0,1	0,02964	0,02755	0,00556	0,00556	0,00051
0,2	0,10395	0,09982	0,01427	0,01427	0,00131
0,3	0,21567	0,20710	0,03423	0,03423	0,00228
0,4	0,36198	0,34759	0,05745	0,05745	0,00337
0,5	0,54090	0,51941	0,08585	0,08585	0,01149
0,6	0,75101	0,72117	0,11920	0,11920	0,00853
0,7	0,99117	0,95179	0,15732	0,15732	0,01126
0,8	1,26047	1,21039	0,20006	0,20006	0,01432
0,9	1,55815	1,49623	0,24731	0,24731	0,01770
1	1,88353	1,80868	0,29895	0,29895	0,02139
1,5	3,90783	3,75255	0,62025	0,62025	0,04439
2	6,55882	6,29820	1,04102	1,04102	0,07450
2,5	9,80085	9,41141	1,55560	1,55560	0,11132
3	13,60786	13,06715	2,15985	2,15985	0,15457
3,5	17,95950	17,24587	2,85054	2,85054	0,20399
4	22,83914	21,93161	3,62504	3,62504	0,25942
4,5	28,23282	27,11097	4,48113	4,48113	0,32069
5	34,12854	32,77243	5,41690	5,41690	0,38765
5,5	40,51581	38,90590	6,43069	6,43069	0,46020
6	47,38533	45,50245	7,52103	7,52103	0,53823
6,5	54,72878	52,55410	8,68658	8,68658	0,62164
7	62,53860	60,05360	9,92616	9,92616	0,71035
7,5	70,80794	67,99435	11,23868	11,23868	0,80428
8	79,53049	76,37031	12,62312	12,62312	0,90336
8,5	88,70044	85,17588	14,07858	14,07858	1,00751
9	98,31238	94,40589	15,60420	15,60420	1,11669
9,5	108,36130	104,05551	17,19917	17,19917	1,23083
10	118,84248	114,12021	18,86275	18,86275	1,34988

CLAY TREAT INHIBIDO												
Caudal	Car. 6A	Car.6B	Car.6C	Car. 6D	Car. 7A	Car.7B	Car. 7C	Car. 7D	Car. 8A	Car. 8B	Car. 8C	Car. 8D
	Grad.											
bpm	psi/ft											
0,1	0,00073	0,00064	0,00060	0,00057	0,00072	0,00062	0,00058	0,00055	0,00070	0,00060	0,00057	0,00054
0,2	0,00188	0,00163	0,00153	0,00145	0,00184	0,00159	0,00150	0,00142	0,00179	0,00155	0,00146	0,00138
0,3	0,00327	0,00283	0,00266	0,00252	0,00319	0,00277	0,00260	0,00246	0,00311	0,00269	0,00253	0,00240
0,4	0,00483	0,00419	0,00394	0,00373	0,00472	0,00409	0,00384	0,00364	0,00254	0,00398	0,00374	0,00354
0,5	0,00909	0,01755	0,01406	0,01128	0,00897	0,00764	0,01823	0,01545	0,00884	0,00753	0,00701	0,00660
0,6	0,01262	0,01075	0,01002	0,00943	0,01246	0,01061	0,00988	0,00930	0,01227	0,01045	0,00974	0,00916
0,7	0,01666	0,01419	0,01322	0,01244	0,01644	0,01400	0,01304	0,01228	0,01620	0,01380	0,01285	0,01209
0,8	0,02119	0,01805	0,01681	0,01582	0,02091	0,01781	0,01659	0,01561	0,02060	0,01755	0,01634	0,01538
0,9	0,02619	0,02231	0,02078	0,01956	0,02584	0,02202	0,02051	0,01930	0,02546	0,02169	0,02020	0,01901
1	0,03166	0,02697	0,02512	0,02364	0,03124	0,02661	0,02479	0,02333	0,03078	0,02622	0,02442	0,02298
1,5	0,06568	0,05596	0,05212	0,04905	0,06481	0,05522	0,05143	0,04840	0,06385	0,05440	0,05067	0,04768
2	0,11024	0,09392	0,08748	0,08232	0,10878	0,09267	0,08632	0,08123	0,10717	0,09130	0,08504	0,08003
2,5	0,16473	0,14034	0,13071	0,12301	0,16255	0,13848	0,12898	0,12138	0,16014	0,13643	0,12707	0,11958
3	0,22872	0,19486	0,18149	0,17079	0,22569	0,19227	0,17908	0,16853	0,22235	0,18943	0,17643	0,16604
3,5	0,30187	0,25717	0,23953	0,22541	0,29786	0,25376	0,23635	0,22242	0,29345	0,25001	0,23285	0,21913
4	0,38388	0,32704	0,30461	0,28666	0,37879	0,32271	0,30057	0,28286	0,37319	0,31793	0,29612	0,27867
4,5	0,47454	0,40428	0,37654	0,35435	0,46825	0,39892	0,37155	0,34965	0,46132	0,39301	0,36605	0,34448
5	0,57364	0,48870	0,45518	0,42835	0,56603	0,48222	0,44914	0,42267	0,55765	0,47509	0,44249	0,41642
5,5	0,68099	0,58016	0,54036	0,50852	0,67196	0,57247	0,53320	0,50177	0,66202	0,56400	0,52531	0,49435
6	0,79646	0,67853	0,63198	0,59474	0,78589	0,66953	0,62360	0,58685	0,77427	0,65963	0,61437	0,57817
6,5	0,91989	0,78369	0,72992	0,68691	0,90769	0,77329	0,72024	0,67780	0,89426	0,76185	0,70959	0,66777
7	1,05116	0,89552	0,83408	0,78493	1,03721	0,88364	0,82302	0,77452	1,02187	0,87057	0,81084	0,76306
7,5	1,19015	1,01393	0,94437	0,88872	1,17436	1,00048	0,93185	0,87693	1,15699	0,98568	0,91806	0,86396
8	1,33676	1,13883	1,06071	0,99820	1,31903	1,12373	1,04664	0,98496	1,29951	1,10710	1,03115	0,97039
8,5	1,49089	1,27014	1,18301	1,11329	1,47111	1,25329	1,16731	1,09853	1,44935	1,23475	1,15005	1,08227
9	1,65245	1,40778	1,31120	1,23393	1,63053	1,38911	1,29381	1,21757	1,60641	1,36856	1,27467	1,19955
9,5	1,82135	1,55167	1,44522	1,36006	1,79719	1,53109	1,42605	1,34202	1,77060	1,50844	1,40496	1,32217
10	1,99752	1,70176	1,58501	1,49161	1,97102	1,67919	1,56399	1,47182	1,94186	1,65435	1,54085	1,45005

A continuación se presentan los diagramas de Moody realizados por el autor de este proyecto asumiendo valores de números de Reynolds entre 100 y 2000

