

**ANALISIS DE SENSIBILIDAD DE LOS PARAMETROS QUE INFLUYEN EN
LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS**

**CARLOS ANDRES BOLAÑOS GUTIERREZ
OSCAR MAURICIO PAEZ CAMACHO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIA FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA
2006**

**ANALISIS DE SENSIBILIDAD DE LOS PARAMETROS QUE INFLUYEN EN
LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS**

**CARLOS ANDRES BOLAÑOS GUTIERREZ
OSCAR MAURICIO PAEZ CAMACHO**

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR AL
TITULO DE INGENIERO DE PETROLEOS**

**DIRECTOR
NICOLÁS SANTOS SANTOS
M.Sc. INGENIERIA DE PETROLEOS**

**CODIRECTOR
CESAR AUGUSTO PINEDA GOMEZ
INGENIERO DE PETRÓLEOS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIA FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA**

2006

DEDICATORIA

A la memoria de mi Padre

A quienes son mi mayor motivación:

A Dios, creador, fortaleza y guía espiritual en mi vida
A mis Padres, Ramiro y Doris, artífices de mis logros,
su amor, comprensión y apoyo incondicional
A mis hermanos Ramiro, César y Diego por su cariño y estar siempre
pendientes de mis logros y alentarme en los momentos difíciles
A todos mis amigos y compañeros por los momentos vividos
A Amy, Paula y Javier por brindarme su apoyo y cariño.

“La felicidad del éxito no se encuentra al final, sino durante el camino”

Carlos Andrés Bolaños G.

A Dios, fuente eterna de vida, amor y ternura, quien me ha dado una vida llena de oportunidades y las capacidades para aprovecharlas.

A Ángela, mi madre, lo más hermoso para mí, por sus sacrificios para brindarme siempre una buena educación.

A Álvaro, mi padre, a quien doy gracias por haber compartido conmigo muchos experiencias de su vida.

A Milena, mi hermana, por ser ejemplo para mí.

A Yesika, mi novia, por su amor y cariño.

A Johanna, mi amiga, por su alegría.

A Ter, mi tía, por su apoyo.

Oscar Mauricio.

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este trabajo desean expresar sus agradecimientos a:

Al Ingeniero Nicolás Santos Santos, director del proyecto.

Al Ingeniero Cesar Augusto Pineda, co-director del proyecto.

La Universidad Industrial de Santander.

Escuela de Ingeniería de Petróleos.

Grupo de Modelamiento de procesos Hidrocarburos.

Amigos y compañeros.

RESUMEN

TITULO: ANALISIS DE SENSIBILIDAD DE LOS PARAMETROS QUE INFLUYEN EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS.¹

AUTORES: CARLOS ANDRES BOLAÑOS GUTIERREZ.
OSCAR MAURICIO PAEZ CAMACHO.²

PALABRAS CLAVES: Transferencia de Calor, Condensación, Conductividad Térmica, Coeficiente global de Transferencia de Calor, Modelo Térmico, Estado Estable, Estado Transiente, Simulación.

DESCRIPCION

El estudio de la transferencia de calor es de particular interés en el transporte de gas natural para predecir el perfil de temperatura y presión a lo largo del gasoducto y así conocer los puntos críticos del sistema donde posiblemente se pueden presentar diversos problemas operacionales entre los que se destacan la condensación de líquidos hidrocarburos y la formación de hidratos de gas, los cuales obstaculizan el paso efectivo del gas, afectan su calidad y promueven daños a la infraestructura asociados con la corrosión. Todo esto representa un aumento significativo en los costos de operación y mantenimiento por la necesidad de ubicar calentadores a través de la línea o por la instalación de facilidades que garanticen un control eficiente evitando la generación de dichos problemas y así cumplir con la reglamentación establecida por los organismos de control.

En este proyecto se evalúa el impacto de diversos parámetros relacionados con la tubería y con el medio en el que esta se encuentra, sobre la transferencia de calor, mas específicamente sobre el perfil de temperatura del gas, el calor transferido y el coeficiente global de transferencia de calor.

¹ Trabajo de Grado

² Aspirantes al título de ingeniero de petróleos de la Universidad Industrial de Santander.
Director M.Sc. Nicolás Santos Santos. Codirector: Ing. Cesar Augusto Pineda.

ABSTRACT

TITLE: SENSITIVITY ANALYSIS OF PARAMETERS THAT HAVE INFLUENCE IN THE HEAT TRANSFER IN GAS PIPELINE.¹

AUTHORS: CARLOS ANDRES BOLAÑOS GUTIERREZ.
OSCAR MAURICIO PAEZ CAMACHO.²

KEY WORDS: Heat transfer, Condensation, Thermal Conductivity, Overall Heat Transfer Coefficient, Thermal Model, Steady State, Transient State, Simulation.

DESCRIPTION

The study of the heat transfer is particularly interesting in the natural gas transport to predict the profile of temperature and pressure throughout gas pipeline and know the critical points system where diverse operational problems can be presented like the hydrocarbon condensation liquid and the gas hydrate formation, which prevent the effective step of the gas, affect its quality and promote associated damages to infrastructure with the corrosion. All this represents a significant increase in the operation and maintenance costs by the necessity to locate heating through the line or by the installation of facilities that guarantee an efficient control avoiding the generation of these problems and this form to be able to fulfill the regulation established by the control organisms.

In this project it is evaluated, the impact of diverse parameters related to the pipe and the ambient in which this is, on the heat transference, specifically over temperature profile of the gas, the transferred heat and the global coefficient of heat transfer.

¹ Degree Project

² Petroleum Engineers Candidates of the Industrial University of Santander.
Director M.Sc. Nicolás Santos Santos. Codirector: Ing. Cesar A. Pineda.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	21
1. TRANSFERENCIA DE CALOR	23
1.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	23
1.1.1 .Conducción	23
1.1.2. Convección	25
1.1.3. Radiación	26
1.2. NUMEROS ADIMENSIONALES RELACIONADOS CON EL ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR	27
1.2.1. Numero de Reynolds	27
1.2.2. Numero de Nusselt	30
1.2.3. Numero de Prandtl	30
1.2.4. Numero de Rayleigh	31
1.3. CORRELACIONES EMPIRICAS PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO	33
1.3.1. Coeficiente Convectivo Interno	33
1.3.2. Coeficiente Convectivo Externo	36
1.3.2.1. Tubería Enterrada	36
1.3.2.2. Tubería al Aire Libre	38
1.3.2.3. Tubería Sumergida	40
1.4. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	42
2. MODELOS TÉRMICOS PARA EVALUAR LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS	48
2.1. MODELO TÉRMICO ESTADO ESTABLE	49
2.1.1. Temperatura Ambiente Constante	49
2.1.2. Temperatura Ambiente Cambia con la Distancia	56
2.2. MODELO TÉRMICO ESTADO TRANSIENTE	59
2.2.1. Reinicio de Flujo Después de una Parada	61

	pág.
2.2.2. Cambio en el Caudal de Flujo	64
2.3. SELECCIÓN DEL MODELO TÉRMICO	67
3. PROBLEMAS ASOCIADOS A LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS	69
3.1. CONDENSACION DE FLUIDOS	70
3.2. FORMACION DE HIDRATOS	77
3.3. METODOS PARA LA PREVENCION DE LOS PROBLEMAS QUE SE PRESENTAN EN GASODUCTOS	80
3.3.1. Deshidratación del Gas Natural	80
3.3.2 .Aislamiento Térmico	81
3.3.3. Calentamiento del Fluido	84
4. DESCRIPCION DE MODELOS CONCEPTUAL Y REAL	85
4.1. MODELO CONCEPTUAL	85
4.1.1. DEFINICION DEL MODELO	85
4.1.2. GENERALIDADES DEL SIMULADOR DE PROCESOS	86
4.1.3. MODELO TÉRMICO APLICADO	88
4.1.4. PERFIL TOPOGRÁFICO	89
4.1.5. COMPOSICIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL GAS A MODELAR	91
4.1.6. CONDICIONES OPERACIONALES	95
4.1.7. PASOS DE LA SIMULACIÓN	96
4.1.8. PARAMETROS A EVALUAR	97
4.1.8.1. Tipo de Suelo	97
4.1.8.2. Profundidad de Enterramiento	99
4.1.8.3. Velocidad del Aire	99
4.1.8.4. Espesor y Tipo de Aislante	100
4.1.8.5. Diámetro y Espesor de la Tubería	100
4.2. MODELO REAL	101
5. ANALISIS DE RESULTADOS	104
5.1. MODELO CONCEPTUAL	104
5.1.1. Gasoducto Enterrado	104

	pág.
5.1.2. Gasoducto al Aire Libre	117
5.1.3. Evaluación de Otros Parámetros	125
5.2. MODELO REAL	128
6. CONCLUSIONES	132
7. RECOMENDACIONES	135
BIBLIOGRAFIA	136

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Constantes C y n para aplicar en la correlación empírica de Hilbert.	39
Tabla 2. Constantes C y n para aplicar en la correlación empírica de Morgan.	39
Tabla 3. Datos utilizados para calcular el perfil de temperatura del gas en estado estable de la figura 10.	55
Tabla 4. Datos para calcular el perfil de temperatura del gas en la figura 12.	62
Tabla 5. Calidad del gas Según RUT - Resolución CREG 071-99.	73
Tabla 6. Conductividad térmica para diversos tipos de aislantes.	83
Tabla 7. Composición del gas a modelar.	91
Tabla 8. Condiciones críticas del gas a modelar.	93
Tabla 9. Propiedades Físico-Químicas del gas a modelar a las condiciones de entrada en el modelo conceptual	93
Tabla 10. Condiciones operacionales de entrada en el modelo conceptual.	95
Tabla 11. Propiedades de la tubería y del medio en el modelo conceptual	96
Tabla 12. Conductividad térmica para diversos tipos de suelo.	98
Tabla 13. Condiciones operacionales de entrada en el modelo real	101
Tabla 14. Propiedades Físico-Químicas del gas a modelar a las condiciones de entrada en el modelo real	103
Tabla 15. Efecto del tipo de suelo	106
Tabla 16. Efecto de la profundidad de enterramiento	107
Tabla 17. Efecto del espesor del aislante para tuberías enterradas	107
Tabla 18. Efecto del tipo de aislante para tuberías enterradas	108
Tabla 19. Efecto de la velocidad del aire.	118
Tabla 20. Efecto del espesor del aislante para tuberías al aire libre	119

	pág.
Tabla 21. Efecto del tipo de aislante para tuberías al aire libre	119
Tabla 22. Efecto del peso molecular en el coeficiente global de transferencia de calor	126
Tabla 23. Efecto del diámetro en el coeficiente global de transferencia de calor	127
Tabla 24. Efecto del espesor de la tubería en el coeficiente global de transferencia de calor	128
Tabla 25. Efecto del tipo de suelo para el modelo real	129

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Transferencia de calor por conducción en un sistema cilíndrico	25
Figura 2. Perfil de velocidad para régimen laminar y turbulento	29
Figura 3. Diagrama de Moody	35
Figura 4. Ambiente de transferencia de calor para un gasoducto enterrado.	36
Figura 5. Ambiente de transferencia de calor para un gasoducto al aire libre.	38
Figura 6. Ambiente de transferencia de calor para un gasoducto sumergido	41
Figura 7. Resistencia térmica para la transferencia de calor por conducción	43
Figura 8. Resistencia térmica para la transferencia de calor en un sistema combinado	44
Figura 9. Perfil característico de temperatura considerando temperatura ambiente constante.	52
Figura 10. Perfil de temperatura en estado estable con base en los datos de la tabla 3.	56
Figura 11. Perfil característico de temperatura cuando la temperatura del ambiente cambia con la distancia	57
Figura 12. Perfil de temperatura en estado transitorio para un reinicio de flujo con base en los datos de la tabla 4.	63
Figura 13. Perfil característico de temperatura en estado transitorio para una disminución en el caudal de entrada	66
Figura 14. Envoltorio de fases típica para un gas condensado	72
Figura 15. Bloqueo de la línea debido a la formación de hidratos	77
Figura 16. Condiciones óptimas en las que se forman los hidratos para gases con diversas gravedades específicas.	79

	pág.
Figura 17. Aislamiento térmico de una tubería con Polietileno	82
Figura 18. Arreglo pipe-in-pipe	84
Figura 19. Perfil Topográfico Vs. Temperatura ambiente en el modelo conceptual.	90
Figura 20. Envolverte de fases del gas a modelar	94
Figura 21. Perfil Topográfico Vs. Temperatura ambiente para el modelo real	102
Figura 22. Perfil de Temperatura Vs Tipo de suelo	109
Figura 23. Perfil de Temperatura Vs. Profundidad de Enterramiento	110
Figura 24. Perfil de Temperatura Vs. Espesor del aislante en tubería enterrada	111
Figura 25. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de Aislante en tubería enterrada	112
Figura 26. Envolverte de fases Vs. Tipo de Suelo	113
Figura 27. Envolverte de fases Vs. Profundidad de Enterramiento	114
Figura 28. Envolverte de fases Vs. Espesor Aislante en tuberías enterradas	115
Figura 29. Envolverte de fases Vs. Tipo aislante en tuberías enterradas	116
Figura 30. Perfil de Temperatura Vs. Velocidad del aire	120
Figura 31. Perfil de Temperatura Vs. Espesor del aislante en tuberías al aire libre	121
Figura 32. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de aislante en tuberías al aire libre.	122
Figura 33. Envolverte de fases Vs. Velocidad del aire	123
Figura 34. Envolverte de fases Vs. Espesor del aislante	124
Figura 35. Envolverte de fases Vs. Tipo de aislante	125
Figura 36. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de suelo para el modelo real	130
Figura 37. Envolverte de fases Vs. Tipo de suelo para el modelo real	131

NOMENCLATURA

A	Área transversal al flujo de calor, ft ²
A_e	Área externa de la tubería transversal al flujo de calor, ft ²
A_g	Área trasversal al flujo de gas, ft ²
A_i	Área interna de la tubería transversal al flujo de calor, ft ²
A_{rad}	Área de la superficie emisora, ft ²
C	Constante
C_p	Capacidad térmica del gas, BTU/h lb °F
D_e	Diámetro externo de la tubería, ft
D_i	Diámetro interno de la tubería, ft
f	Factor de fricción obtenido del diagrama de moody
g	Gravedad = 32.1, ft/s ²
H	Distancia del suelo al centro de la tubería, ft
\bar{h}	Coficiente convectivo promedio, BTU/h ft ² °F
\bar{h}_e	Coficiente convectivo promedio externo, BTU/h ft ² °F
\bar{h}_i	Coficiente convectivo promedio interno, BTU/h ft ² °F
k	Conductividad térmica del gas, BTU/h ft °F
k_a	Conductividad térmica del agua, BTU/h ft °F
k_j	Conductividad térmica del aislante, BTU/h ft °F
k_m	Conductividad térmica del material, BTU/h ft °F
k_s	Conductividad térmica del suelo, BTU/h ft °F
k_∞	Conductividad térmica del aire ambiente, BTU/h ft °F
L	Longitud del tubo, ft

\dot{m}	Flujo másico de gas, lb/s
Nu	Numero adimensional de Nusselt
n	Constante
Pr	Numero adimensional de Prandtl
Pr_a	Numero adimensional de Prandtl evaluado con las propiedades del agua
Pr_∞	Numero adimensional de Prandtl evaluado con las propiedades del aire ambiente
q	Calor total transferido, BTU/h
q_{cond}	Calor transferido por conducción, BTU/h
q_{conv}	Calor transferido por convección, BTU/h
q_{rad}	Calor transferido por radiación, BTU/h
Ra	Numero adimensional de Rayleigh
R	Resistencia térmica, h°F/BTU
R_{cond}	Resistencia térmica conductiva, h°F/BTU
R_{cond_j}	Resistencia conductiva del aislante, h°F/BTU
R_{cond_t}	Resistencia conductiva de la tubería, h°F/BTU
R_{conv}	Resistencia térmica convectiva, h°F/BTU
R_{conv_e}	Resistencia convectiva externa, h°F/BTU
R_{conv_i}	Resistencia convectiva interna, h°F/BTU
R_t	Resistencia térmica total, h°F/BTU
Re	Numero adimensional de Reynolds
Re_a	Numero adimensional de Reynolds evaluado con las propiedades del agua
Re_∞	Numero adimensional de Reynolds evaluado con las propiedades del aire ambiente

r_e	Radio externo, ft
r_i	Radio interno, ft
T	Temperatura del gas, °F
T_b	Temperatura bulk, °F
T_f	Temperatura film, °F
T_i	Temperatura del gas a L=0, °F
T_L	Temperatura del gas a una distancia L, °F
T_s	Temperatura del suelo, °F
T_w	Temperatura de la pared, °F
T_{w_e}	Temperatura de la pared externa, °F
$T_{w_{ei}}$	Temperatura de la pared externa a L=0, °F
$T_{w_{eL}}$	Temperatura de la pared externa a una distancia L, °F
T_{w_i}	Temperatura de la pared interna de la tubería, °F
$T_{w_{in}}$	Temperatura de la pared intermedia tubería aislante, °F
T_∞	Temperatura del aire ambiente externo, °F
$ T_{w_e} $	Temperatura absoluta de la pared externa de la tubería, °R
$ T_\infty $	Temperatura absoluta del aire ambiente externo, °R
U	Coficiente global de transferencia de calor, BTU/h ft ² °F
V	Velocidad del gas, ft/s
V_a	Velocidad del agua, ft/s
V_∞	Velocidad aire ambiente, ft/s
μ_J	Coficiente Joule Thompson, °F/psia
σ	Constante de Stefan Boltzmann = $1.71 \cdot 10^{-9}$, BTU/h ft ² °R ⁴
ΔT	Delta de temperatura, °F
ΔT_1	Delta de temp. entre el aire ambiente y la pared de la tubería, °F
ΔT_2	Delta de temperatura entre el gas y el aire ambiente, °F

ρ_{∞}	Densidad del aire ambiente, lb/ft ³
ρ_a	Densidad del agua, lb/ft ³
ρ	Densidad del gas, lb/ft ³
α	Difusividad térmica, ft ² /s
\mathcal{E}	Emisividad de la tubería
dT/dX	Gradiente de temperatura, °F/ft
ν	Viscosidad cinemática del gas, ft ² /s
μ_{∞}	Viscosidad del aire ambiente, lb/ft s
μ_a	Viscosidad del agua, lb/ft s
μ	Viscosidad del gas, lb/ft s

INTRODUCCION

El desarrollo de la infraestructura energética representa una de las prioridades económicas y sociales del país debido al aumento progresivo de la demanda del gas natural para cubrir las necesidades de la actividad industrial, residencial, servicios y de transporte, así como para la generación e impulso del desarrollo económico.

El gas natural debe ser transportado a los centros de consumo a través de una compleja red de gasoductos bajo diversas topografías y condiciones climatológicas. El óptimo funcionamiento de estos gasoductos es de vital importancia, por lo que es necesario evaluar periódicamente escenarios que pudieran afectar que este transporte se lleve a cabo eficientemente.

Los problemas mas comunes que pueden ocurrir durante el transporte por gasoductos son la condensación de líquidos y la formación de hidratos, responsables a su vez de otros problemas operacionales que obstaculizan el paso efectivo del gas, afectan la calidad y promueven daños a la infraestructura asociados con la corrosión. Todos estos factores representan un aumento significativo en los costos de mantenimiento por la necesidad de ubicar calentadores a través de la línea o por la instalación de facilidades que garanticen un control eficiente que evite la generación de dichos problemas, y permita cumplir con la reglamentación establecida por el organismo de control del sistema de transporte de gas. Estos problemas se presentan cuando los valores de presión y temperatura no pueden ser controlados eficientemente. Estos valores están relacionados directamente con la transferencia de calor existente entre el gas y el ambiente en el que la tubería se encuentra.

El objetivo del siguiente estudio es identificar el impacto que tienen diversos parámetros operacionales sobre la transferencia de calor en el gasoducto

específicamente sobre el perfil de temperatura del gas, el calor transferido y el coeficiente global de transferencia de calor. Los parámetros evaluados son el tipo de suelo, profundidad de enterramiento y el diámetro de la tubería para gasoductos enterrados y la velocidad del aire para gasoductos que se encuentren al aire libre. Finalmente se incluyeron en el modelo características del tipo y del espesor del aislante para gasoductos que presentan revestimiento térmico.

Inicialmente se analizaron los dos modelos térmicos existentes más desarrollados matemática y analíticamente para la evaluación de la transferencia de calor en sistemas de tuberías para el transporte de gas natural, el modelo estable y el modelo transiente. Con base en este análisis se selecciona el modelo térmico en estado estable para el desarrollo de la simulación de acuerdo a características particulares que lo hacen más flexible y práctico para los intereses establecidos en el proyecto. Posteriormente el análisis se divide en el desarrollo del análisis de sensibilidad en un modelo conceptual, y luego la validación de las hipótesis obtenidas a través de la evaluación en un modelo real perteneciente a una línea troncal de un gasoducto colombiano, a través del uso de un software comercial.

Durante la simulación de la línea de transporte se obtienen los perfiles de temperatura a lo largo de las líneas para cada parámetro evaluado y junto con los valores de presión y temperatura se analizan el estado del equilibrio de fases para determinar las zonas que están propensas a presentar problemas operacionales en la línea.

El desarrollo de este trabajo está orientado de tal manera que su utilidad en la industria sea de gran relevancia, teniendo en cuenta que la revisión bibliográfica refleja la existencia de pocos trabajos relacionados con el estudio de este tema. Se espera que los resultados obtenidos constituyan un marco de referencia para trabajos futuros.

1. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor q entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. Siempre que exista una diferencia de temperatura, la transferencia de calor se da desde el cuerpo que esta a mayor temperatura (fuente), hacia el que esta a menor temperatura (receptor).

Si las diferencias de temperatura en los cuerpos no se mantienen por la adición o remoción de calor, la tendencia es hacia un equilibrio de temperatura. Cuando se logra el equilibrio, la transferencia de calor se hace nula.

1.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor puede subdividirse en tres mecanismos: conducción, convección y radiación. Todos los procesos de transferencia de calor involucran una o más de estas formas.

1.1.1. Conducción

La conducción se da cuando se presenta un gradiente de temperatura en un sólido, líquido o gas. Las moléculas en el área caliente incrementan la fuerza de sus vibraciones a medida que se calientan, chocando así con las moléculas vecinas que tienen una velocidad menor, transmitiendo parte de su energía. Este proceso continúa hasta que se alcanza el equilibrio térmico entre las dos moléculas.