Anexo B Diagramas de Moody para flujo laminar

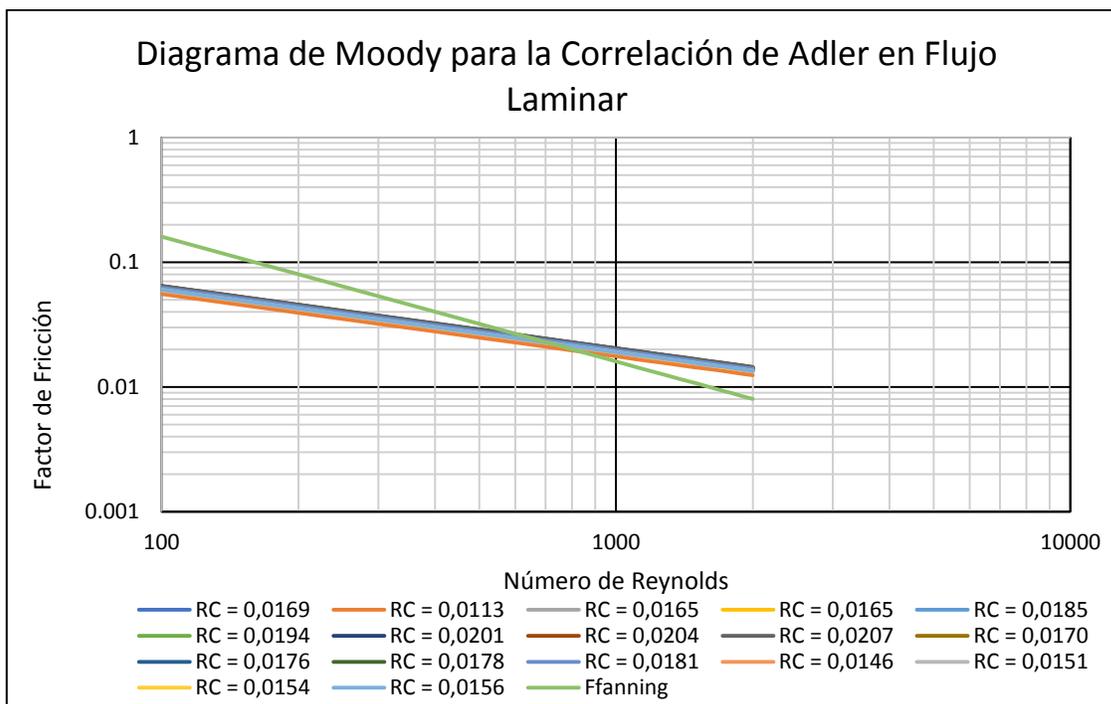
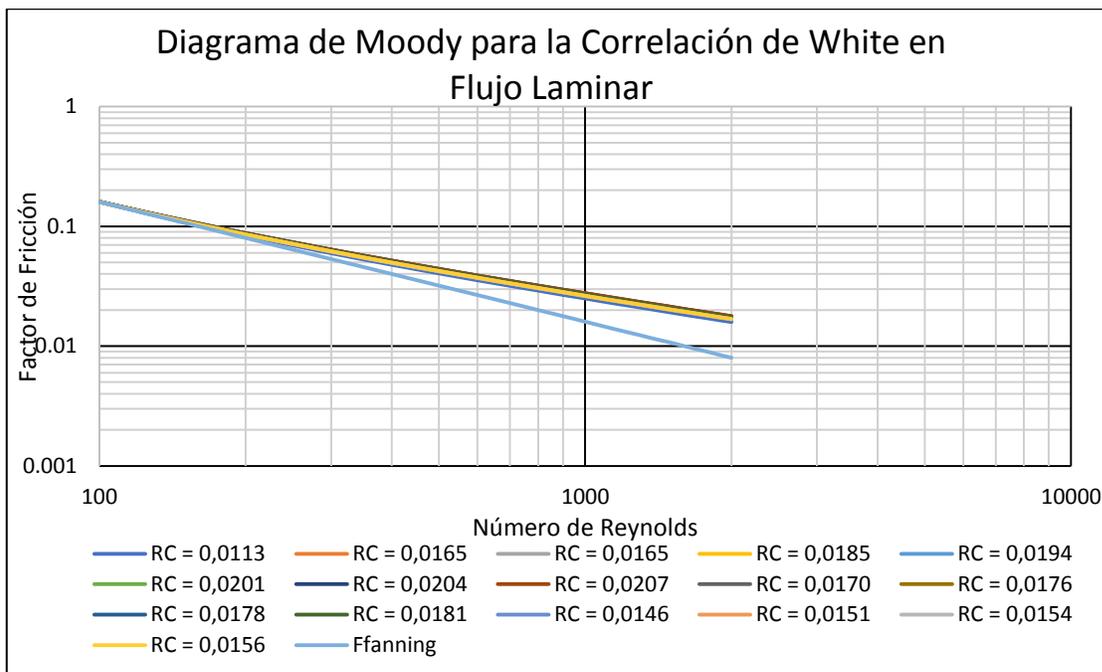