La ecuación de conducción es conocida como la ley de Fourier:

$$q_{cond} = -k_m A dT / dX \quad (1)$$

Donde

q_{cond} Calor transferido por conducción, BTU/h

k_m Conductividad térmica del material, BTU / h ft \mathcal{F}

A Área transversal al flujo de calor, ft²

dT/dX Gradiente de temperatura en la dirección de la transferencia, \mathcal{F}/ft

El signo negativo indica que la transferencia de calor ocurre de la zona de mayor a la de menor temperatura.

En un sistema cilíndrico el calor fluye en una dirección radial, de manera que r es la coordenada espacial para especificar el sistema. Una vez más se aplica la ley de Fourier introduciendo la relación de área adecuada. El calor transferido por conducción en una tubería cilíndrica es representado por la ecuación:

$$q_{cond} = \frac{2\pi k_m L (T_{w_i} - T_{w_e})}{\ln(r_e / r_i)} \quad (2)$$

Donde

L Longitud del tubo, ft

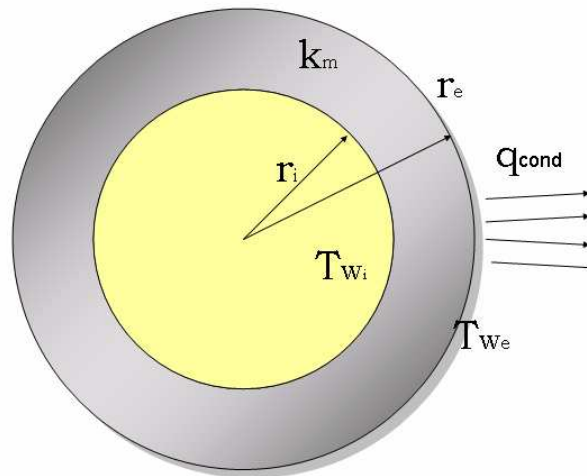
T_{w_i} Temperatura de la pared interna, \mathcal{F}

T_{w_e} Temperatura de la pared externa, \mathcal{F}

r_e Radio externo, ft

r_i Radio interno, ft

Figura 1. Transferencia de calor por conducción en un sistema cilíndrico



1.1.2. Convección

La transferencia de calor por convección se da cuando el calor se transfiere de una parte del fluido a la otra debido al movimiento de este ya sea por procesos de convección natural o forzada.

La transferencia de calor por convección libre o natural se da cuando existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, produciendo un movimiento del fluido por la diferencia de densidades que resultan del gradiente de temperaturas en el fluido. Este movimiento es el que transporta el calor de la fuente al cuerpo receptor.

Cuando existe una fuerza motriz exterior, como el viento, que mueva un fluido sobre una superficie a diferente temperatura se producirá una transferencia de calor por convección forzada, aumentando esta con el incremento de la velocidad del viento. A menudo la transferencia de calor por convección forzada es más importante que la natural debido a que su magnitud es mucho mayor.

La ecuación para la transferencia de calor por convección, también llamada ley de enfriamiento de Newton es:

$$q_{conv} = \bar{h} A \Delta T \quad (3)$$

Donde

q_{conv} Calor transferido por convección, BTU/h

\bar{h} Coeficiente convectivo promedio, BTU/h ft² °F

ΔT Delta de temperatura, °F

La transferencia de calor por convección en tuberías cilíndricas se da en el interior y en el exterior de la tubería, para cada caso específico existen diversas correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo. Estas serán estudiadas en mayor detalle posteriormente.

1.1.3. Radiación

El calor también puede ser transferido por radiación, definido como la continua emisión de energía de la superficie de todos los objetos. La ecuación de transferencia de calor por radiación es conocida como ley de Stefan Boltzmann, y para tuberías cilíndricas es:

$$q_{rad} = \epsilon A_{rad} \sigma \left(|T_w_e|^4 - |T_w_\infty|^4 \right) \quad (4)$$

Donde

q_{rad} Calor transferido por radiación, BTU/h

ϵ Emisividad de la tubería.

A_{rad} Área de la superficie emisora, ft²

σ Constante de Stefan Boltzmann = $1.71 \cdot 10^{-9}$, BTU/h ft² °R⁴

$|T_{w_e}|$ Temperatura absoluta de la pared externa de la tubería, °R

$|T_{w_\infty}|$ Temperatura absoluta del aire ambiente externo, °R

Relativamente a bajas temperaturas observadas en los gasoductos, típicamente menores de 70 °C, el calor transferido por radiación es pequeño y no tiene mayor incidencia por lo que a menudo se desprecia para los cálculos totales de la transferencia de calor. La radiación puede ser minimizada cuando la tubería esta hecha con un material de baja emisividad.

1.2. NUMEROS ADIMENSIONALES RELACIONADOS CON EL ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

En el análisis de la transferencia de calor resulta práctico reducir las dimensiones a las expresiones físico-matemáticas que modelan el mecanismo y agrupan las variables, dando lugar a los números adimensionales. En general los números adimensionales que se usan en las correlaciones para el cálculo y análisis de la transferencia de calor son los números de Reynolds, Nusselt, Prandtl y Rayleigh.

1.2.1. Numero de Reynolds

El número de Reynolds se define como la relación existente entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas (o de rozamiento). En base a los experimentos realizados por Reynolds en 1874 se concluyó que las fuerzas del momento son función de la densidad, del diámetro de la tubería y de la velocidad media. Además, la fricción o fuerza viscosa depende de la viscosidad del líquido. Según dicho análisis, el número de Reynolds se definió como

$$Re = \frac{\text{Fuerzas Inerciales}}{\text{Fuerzas Vis cos as}} = \frac{\rho D_i V}{\mu} = \frac{\dot{m} D_i}{A_g \mu} \quad (5)$$

Donde

Re	Numero adimensional de Reynolds
ρ	Densidad del gas, lb/ft ³
D_i	Diámetro interno de la tubería, ft
V	Velocidad del gas, ft/s
μ	Viscosidad dinámica del gas, lb/ft s
\dot{m}	Flujo másico de gas, lb/s
A_g	Área transversal al flujo de gas, ft ²

El flujo másico de gas se calcula por la ecuación $\dot{m} = \rho Q$ (6), donde Q es el Caudal de gas en ft³/h.

Cabe aclarar que cuando nos referimos al gas en esta y otras propiedades, los valores son evaluados a las condiciones de operación del gasoducto, a no ser que se indique lo contrario. Para el caso del flujo másico de gas, el cálculo de este es el mismo independiente si se realiza a condiciones de operación del gasoducto o a condiciones estándar.

El factor de reducción del volumen de gas cuando esta evaluado a las condiciones del gasoducto comparado con las condiciones estándar, es evaluado con la siguiente expresión:

$$FRV = 35.37 \frac{P}{Z (460 + T)} \quad (7)$$

Donde P, T y Z son respectivamente la presión, temperatura y factor de compresibilidad del gas evaluado a las condiciones de operación del gasoducto. Es decir un gas que este a 1200 psia, 100 °F y que tenga un factor de compresibilidad de 0.82, reducirá su volumen en 77 veces.

El número de Reynolds es adimensional y se utiliza para definir las características del flujo dentro de una tubería así:

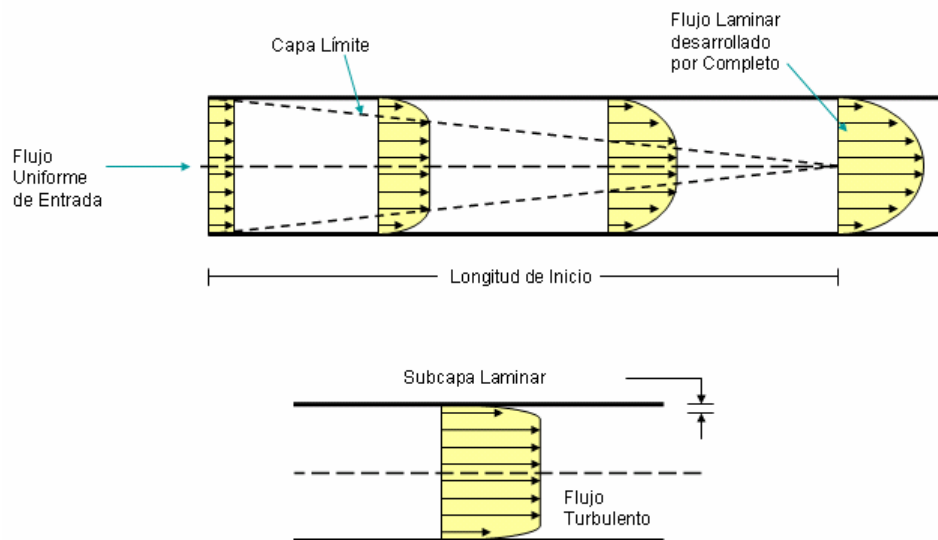
$Re < 2100$, Corresponde a un flujo laminar.

$Re > 2100$, Corresponde a flujo turbulento para cálculos de caída de Presión.

$2100 < Re < 10000$, Se refiere a un régimen de flujo de transición para transferencia de calor.

$Re > 10000$, Corresponde a flujo turbulento para cálculos de transferencia de calor.

Figura 2. Perfil de velocidad para régimen laminar y turbulento.



Cuando el flujo de gas dentro de la tubería es laminar ($Re < 2100$) el perfil de velocidad es parabólico y la velocidad media del fluido es aproximadamente 0,5 veces la velocidad máxima existente en el centro. Cuando el número de Reynolds aumenta a valores superiores a 2100 el flujo dentro de la tubería se vuelve errático y se produce la mezcla transversal del gas. La intensidad de dicha mezcla aumenta conforme aumenta el número de Reynolds desde 4000 hasta 10 000. A valores superiores del número de Reynolds la turbulencia está totalmente desarrollada, de tal manera que el perfil de velocidad es

prácticamente plano, siendo la velocidad media del flujo aproximadamente 0,8 veces la velocidad máxima.

Teniendo en cuenta que la velocidad del gas dentro de un tubo es grande y su viscosidad es pequeña el régimen turbulento siempre es el dominante para flujo en gasoductos.

1.2.2. Numero de Nusselt

Representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción.

$$\frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{\bar{h} \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{\bar{h} L}{k} = Nu \quad (8)$$

Para la transferencia de calor en cilindros el número de Nusselt se define como:

$$Nu = \frac{\bar{h}_i D_i}{k} \quad (9)$$

Donde

Nu	Numero adimensional de Nusselt
\bar{h}_i	Coficiente convectivo promedio interno, BTU/h ft ² °F
k	Conductividad térmica del gas, BTU/h ft°F

1.2.3. Numero de Prandtl

El número de Prandtl, es un número adimensional que relaciona la viscosidad cinemática del fluido, con su difusividad térmica:

$$Pr = \frac{\text{Viscosidad Cinematica}}{\text{Difusividad Termica}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho C_p}} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (10)$$

Donde

Pr	Numero adimensional de Prandtl
ν	Viscosidad cinemática del gas, ft ² /s
α	Difusividad térmica, ft ² /s
C_p	Capacidad calorífica del gas, BTU/lb°F

Los metales líquidos poseen número de Prandtl muy bajo, los gases presentan la particularidad de tener un número de Prandtl en el entorno de 0.7, el agua valores intermedios y los fluidos viscosos presentan los mayores.

1.2.4. Numero de Rayleigh

Este valor adimensional es usado en la transferencia de calor para estimar cuando comienza la convección natural para tuberías que están al aire libre. El número de Rayleigh depende de las propiedades del aire ambiente como la densidad, el coeficiente de expansión térmica, el campo gravitacional, el gradiente de temperatura, la difusividad térmica y la viscosidad cinemática. La convección natural comienza generalmente cuando Ra es mayor que 1000, mientras que para Ra < 10 la transferencia de calor es considerada enteramente por conducción. Matemáticamente el número de Rayleigh se expresa así:

$$Ra = \frac{g B (\Delta T_1) D_e^3}{\nu \alpha} \quad (11)$$

Donde

- Ra Numero adimensional de Rayleigh
 g Gravedad, 32.1 ft/s²
 D_e Diámetro externo de la tubería, ft
 B Coeficiente volumétrico de expansión térmica, 1/°F
 ΔT_1 Delta de temperatura entre el aire ambiente y la pared de la tubería.

Si T_{w_e} es constante ΔT_1 se define como $\Delta T_1 = T_{w_e} - T_\infty$ (10), de lo contrario

$$\Delta T_1 = \frac{(T_{w_{ei}} - T_\infty) - (T_{w_{eL}} - T_\infty)}{\ln\left(\frac{T_{w_{ei}} - T_\infty}{T_{w_{eL}} - T_\infty}\right)} \quad (12)$$

Donde

- $T_{w_{ei}}$ Temperatura de la pared externa a $L=0$, °F
 $T_{w_{eL}}$ Temperatura de la pared externa a una distancia L , F
 T_∞ Temperatura del aire ambiente externo, °F

El coeficiente volumétrico de expansión térmica es una propiedad termodinámica del fluido que proporciona una medida de la cantidad por la cual cambia la ρ en respuesta a un cambio de T a presión constante; matemáticamente se expresa como,

$$B = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (13)$$

1.3. CORRELACIONES EMPIRICAS PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO

El problema del cálculo de la transferencia de calor ha sido estudiado a través de muchos años. A través del tiempo se han creado variedad de correlaciones empíricas que deducidas por medio de mediciones de transferencia de calor y de masa en condiciones de laboratorio controladas y correlacionando los datos en términos de los parámetros adimensionales apropiados. Esto se aplica a muchas geometrías y condiciones de flujo diferentes y los resultados mas importantes se presentan a continuación.

1.3.1. Coeficiente convectivo interno

Una expresión clásica para calcular el número de Nusselt para flujo turbulento completamente desarrollado en un tubo circular suave se debe a Dittus Boelter

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (14)$$

De aquí se obtiene

$$\bar{h}_i = \frac{k}{D_i} 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (15)$$

Donde

$n = 0.4$, cuando la temperatura del gas es menor que la temperatura ambiente externa (calentamiento del gas).

$n = 0.3$, cuando la temperatura del gas es mayor que la temperatura ambiente externa (enfriamiento del gas).

Esta ecuación se cumple para las siguientes condiciones $0.7 \leq Pr \leq 160$ y $Re \geq 10.000$.

Todas las propiedades son evaluadas a T_b

$$T_b = \frac{T_i + T_L}{2} \quad (16)$$

Donde

T_b Temperatura bulk, °F

T_i Temperatura del gas a $L=0$, °F

T_L Temperatura del gas a una distancia L , °F

Como la temperatura del fluido a una distancia L es una de las incógnitas que no conocemos y que debemos hallar (en el próximo capítulo se expondrán las metodologías desarrolladas para tal fin) es necesario realizar los cálculos iniciales con la T_i y hacer las iteraciones necesarias hasta que los resultados nos arrojen un error mínimo.

Aunque la ecuación 14 se aplica con facilidad, puede presentar algunos errores tan grandes como de 25%. Tales errores se reduce a menos del 10% mediante el uso de correlaciones más recientes, pero por lo general más complejas. Una correlación que se usa ampliamente y se atribuye a Petukhov, es de la forma.

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

De aquí se obtiene

$$\bar{h}_i = \frac{k}{D_i} \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Donde f es el factor de fricción obtenido del diagrama de Moody. Ver figura 3.

Esta ecuación se cumple para las siguientes condiciones $0.5 \leq Pr \leq 2000$ y $10000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$

Todas las propiedades son evaluadas a

$$T_f = \frac{T_{w_i} + T_b}{2} \quad (19)$$

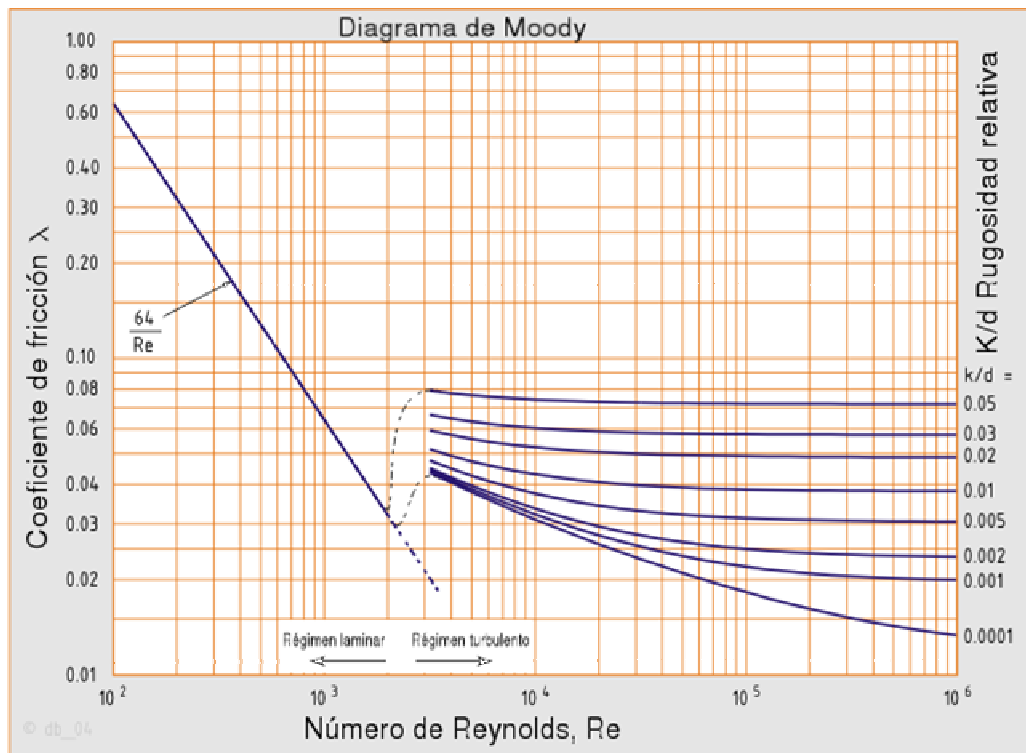
Donde

T_f Temperatura film, °F

T_{w_i} Temperatura de la pared interna de la tubería, °F

Si este valor no es constante, entonces se toma un promedio entre los valores a la entrada y a la distancia L, para la cual se van a hacer los cálculos.

Figura 3. Diagrama de Moody



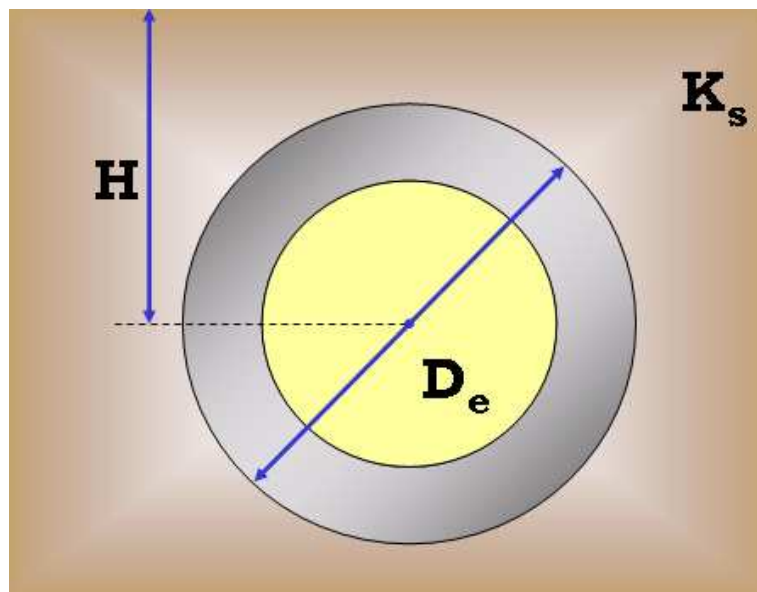
1.3.2. Coeficiente convectivo externo

Debido a que la tubería interactúa con el medio ambiente, transfiere calor a este principalmente por convección siendo necesario el cálculo de un coeficiente convectivo externo. El cálculo de este coeficiente depende del ambiente que este rodeando la tubería. Existen un numero de diferentes ambientes de transferencia de calor que rodean una tubería dependiendo de la forma como esta sea puesta en operación.

1.3.2.1. Tubería enterrada

La temperatura y la conductividad térmica del suelo tienen un impacto directo en la tasa de transferencia de calor entre el gas y el suelo, y por lo tanto, en el flujo de gas. Generalmente, mientras más alta sea la temperatura del suelo, más baja será la tasa de transferencia de calor desde el gas (el cual normalmente se encuentra a mayor temperatura) a la superficie terrestre. Así mismo, mientras mas alta sea la conductividad del suelo la tasa de transferencia de calor será mayor. El valor de la conductividad térmica del terreno aumenta con la cantidad de agua que este contenga.

Figura 4. Ambiente de transferencia de calor para un gasoducto enterrado.



Otro factor que influye determinantemente en la transferencia de calor es la profundidad de enterramiento de la tubería. A mayor valor de esta la temperatura del gas se conserva mas en la línea disminuyendo la transferencia.

El coeficiente promedio de transferencia de calor del fluido al suelo puede ser calculado según Davenport por la siguiente expresión:

$$\bar{h}_e = \frac{1}{\frac{D_e}{2k_s} \text{Ln}\left(\frac{4H}{D_e}\right)} \quad (20)$$

Donde

- \bar{h}_e Coeficiente convectivo promedio externo, BTU/h ft² °F
- k_s Conductividad térmica del suelo, BTU/h ft °F
- H Distancia del suelo al centro de la tubería, ft

Cabe resaltar que la anterior correlación esta sujeta a errores, ya que valores como K_s no son constantes porque dependen del contenido de humedad que tenga el suelo, y esta varia con las condiciones atmosféricas como la presencia de lluvias. La conductividad térmica del suelo, depende además de la distribución del tamaño de grano, densidad, textura y composición mineral del suelo.

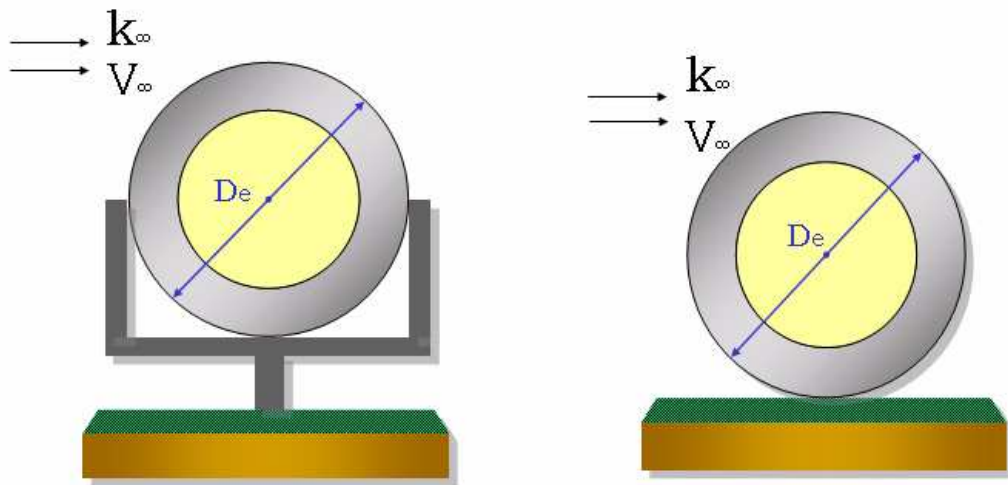
Otro factor importante en tuberías enterradas es que la temperatura del suelo que rodea la tubería tampoco es constante, pues varía mucho de estación a estación o de un piso térmico a otro. Teniendo en cuenta todo lo anterior, el estudio de la transferencia de calor en tuberías enterradas por métodos empíricos esta sujeta a muchos errores por la continua variación de las condiciones reales.

1.3.2.2. Tubería al aire libre

La velocidad del aire es el factor más influyente para evaluar la transferencia de calor en este tipo de ambiente. El valor de esta determina si la transferencia de calor se produce por convección natural o por convección forzada.

Para este ambiente la tubería puede estar apoyada sobre el suelo o puede estar completamente al aire libre.

Figura 5. Ambiente de transferencia de calor para un gasoducto al aire libre.



Para convección forzada se utiliza la correlación empírica debida a Hilbert.

$$\bar{h}_e = \frac{C k_\infty \text{Re}_\infty^n \text{Pr}_\infty^{1/3}}{D_e} \quad (21)$$

Donde $\text{Re}_\infty = \frac{\rho_\infty V_\infty D_e}{\mu_\infty}$, siendo $\rho_\infty, \mu_\infty, k_\infty$ y Pr_∞ propiedades del aire ambiente externo y V_∞ la velocidad de la corriente de aire. C y n son constantes que se obtienen de la siguiente tabla 1.

Tabla 1. Constantes C y n para aplicar en la correlación empírica de Hilbert

C	n	Re
0,989	0,330	0,4 – 4
0,911	0,385	4 – 40
0,689	0,466	40 – 4.000
0,193	0,618	4.000 – 40.000
0,0266	0,805	40.000 – 400.000

Todas las propiedades son evaluadas a T_f , tomando T_b como la temperatura del ambiente externo.

Para convección natural, presente cuando el aire ambiente que rodea la tubería esta en reposo, se tiene la siguiente expresión sugerida por Morgan:

$$\bar{h}_e = \frac{k_\infty}{D_e} C Ra^n \quad (22)$$

Donde Ra es el número adimensional de Rayleigh. C y n son constantes que se sacan de la siguiente tabla:

Tabla 2. Constantes C y n para aplicar en la correlación empírica de Morgan.

C	n	Ra
1,02	0,148	$10^{-10} - 10^{-2}$
0,850	0,188	$10^{-2} - 10^4$
0,480	0,250	$10^4 - 10^7$
0,125	0,333	$10^7 - 10^{12}$

Churchill y Chu recomiendan una correlación más exacta

$$\bar{h}_e = \frac{K_\infty}{D_e} \left(0.60 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (23)$$

Válido para $Ra \leq 10^{12}$

1.3.2.3. Tubería sumergida

Debido al creciente hallazgo de reservorios de gas en aguas costa afuera se han implementado líneas para su transporte en este tipo de ambientes los cuales son mas severos en cuanto a las temperaturas que puede llegar a alcanzar el gas debido a las bajas temperaturas del agua favoreciendo con esto las condiciones favorables para la presencia de múltiples problemas operacionales los cuales serán explicados en el capítulo 3.

Para este tipo de ambiente la tubería esta completamente sumergida en agua, y pudiendo estar apoyada sobre el suelo marino.

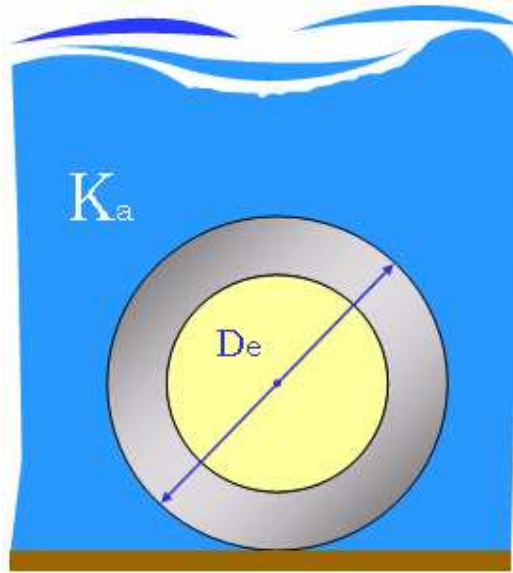
Para convección forzada en un gasoducto sumergida el coeficiente convectivo promedio externo puede ser calculado según Davenport según la expresión matemática:

$$\bar{h}_e = \frac{k_a 0.52 Re_a^{0.6}}{D_e} \quad (24)$$

Donde $Re_a = \frac{\rho_a V_a D_e}{\mu_a}$, siendo ρ_a, μ_a, k_a propiedades del agua y V_a la velocidad de la corriente de agua.

Para convección natural se utilizan las mismas formulas que se utilizan en el caso de la tubería al aire libre.

Figura 6. Ambiente de transferencia de calor para un gasoducto sumergido



Existen otros tipos de ambientes que rodean una tubería, las cuales por lo general son combinaciones de las anteriores, como el caso de la tubería enterrada - expuesta y la tubería sumergida - expuesta; su estudio es muy limitado y no se han definido en detalle correlaciones para calcular el coeficiente convectivo externo.

1.4. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente global de transferencia agrupa el coeficiente convectivo externo e interno y las características propias de la tubería y del aislamiento en un solo parámetro asociado directamente con la transferencia de calor. A continuación se presenta algunas formas para calcular este valor partiendo de la premisa que la transferencia de calor esta asociada con la electricidad por medio de un análisis basado en las resistencias térmicas.

La transferencia de calor se puede trabajar de una forma análoga a como se trabaja la ley de Ohm en física (electricidad). De la misma manera que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica con la conducción de calor. Al definir la resistencia térmica R como la razón de una fuerza impulsora ΔT con la transferencia de calor correspondiente q , tenemos:

$$R = \frac{\Delta T}{q} \quad (25)$$

Donde ΔT y q tienen similitud con el voltaje y la corriente, respectivamente.

Por consiguiente $q = \frac{\Delta T}{R}$ (26)

Conociendo la formula para la transferencia de calor por conducción en cilindros

$$q_{cond} = \frac{2\pi k_m L (T_w_i - T_w_e)}{\ln(r_e / r_i)} \quad (27)$$

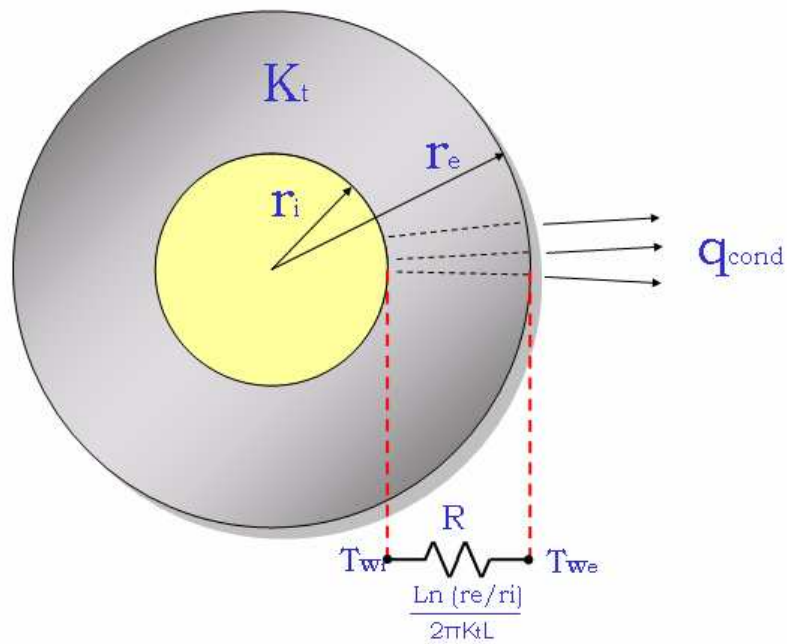
Se sigue que la resistencia térmica para la conducción en cilindros es

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k_m L} \quad (28)$$

Donde R_{cond} es la resistencia térmica conductiva.

Representar la transferencia de calor mediante circuitos térmicos equivalentes proporciona una herramienta útil para conceptualizar y entender con menor dificultad este fenómeno.

Figura 7. Resistencia térmica para la transferencia de calor por conducción.



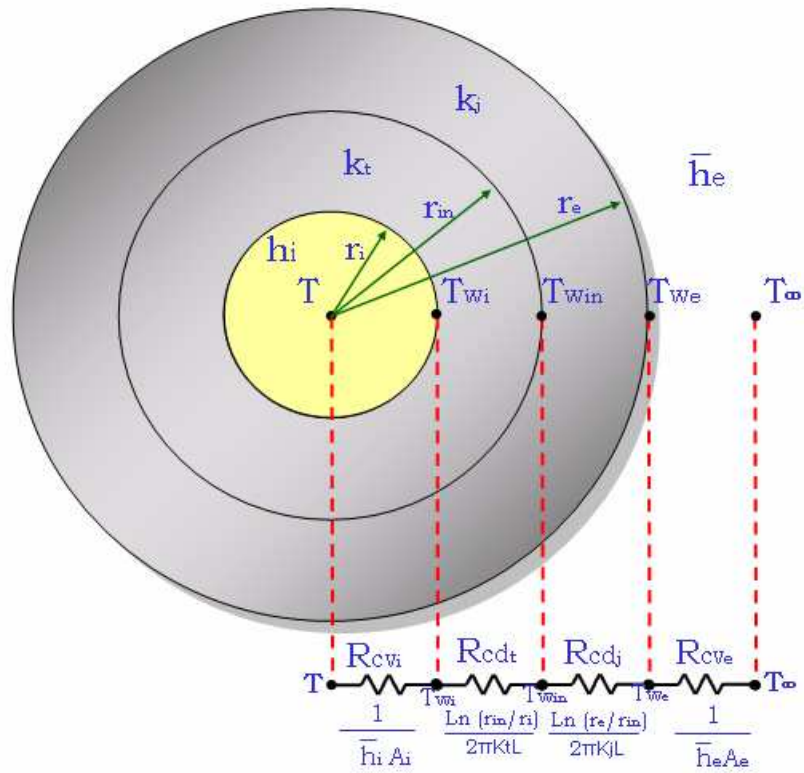
De la misma forma, una resistencia térmica también se asocia con la transferencia de calor por convección

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (29)$$

Donde R_{conv} es la resistencia térmica convectiva.

Para sistemas combinados en los que se incluyen varios mecanismos de transferencia de calor como convección interna, conducción en el tubo, conducción en el aislante y convección externa es muy útil el desarrollo del problema por el método de la representación grafica de las resistencias térmicas, la figura 8 representa el caso descrito.

Figura 8. Resistencia térmica para la transferencia de calor en un sistema combinado.



Donde

- A_i Área interna de la tubería, ft²
- A_e Área externa de la tubería, ft²
- K_j Conductividad térmica del aislante, BTU/h ft °F
- r_{in} Radio intermedio tubería aislante, ft
- R_{cond_j} Resistencia conductiva del aislante, h °F/BTU
- R_{conv_e} Resistencia convectiva externa, h °F/BTU
- R_{conv_i} Resistencia convectiva interna, h °F/BTU
- $T_{w_{in}}$ Temperatura de la pared intermedia tubería aislante, °F

La transferencia de calor se determina mediante la consideración por separado de cada mecanismo pero como q es constante a través del cilindro se sigue que el calor total transferido es

$$q = \frac{T - T_{w_i}}{\frac{1}{\bar{h}_i A_i}} = \frac{T_{w_i} - T_{w_{in}}}{\frac{\text{Ln}\left(\frac{r_{in}}{r_i}\right)}{2\pi k_m L}} = \frac{T_{w_{in}} - T_{w_e}}{\frac{\text{Ln}\left(\frac{r_e}{r_{in}}\right)}{2\pi k_j L}} = \frac{T_{w_e} - T_\infty}{\frac{1}{\bar{h}_e A_e}} \quad (30)$$

En términos de la diferencia total de temperatura y de la resistencia térmica total (R_t) el calor total transferido se puede expresar como

$$q = \frac{T - T_\infty}{R_t} \quad (31)$$

Como las resistencias están en serie pueden sumarse, por lo tanto la resistencia total es:

$$R_t = \frac{1}{\bar{h}_i A_i} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_{in}}{r_i}\right)}{2\pi k_m L} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_e}{r_{in}}\right)}{2\pi k_j L} + \frac{1}{\bar{h}_e A_e} \quad (32)$$

Con sistemas compuestos es conveniente trabajar con un coeficiente global de transferencia de calor definido con una expresión análoga a la ley de enfriamiento de Newton. En consecuencia,

$$q = U A_e \Delta T_2 \quad (33)$$

Donde

U Coeficiente global de transferencia de calor, BTU / h ft² °F

ΔT_2 Delta de temperatura entre el gas y el aire ambiente, °F

q no se puede hallar directamente porque ΔT_2 no es constante en la medida en que la temperatura del gas no lo es. En el siguiente capítulo se profundizará más en este tema y de las formas de cómo hallar a una distancia L el calor total transferido y la temperatura del gas. De lo anterior se puede deducir que:

$$U = \frac{1}{R_t A_e} \quad (34)$$

Partiendo de esta definición, se presenta a continuación la forma de calcular U para diferentes casos:

Caso 1: Tubería sin aislamiento asumiendo resistencia de la pared despreciable.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{1}{\bar{h}_e}} \quad (35)$$

Caso 2: Tubería sin aislante con resistencia de la pared.

$$U = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \bar{h}_i} + \frac{r_e \ln(r_e/r_i)}{k_m} + \frac{1}{\bar{h}_e}} \quad (36)$$

Caso 3: Tubería con aislante con resistencia de la pared.

$$U = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \bar{h}_i} + \frac{r_e \ln(r_{in}/r_i)}{k_m} + \frac{r_e \ln(r_e/r_{in})}{k_j} + \frac{1}{\bar{h}_e}} \quad (37)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es el parámetro mas representativo de la transferencia de calor que ocurre en una línea de transporte de gas natural y es el valor más importante para definir el perfil de temperatura, por lo tanto se debe calcular correctamente para conocer los puntos críticos del sistema a considerar y así tomar las medidas necesarias para evitar los problemas que se puedan presentar.

2. MODELOS TÉRMICOS PARA EVALUAR LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS

La determinación de características del estado del gas a medida que es transportado por la tubería, como su temperatura y presión tiene una marcada influencia respecto a las evaluaciones técnicas y económicas incluidas en el diseño y operación de un gasoducto. El interés primordial radica en obtener el perfil de temperatura del gas que fluye por la tubería, y conocer el calor total transferido al ambiente en cualquier punto del sistema. Para conocer el perfil de temperatura es necesaria la implementación de alguna clase de modelo térmico.

Un modelo térmico constituye una forma de representar el fenómeno de la transferencia de calor por medio de gráficas y ecuaciones matemáticas que ayudan a conocer en mayor detalle el fenómeno para evaluarlo, analizarlo y estudiarlo con el fin tomar las mejores decisiones en el diseño del gasoducto y en el control de las condiciones operacionales a lo largo de su vida útil.

Un modelo térmico se deriva de la solución simultánea de las ecuaciones de masa, energía y momento, y su complejidad depende del detalle necesario que se quiera para una aplicación dada.

En el presente capítulo se presentan los dos modelos térmicos más desarrollados matemática y analíticamente a la fecha, para la evaluación de la transferencia de calor en gasoductos, denominados como el modelo estable y el modelo transiente. Se presentan las ecuaciones matemáticas que describen estos modelos y algunos ejemplos del perfil de temperatura desarrollado cuando se utilizan expresiones.

2.1. MODELO TÉRMICO EN ESTADO ESTABLE

Este modelo supone que las condiciones de entrada del gas como caudal, presión, temperatura y composición son constantes con el tiempo así como también las condiciones externas que rodean la tubería, como la temperatura del ambiente externo, el tipo de suelo y otros factores.

Debido a que en la realidad las condiciones operacionales y ambientales no son constantes, este es un modelo propenso a arrojar resultados no del todo precisos o confiables dependiendo de las características del sistema. Sin embargo, es el modelo usado con mayor frecuencia para el diseño de gasoductos por su sencillez, menor requerimiento de parámetros y facilidad de manejo.

A continuación se presentan las expresiones empleadas en el cálculo del perfil de temperatura a partir de la consideración de temperatura ambiente constante o variable.

2.1.1. Temperatura ambiente constante

El siguiente conjunto de ecuaciones proporcionan las formulas utilizadas para calcular el perfil de temperatura en estado estable a lo largo de una tubería al aire libre, considerando que la temperatura del ambiente es constante para el tramo de tubería en evaluación.

Considerando un segmento de línea de transmisión entre dos puntos, dos ecuaciones son utilizadas para el cálculo del calor transferido por el gas. Estas ecuaciones relacionan únicamente la transferencia de calor debido al cambio de temperatura del gas y no toman en cuenta las perdidas de calor debido a los cambios en la presión por la fricción del gas con la tubería.

La primera ecuación es asociada al cambio de energía interna del fluido debido a un cambio de temperatura:

$$q = -\dot{m} C_p (T - T_i) \quad (38)$$

Escribiendo esta ecuación en forma diferencial:

$$dq = -\dot{m} C_p dT \quad (39)$$

La segunda ecuación relaciona directamente la transferencia de calor del gas con sus alrededores:

$$q = U A (T - T_\infty) \quad (40)$$

Escribiendo esta ecuación en forma diferencial:

$$dq = U dA (T - T_\infty) \quad (41)$$

Combinando las ecuaciones (39) y (41)

$$-\dot{m} C_p dT = U dA (T - T_\infty) \quad (42)$$

Donde

q	Calor total transferido, BTU/h
\dot{m}	Flujo másico de gas, lb/h
C_p	Capacidad calorífica del gas, BTU/h lb°F
U	Coficiente global de transferencia de calor, BTU/h ft²°F
T	Temperatura del gas, °F
T_∞	Temperatura del aire ambiente externo, °F
A	Área externa de la tubería, ft²

Entonces

$$\frac{dT}{T - T_{\infty}} = \frac{-U}{\dot{m} C_p} dA \quad (43)$$

Integrando entre T_i y T :

$$T = (T_i - T_{\infty}) e^{-UA/\dot{m}C_p} + T_{\infty} \quad (44)$$

La ecuación 44 escrita en función de la distancia L es:

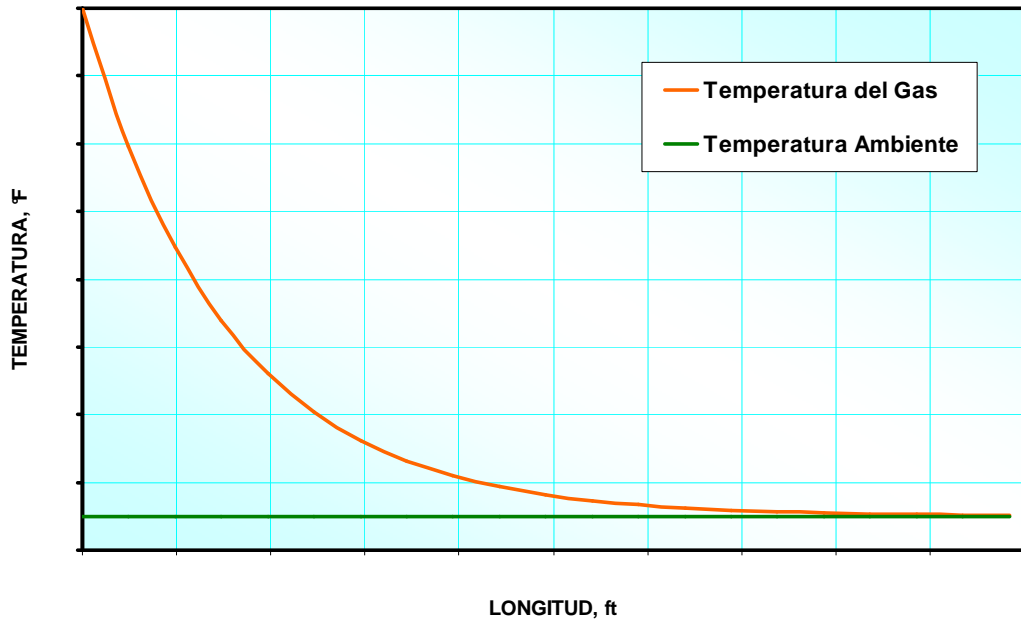
$$T_L = (T_i - T_{\infty}) e^{-\left(\frac{2\pi r_e U}{\dot{m}C_p}\right)L} + T_{\infty} \quad (45)$$

El comportamiento del perfil de temperatura del gas aplicando la ecuación 45, puede observarse esquemáticamente en la Figura 9. Se observa que el gas adquiere rápidamente la temperatura externa.

Para aplicar la ecuación 45 en tuberías enterradas o sumergidas, se cambia el término de la temperatura del ambiente externa, en este caso aire, por la temperatura del terreno o del agua, respectivamente, y se calcula el valor del coeficiente global de transferencia de calor dependiendo del ambiente en el que se encuentre la tubería.

El coeficiente global de transferencia de calor es el parámetro más importante en la evaluación de transferencia de calor, pues está íntimamente relacionado con esta y su cálculo depende de los coeficientes convectivos tanto externo como interno y de las características de la tubería, tal y como se estableció previamente en el capítulo uno.

Figura 9. Perfil característico de temperatura del gas considerando temperatura ambiente constante.



La ecuación 45 es la expresión más usada para el cálculo de la temperatura del gas en estado estable, gracias a que puede ser implementada para cualquier ambiente en el que se encuentre el gasoducto, aún para tuberías que presenten un aislamiento térmico. Su limitante es que está diseñada únicamente para casos en los que la temperatura del ambiente se considere constante.

Teniendo en cuenta que en la medida en que la longitud de la tubería aumenta, el área A aumenta y $e^{-UA/mCp}$ se aproxima a cero, entonces $T_2 \rightarrow T_\infty$. Esto significa que para tuberías con extensiones demasiado grandes, la temperatura del gas lograría temperaturas cercanas a la temperatura del ambiente (Ver figura 9). Incluso en algunos casos la temperatura del gas puede estar por debajo de la temperatura ambiente si existe una elevación drástica en el perfil topográfico del gasoducto.