Diagrama de Moody para la Correlación de Barua en Flujo Laminar

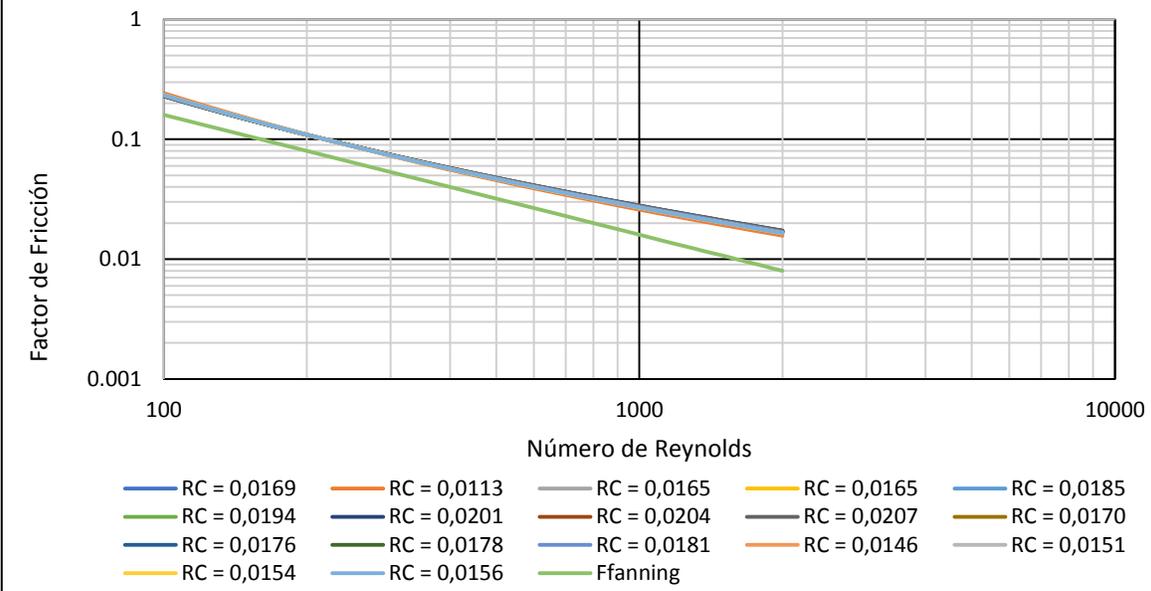


Diagrama de Moody para la Correlación de Hasson en Flujo Laminar

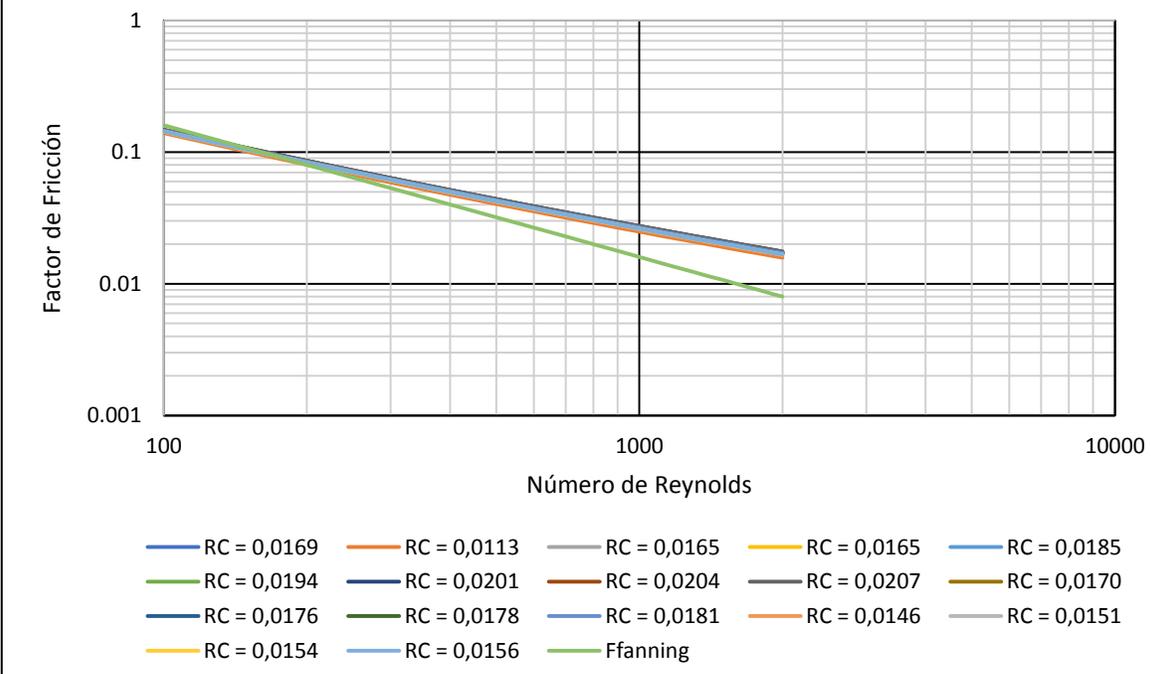


Diagrama de Moody para la Correlación de Morinaka en Flujo Laminar

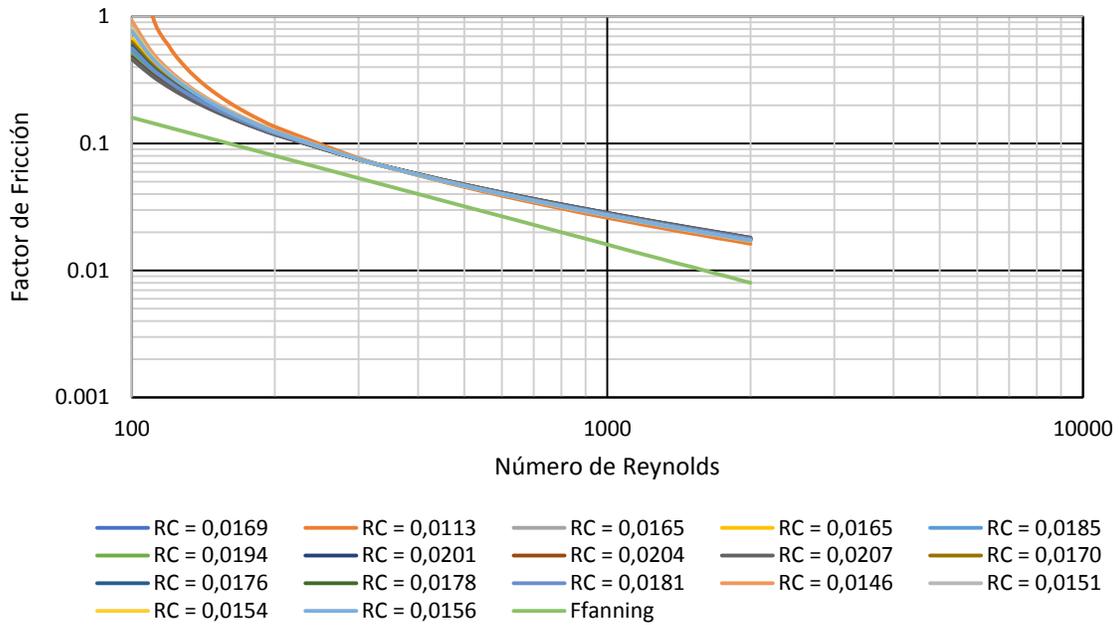


Diagrama de Moody para la Correlación de Ito en Flujo Laminar

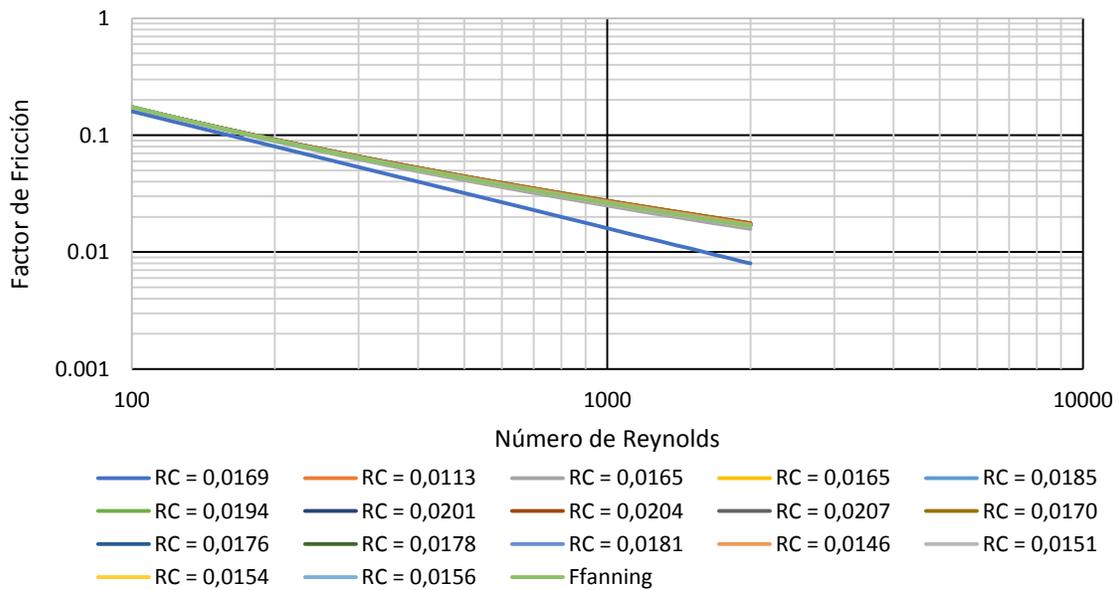


Diagrama de Moody para la Correlación de Srinivasan en Flujo Laminar