La anterior ecuación fue derivada sin considerar la expansión del gas o efecto Joule - Thompson, que determina una pérdida adicional de temperatura por la caída de presión cuando el gas se expande en el gasoducto. Matemáticamente este efecto se define como:

$$\eta = \left(\frac{dT}{dP} \right)_h \quad (46)$$

Este efecto en lo posible, debe considerarse siempre. Sin embargo, su importancia es mayor cuando en el gasoducto se presentan grandes variaciones de la presión, relacionadas directamente con el perfil topográfico. Es decir, para gasoductos que se encuentren en una sabana donde los cambios de altura son mínimos, la presión no varía mucho y por lo tanto el Coeficiente de Joule Thompson tiene un efecto mínimo, por lo que el perfil de temperatura del gas es dominado mayoritariamente por el coeficiente global de transferencia.

Por el contrario en el perfil topográfico de una montaña donde encontramos subidas (pérdida de presión) y bajadas (aumento de presión), el Coeficiente de Joule Thompson tiene un efecto muy significativo para el cálculo y análisis de la transferencia de calor.

El coeficiente de Joule Thompson es calculado analíticamente por medio de correlaciones utilizando las propiedades del gas, o experimentalmente con pruebas de laboratorio. Los valores típicos del coeficiente de Joule-Thompson tomados como referencia general o regla del dedo gordo indican una caída de 1°F/30 psig de caída de presión.

Para el cálculo de la temperatura del gas considerando el efecto Joule – Thompson, Towler propone la siguiente correlación:

$$T_L = \left[T_i - \frac{b}{a} \right] e^{(-aL)} + \frac{b}{a} \quad (47)$$

Donde las constantes a y b son definidas como:

$$a = \frac{2\pi r_e U}{\dot{m} C_p} \quad (48)$$

$$b = \eta \frac{\Delta P}{\Delta L} - \frac{g}{C_p} \frac{\Delta z}{\Delta x} + a T_\infty \quad (49)$$

Donde

T_L	Temperatura del gas a una distancia L, °F
T_i	Temperatura del gas a L=0, °F
r_e	Radio externo, ft
η	Coefficiente Joule Thompson, °F/psia
ΔP	Delta de presión, psia
ΔL	Delta de longitud, ft
Δz	Delta de altura, ft
g	Gravedad, ft/s ²

La mayoría de las ecuaciones usadas comúnmente para calcular la temperatura de flujo del gas, entre ellas la ecuación 45, requiere que la temperatura externa de la tubería permanezca constante o que sea un valor promedio representativo del tramo en evaluación, puesto que esta tiene un impacto directo en la propiedad que se esté evaluando.

La predicción de la distribución de temperatura en un sistema fluyendo puede ser tan importante como el perfil de presión, ya que afecta las consideraciones del diseño. En vista de que los hidratos de gas, el comportamiento de fase vapor – líquido, el contenido de agua y la condensación de los componentes

más pesados, son casos considerados como sensibles a la temperatura, es necesario contar con valores confiables para que al realizar los cálculos y análisis correspondientes, se obtengan resultados lo más ajustados posibles al comportamiento real.

En la figura 10 se presenta a manera de ejemplo, el perfil de temperatura para un gas a partir de las expresiones del modelo estable, utilizando los datos de la tabla 3.

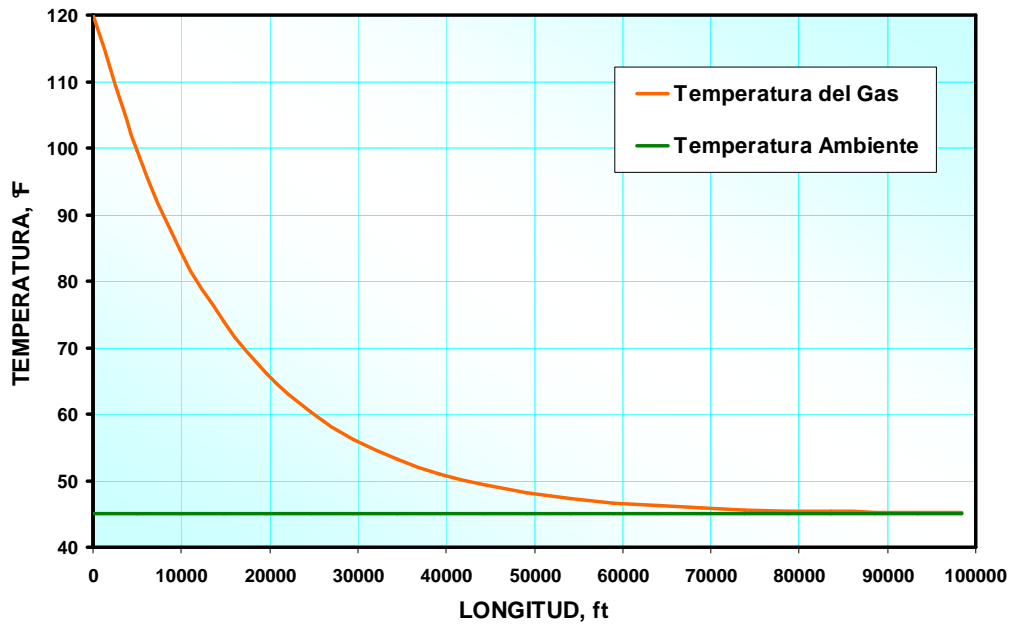
Tabla 3. Datos utilizados para calcular el perfil de temperatura del gas en estado estable de la figura 10.

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
T_i	120	°F
T_∞	45	°F
U	1	BTU/h ft ² °F
D_e	28	ln
Q_{SC}	100	MMSCFD
C_p	0.65	BTU/lb°F
GE	0.55	

Los valores de Q y GE, corresponden a un $\dot{m} = 48.6 \text{ lb/s} = 174960 \text{ lb/h}$. Así mismo el valor de D_e corresponde a un $r_e: 1.1667 \text{ ft}$. Reemplazando los datos en la ecuación 45 se tiene que el perfil de temperatura del gasoducto en cuestión esta representado por la siguiente ecuación:

$$T_L = 75 e^{-\left(6.446e^{-5}\right)L} + 45 \quad (50)$$

Figura 10. Perfil de temperatura en estado estable con base en los datos de la tabla 3



Se puede observar que la temperatura del gas alcanza la temperatura ambiente a aproximadamente 70000 ft, punto desde el cual la transferencia de calor es mínima.

2.1.2. Temperatura ambiente cambia con la distancia

En el modelo anterior se asume que la temperatura externa del gasoducto es constante. Esta suposición es válida para gasoductos de extensiones cortas o en lugares donde los cambios de temperatura de un lado a otro no son importantes. Para redes de transmisión con tuberías interconectadas de longitudes mayores a 40 Km, la temperatura del ambiente suele cambiar, por lo que el modelo anterior puede aplicarse pero trabajándolo por tramos, en donde cada tramo considera una temperatura promedio constante.

Para este caso en particular, en el que la temperatura del ambiente cambia con respecto a la distancia se puede aplicar el siguiente conjunto de expresiones

matemáticas desarrolladas por Boyun Guo, quien propone el uso de un gradiente de la temperatura ambiente que sea representativo del lugar.

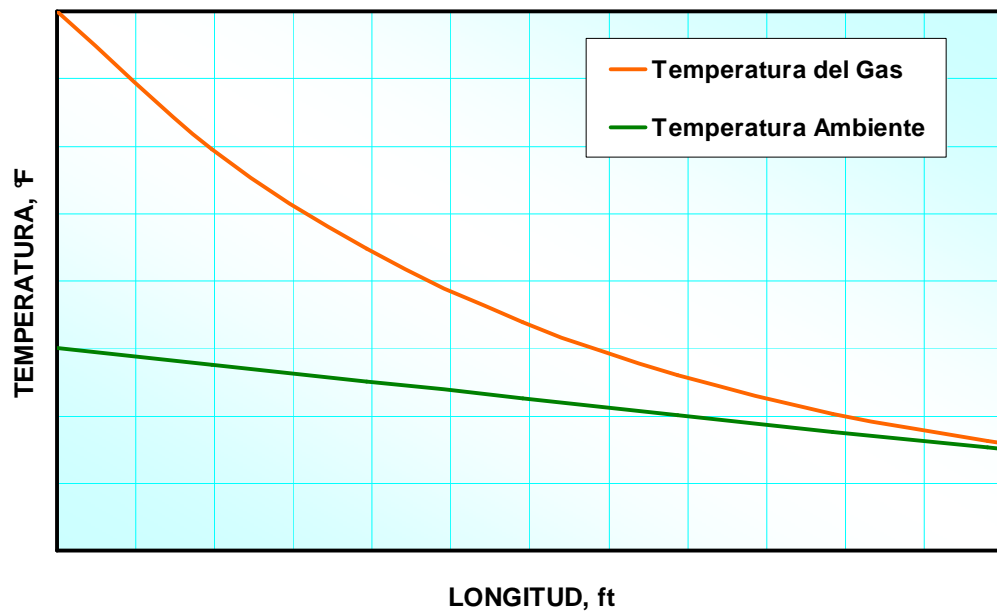
La temperatura ambiente se puede representar como $T_{\infty} = T_{\infty i} - G L$ (51)

Donde

$T_{\infty i}$ Temperatura del aire ambiente a $L=0$, $^{\circ}\text{F}$

G Gradiente de la temperatura ambiente, $^{\circ}\text{F}/\text{ft}$

Figura 11. Perfil característico de temperatura cuando la temperatura del ambiente cambia con la distancia



La temperatura del gas en cualquier punto del gasoducto puede calcularse así:

$$T_L = \frac{1}{\alpha^2} [\beta - \alpha \beta L - \alpha \gamma - e^{-\alpha(L+C)}] \quad (51)$$

Donde las constantes son definidas como

$$\alpha = \frac{2\pi r_e k_J}{V\rho C_p s A_g} \quad (52)$$

$$\beta = \alpha G \quad (53)$$

$$\gamma = -\alpha T_{\infty i} \quad (54)$$

$$C = -\frac{1}{\alpha} \text{Ln} (\beta - \alpha^2 T_i - \alpha \gamma) \quad (55)$$

Donde

V	Velocidad del gas condiciones estándar, ft/hr
k_J	Conductividad térmica del aislante, BTU/h ft °F
ρ	Densidad del gas a condiciones estándar, lb/ft ³
s	Espesor del aislante, ft
A_g	Área transversal al flujo de gas, ft ²

El calor total transferido es expresado como,

$$q = \frac{2\pi r_e k_J}{s} \left(T_{\infty i} L - \frac{G}{2} L^2 - \frac{1}{\alpha^2} \left\{ (\beta - \alpha \gamma)L - \frac{\alpha \beta}{2} L^2 + \frac{1}{\alpha} [e^{-\alpha(L-C)} - e^{-\alpha C}] \right\} \right) \quad (56)$$

Este modelo térmico tiene como base las siguientes suposiciones:

- Estado Estable.
- Existe un cambio de la temperatura ambiente.

- G tiene que cumplir $G \geq \alpha(T_i - T_{\infty i})$
- El Gasoducto debe estar aislado térmicamente.
- La tubería debe estar al aire libre y la transferencia de calor se debe dar por convección natural, es decir, no deben existir corrientes de aire o si se presentan deben tener bajas velocidades.

Las suposiciones planteadas en el desarrollo de las ecuaciones convierten este modelo en un modelo ideal, y por lo tanto su aplicación es limitada.

Además, si se analiza más a fondo la aplicación de la ecuación 51, de acuerdo a los valores utilizados típicamente en gasoductos, la restricción generada por $G \geq \alpha(T_i - T_{\infty i})$, indica que el valor del gradiente debe ser muy grande, y que la temperatura del ambiente deba cambiar lo suficiente para poder aplicar este modelo. Este cambio puede ser del orden de 0.0005°F , lo que implica que en una longitud de 32800 ft (10Km) la temperatura del ambiente cambiaría alrededor de 16.4°F (9°C), aspecto aplicable para gasoductos donde el perfil topográfico cambia drásticamente en distancias cortas.

Se considera igualmente que es necesario contar con valores confiables para que al realizar los cálculos y análisis correspondientes se obtengan resultados lo más ajustados posibles al comportamiento real.

2.2. MODELO TÉRMICO EN ESTADO TRANSIENTE

El problema del flujo de gas bajo condiciones no estables ha sido materia de análisis en ingeniería desde hace más de una década. Aunque ciertos problemas de flujo se han abordado mediante aproximaciones a partir del estado estable, las suposiciones allí involucradas generan inconsistencias e imprecisiones al confrontar resultados con datos reales, razón por la cual se deben considerar al máximo las condiciones de operación.

Una situación no estable o transitoria normalmente surge cuando las variables incluidas en el problema de la transferencia de calor varían con el tiempo, además de la posición.

Para describir el flujo no estable, son necesarias mínimo tres relaciones matemáticas: una ecuación de estado del gas, la ecuación de continuidad (balance de masa), y la ecuación de movimiento (balance de energía); además de alguna relación que considere la desviación del comportamiento ideal. Las ecuaciones de continuidad y movimiento, se obtienen a través de balances de masa y energía en un elemento infinitesimal de tubería. Para que el problema matemático sea bien planteado es necesario establecer las condiciones que definen el comportamiento del flujo másico y la presión, tanto en el espacio como en el tiempo.

Aplicaciones hay muchas. A continuación se pretende abordar el problema del flujo transiente para flujo en una tubería de gas para determinar el comportamiento del perfil de temperatura.

El perfil de temperatura en un gasoducto está en equilibrio todo el tiempo (es estable) si las condiciones también lo son. Sin embargo, si se presenta por ejemplo un cambio en el caudal de entrada, esto produce una alteración de la temperatura en cada punto del gasoducto, alteración que seguirá ocurriendo hasta que se alcance de nuevo una distribución de temperatura estable a través de todo el sistema de tubería.

El modelo transiente asume que los parámetros y condiciones varían con el tiempo, aspectos que se presentan comúnmente en un gasoducto debido a:

- Cambios o paradas de flujo, consecuencia de problemas con la producción del campo, problema de taponamiento y daño de la tubería por hidratos, corrosión u otros.

- Cambios de la temperatura del ambiente que rodea la tubería (aire, tierra, agua) ya que esta depende en gran medida de las condiciones atmosféricas existentes, como presencia de lluvias o la radiación solar, que pueden variar durante el día.
- En el caso de tuberías enterradas se presenta variación de la conductividad térmica del suelo ya que ésta depende de la humedad del suelo, que a su vez depende de la presencia de lluvias.
- Parada de bombas y compresores.
- Cambios en la composición y Temperatura de entrada.

Todos estos factores parecen indicar que el modelo térmico a usar debería ser siempre el modelo transiente; sin embargo, considerar todas estas variaciones es de hecho complicado y poco práctico, por lo que el modelo es difícil de representar matemáticamente y su uso termina limitado solo a algunos casos en particular.

2.2.1. Reinicio de flujo después de una parada

El suministro de gas puede ser interrumpido temporalmente debido a diversos problemas operacionales que se pueden presentar en la línea de transporte. En este proceso, el gasoducto no se vacía sino que el gas queda almacenado temporalmente, hasta alcanzar la temperatura del ambiente que lo rodea si la parada se extiende por largo tiempo. Cuando el flujo se reinicia el perfil de temperatura estable alcanzado por el gas empieza a cambiar con el tiempo hasta que alcanza un nuevo perfil de temperatura estable correspondiente al caudal de entrada de gas con el cual se reinicie el flujo.

Matemáticamente se plantea el siguiente conjunto de expresiones para el caso en cuestión.

$$T_L = \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha \beta L - \alpha \gamma - e^{-\alpha(L+f(L-Vt))} \right] \quad (57)$$

Donde la función f esta dada por:

$$f(L - Vt) = -(L - Vt) - \frac{1}{\alpha} \ln \left\{ \beta - \alpha \beta (L - Vt) - \alpha \gamma - \alpha^2 [T_s - G(L - Vt)] \right\} \quad (58)$$

En el figura 12 se presenta el perfil de temperatura de un gas para el modelo transiente cuando hay reinicio de flujo después de una parada; se utilizan los datos de la tabla 4.

Tabla 4. Datos para calcular el perfil de temperatura del gas en la figura 12.

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
L	50000	ft
T_i	120	°F
T_∞	77	°F
G	0.0005	°F/ft
D_e	28	ln
D_i	24	ln
S	2	ln
K_J	0.023	BTU/hr ft °F
ρ	4.058	lb/ft ³
Q_{sc}	100	MMSCFD
C_p	0.65	BTU/lb °F

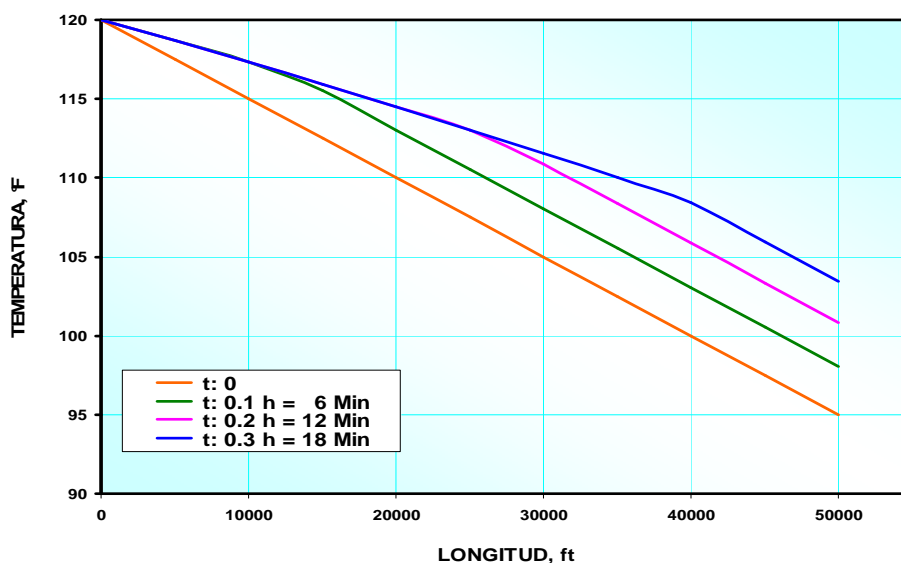
Con los datos de la tabla 4, se calcula lo siguiente: $A_g = 3.1416 \text{ ft}^2$, $Q = 4'166.666 \text{ Scf/h}$, $V = 1'326.288 \text{ ft/hr}$, $\rho = 0.0527 \text{ lb/ft}^3$, $\alpha = 6.074e-6 \text{ 1/ft}$, $\beta = 3.0369e-9 \text{ }^\circ\text{F/ft}^2$, $\gamma = -4.6768e-4 \text{ }^\circ\text{F/ft}$ y $C = 3'350.681 \text{ ft}$

Reemplazando estos valores en la ecuación 57 se obtiene el perfil de temperatura mostrado en la figura 12.

Se observa que al iniciar el flujo se presenta una alteración en el perfil de temperatura, y aproximadamente 20 minutos después el perfil de temperatura transiente alcanzara el perfil de temperatura estable correspondiente al caudal de entrada, el cual permanecerá hasta que se vuelva a presentar una nueva alteración del caudal en el sistema.

El gradiente térmico de la temperatura ambiente planteado en este problema, indica que la temperatura ambiente al final del gasoducto es de $52 \text{ }^\circ\text{F}$. , lo cual implica una caída de 25°F en todo el tramo del gaso ducto, siendo un valor muy significativo para una distancia de tan solo $15,24 \text{ km}$.

Figura 12. Perfil de temperatura en estado transitorio para un reinicio de flujo con base en los datos de la tabla 4



2.2.2. Cambio en el caudal de flujo

Se conoce que en gasoducto el comportamiento del flujo y la presión están regulados por la demanda de gas, de forma que durante las horas de máxima demanda, la tubería se despresuriza (comportamiento conocido como vaciado), y en las horas de menor consumo se presuriza (lo que se conoce como empaquetamiento). Así mismo, el caudal en cada tramo de la misma es diferente. No se deben ignorar las propiedades de compresibilidad del gas, pues en contraposición a lo ocurrido con otros fluidos, cualquier disturbio generado en algún punto del sistema, ya sea por el cierre de una válvula o cualquier otra variación en el flujo másico, tarda en transmitirse a lo largo de la línea.

Los picos máximos representan las horas de mayor consumo, los cuales suelen ser en la madrugada, al mediodía y a primeras horas de la noche. Los picos mínimos representan las horas de menor consumo, es decir, en la mañana, en la tarde y pasadas las primeras horas de la noche.

Inicialmente el gas alcanza un perfil de temperatura estable, que se altera al ocurrir un cambio en el caudal de entrada. Esta alteración seguirá hasta que se alcance un nuevo perfil de temperatura estable con el nuevo caudal existente en el sistema.

A continuación se presenta la solución analítica más aplicable a la transferencia de calor en estado transiente correspondiente a esta situación, para dos casos en particular: aumento y disminución del caudal de entrada inicial.

Después de un incremento o disminución del caudal, el fluido tiene una nueva velocidad V' . El valor de la temperatura del gas en cualquier punto del gasoducto cuando hay cambios en el caudal de entrada se puede expresar como:

$$T = \frac{1}{\alpha'^2} \left[\beta' - \alpha' \beta' L - \alpha' \gamma' - e^{-\alpha' [L + f(L - v't)]} \right] \quad (59)$$

Donde

$$\alpha' = \frac{2 \pi r_e k_J}{V' \rho C_p s A_g} \quad (60)$$

$$\beta' = \alpha' G \quad (61)$$

$$\gamma' = -\alpha' T_{\infty i} \quad (62)$$

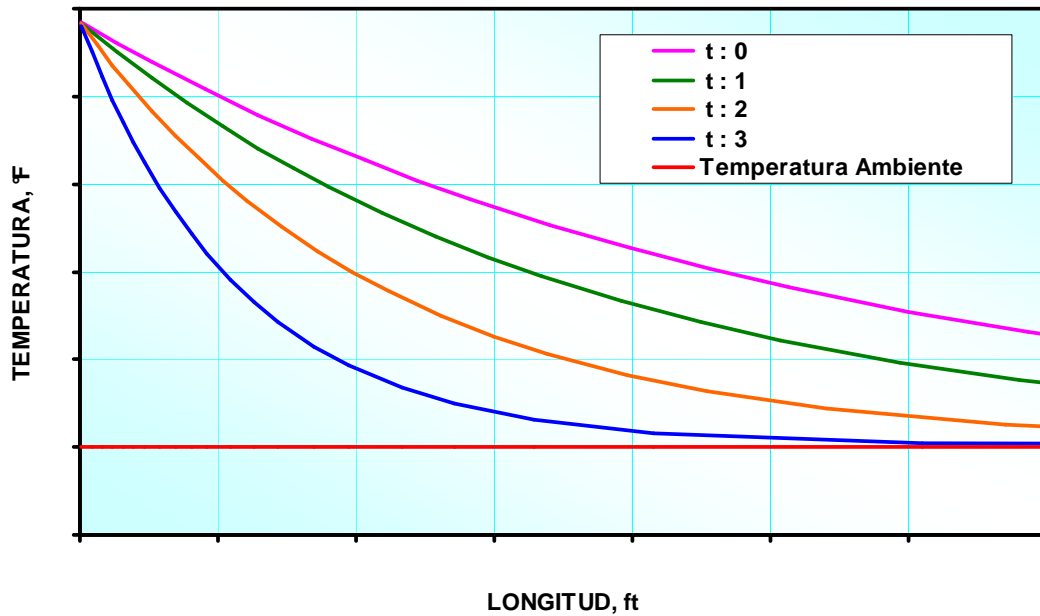
La función f está dada por:

$$f(L - V't) = -(L - V't) - \left(\frac{1}{\alpha'} \right) \ln \left(\beta' - \alpha' \beta' (L - V't) - \alpha' \gamma' - \left(\frac{\alpha'}{\alpha} \right)^2 \left\{ \beta - \alpha \beta (L - V't) - \alpha \gamma - e^{-\alpha(L - V't) + C} \right\} \right) \quad (63)$$

Los valores de α , γ , β , C , son hallados a partir de la velocidad inicial que tenía el gas antes de producirse el cambio de caudal.