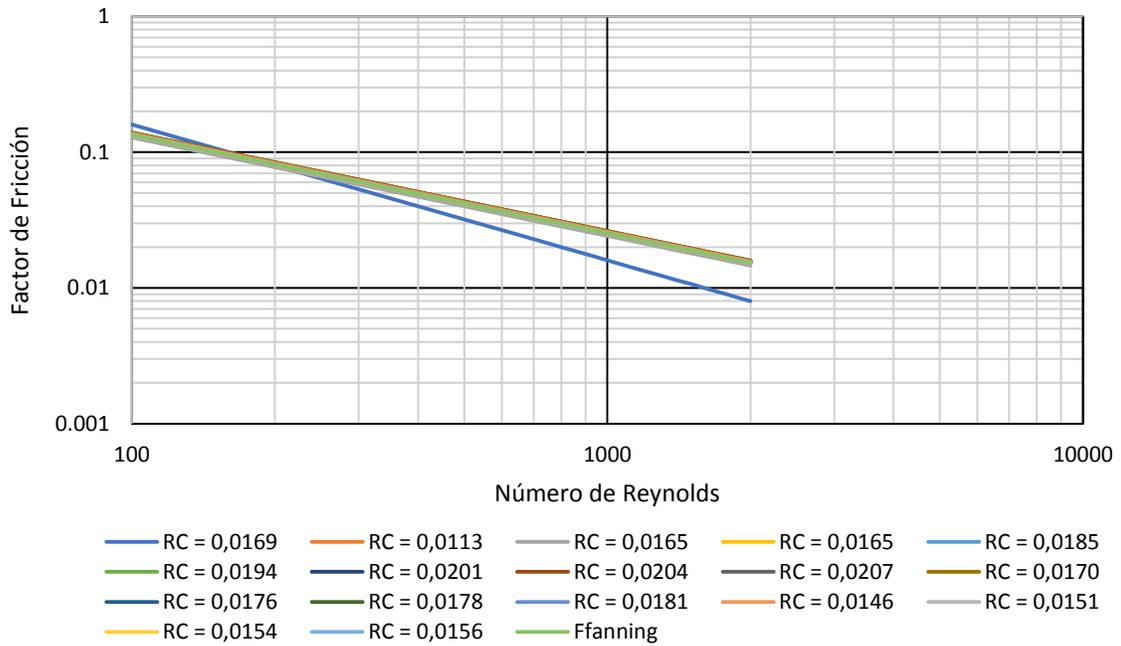


Diagrama de Moody para la Correlación de Collins y Dennis en Flujo Laminar

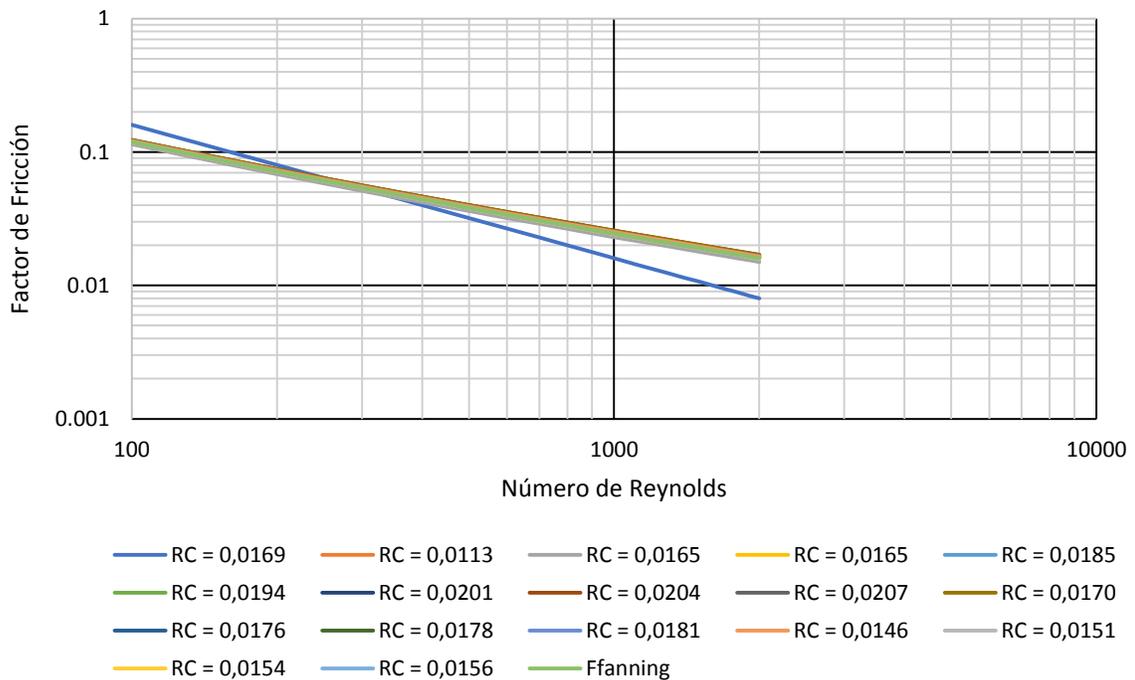


Diagrama de Moody para la Correlación de Van Dike en Flujo Laminar

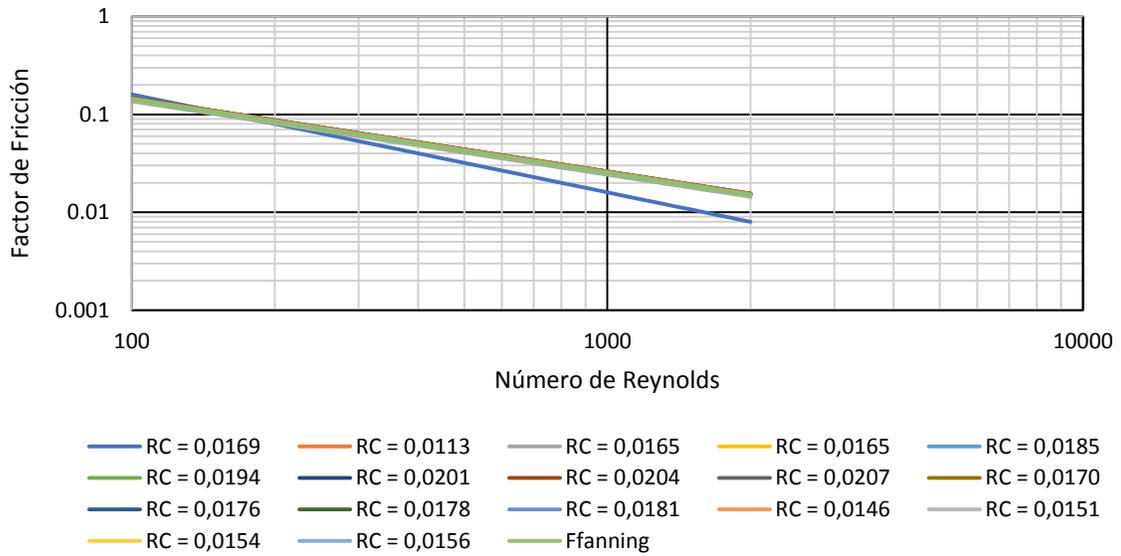


Diagrama de Moody para la Correlación de Mishra y Gupta en Flujo Laminar

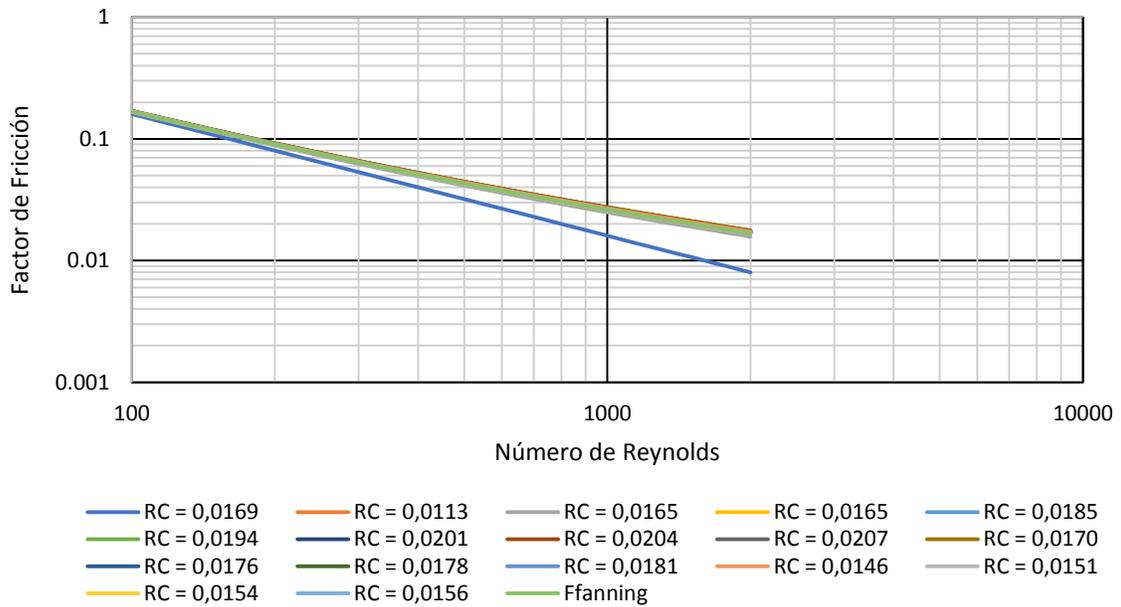


Diagrama de Moody para la Correlación de Mujawar Rao en Flujo Laminar

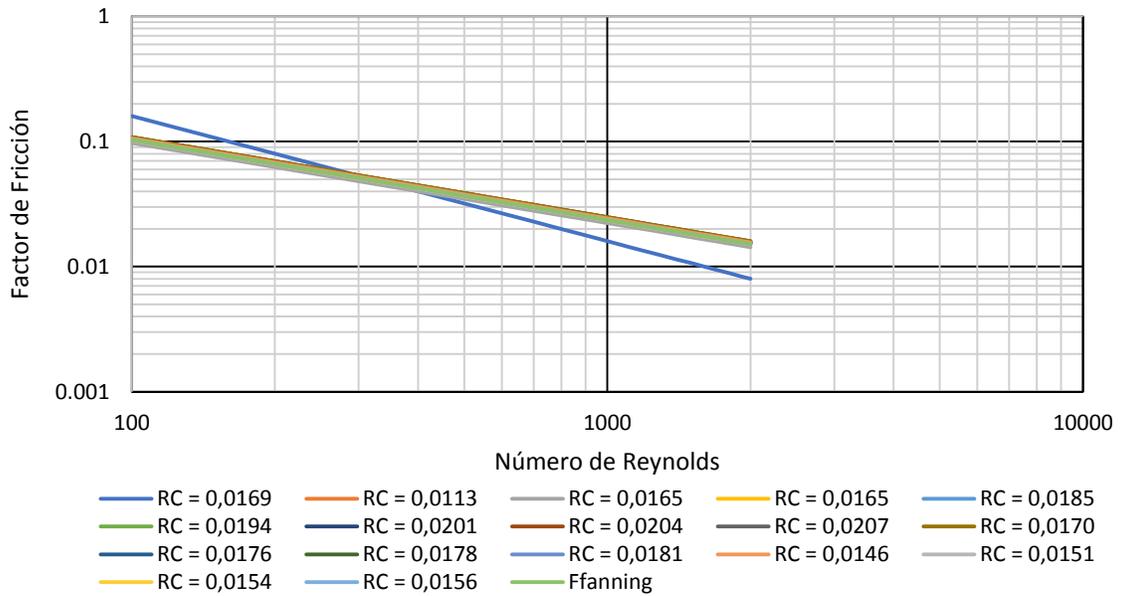
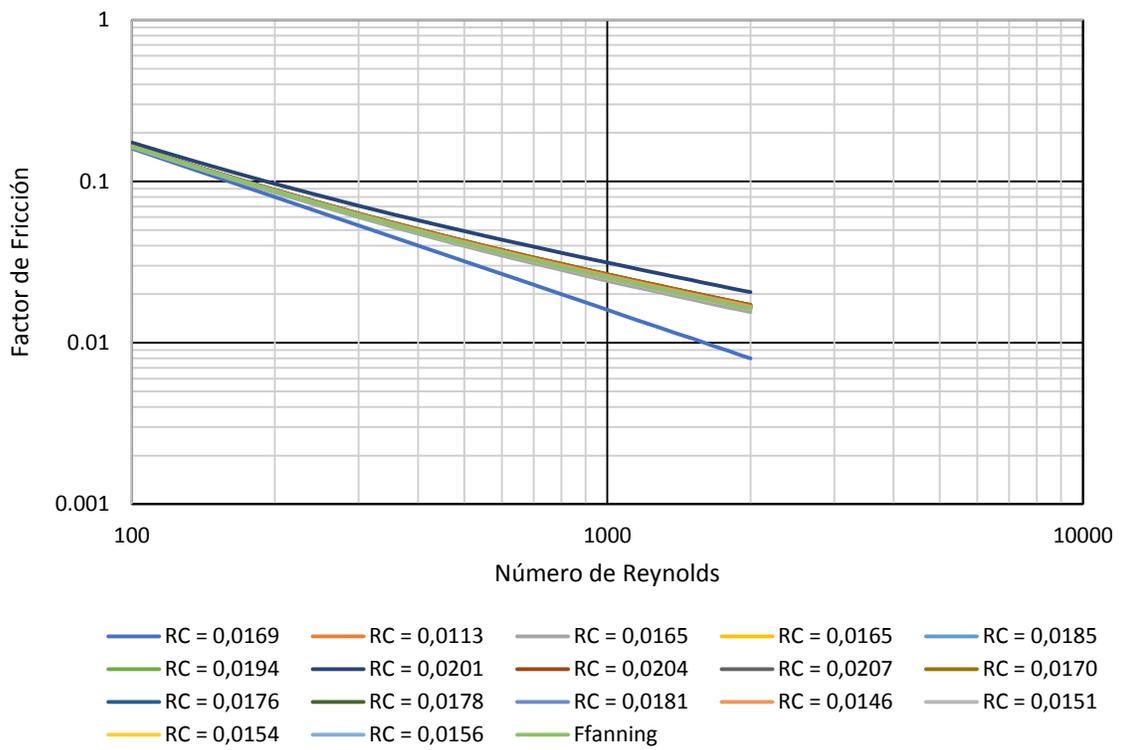


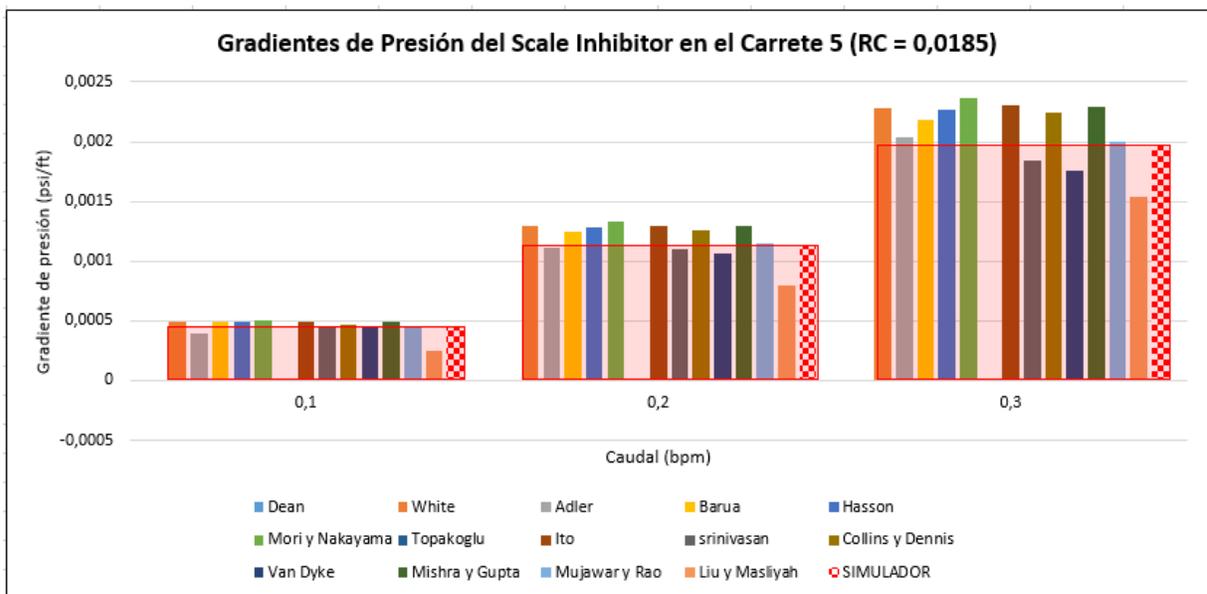
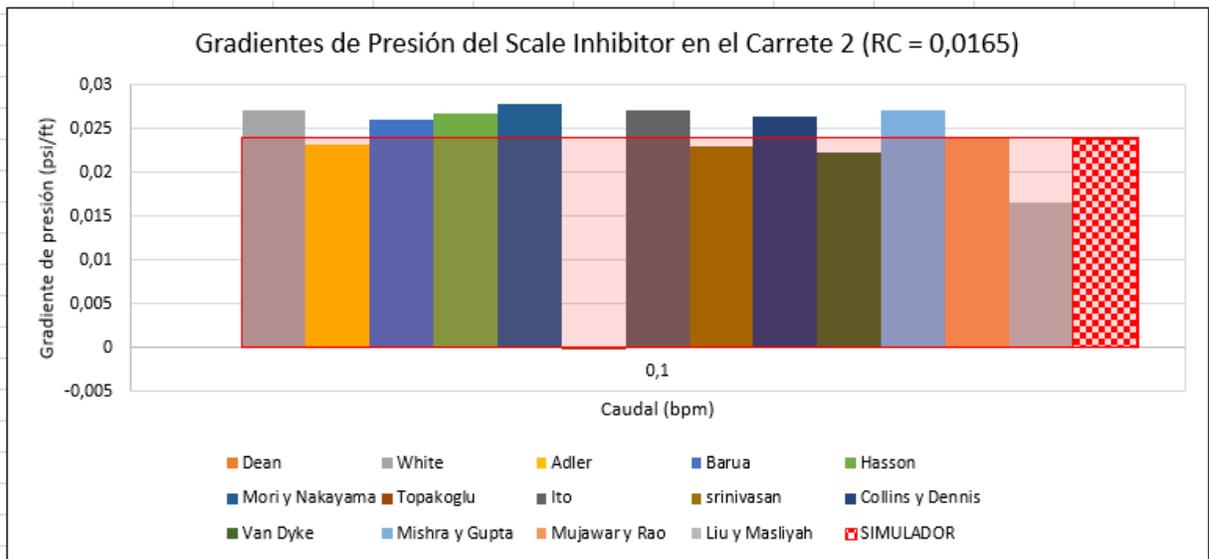
Diagrama de Moody para la Correlación de Liu Masliya en Flujo Laminar

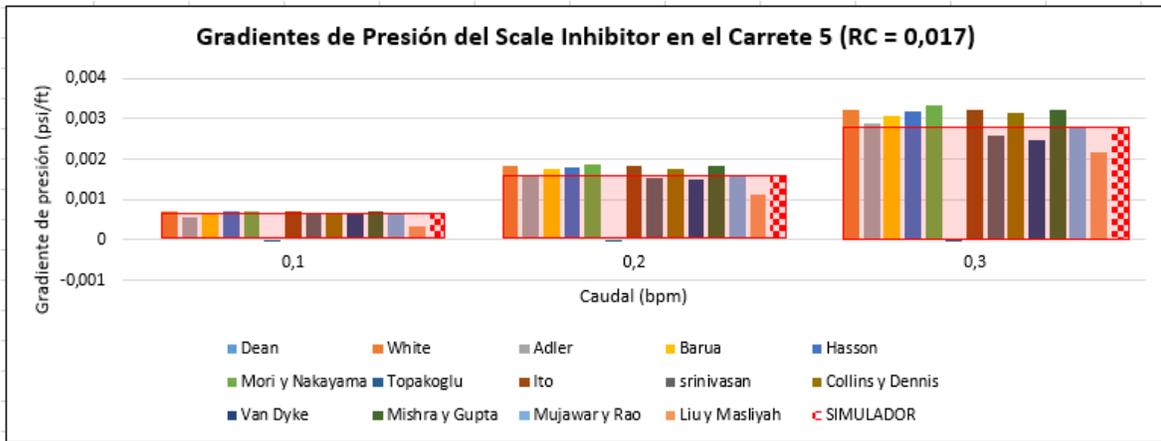


A continuación se presentan los gráficos realizados por el autor del presente proyecto para comparar los gradientes de presión en flujo laminar calculados utilizando las diferentes correlaciones de la tabla 2 con el gradiente de presión proporcionado por Halliburton.

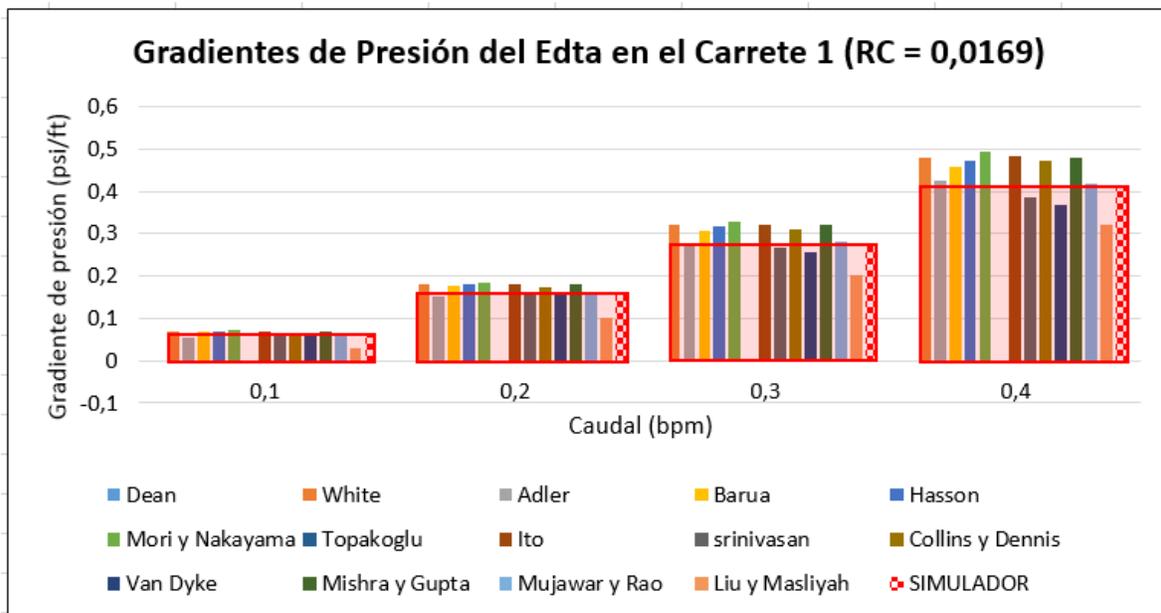
Anexo C Gradientes de presión para flujo laminar