En la figura 13 se ilustra el cambio en el perfil de temperatura causado por una disminución en el caudal de entrada. Podemos observar que al inicio ($t = 0$) el perfil de temperatura se encontraba estable, pero al haber una disminución en el caudal de entrada este perfil empieza a cambiar con el tiempo ($t = 1, 2$). Por último, llega un momento ($t = 3$), en el que se alcanza un nuevo perfil de temperatura estable que corresponde al nuevo caudal que está fluyendo por la línea.

Figura 13. Perfil característico de temperatura en estado transitorio para una disminución en el caudal de entrada.



Se concluye entonces que una disminución en el caudal de entrada provoca que las pérdidas de calor en el gasoducto sean mayores, lo que conlleva a que las temperaturas del gas disminuyan ubicando el nuevo perfil de temperatura por debajo del perfil inicial. Si hay un aumento en el caudal de entrada del gas se presenta el efecto contrario.

Si se comparan las fórmulas del modelo de estado estable con las del modelo transiente se observa que las últimas tienen un grado de complejidad mucho mayor, además de que solo pueden ser usadas para casos específicos del estado transiente, entre tantos otros casos que se pueden presentar en un gasoducto.

Se considera que no es muy práctico aplicar el modelo térmico en estado transiente utilizando formulas analíticas, ya que en la literatura son muy pocos los modelos que presentan estas formulas, además que su uso es tedioso y complicado. Por lo tanto, la aplicación de este modelo se hace generalmente

por medio de software comerciales dispuestos para tal fin. Estos software son capaces de modelar mezclas de hidrocarburos con flujo multifásico en pozos, oleoductos y gasoductos utilizando diversidad de modelos numéricos para desarrollar los cálculos hidráulicos y de transferencia de calor y así predecir el comportamiento térmico del gas tanto en el modelo estable como en el modelo transiente.

2.3. SELECCIÓN DEL MODELO TÉRMICO

Considerando un proyecto como la construcción y diseño de un gasoducto, el análisis en estado estable ayuda en la fase inicial del proyecto a desarrollar una evaluación preliminar de los requerimientos del sistema para anticipar los posibles puntos críticos del mismo, y así determinar la cantidad y localización de los compresores, bombas y calentadores si son necesarios.

Posteriormente se hace el análisis transiente para conocer las condiciones críticas que el gas puede alcanzar en la línea, y así definir con suficiente grado de predicción la cantidad y ubicación del equipo a instalar para evitar la presencia de problemas operacionales. Es aquí donde se consideran y simulan todas las situaciones posibles como máximos y mínimos de presión, temperatura ambiente, conductividades del suelo y perfiles topográficos del gasoducto.

La principal ventaja de este análisis es que el gasoducto se diseñará para que sea capaz de operar en diferentes escenarios posibles obteniendo resultados lo mas ajustados posibles al comportamiento real, para así detectar futuros problemas en la operación que puedan poner en riesgo los compromisos de entrega que la empresa haya adquirido evitando sanciones.

En general el modelo a aplicar para conseguir los mejores resultados es el modelo transiente, pero como se ha observado en este capítulo la utilización de este modelo tiene un alto grado de dificultad, por lo que comúnmente en la

práctica se utiliza el modelo en estado estable con algunas suposiciones y conociendo de antemano que sus resultados no son totalmente precisos.

El análisis de sensibilidad planteado en este proyecto se desarrolla con base en el modelo térmico en estado estable, teniendo en cuenta que es el mas utilizado y practico en el momento de realizar un análisis de sensibilidad, es decir, se puede variar un parámetro y mantener los demás constantes y de esta manera observar cual es la real incidencia que tiene dicho parámetro sobre la totalidad del sistema.

3. PROBLEMAS ASOCIADOS A LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN GASODUCTOS

El gas natural es una mezcla de gases e hidrocarburos, con agua, sólidos y otros compuestos, que se puede encontrar en los yacimientos en forma asociada o no asociada con el petróleo. Aunque su composición varía en función del yacimiento del que se extrae, en estado natural está compuesto principalmente por metano en cantidades que comúnmente pueden superar el 90 o 95%, acompañado de hidrocarburos como el etano, propano, isobutano, n-butano y trazas de hidrocarburos más pesados; además suele contener también otros gases como N_2 (Nitrógeno), CO_2 (Dióxido de Carbono) y H_2S (Sulfuro de Hidrógeno). De igual manera en su estado natural el gas siempre esta saturado con agua.

El gas natural que se extrae de los yacimientos debe ser procesado debido a que contiene diversas sustancias disueltas que pueden ser perjudiciales en el curso de su transporte, proceso o utilización final, ya sea para uso comercial o doméstico.

Una buena parte de los hidrocarburos líquidos asociados al gas natural se separa directamente en la plataforma de producción y se almacena y transporta de manera independiente; hidrocarburos como el propano, butano y otros más pesados en comparación con el gas natural son extraídos debido a la posibilidad de que se condensen en la línea de transporte. Así mismo, parte de estos compuestos tienen un valor económico más alto si se venden por separado. El vapor de agua también se elimina porque a temperaturas cercanas a la temperatura ambiente y a presiones altas contribuye a la formación de hidratos de metano que pueden obstruir los gasoductos. Los compuestos de azufre y gases ácidos e inertes también son eliminados hasta

niveles muy bajos para evitar corrosión y olores perniciosos. Posterior a esta etapa, el gas natural debe llegar a los centros de consumo transportado ya sea por medio de gasoductos o por medio de barcos en forma de GNL en el caso de que su traslado sea entre continentes. Para el transporte por gasoducto el gas es acondicionado a presiones altas para que tenga la suficiente energía necesaria para llegar al punto final de entrega, distribución y consumo.

A medida que el gas fluye por el gasoducto, pierde energía y presión debido a la fricción existente con las paredes internas de la tubería y a la transferencia de calor existente entre el gas y sus alrededores, que por lo general se encuentran a una temperatura inferior. Esta pérdida de energía hacia los alrededores en forma de calor en la mezcla de gas, va acompañado con un descenso en la temperatura de flujo, descenso responsable de diversos problemas operacionales entre los que se destacan principalmente la condensación de las fracciones mas pesadas de la mezcla de hidrocarburos, la condensación de agua y la formación de hidratos de gas.

3.1. CONDENSACION DE FLUIDOS

Los fluidos que se puedan condensar en la mezcla transportada de gas son los líquidos hidrocarburos y el agua. Los hidrocarburos comprenden una variedad de componentes que abarcan desde el metano hasta los compuestos de carbono de cadena muy larga, además de moléculas cíclicas, aromáticas y otras moléculas complejas tales como los asfáltenos y las parafinas. Estos componentes determinan el comportamiento de fases de un fluido determinado, el cual suele evaluarse utilizando un diagrama de fases representado por tres variables: presión, volumen y temperatura (PVT).

Un hidrocarburo se encuentra en una sola fase si la presión y la temperatura están fuera de la envolvente de fases. En condiciones que caen dentro de esta envolvente, coexisten dos fases (Ver Figura 14). Sin embargo, la composición de las fases cambia dentro de esta región bifásica; cerca de la curva del punto

de burbuja, la fase gaseosa corresponde predominantemente a metano, pero ingresando más en la región de dos fases, otros componentes livianos e intermedios ingresan en la fase gaseosa.

De un modo similar, los primeros componentes líquidos que se separan después de atravesar el punto de rocío (condiciones de P y T en que el hidrocarburo gaseoso comienza a condensarse) son los componentes más pesados; los componentes más livianos pasan a la fase líquida en las condiciones que prevalecen más allá de la curva del punto de rocío. Este fenómeno es particularmente importante cuando se muestran mezclas de gas condensado: una vez que un fluido ingresa en la región bifásica, los componentes pesados se pierden en la fase líquida.

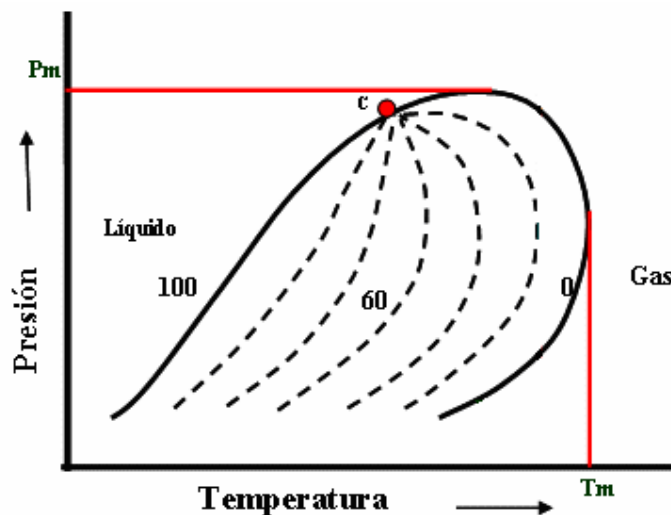
El punto de rocío de hidrocarburo es una de las propiedades termodinámicas considerada como parámetro trascendental en el control de calidad para el cumplimiento regulatorio y contractual estipulado en las especificaciones de transporte a través de la red de suministro, desde productores hasta consumidores finales, pasando por empresas transportadoras y distribuidoras. En consecuencia, un efectivo y periódico monitoreo de temperatura de punto de rocío de hidrocarburo en gas natural, es importante para mantener la calidad de la mezcla y salvaguardar la integridad del sistema de transporte, así como para cumplir con los acuerdos pactados. El punto de rocío depende directamente de la proporción de los compuestos presentes en la mezcla y su determinación es altamente sensible al contenido de fracciones pesadas, aun si su contenido es mínimo.

La condición de presión y temperatura en la cual se unen las curvas del punto de burbuja y la de punto de rocío se denomina punto crítico. En este punto, la densidad y la composición de la fase líquida y gaseosa son idénticas. La temperatura máxima a la cual pueden coexistir dos fases se denomina cricondetérmica. Si la temperatura del gas se encuentra entre la temperatura

del punto crítico y la cricondetérmica, se puede separar líquido de la fase gaseosa.

Una típica envolvente de fases para un condensado retrógrado se muestra en la Figura 14. Entre las curvas del punto de burbujeo y las de rocío, los hidrocarburos se encuentran en dos fases. Las líneas de la fracción molar líquida constante (líneas punteadas) se unen en el punto crítico. Los fluidos a temperaturas superiores a la del punto cricondetérmico siguen siendo monofásicos a todas las presiones. Si la condición inicial de temperatura y presión esta por encima de la envolvente de fases y entre la temperatura critica y la del punto cricondetérmico, el fluido atraviesa un punto de rocío y se separa liquido de la fase gaseosa al declinar la presión. Los fluidos que ingresan en la región de dos fases a la derecha del punto crítico se denominan condensados retrógrados que por lo general son principalmente el etano, propano, butano e hidrocarburos mas pesados, que precipitan a medida que se alcanza su respectivo punto de saturación, pero en cantidades pequeñas ya que son normalmente los componentes trazas en la mezcla.

Figura 14. Envolvente de fases típica para un gas condensado



Cuando el gas esta compuesto por hidrocarburos mas pesados la envolvente de fases tiende a desplazarse hacia el lado derecho y a ser mas amplia, lo que

implica que las condiciones para que se presente condensación son mas fáciles de alcanzar (temperaturas y presiones más altas). La condensación disminuye la calidad del fluido transportado y la capacidad de transporte de la línea. Además, la presencia de fluidos condensados modifica las condiciones de flujo de la mezcla gaseosa, generando posibles riesgos físicos sobre la infraestructura de transporte en la medida en que favorece los procesos corrosivos, y atenta completamente con la normatividad establecida, en el caso colombiano con las especificaciones de entrega exigidas por la CREG (Comisión de Regulación de Energía y Gas)

Tabla 5. Calidad del gas Según RUT - Resolución CREG 071-99.

ESPECIFICACIONES	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Máximo poder calorífico bruto (GHV) (Nota 1)	42.8 MJ/m ³	1.150 BTU/ft ³
Mínimo poder calorífico bruto (GHV) (Nota 1)	35.4 MJ/m ³	950 BTU/ft ³
Contenido líquido (Nota 2)	Libre de líquidos (Nuevo: Cricondentherm < 7.2 °C)	Libre de líquidos (Nuevo: Cricondentherm < 7.2 °C)
Contenido total de H ₂ S máximo	6 mg/m ³	0.25 grano/100PCS
Contenido total de azufre máximo	23 mg/m ³	1.0 grano/100PCS
Contenido CO ₂ , máximo en % volumen	2%	2%
Contenido de N ₂ , máximo en % volumen	3%	3%

ESPECIFICACIONES	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Contenido de inertes máximo en % volumen (Nota 3)	5%	5%
Contenido de oxígeno máximo en % volumen	0.1%	0.1%
Contenido de agua máximo	97 mg/m ³	6.0 Lb/MPCS
Temperatura de entrega máximo	49 °C	120°F
Temperatura de entrega mínimo	4.5 °C (nuevo 7.2 °C)	40 °F (nuevo 45 °F)
Contenido máximo de polvos y material en suspensión (Nota 4)	1.6 mg/m ³	0.7 grano/1000PCS

Nota 1: Todos los datos referidos a metro cúbico ó pie cúbico de gas se referencian a Condiciones Estándar.

Nota 2: El Gas Natural deberá entregarse con una calidad tal que no forme líquido, a las condiciones críticas de operación del Sistema de Transporte. La característica para medir la calidad será el “Cricondentherm” el cual será fijado para cada caso en particular dependiendo del uso y de las zonas donde sea utilizado el gas.

Nota 3: Se considera como contenido de inertes la suma de los contenidos de CO₂, nitrógeno y oxígeno.

Nota 4: El máximo tamaño de las partículas debe ser 15 micrones. Salvo acuerdo entre las partes, el Productor-comercializador y el Remitente están en la obligación de entregar Gas Natural a la presión de operación del gasoducto en el Punto de Entrada hasta las 1200 Psia, de acuerdo con los requerimientos

del Transportador. El Agente que entrega el gas no será responsable por una disminución en la presión de entrega debida a un evento atribuible al Transportador o a otro Agente usuario del Sistema de Transporte correspondiente.

Si el Gas Natural entregado por el Agente no se ajusta a alguna de las especificaciones establecidas en el RUT, el Transportador podrá rehusar aceptar el gas en el Punto de Entrada.

En cuanto a la condensación de agua libre esta trae consigo problemas de corrosión ya que los gases ácidos CO_2 y H_2S , siempre presentes en el gas natural, forman ácidos sulfúricos (H_2SO_4) en contacto con el agua que fácilmente corroe la tubería. Además la presencia de agua facilita la formación de hidratos.

En términos generales, entre las principales repercusiones que tiene la presencia de líquidos sobre la cadena del gas natural, se destacan:

- Favorecen la formación de hidratos si el condensado es agua.
- Reducen la eficiencia de transporte.
- Inducen errores en la medición del gas.
- Causan daños en los sistemas de regulación, distribución y en las turbinas de generación.
- Incrementan riesgos de explosiones e incendios

La composición del gas natural junto con la temperatura y la presión son los parámetros que definen la posibilidad de condensación. Esto nos dice que un gas que ingresa a un gasoducto, puede llegar a condensar al disminuir la presión aun si la temperatura se mantiene constante, igualmente puede suceder lo mismo al disminuir la temperatura así se mantenga la presión constante.

Otra forma por la que se puede alcanzar la condensación del gas natural es debido al efecto Joule – Thompson, asociado a la reducción de la temperatura de un gas cuando se expande rápidamente desde alta a baja presión, factor que se puede presentar especialmente cuando hay rompimiento de la tubería o cuando se reduce la presión en las estaciones de entrega para cumplir con los requisitos exigidos por la CREG, antes de su entrada en los sistemas de distribución local.

Las investigaciones realizadas por Joule y Kelvin demostraron que la temperatura de un gas se reduce cuando se somete a una estrangulación, aunque esto no es universalmente valido para todos los gases. Para cada gas, hay valores diferentes de presión y temperatura en los que no se produce cambio de temperatura durante una expansión de Joule – Thompson. Esta temperatura recibe el nombre de temperatura de inversión; por debajo de la misma el gas se enfría durante la estrangulación, mientras que por arriba de esta el gas sufre un aumento en su temperatura.

El efecto principal del proceso de estrangulamiento es el de lograr una caída significativa de la presión sin que se presente ninguna interacción del trabajo ni cambios en la energía cinética y potencial. Es decir, el efecto Joule-Thompson es un proceso adiabático e irreversible.

Este efecto se suele caracterizar por el parámetro μ_J , que puede determinarse experimentalmente a partir de las medidas de variación de temperatura frente a las variaciones de presión, y está relacionado con parámetros propios del gas.

$$\mu_J = \left(\frac{dT}{dP} \right)_h \quad (64)$$

Donde

μ_J Coeficiente de Joule - Thompson, $^{\circ}\text{F}/\text{psi}$

h Entalpía del gas, BTU/hr

3.2. FORMACION DE HIDRATOS

Los hidratos de gas son acumulaciones cristalinas similares al hielo formado de gas natural y agua. El bloque constructor de este sólido cristalino es una estructura denominada “clatrato”, en la cual moléculas de agua forman una celda cuyo interior está ocupado por moléculas de gas. Se presentan en condiciones de presión alta y temperatura bajas y en presencia de agua. Se destruyen cuando están en condiciones de presión baja o temperatura altas.

La formación de hidratos en líneas y equipos de producción puede generar una variedad de problemas como el aumento innecesario en la potencia del bombeo, disminución en flujo, o aún más grave, el bloqueo total de la línea, tal y como se puede observar en la figura 15, causando cortes en suministro continuo y la pérdida del equipo instalado.

Figura 15. Bloqueo de la línea debido a la formación de hidratos



Fuente. Minerals Management Service

Todos los gases exceptuando el helio, el hidrógeno y el neón, pueden formar hidratos de gas. La mayoría de los gases tienen tamaños moleculares adecuados para formar hidratos, incluyendo el dióxido de carbono, ácido sulfhídrico y varios hidrocarburos de bajo número de carbonos. En la

naturaleza, sin embargo, el más común de los hidratos de gas es el hidrato de metano. Los hidratos son concentradores naturales de gas y pueden almacenar grandes porcentajes de gas por unidad de volumen. En condiciones de presión y temperatura estándar, la descomposición de 1 m³ de hidrato de metano produce 164 m³ de metano gaseoso y 0.8 m³ de agua.

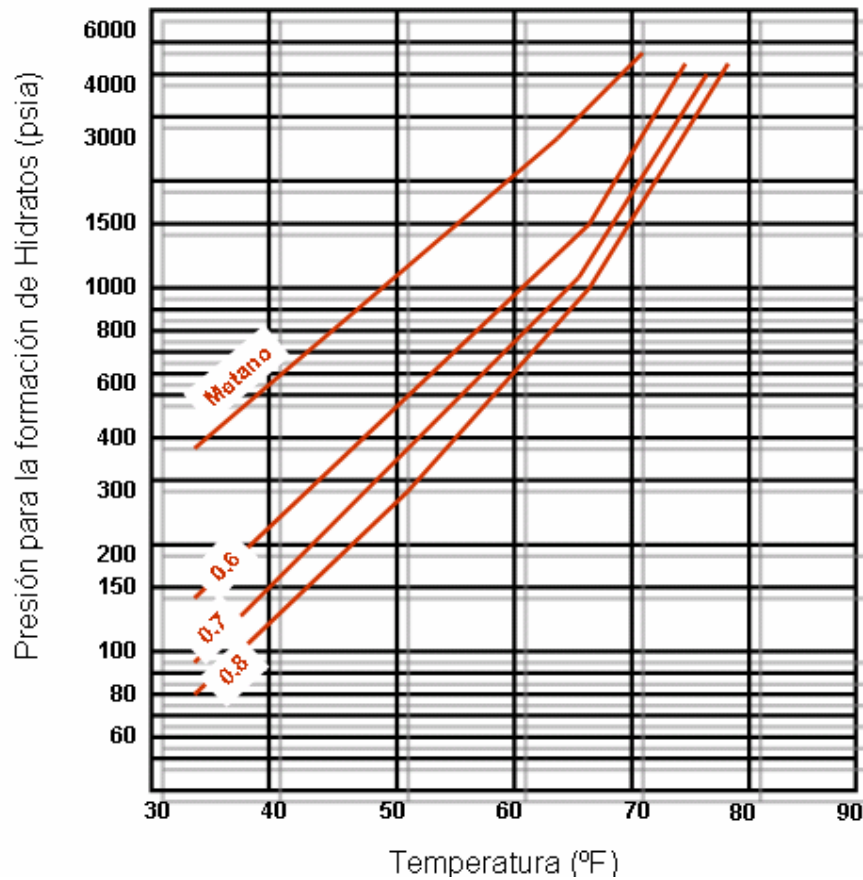
El problema que implica la formación de hidratos se manifiesta en las líneas de producción submarinas, manifolds y en las líneas de transporte. Las condiciones que tienden a fomentar la formación de hidratos en el gas natural son:

- Presencia de agua
- Temperaturas bajas
- Presiones altas
- Altas velocidades o agitación
- Moléculas de gas con diámetro pequeño (C1, C2, C3, C4, H₂S, CO₂)

En figura 16 se ilustran las condiciones óptimas en las que se forman los hidratos. En las condiciones a la izquierda de la curva se forman los hidratos, mientras tanto que en operaciones a la derecha de la curva esta libre de la formación del hidrato.