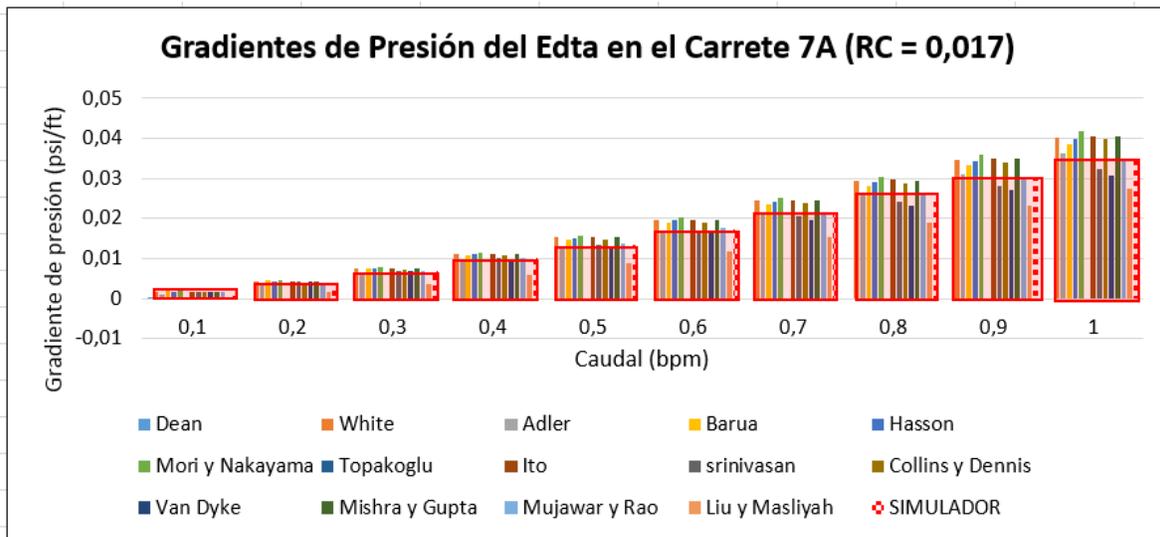
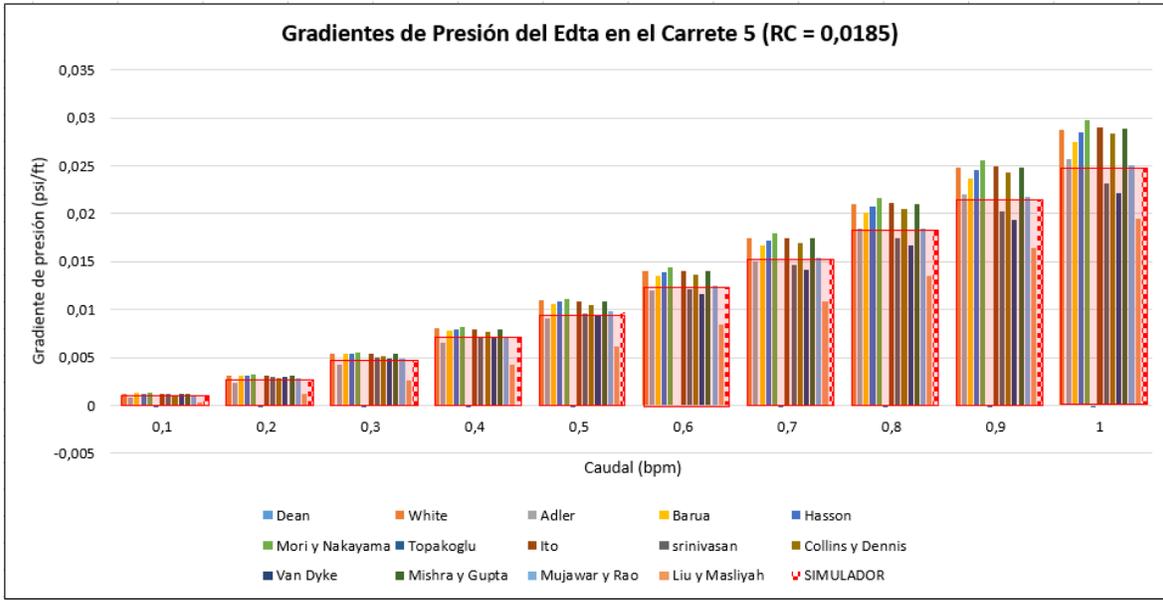
Scale Inhibitor



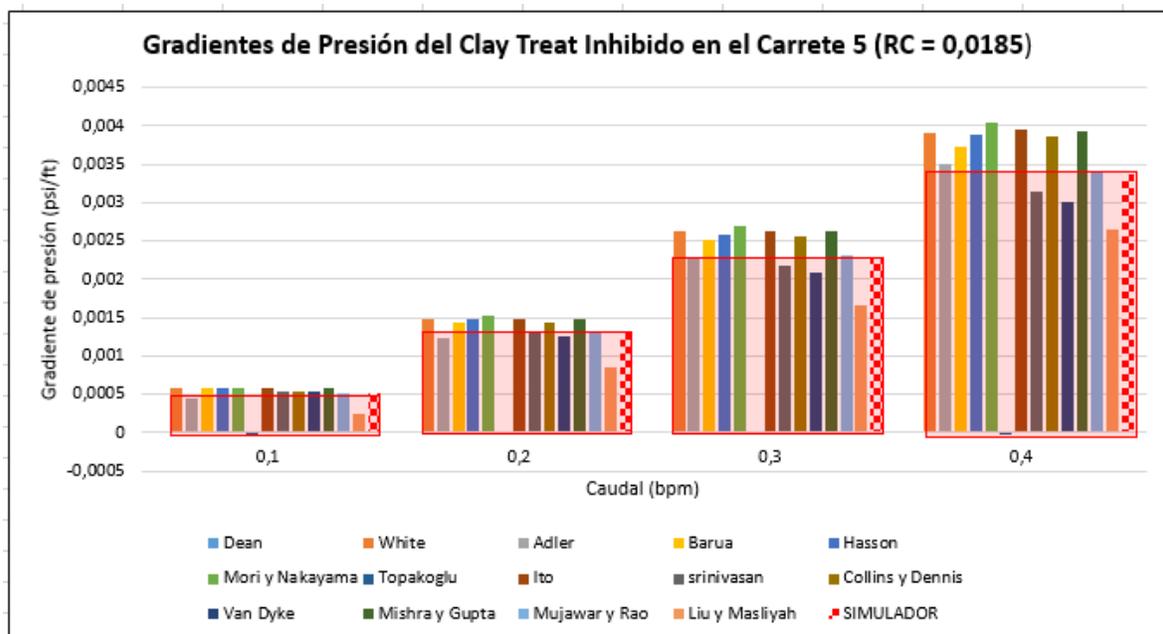
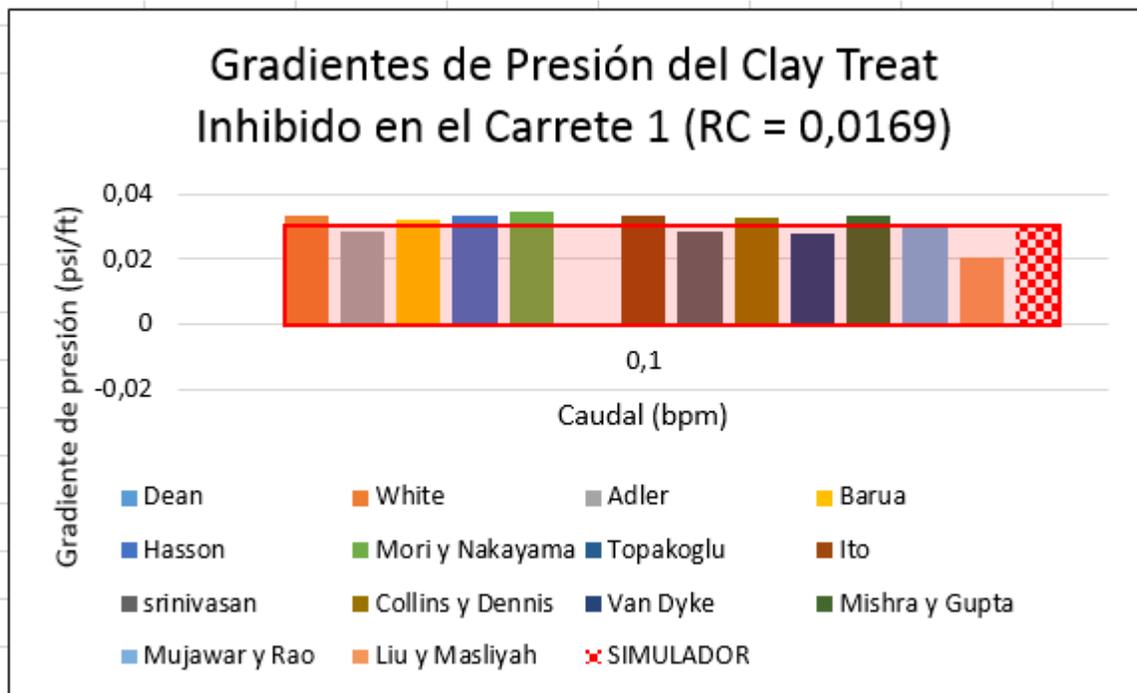


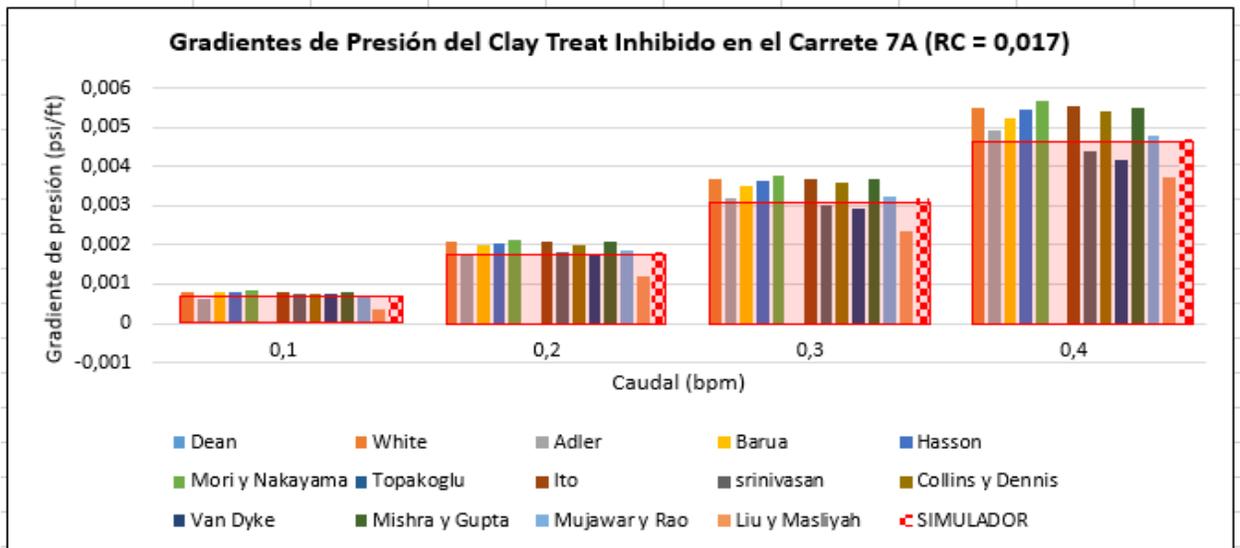
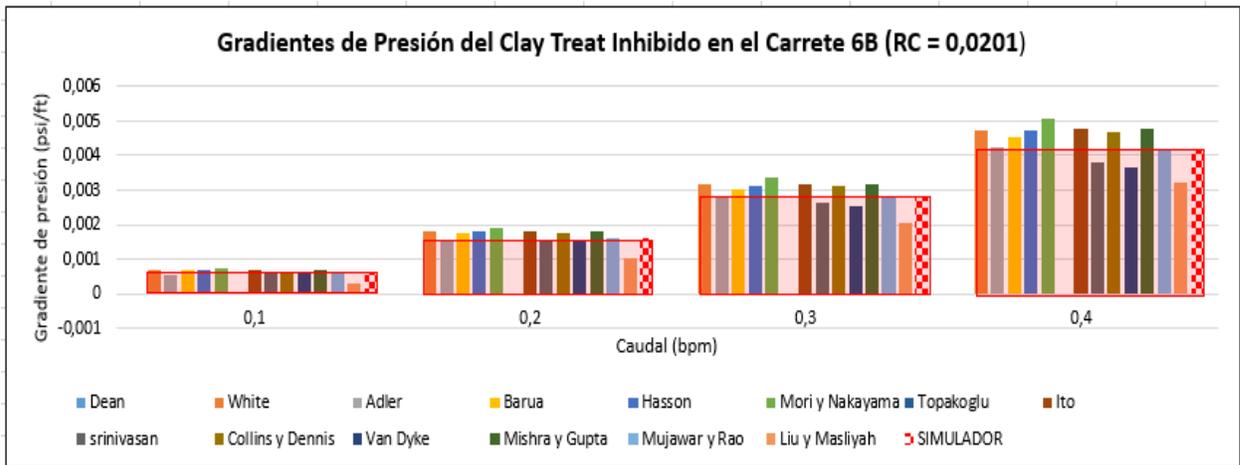
EDTA



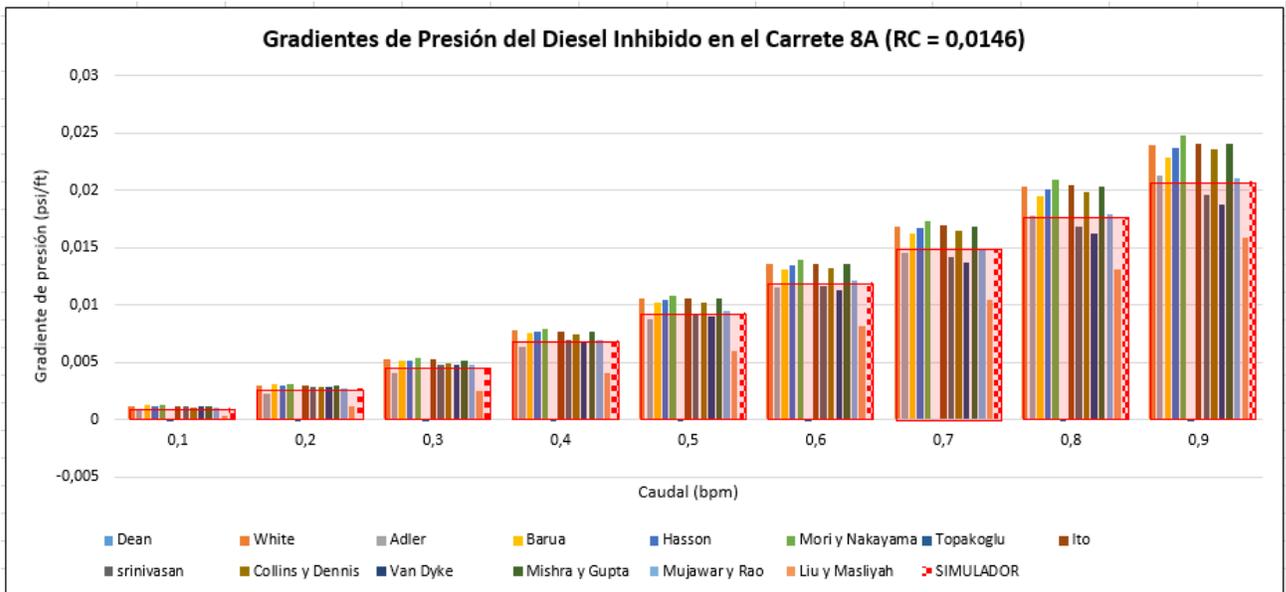
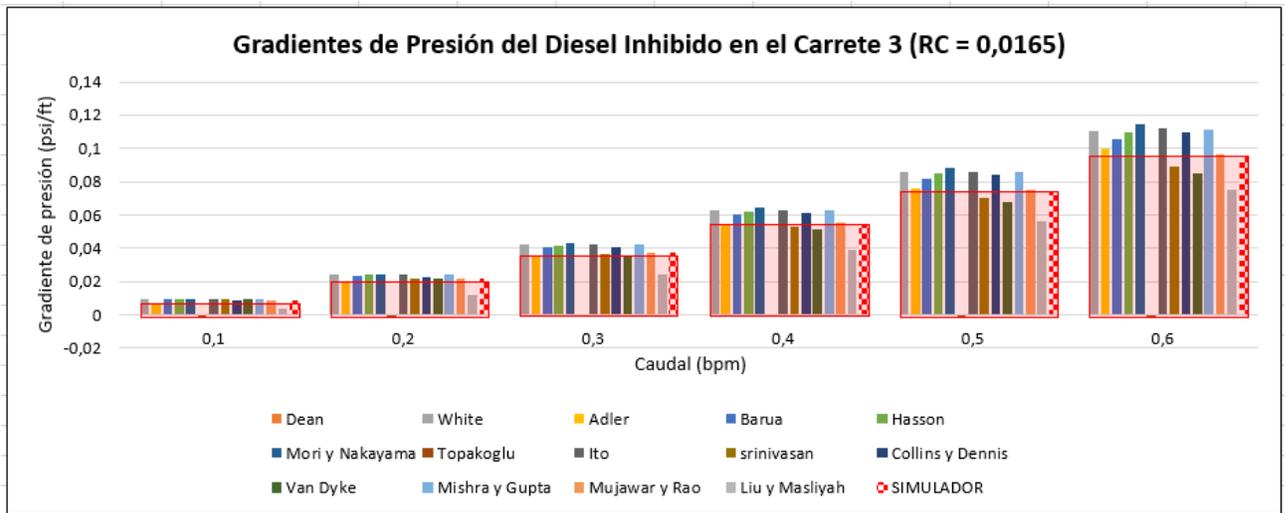


Clay Treat Inhibido





Diesel Inhibido



A continuación se presentan las tablas realizadas por el autor de presente proyecto para demostrar que la zona crítica en tuberías enrolladas aparece a números de Reynolds mayores que en tuberías rectas.

Anexo D Zona crítica

DIESEL INHIBIDO

Carrete 2 (RC = 0,0113)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	1377,713	5258,656	6058,656	2100	4000
0,2	8,4	2755,427	5258,656	6058,656	2100	4000
0,3	12,6	4133,14	5258,656	6058,656	2100	4000
0,4	16,8	5510,854	5258,656	6058,656	2100	4000
0,5	21	6888,567	5258,656	6058,656	2100	4000

Carrete 3 (RC = 0,0165)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	939,3501	5856,734	6656,734	2100	4000
0,2	8,4	1878,7	5856,734	6656,734	2100	4000
0,3	12,6	2818,05	5856,734	6656,734	2100	4000
0,4	16,8	3757,4	5856,734	6656,734	2100	4000
0,5	21	4696,75	5856,734	6656,734	2100	4000
0,6	25,2	5636,1	5856,734	6656,734	2100	4000
0,7	29,4	6575,45	5856,734	6656,734	2100	4000
0,8	33,6	7514,8	5856,734	6656,734	2100	4000

Carrete 5 (RC = 0,0185)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	540,9345	6056,113	6856,113	2100	4000
0,2	8,4	1081,869	6056,113	6856,113	2100	4000
0,3	12,6	1622,803	6056,113	6856,113	2100	4000
0,4	16,8	2163,738	6056,113	6856,113	2100	4000
0,5	21	2704,672	6056,113	6856,113	2100	4000
0,6	25,2	3245,607	6056,113	6856,113	2100	4000
0,7	29,4	3786,541	6056,113	6856,113	2100	4000
0,8	33,6	4327,476	6056,113	6856,113	2100	4000
0,9	37,8	4868,41	6056,113	6856,113	2100	4000
1	42	5409,345	6056,113	6856,113	2100	4000
1,1	46,2	5950,279	6056,113	6856,113	2100	4000
1,2	50,4	6491,214	6056,113	6856,113	2100	4000
1,3	54,6	7032,148	6056,113	6856,113	2100	4000