La ocurrencia de hidratos de gas en la naturaleza está controlada por la interrelación de los factores temperatura, presión y composición. Los hidratos de gas no solamente existen en las condiciones de aguas frías y profundas de los fondos marinos. Experimentos realizados en la NTNU (Universidad Noruega de Ciencia y Tecnología) demostraron que una vez que se forma el hidrato de metano a presión atmosférica (1 atm) no se disociará si se le mantiene en o por debajo de los -15 °C (5°F).

Figura 16. Condiciones óptimas en las que se forman los hidratos para gases con diversas gravedades específicas.



Fuente GPSA

La velocidad con que se forman los hidratos está dada por las condiciones de equilibrio de temperatura, presión y composición, así como por el tamaño y volumen de la partícula, que se dan en la interfase entre el agua líquida y los sólidos cristalinos.

La composición química de los gases de los hidratos juega un papel importante en la estabilidad de éstos. Por ejemplo un porcentaje de etano permite la existencia de hidratos a más baja presión y mayor temperatura que los hidratos que contienen solamente metano, por lo tanto una mezcla de gas natural tiende a facilitar la formación de hidratos y condensados hidrocarburos más fácilmente cuando tiene presencia de hidrocarburos pesados.

3.3. METODOS PARA LA PREVENCIÓN DE LOS PROBLEMAS QUE SE PRESENTAN EN GASODUCTOS.

Los problemas antes mencionados pueden llevar a la interrupción del suministro continuo, con serios gravámenes financieros. Es importante determinar el tiempo de acción del que se dispondrá para superar una anomalía después de que se presente una parada en la línea, antes de que el gas contenido se encuentre en condiciones desfavorables. En caso de que este tiempo sea muy corto, será un indicio de que la línea de producción del proyecto debe ser modificada, alterando por ejemplo, el aislamiento que presenta la tubería.

3.3.1. Deshidratación del gas natural

Como se mencionó anteriormente, para la formación de hidratos es necesaria la presencia de agua en el gas natural, por lo tanto si se desea prevenir la formación de estos compuestos el agua debe ser retirada. El proceso mediante el cual se realiza esta operación se denomina deshidratación.

La deshidratación del gas natural se define como la remoción del agua en forma de vapor que se encuentra asociada con el gas desde el yacimiento. Este proceso se realiza en la planta de gas previo a que el gas sea transportado por el gasoducto. Es considerada una actividad necesaria para asegurar una operación eficiente en las líneas de transporte de gas y se realiza generalmente mediante el uso de un desecante como el trietilenglicol. La remoción del vapor de agua previene la formación de hidratos del gas, disminuye la corrosión en las tuberías y mejora la eficiencia en las mismas, ya que reduce la acumulación de líquidos en las partes bajas de la línea, facilitando el cumplimiento de las especificaciones del contenido de agua en el gas de venta (4 lb. de agua/millón de pie cúbico de gas en el caso colombiano).

Las principales razones por la que se considera de vital importancia la deshidratación del gas natural, se mencionan a continuación:

- El agua líquida y el gas natural pueden formar hidratos parecidos al hielo que pueden obstruir válvulas, tubería, etc.
- El gas natural que contiene agua líquida es corrosivo, particularmente si contiene CO_2 o H_2S .
- El vapor de agua utilizado en los gasoductos de gas natural pueden condensarse causando condiciones lentas de flujo.
- El vapor de agua aumenta el volumen y disminuye el valor calorífico del gas natural, por lo tanto se reduce la capacidad de la línea.
- La deshidratación del gas natural antes del procesamiento criogénico es vital para prevenir la formación de hielo en los intercambiadores de calor de baja temperatura.

3.3.2. Aislamiento térmico

El control de las pérdidas de calor aislando la tubería es generalmente una buena opción para prevenir la formación de hidratos y la condensación. Sin embargo, este método es limitado dependiendo de la distancia requerida. Sin importar que se trate de un buen aislante, este no podrá evitar el problema de enfriamiento en distancias mayores a 20 Kilómetros.

Además aislar todo un sistema de tuberías es un proceso altamente costoso, por lo que el uso de los aislantes es muy limitado, reservándose solamente a puntos críticos en el sistema, como lugares donde la temperatura ambiente es demasiado baja, caso presentado en regiones geográficas situadas en alturas muy superiores al nivel del mar. El aislamiento térmico puede cumplir una o más de estas tres funciones: reducir la conducción térmica en el material, que corresponde a la transferencia de calor mediante electrones; reducir las corrientes de convección térmica que pueden establecerse en espacios llenos

de aire o de líquido, y reducir la transferencia de calor por radiación, que corresponde al transporte de energía térmica por ondas electromagnéticas.

La propiedad que incide directamente en la efectividad de un aislante es su conductividad térmica, a menor valor de esta, la pérdida de calor en el gasoducto es menor.

Polipropileno, polietileno y poliuretano son tres materiales comúnmente usados en la industria del gas para el aislamiento de las tuberías. Sus conductividades térmicas se pueden ver en la tabla 5. Así mismo, debido a su baja conductividad térmica esta siendo cada vez mas usada la espuma de poliuretano en aplicaciones de aguas profundas. A parte de la conductividad térmica, otras propiedades físicas asociadas con el uso de los aislantes son: la densidad, la fuerza compresiva, inflamabilidad, esfuerzo tensil, y absorción de agua.

Figura 17. Aislamiento térmico de una tubería con Polietileno.



Fuente.B.G. Technology swage living

Otro método utilizado para controlar las pérdidas de calor es enterrando la tubería sin aislamiento térmico. Este método más allá de los beneficios de la protección mecánica proporciona significativas ventajas térmicas, ya que la pérdida de temperatura es mucho menor que cuando el gasoducto esta al aire libre. Así mismo, en el caso de aguas muy profundas la presión hidrostática, a

profundidades superiores a los 650 metros reduce sustancialmente el espesor del aislante por lo que se recomienda enterrar la tubería en el lecho marino.

Tabla 6. Conductividad térmica para diversos tipos de aislantes.

TIPO DE AISLANTE	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA BTU/hr ft °F
Concreto	0.172
Fibra de vidrio	0.023
Neopreno	0.145
Poliestireno	0.090
Poliestireno Espuma	0.018
Polietileno	0.210
Polipropileno	0.130
Poliuretano	0.070
Poliuretano Espuma	0.017
PVC	0.110
PVC Espuma	0.023

Otro tipo de aislamiento utiliza un sistema denominado Pipe-in-Pipe (PIP).. Esta denominación es dada a una tubería de pared compuesta constituida de dos tubos de acero concéntricos cuyo espacio anular es llenado con el material metálico, polimérico o compuesto. Este tipo de estructura tipo emparedado, está debidamente protegida para cumplir con las requisitos de resistencia, flexibilidad y aislamiento térmico, y así puede representar una opción atractiva para ser utilizado en las tuberías y las canalizaciones verticales submarinas en aguas profundas.

Figura 18. Arreglo pipe-in-pipe



Fuente. Copon Pipelinings

3.3.3. Calentamiento del fluido

El fluido se puede calentar colocando uno o más calentadores a través de la línea en los puntos en que la temperatura del gas alcance valores muy bajos; un método desarrollado recientemente para disminuir las pérdidas de calor en tubería es el calentamiento del gas a través de toda la línea. Se puede utilizar también una combinación del aislamiento térmico con un calentamiento eléctrico para producir mejores resultados.

Cabe resaltar que la posible solución a implementar para estos problemas, esta condicionada a que los resultados esperados deben justificar las altas inversiones que se requieren. La determinación correcta del perfil de temperatura del gas debe ser evaluada cuidadosamente. Los cálculos incorrectos de los perfiles de temperatura pueden generar problemas como sobre-dimensionar el aislamiento de las líneas o la puesta en operación de calentadores que conllevan a un costo innecesario.

4. DESCRIPCION DE MODELOS CONCEPTUAL Y REAL

El objetivo central de este capítulo es dar a conocer las especificaciones del modelo conceptual y real usados como base para evaluar el impacto de aquellos parámetros considerados de mayor influencia sobre la temperatura de gas, el calor transferido al ambiente y el coeficiente global de transferencia de calor.

El modelo conceptual constituye un punto de partida para el análisis de resultados en el modelo real, teniendo en cuenta aspectos de diseño, que no pueden modificarse o analizarse en este último por carecer de sentido técnico y económico.

4.1. MODELO CONCEPTUAL

4.1.1. DEFINICION DEL MODELO

En este modelo se desarrolla un perfil topográfico y se evalúa la temperatura ambiente a partir de la influencia del mismo sobre las diferentes variables que afectan la transferencia de calor en un gasoducto.

El análisis de sensibilidades se desarrolla con base en este perfil para los dos ambientes de transferencia de calor más comunes en Colombia, los cuales son un gasoducto enterrado y un gasoducto expuesto al aire libre.

Para el gasoducto cuya tubería está enterrada se evalúan los parámetros de mayor incidencia en la transferencia de calor: el tipo de suelo en que está enterrada la tubería, profundidad de enterramiento y diámetro de la tubería. Para un gasoducto expuesto al aire libre se evalúan la velocidad del aire y el

diámetro de la tubería. Así mismo, para tuberías con aislamiento térmico el espesor y el tipo de aislante fueron evaluados para los dos tipos de ambientes. Para la evaluación de cada parámetro se toman cinco valores diferentes que obedecen a los rangos más frecuentemente aplicados para una línea de transmisión de gas. Por ejemplo, para evaluar el impacto del terreno sobre la transferencia de calor se escogieron los tipos de suelo de mayor relevancia: arena seca, arcilla húmeda, arena húmeda, arcilla mojada y arena mojada.

Para cada parámetro se evalúa su impacto sobre los tres factores más importantes de la transferencia de calor: temperatura del gas, calor transferido y coeficiente global de transferencia de calor. Los datos obtenidos se presentan en forma porcentual a través de tablas para observar mejor los resultados.

Para determinar una temperatura promedio del gas se toman cinco valores en el perfil de temperatura del gas a diferentes distancias obteniéndose un valor que se toma como representativo de la línea. El perfil de temperatura del gas se grafica con respecto al perfil topográfico para cada uno de los parámetros que se evaluaron. De igual manera los datos de presión y temperatura del gas se grafican en la envolvente de fases del gas, para conocer si se presenta condensación de fluidos, y así identificar los puntos mas críticos del sistema.

El calor transferido total es evaluado teniendo en cuenta las pérdidas desde el punto de entrada hasta el final del gasoducto, y el coeficiente global de transferencia de calor es hallado directamente por el simulador dependiendo del parámetro evaluado.

4.1.2. GENERALIDADES DEL SIMULADOR DE PROCESOS.

El simulador de procesos utilizado esta constituido por múltiples modelos termodinámicos y físicos desarrollados para modelar flujos de una sola fase y flujos multifásicos, permitiendo calcular los perfiles de temperatura y presión detalladamente a través de diferentes tipos de terreno y tipos de ambientes .

El simulador esta diseñado para el manejo de cualquier clase de equipos utilizados comúnmente en gasoductos como compresores, calentadores, bombas, enfriadores, codos y válvulas para regular la caída de presión.

Cualquier tipo de topografía puede ser modelada, y pueden ser determinados los regimenes de flujo y los factores de fricción. Así como cualquier tipo de flujo ya sea horizontal, inclinado o vertical.

Además, permite simular la operación en un gasoducto que se encuentre totalmente aislado o compuesto por varias capas de diferentes espesores y conductividades térmicas de aislante. Internamente realiza cálculos de los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como externo, y junto con las propiedades de la tubería halla el coeficiente global de transferencia de calor, que es el factor clave para el cálculo de la transferencia de calor.

El simulador puede manejar diversos paquetes de fluido entre los mas comunes se encuentran los paquetes de Peng Robinson y el Soave-Redlich-Kwong. Para la realización de la simulación en estado estable realizada en este proyecto se usa la ecuación de estado de Peng & Robinson (PR) como modelo termodinámico, y la correlación mejorada de Beggs y Brill para realizar el análisis hidráulico, debido a que tiene en cuenta las condiciones multifásicas del fluido y la topografía del sistema.

Para la simulación, las condiciones en el gasoducto no varían con el tiempo pero si pueden variar con el espacio, es decir, un único gasoducto puede trabajar diferentes tipos de ambiente, tipos de suelo y profundidades de enterramiento a lo largo de todo su trayecto.

Se cuenta con una utilidad denominada “Corrientes de materia”, diseñada para generar las corrientes de fluido (gas y agua) necesarias para realizar la simulación. A cada una de estas corrientes se les debe definir propiedades como composición, presión, temperatura y caudal.

El perfil de temperatura ambiente puede ingresarse como un valor constante para todo el gasoducto o en su defecto puede ser más específico y más acorde con el perfil topográfico, a partir de datos característicos definidos para cada punto del sistema.

En el caso en que no se conozcan algunos datos de la simulación, el simulador posee algunos valores que están disponibles por defecto.

El simulador puede manejar cualquier tipo de ambiente de los descritos en capítulos anteriores. Si para circunstancias especiales no es posible la selección de estos tipos de ambientes, entonces se debe ingresar un valor específico de coeficiente de transferencia de calor en lugar de los que el simulador calcula por si mismo.

Dependiendo del ambiente en el que se encuentre la tubería se deben especificar varios parámetros: para tuberías enterradas se debe especificar el tipo de suelo y la profundidad de enterramiento. Igualmente para tuberías sumergidas y tuberías al aire libre se deben especificar según sea el caso propiedades como: densidad, viscosidad, conductividad, velocidad y capacidad calorífica del agua o aire, respectivamente.

4.1.3. MODELO TÉRMICO APLICADO.

El análisis de sensibilidades planteado en este proyecto se desarrolla con base en el modelo térmico en estado estable, teniendo en cuenta que este modelo es el más aplicado y flexible respecto a poder variar un parámetro y mantener los demás constantes observando de esta manera cual es la real incidencia que tiene este parámetro sobre la totalidad del sistema.

Bajo este supuesto consideramos que los valores característicos del flujo de gas en el sistema son independientes del tiempo. En este caso, el sistema de

restricciones, particularmente aquellas que describen el flujo del gas a través de la tubería pueden ser descritas usando ecuaciones algebraicas no lineales.

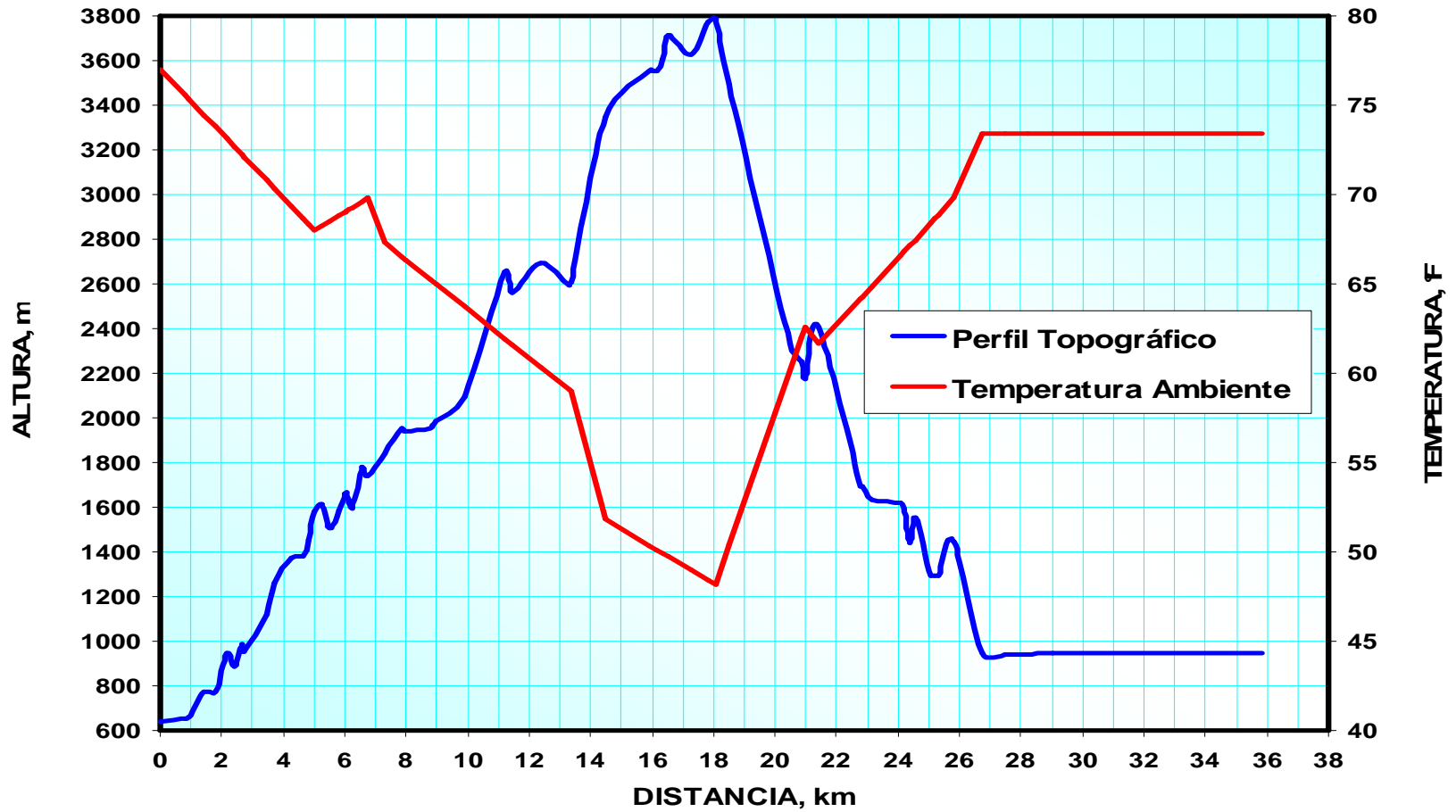
El modelo en estado transitorio no es abordado debido que para modelarlo se tiene que hacer uso de ecuaciones diferenciales parciales en función del tiempo que describen la relación que existe entre estas variables, por lo cual el sistema en estado transitorio ha sido aplicado con muy poco grado de éxito desde la perspectiva de optimización debido a la gran complejidad que se tiene en la estructura matemática del modelo. Este tipo de sistema representa sin duda uno de los grandes retos en materia de investigación en los años por venir a tratar en la transferencia de calor en un medio que transporta fluido.

4.1.4. PERFIL TOPOGRÁFICO

El perfil topográfico se diseñó teniendo en cuenta la alta complejidad de la geografía del territorio colombiano y la variedad de condiciones climatológicas que se pueden presentar.

La elevación inicial del gasoducto es de 640 metros sobre el nivel del mar (m.s.n.m). El primer trayecto tiene una longitud de 18.04 Km. correspondiente a un ascenso que alcanza una elevación de 3800 m.s.n.m; el segundo trayecto tiene una longitud de 8.68 Km. y corresponde a un descenso brusco que llega hasta los 947 m.s.n.m. El tercer trayecto tiene una longitud de 9.14 Km. correspondientes a una parte relativamente plana terminando en una elevación de 945 m. El gasoducto tiene una longitud total de 35.86 Km. La temperatura ambiente fue calculada con base en el perfil topográfico teniendo en cuenta la altura sobre el nivel del mar.

Figura 19. Perfil Topográfico Vs. Temperatura ambiente en el modelo conceptual.



4.1.5. COMPOSICIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL GAS A MODELAR

La composición del gas para el modelo conceptual es la misma a ser utilizada en el modelo real. Los datos composicionales del gas fueron facilitados por el Grupo de Modelamiento de Procesos Hidrocarburos - GMPH de la Universidad Industrial de Santander, y corresponden a una muestra representativa del gas comprometido para transporte en un gasoducto colombiano, de acuerdo a los convenios establecidos entre el productor y la compañía responsable del transporte del gas. Así, la composición fue obtenida a partir de análisis cromatográficos que presentan al metano como componente principal y el resto a hidrocarburos desde C₂ a C₁₁₊ e inorgánicos CO₂, O₂, y N₂.

Tabla 7. Composición del gas a modelar

COMPONENTE	% MOLAR
Metano	78,1569
Etano	10,1870
Propano	4,21060
i-Butano	0,66030
n-Butano	0,70510
Neo-Pentano	0,00620
i-Pentano	0,13680
n-Pentano	0,08130
2,2-Dimetilbutano	0,00150
Ciclopentano+2,3-Dimetilbutano	0,00690
Isohexano	0,01260
3-Metilpentano	0,00610
n-Hexano	0,00940
Metilciclopentano	0,00440
Isoheptano	0,00040

COMPONENTE	% MOLAR
Benceno	0,00160
Ciclohexano	0,00270
2-Metilhexano	0,00120
2,3-Dimetilpentano	0,00040
3-Metilhexano	0,00130
1t,3-Dimetilciclopentano	0,00030
1c,3-Dimetilciclopentano	0,00030
Isoctano	0,00400
n-Heptano	0,00130
Metilciclohexano	0,00190
Etilciclopentano +2,5Dimeti	0,00020
1t,2c,4-Trimetilciclopentano	0,00010
Tolueno	0,01020
2-Metilheptano	0,00030
1tetil 2 Metilciclopentano	0,00010
1t,2-Dimetilciclohexano	0,00020
n-Octano	0,00020
1c,4-Dimetilciclohexano	0,00010
Etilciclohexano+C9 Naftenos	0,00010
1,1,3-Trimetilciclohexano	0,00020
Parafinas C9	0,00200
Dióxido de Carbono	5,23960
Oxígeno	0,00500
Nitrógeno	0,54290

Tabla 8. Condiciones críticas del gas a modelar.