Carrete 6A (RC = 0,0194)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	586,4151	6131,235	6931,235	2100	4000
0,2	8,4	1172,83	6131,235	6931,235	2100	4000
0,3	12,6	1759,245	6131,235	6931,235	2100	4000
0,4	16,8	2345,66	6131,235	6931,235	2100	4000
0,5	21	2932,075	6131,235	6931,235	2100	4000
0,6	25,2	3518,49	6131,235	6931,235	2100	4000
0,7	29,4	4104,905	6131,235	6931,235	2100	4000
0,8	33,6	4691,321	6131,235	6931,235	2100	4000
0,9	37,8	5277,736	6131,235	6931,235	2100	4000
1	42	5864,151	6131,235	6931,235	2100	4000
1,1	46,2	6450,566	6131,235	6931,235	2100	4000
1,2	50,4	7036,981	6131,235	6931,235	2100	4000

EDTA

Carrete 1 (RC = 0,0169)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-Max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-Max}
0,1	4,2	1319,841	5893,869	6693,869	2100	4000
0,2	8,4	2639,682	5893,869	6693,869	2100	4000
0,3	12,6	3959,524	5893,869	6693,869	2100	4000
0,4	16,8	5279,365	5893,869	6693,869	2100	4000
0,5	21	6599,206	5893,869	6693,869	2100	4000
0,6	25,2	7919,047	5893,869	6693,869	2100	4000

Carrete 2 (RC = 0,0113)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	1319,841	5258,656	6058,656	2100	4000
0,2	8,4	2639,682	5258,656	6058,656	2100	4000
0,3	12,6	3959,524	5258,656	6058,656	2100	4000
0,4	16,8	5279,365	5258,656	6058,656	2100	4000
0,5	21	6599,206	5258,656	6058,656	2100	4000

Carrete 3 (RC = 0,0165)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	899,8918	5856,734	6656,734	2100	4000
0,2	8,4	1799,784	5856,734	6656,734	2100	4000
0,3	12,6	2699,675	5856,734	6656,734	2100	4000
0,4	16,8	3599,567	5856,734	6656,734	2100	4000
0,5	21	4499,459	5856,734	6656,734	2100	4000
0,6	25,2	5399,351	5856,734	6656,734	2100	4000
0,7	29,4	6299,242	5856,734	6656,734	2100	4000
0,8	33,6	7199,134	5856,734	6656,734	2100	4000

Carrete 5 (RC = 0,0185)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	518,212	6056,113	6856,113	2100	4000
0,2	8,4	1036,424	6056,113	6856,113	2100	4000
0,3	12,6	1554,636	6056,113	6856,113	2100	4000
0,4	16,8	2072,848	6056,113	6856,113	2100	4000
0,5	21	2591,06	6056,113	6856,113	2100	4000
0,6	25,2	3109,272	6056,113	6856,113	2100	4000
0,7	29,4	3627,484	6056,113	6856,113	2100	4000
0,8	33,6	4145,696	6056,113	6856,113	2100	4000
0,9	37,8	4663,908	6056,113	6856,113	2100	4000
1	42	5182,12	6056,113	6856,113	2100	4000
1,1	46,2	5700,332	6056,113	6856,113	2100	4000
1,2	50,4	6218,544	6056,113	6856,113	2100	4000
1,3	54,6	6736,756	6056,113	6856,113	2100	4000
1,4	58,8	7254,968	6056,113	6856,113	2100	4000

Carrete 6A (RC = 0,0194)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	561,7821	6131,235	6931,235	2100	4000
0,2	8,4	1123,564	6131,235	6931,235	2100	4000
0,3	12,6	1685,346	6131,235	6931,235	2100	4000
0,4	16,8	2247,129	6131,235	6931,235	2100	4000
0,5	21	2808,911	6131,235	6931,235	2100	4000
0,6	25,2	3370,693	6131,235	6931,235	2100	4000
0,7	29,4	3932,475	6131,235	6931,235	2100	4000
0,8	33,6	4494,257	6131,235	6931,235	2100	4000
0,9	37,8	5056,039	6131,235	6931,235	2100	4000
1	42	5617,821	6131,235	6931,235	2100	4000
1,1	46,2	6179,604	6131,235	6931,235	2100	4000
1,2	50,4	6741,386	6131,235	6931,235	2100	4000
1,3	54,6	7303,168	6131,235	6931,235	2100	4000

Carrete 7B (RC = 0,0176)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	542,9515	5962,14	6762,14	2100	4000
0,2	8,4	1085,903	5962,14	6762,14	2100	4000
0,3	12,6	1628,854	5962,14	6762,14	2100	4000
0,4	16,8	2171,806	5962,14	6762,14	2100	4000
0,5	21	2714,757	5962,14	6762,14	2100	4000
0,6	25,2	3257,709	5962,14	6762,14	2100	4000
0,7	29,4	3800,66	5962,14	6762,14	2100	4000
0,8	33,6	4343,612	5962,14	6762,14	2100	4000
0,9	37,8	4886,563	5962,14	6762,14	2100	4000
1	42	5429,515	5962,14	6762,14	2100	4000
1,1	46,2	5972,466	5962,14	6762,14	2100	4000
1,2	50,4	6515,417	5962,14	6762,14	2100	4000
1,3	54,6	7058,369	5962,14	6762,14	2100	4000

Carrete 8C (RC = 0,0154)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	534,8031	5741,762	6541,762	2100	4000
0,2	8,4	1069,606	5741,762	6541,762	2100	4000
0,3	12,6	1604,409	5741,762	6541,762	2100	4000
0,4	16,8	2139,212	5741,762	6541,762	2100	4000
0,5	21	2674,016	5741,762	6541,762	2100	4000
0,6	25,2	3208,819	5741,762	6541,762	2100	4000
0,7	29,4	3743,622	5741,762	6541,762	2100	4000
0,8	33,6	4278,425	5741,762	6541,762	2100	4000
0,9	37,8	4813,228	5741,762	6541,762	2100	4000
1	42	5348,031	5741,762	6541,762	2100	4000
1,1	46,2	5882,834	5741,762	6541,762	2100	4000
1,2	50,4	6417,637	5741,762	6541,762	2100	4000
1,3	54,6	6952,44	5741,762	6541,762	2100	4000

SCALE INHIBITOR

REEL 3 (0,0165)						
bpm	Caudal	Nre	Nrec1	Nrec2	nrc1	nrc2
0,1	4,2	2951,327	5856,734	6656,734	2100	2900
0,2	8,4	5902,654	5856,734	6656,734	2100	2900
0,3	12,6	8853,981	5856,734	6656,734	2100	2900

REEL 5 (0,0185)						
bpm	Caudal	Nre	Nrec1	Nrec2	nrc1	nrc2
0,1	4,2	1699,552	6056,113	6856,113	2100	2900
0,2	8,4	3399,105	6056,113	6856,113	2100	2900
0,3	12,6	5098,657	6056,113	6856,113	2100	2900
0,4	16,8	6798,209	6056,113	6856,113	2100	2900
0,5	21	8497,761	6056,113	6856,113	2100	2900

CLAY TREAT INHIBIDO

Carrete 5 (RC = 0,0185)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	1314,304	6056,113	6856,113	2100	4000
0,2	8,4	2628,608	6056,113	6856,113	2100	4000
0,3	12,6	3942,912	6056,113	6856,113	2100	4000
0,4	16,8	5257,216	6056,113	6856,113	2100	4000
0,5	21	6571,52	6056,113	6856,113	2100	4000
0,6	25,2	7885,824	6056,113	6856,113	2100	4000

Carrete 6B (RC = 0,0201)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	1377,049	6190,31	6990,31	2100	4000
0,2	8,4	2754,098	6190,31	6990,31	2100	4000
0,3	12,6	4131,147	6190,31	6990,31	2100	4000
0,4	16,8	5508,195	6190,31	6990,31	2100	4000
0,5	21	6885,244	6190,31	6990,31	2100	4000
0,6	25,2	8262,293	6190,31	6990,31	2100	4000

Carrete 6D (RC = 0,0206)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	1338,968	6239,329	7039,329	2100	4000
0,2	8,4	2677,935	6239,329	7039,329	2100	4000
0,3	12,6	4016,903	6239,329	7039,329	2100	4000
0,4	16,8	5355,87	6239,329	7039,329	2100	4000
0,5	21	6694,838	6239,329	7039,329	2100	4000
0,6	25,2	8033,805	6239,329	7039,329	2100	4000

Carrete 7D (RC = 0,0181)						
bpm	Caudal	Nre	Tubería Enrollada		Tubería Recta	
			N _{Rec-min}	N _{Rec-max}	N _{Rec-min}	N _{Rec-max}
0,1	4,2	1338,968	6009,352	6809,352	2100	4000
0,2	8,4	2677,935	6009,352	6809,352	2100	4000
0,3	12,6	4016,903	6009,352	6809,352	2100	4000
0,4	16,8	5355,87	6009,352	6809,352	2100	4000
0,5	21	6694,838	6009,352	6809,352	2100	4000
0,6	25,2	8033,805	6009,352	6809,352	2100	4000