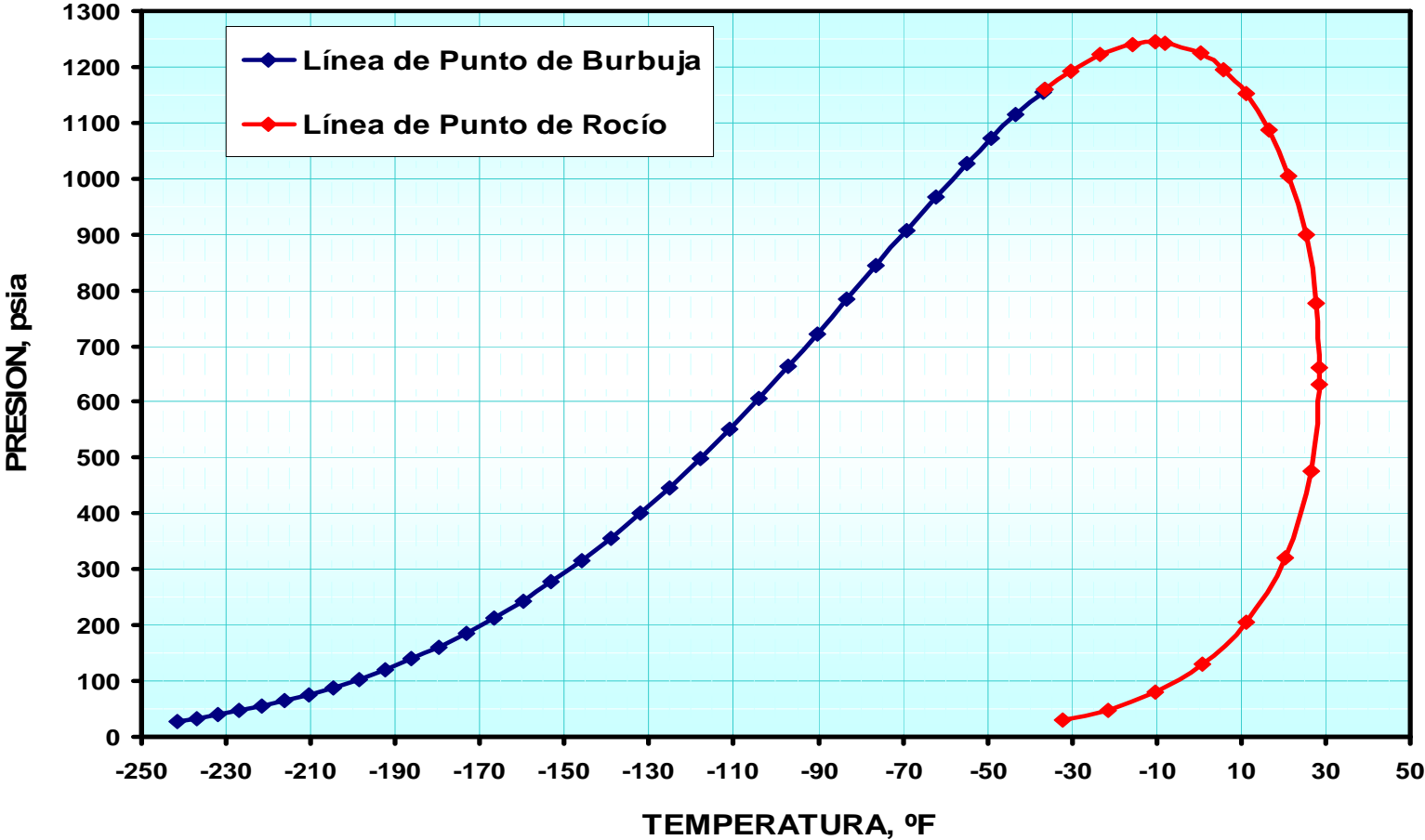
PROPIEDAD	VALOR
Temperatura Crítica (°F)	-36,3
Presión Crítica (psia)	1159,4
Cricondentérmica (°F)	28,6
Cricondenbárica (psia)	1244,4

Las propiedades del gas se evaluaron con base en la composición y en las condiciones de presión y temperatura en el punto de entrada. Estas propiedades son calculadas y utilizadas directamente por el simulador para evaluar la transferencia de calor en el gasoducto. En la tabla 9 se presenta el resumen de estas propiedades.

Tabla 9. Propiedades Físico-Químicas del gas a modelar a las condiciones de entrada en el modelo conceptual.

PROPIEDADES FISICO - QUIMICAS		
Temperatura	120	°F
Presión	912	Psia
Peso Molecular	20,9333	lb/lbmol
Factor de Compresibilidad	0.8518	
Densidad Molar	0.1721	lbmol/ft ³
Densidad Másica	3.603	lb/ft ³
Viscosidad Cinemática	0.2410	cst
Viscosidad Dinámica	1.391x 10 ⁻²	cp
Conductividad del Gas	2.25 x 10 ⁻²	BTU/h ft °F
Capacidad Calorífica	0.5868	BTU/h ft °F

Figura 20. Envoltente de fases del gas a modelar.



Como observación importante se puede notar que en la composición del gas no se presenta contenido de agua asumiéndose que su porcentaje en la mezcla es insignificante comparado con la reglamentación establecida en la normatividad colombiana, es decir, muy inferior a 6 lb/MMPCS con lo cual se puede garantizar que no existirá problemas de formación de hidratos en la línea de transporte de gas, por lo que este estudio se dedicará a analizar únicamente los impactos de la transferencia de calor relacionados con la condensación de líquidos hidrocarburos en el gasoducto.

4.1.6. CONDICIONES OPERACIONALES

Las condiciones operacionales están divididas en dos grupos: El primer grupo corresponde a las condiciones operacionales de entrada del gasoducto, como son la temperatura, la presión y el caudal de entrada, cuyos valores son escogidos manejando rangos comúnmente utilizados en las operaciones de gasoductos. Para el análisis desarrollado en este proyecto estos valores permanecen constantes durante toda la simulación.

Tabla 10. Condiciones operacionales de entrada en el modelo conceptual.

Caudal de carga (MMSCFD)	Presión de carga (psia)	Temperatura de carga (°F)
108	912	120

El segundo grupo corresponde a las características del sistema tomadas como base para el desarrollo de la simulación, es decir, cuando se evalúa la incidencia de un parámetro en particular se toma un rango específico de cambio únicamente para este valor, mientras que las demás propiedades permanecen constantes a partir de los valores mostrados en la tabla 11.

Estas propiedades son las del gas (descritas en el numeral anterior), las propiedades de la tubería (diámetro, material y espesor), las propiedades del

medio en el que se encuentre la tubería, para tuberías enterradas (tipo de suelo y profundidad de enterramiento de la tubería) y para tuberías al aire libre (densidad, viscosidad, conductividad y velocidad del aire).

Tabla 11. Propiedades de la tubería y del medio en el modelo conceptual.

Tubería		
Material	Acero	
Conductividad	28	BTU/h ft °F
Diámetro Externo	20	In
Espesor	0.375	In
Terreno (Gasoducto enterrado)		
Terreno	Arena húmeda	
Conductividad Térmica	0.550	BTU/h ft °F
Profundidad de Enterramiento	3.281	ft
Aire (Gasoducto al aire libre)		
Densidad	0.072	lb/ft ³
Viscosidad dinámica	0.018	cp
Conductividad Térmica	0.015	BTU/h ft °F
Velocidad	6.56	ft/s

4.1.7. PASOS DE LA SIMULACIÓN

Las etapas realizadas para desarrollar el análisis de sensibilidad son:

- Se construye el modelo conceptual tomando valores de temperatura ambiente con base en el perfil topográfico.

- Recolección de información acerca de la composición del fluido, condiciones operacionales, manuales de uso del simulador a través de revistas, libros especializados y sitios en Internet.
- Entrada de datos al simulador del modelo termodinámico utilizado (comportamiento PVT, ecuación de estado Peng-Robinson) y de las condiciones operacionales.
- Se realiza una simulación preliminar para verificar si el modelo conceptual cumple con el objetivo planteado. Con base en los resultados obtenidos se hacen las correspondientes mejoras al modelo conceptual.
- Se pasa a la simulación en estado estable de los parámetros a los cuales se les realiza el análisis de sensibilidades.
- Con los datos obtenidos se construyen graficas de perfil topográfico vs. Temperatura del gas para cada parámetro. Así mismo con los valores de presión y temperatura del gas se evalúa la posible presencia de condensados en la línea.
- Se analizan los resultados y se describen las respectivas conclusiones.

4.1.8. PARAMETROS A EVALUAR

Como se describió anteriormente el análisis de sensibilidad se desarrolla para los dos tipos de ambiente de transferencia de calor más comunes: gasoducto enterrado y gasoducto al aire libre. En cada uno de estos se evalúan diversos parámetros, los cuales se detallan a continuación.

4.1.8.1. Tipo de suelo

El tipo de suelo tiene un impacto directo en la transferencia de calor debido a la conductividad térmica. La conductividad es una propiedad térmica que incide directamente sobre el cálculo de la transferencia de calor. Esta como indica su nombre, define la cantidad de energía térmica que un suelo es capaz de conducir por unidad de longitud y temperatura. Estas propiedades térmicas se ven influenciadas por el contenido de agua en el suelo. Se sabe que el agua es

un excelente conductor y almacenador de calor y que por el contrario, el aire es un efectivo aislante térmico. Se puede deducir entonces que a mayor contenido de agua en el suelo, el calor puede transmitirse más rápidamente. Además la conductividad térmica depende también de la distribución del tamaño de grano, densidad del suelo seco, textura del suelo y la composición mineral. Los valores característicos establecidos para las conductividades dependiendo del tipo de suelo se presentan en la tabla 12.

Tabla 12. Conductividad térmica para diversos tipos de suelo.

TIPO DE SUELO	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA BTU/h ft °F
Turba seca	0.094
Turba Húmeda	0.310
Arena seca	0.325
Arena Húmeda	0.550
Arena Mojada	1.125
Arcilla Seca	0.250
Arcilla Húmeda	0.450
Arcilla Mojada	0.750
Grava	0.550
Grava Arenosa	1.451
Caliza	0.750
Arenisca	1.071

Como se puede observar en la tabla 12 la conductividad térmica aumenta cuando hay mayor presencia de agua. Las condiciones climáticas como la presencia de lluvias juegan un papel muy importante en la conductividad del

suelo causando que esta no sea constante con respecto al tiempo, lo cual puede producir errores en los cálculos de la transferencia de calor.

Para este estudio se escogieron cinco tipos de suelos que se pueden encontrar en la geografía del territorio colombiano; estos son: Arena seca, arena húmeda, arena mojada, arcilla húmeda y arcilla mojada.

4.1.8.2. Profundidad de enterramiento.

La profundidad de enterramiento es medida desde la superficie del suelo hasta la línea del centro de la tubería. Los valores típicos pueden variar entre 1.968 y 16.4 ft (0.6 y 5 m). En terrenos donde se presente alta erosión es recomendable enterrar la tubería a profundidades mayores, causando costos adicionales al diseño del proyecto.

Las 5 profundidades seleccionadas para este estudio fueron 1.968 ft, 2.62 ft, 3.28 ft, 6.56 ft y 9.84 ft (0.6, 0.8, 1, 2 y 3 mts).

4.1.8.3. Velocidad del aire.

Es el valor de la velocidad del aire que cruza la parte externa de la tubería. Este factor es decisivo para el cálculo del coeficiente convectivo externo en tuberías al aire libre y determina el proceso por el cual se da la transferencia de calor: convección forzada si existen velocidades medias o altas y convección natural para velocidad bajas. Debido a la convección forzada el calor transferido es mayor, razón por la cual, en un gasoducto al aire libre se alcanzan los valores mínimos para la temperatura del gas.

Los valores de la velocidad evaluados son: 0.328 ft/s, 3.28 ft/s, 6.56 ft/s, 9.84 ft/s y 13.12 ft/s (0.1, 1, 2, 3 y 4 m/s).

4.1.8.4. Espesor y Tipo de aislante.

Como se describió en el capítulo 3 el aislamiento térmico tiene como objetivo minimizar las pérdidas de calor en la línea de transporte.

El aislante escogido para realizar el análisis del espesor es la espuma de PVC. Se tomaron cinco espesores de aislante para ser evaluados: 0.25 in, 0.5 in, 1 in, 1.5 in y 1.75 in. Así mismo, el espesor escogido para realizar el análisis del tipo de aislante es 1 in. Se tomaron cinco tipos de aislantes comúnmente usados: polietileno, polipropileno, poliuretano, espuma de PVC y espuma de Poliuretano. Los resultados obtenidos son comparados con los de una tubería que no presenta aislamiento.

4.1.8.5. Diámetro y espesor de la tubería.

El impacto del diámetro se ve reflejado en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como externo. El cálculo del coeficiente interno se ve afectado debido a que una variación en el diámetro modifica el área transversal de flujo de gas modificando por lo tanto la velocidad del gas y el número de Reynolds. Para el cálculo del coeficiente externo de transferencia de calor tenemos que el diámetro modifica el área externa por el cual la tubería transfiere el calor al ambiente.

Los diámetros son seleccionados de acuerdo al caudal de entrada al sistema durante las proyecciones de vida útil del gasoducto. Estos diámetros son: 16 in, 20 in, 24 in.

Se evalúan también dos espesores de tubería los cuales corresponden a un valor máximo y un valor mínimo de 0.180 in y 1.969 in, respectivamente.

4.2. MODELO REAL

El modelo real tiene como objetivo la validación de las hipótesis obtenidas en el modelo conceptual mediante la aplicación en el tramo correspondiente a una línea troncal del sistema nacional de transporte de gas en Colombia, la cual no se menciona debido a cláusulas de confidencialidad vigentes del GMPH (Grupo de Modelamiento de Procesos Hidrocarburos).

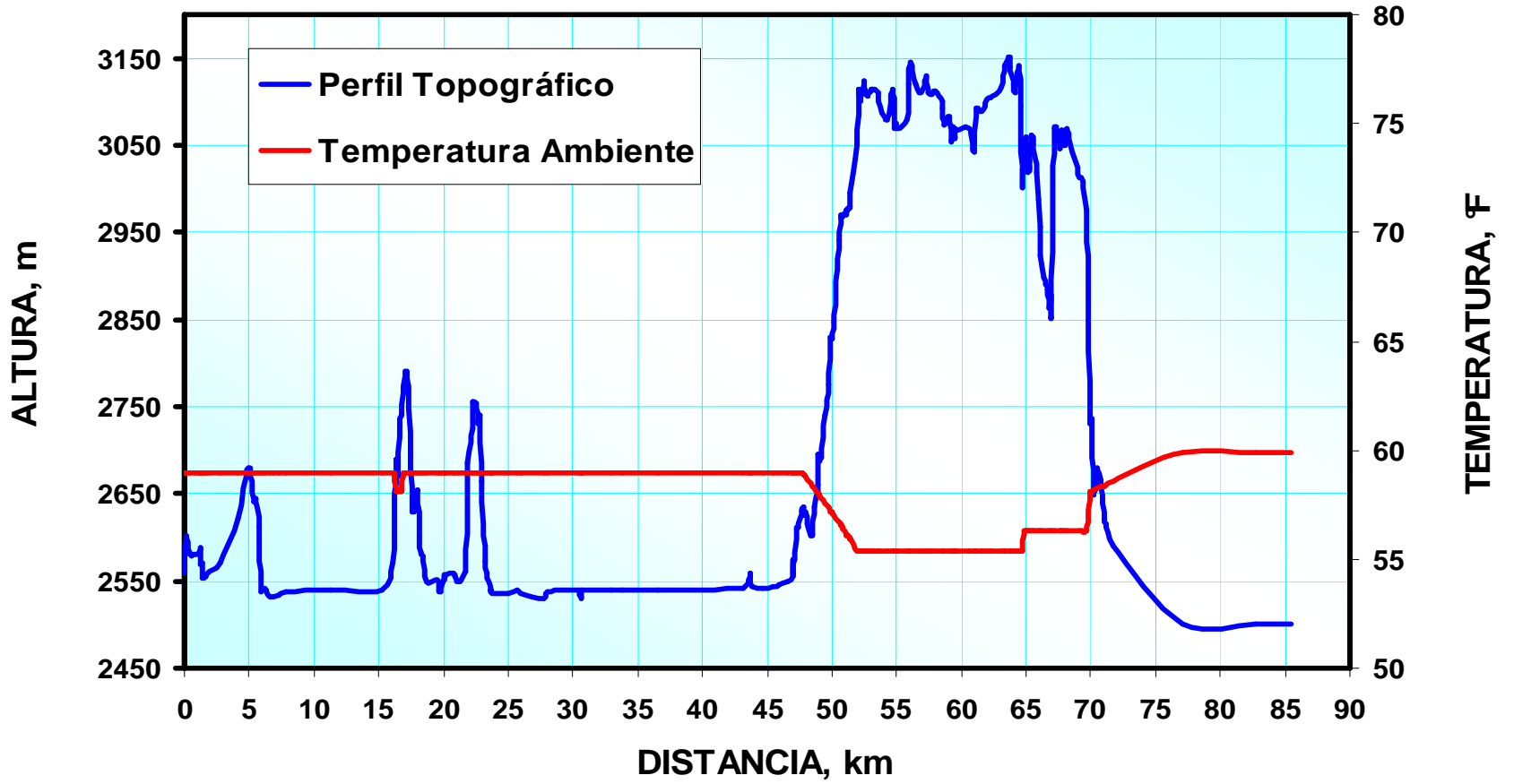
El gasoducto se selecciono teniendo en cuenta que históricamente se han presentado problemas operacionales relacionados con condensación de fluidos, aparentemente a causa de las bajas temperaturas que se registran en algunas zonas del sistema. Para ello se obtuvo la información del gasoducto referente a su perfil de elevación y su estructura (distancias, inclinaciones, elevaciones y condiciones ambientales medias). Los flujos y composiciones de alimentación se obtuvieron por medio de análisis cromatográficos realizados a muestras de gas tomadas de las corrientes de entrada del gasoducto; en la tabla 7 y en la figura 20 se presenta la composición y la envolvente de fases para este gas, respectivamente.

El gasoducto tiene una longitud de 86 Km, presentando una diversa topografía. Se encuentra enterrado a 1 m de profundidad y la temperatura ambiente promedio utilizada corresponde a la registrada en la zona según reportes climatológicos. Las características del sistema se encuentran en la tabla 11. Las condiciones de entrada implementadas en el modelo real corresponden a datos operacionales del gasoducto en su punto de partida.

Tabla 13. Condiciones operacionales de entrada en el modelo real

Caudal de carga (MMSCFD)	Presión de carga (psia)	Temperatura de carga (°F)
40.66	530	79.24

Figura 21. Perfil Topográfico Vs. Temperatura ambiente para el modelo real.



Las propiedades Físico-Químicas del gas se detallan en la tabla 14

Tabla 14. Propiedades Físico-Químicas del gas a modelar a las condiciones de entrada en el modelo real.

PROPIEDADES FISICO - QUIMICAS		
Temperatura	79.24	°F
Presión	530	Psia
Peso Molecular	20,9333	lb/lbmol
Factor de Compresibilidad	0.8823	
Densidad Molar	0.1039	lbmol/ft ³
Densidad Másica	2.174	lb/ft ³
Viscosidad Cinemática	0.3522	cst
Viscosidad Dinámica	1.227x 10 ⁻²	cp
Conductividad del Gas	1.927 x 10 ⁻²	BTU/h ft °F
Capacidad Calorífica	0.5345	BTU/h ft °F

El parámetro que se evaluara en el modelo real es el tipo de suelo debido a que este es muy sensible a la frecuente variación en las condiciones climatológicas alterando las propiedades del terreno. El análisis se realizara tomando como base cinco tipos de suelo: arena seca, arcilla húmeda, arena húmeda, arcilla mojada y arena mojada. De la misma forma que en el modelo conceptual para la determinación de una temperatura del gas se toman cinco valores en el perfil de temperatura del gas a diferentes distancias y se obtiene un valor promedio que se asume representativo de la línea. Estas distancias son 25.0, 47.0, 60.6, 70.0, 85.5 Km., respectivamente.

5. ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos por las diferentes corridas realizadas en el simulador para cada parámetro evaluado en el modelo conceptual, con el fin de analizar el impacto de estos en la transferencia de calor en gasoductos. Seguidamente se presenta la validación de los resultados obtenidos en el modelo conceptual, para un modelo real representativo en un trayecto de un gasoducto colombiano, según lo explicado en el capítulo anterior.

5.1. MODELO CONCEPTUAL

El perfil topográfico del modelo conceptual fue utilizado para los dos tipos de ambiente comúnmente más utilizados en el transporte de gas: gasoducto enterrado y gasoducto al aire libre.

5.1.1. Gasoducto enterrado

Inicialmente se analizó el tipo de suelo y la profundidad de enterramiento de la tubería. Luego se procedió al análisis de parámetros afines con el recubrimiento térmico como el espesor y tipo de aislante. Otros parámetros analizados fueron el diámetro, espesor de la tubería y la composición del gas cuyos resultados se presentan en el numeral 5.1.3 ya que se observó que no presentaban un efecto notable para el cálculo de la transferencia de calor.

En las figuras 22, 23, 24 y 25, se puede observar el perfil de temperatura alcanzado por el gas a lo largo del gasoducto para los diversos parámetros analizados. Los valores de presión y temperatura son evaluados en la envolvente de fases para conocer si existe probabilidad de que se presenten

condensados en la línea. Los resultados obtenidos se presentan en las figuras 26, 27, 28 y 29. Posteriormente, en las tablas 15, 16, 17 y 18 se presentan los resultados obtenidos mas detalladamente para los factores directamente relacionados con la transferencia de calor, como son: el coeficiente global de transferencia de calor , la temperatura promedio representativa del gas y el calor total transferido. Un análisis de los resultados obtenidos se relatan a continuación.

En la figura 22 se evidencia que el tipo de suelo en el que se encuentra la tubería tiene una marcada influencia en la transferencia de calor. Se puede notar que a mayor conductividad térmica del suelo la transferencia de calor al ambiente es mayor observándose que en la arena mojada el valor del coeficiente global de transferencia de calor es 3.4 veces mayor que el de la arena mojada como se observa en la tabla 15, significando un aumento del 86 % en el calor transferido al ambiente. Como se denoto anteriormente la conductividad térmica depende principalmente del contenido de agua del suelo (mayor contenido de agua equivale a mayor conductividad térmica), por lo tanto es importante que las condiciones climatológicas (precipitaciones) sean consideradas en el trazado del gasoducto.

En cuanto a la profundidad de enterramiento se evidencia que un aumento de esta provoca una menor perdida de calor en el gasoducto. Si se comparan los resultados obtenidos en la tabla 16, el valor de U es 2.4 veces mayor para un gasoducto que se encuentra a 1.968 ft (0.6 m) comparado con uno a 9.840 ft (3 m). Desde el punto de vista térmico los gasoductos siempre deben estar enterrados para minimizar la transferencia de calor hacia los alrededores.

La presencia de un aislamiento térmico en tuberías enterradas disminuye las perdidas de calor, como se observa en las figuras 24 y 25. Sin embargo este aumento no es tan representativo debido a que podemos observar que un aislamiento térmico en toda la tubería con un aislante de buena calidad como la espuma de PVC (utilizado como aislante base en el análisis de sensibilidad

desarrollado al espesor del aislante), provoca que el aumento de la temperatura promedio del gas sea de tan solo 4.9 °F para un espesor de 0.5 In y 10.7 °F para un espesor de 2 In.

De la misma forma el uso de diversos tipos de aislantes no contribuyen en gran medida a minimizar las perdidas de calor en un gasoducto enterrado; así la tubería se encuentre aislada térmicamente con un aislante de buena calidad como la espuma de poliuretano, la temperatura del gas se ve aumentada solo en 9.1 °F . Como dato interesante se puede observar que comparando las tablas 16 y 17 podemos observar que para minimizar las perdidas de calor en el gasoducto se obtiene el mismo efecto si enterramos la tubería a una profundidad 9.84 ft o si la aislamos con una espuma de PVC con espesor 0.5 In.

Se puede observar en las Figuras 26, 27, 28, y 29, que bajo ninguna circunstancia se presenta condensación de líquidos en la línea de transporte de gas.

Tabla 15. Efecto del tipo de suelo

Tipo de suelo	K BTU/h ft °F	U BTU/h ft ² °F	T °F	q BTU/h	% K	% U	% T	% q
Arena Seca	0.325	0.1900	90.4	3'270.280	-40.9	-40.8	6.9	-28.2
Arcilla Húmeda	0.450	0.2629	86.9	4'050.000	-18.2	-18.1	2.7	-11
Arena Húmeda	0.550	0.3211	84.6	4'551.920	0	0	0	0
Arcilla Mojada	0.750	0.4372	80.8	5'286.500	36.4	36.2	-4.5	16.1
Arena Mojada	1.125	0.6540	75.9	6'095.650	104.5	103.7	-10.3	33.91

Tabla 16.Efecto de la profundidad de enterramiento

H ft	U BTU/h ft ² F	T F	q BTU/h	% H	% U	% T	% q
1.97	0.5050	79.0	5'709.900	-40	57.3	-6.6	25.4
2.62	0.3762	82.7	4'939.300	-20	17.2	-2.2	8.50
3.28	0.3211	84.6	4'551.920	0	0	0	0
6.56	0.2390	88.0	3'820.920	100	-25.6	4	-16.1
9.84	0.2082	89.5	3'489.080	200	-35.2	5.8	-26.3

Tabla 17. Efecto del espesor del aislante en tuberías enterradas

e In	U BTU/h ft ² F	T F	q BTU/h	% U	% T	% q
0	0.3211	84.6	4'551.920	0	0	0
0.25	0.2457	87.5	3'949.110	-23.5	3.4	-13.2
0.50	0.1982	89.5	3'486.950	-38.3	5.8	-23.4
1.00	0.1416	92.3	2'834.000	-55.9	9.1	-37.7
1.50	0.1092	94.1	2'400.080	-66.0	11.2	-47.3
2.00	0.0883	95.3	2'091.570	-73	13	-54.0

Tabla 18. Efecto del tipo de aislante en tuberías enterradas

Tipo de Aislante	K BTU/h ft °F	U BTU/h ft ² °F	T °F	q BTU/h	% U	% T	% q
Sin Aislante	-	0.3211	84.6	4'551.920	0	0	0
Polietileno	0.210	0.2719	85.6	4'375.940	-15.3	1.2	-3.9
Polipropileno	0.130	0.2542	86.2	4'208.870	-20.8	1.9	-7.5
Poliuretano	0.070	0.2217	87.8	3'870.960	-31.0	3.8	-15
PVC espuma	0.023	0.1416	92.3	2'834.000	-55.9	9.1	-37.7
Poliuretano espuma	0.017	0.1190	93.7	2'479.540	-62.9	10.8	-45.5

A continuación se presentan los perfiles de temperatura obtenidos en el modelo conceptual para un gasoducto enterrado.

Figura 22. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de Suelo

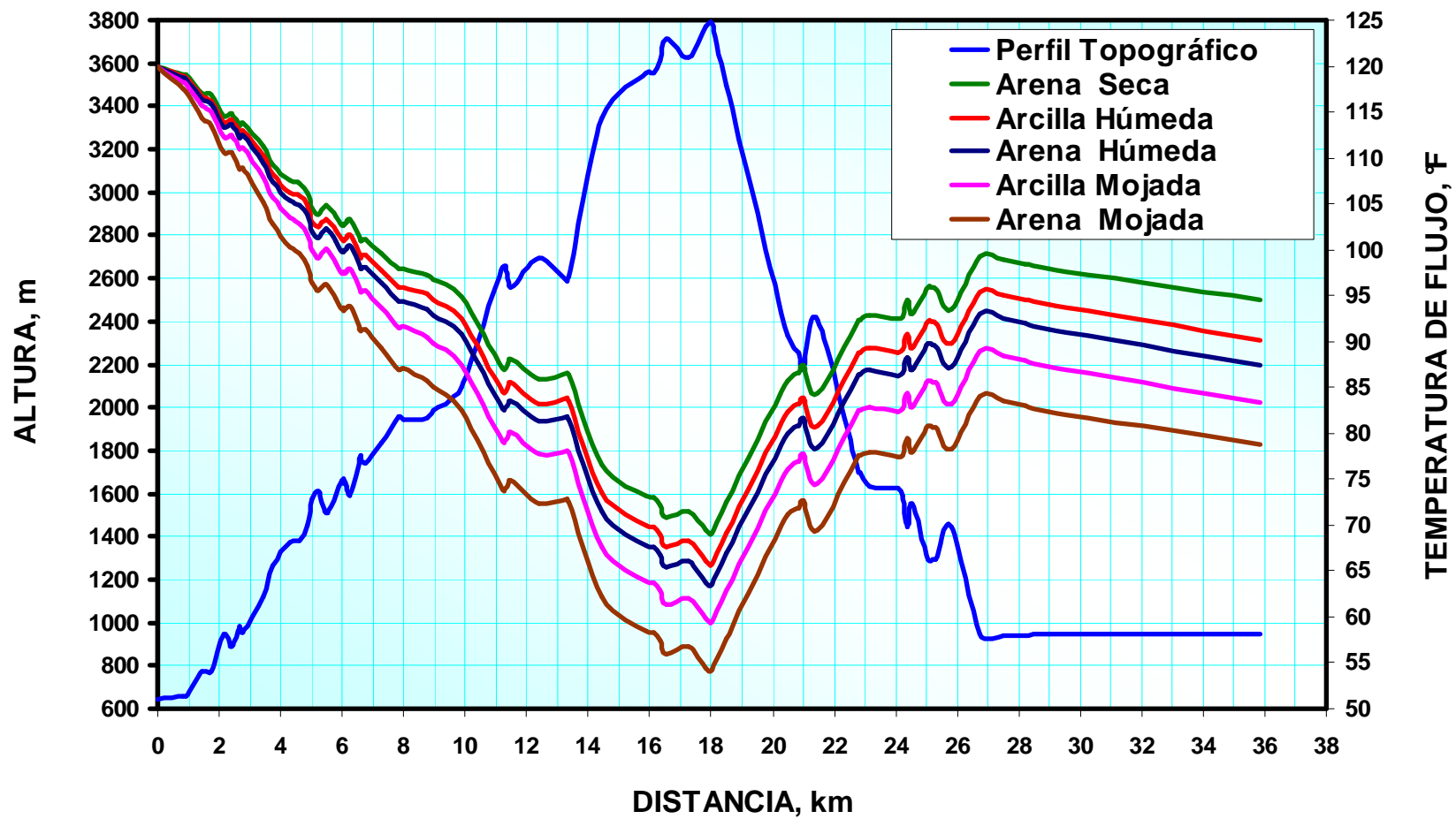


Figura 23. Perfil de Temperatura Vs. Profundidad de Enterramiento

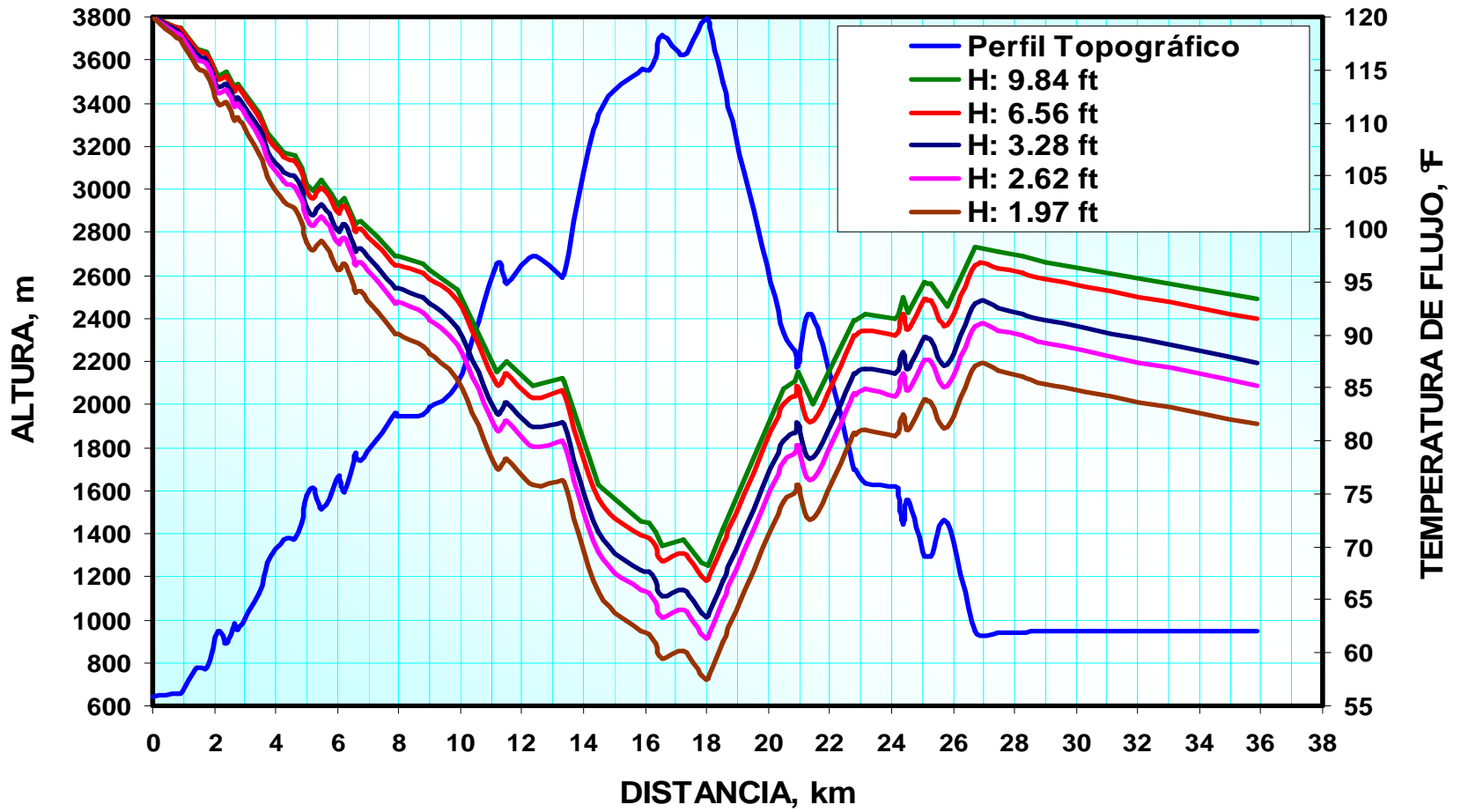


Figura 24. Perfil de Temperatura Vs. Espesor del aislante en tubería enterrada

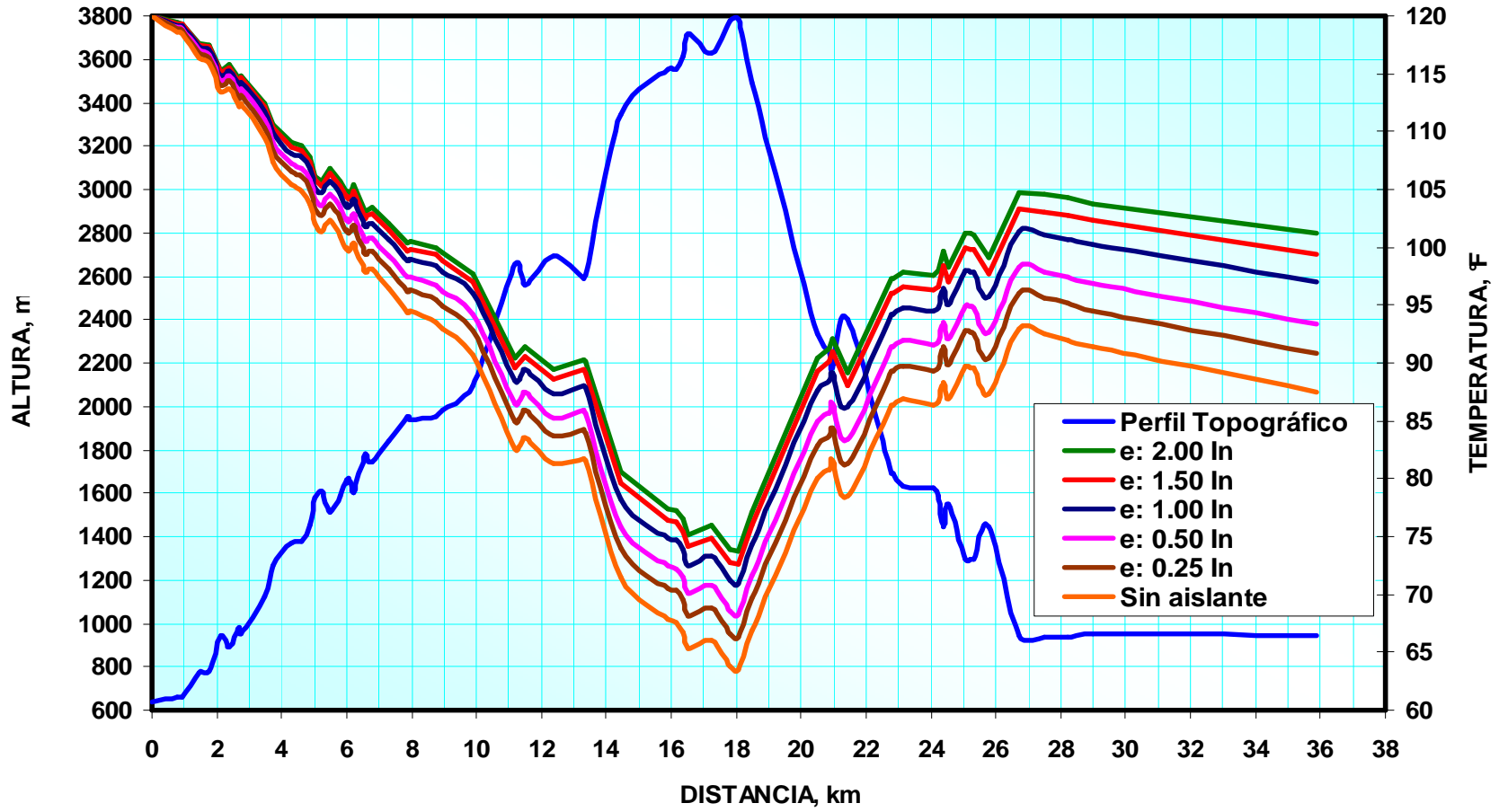


Figura 25. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de Aislante en tubería enterrada.

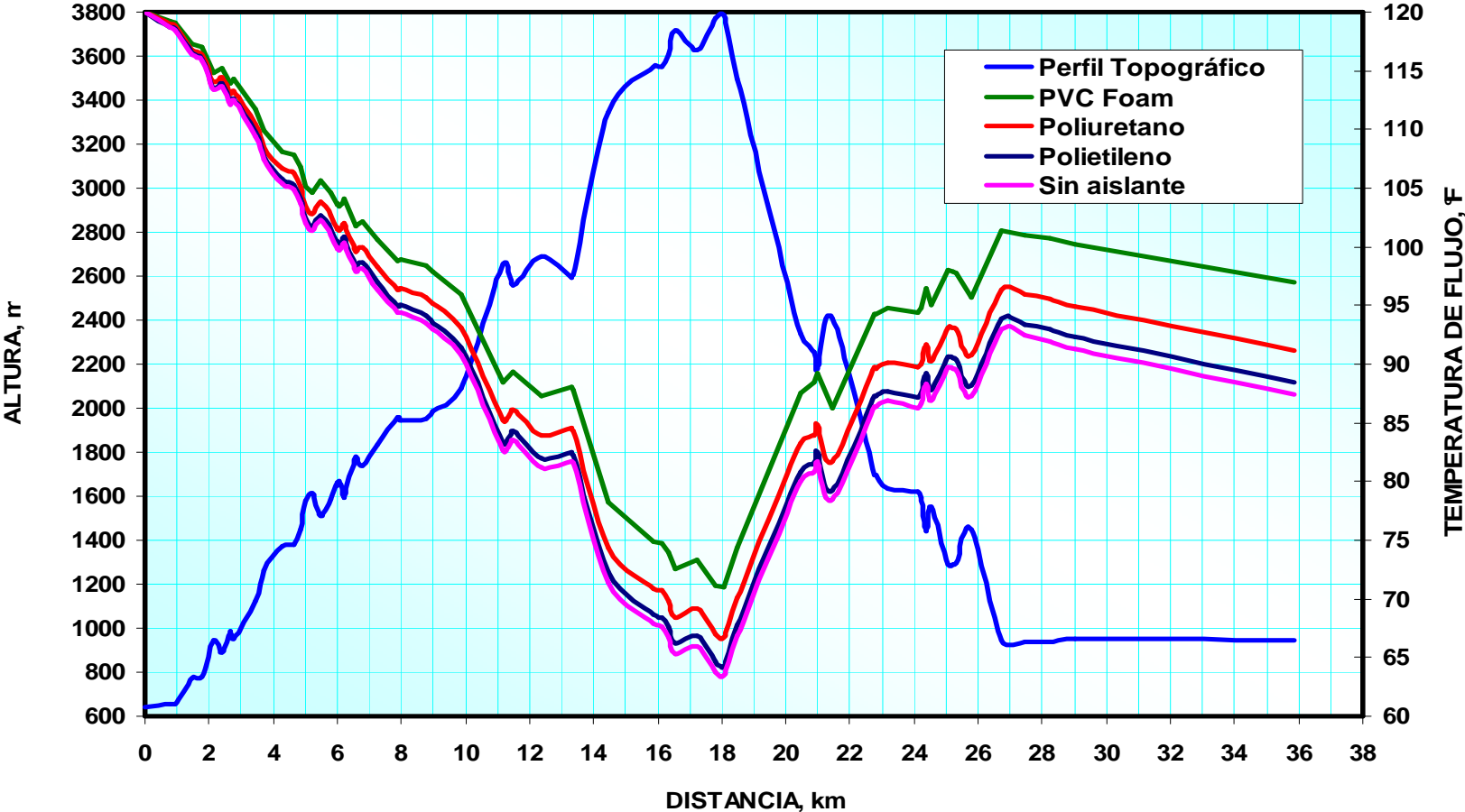


Figura 26. Envolvente de fases Vs. Tipo de Suelo

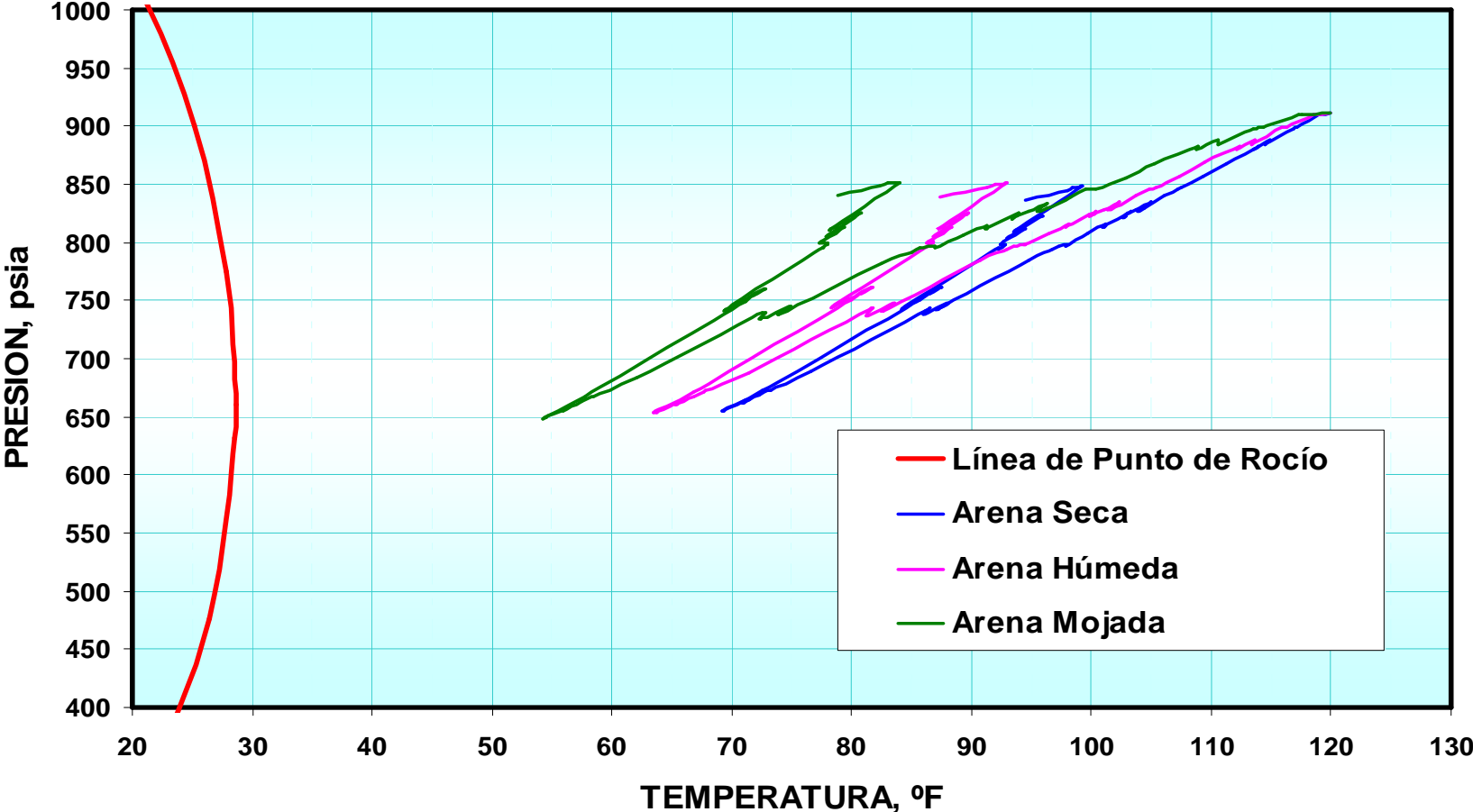


Figura 27. Envolvente de fases Vs. Profundidad de Enterramiento

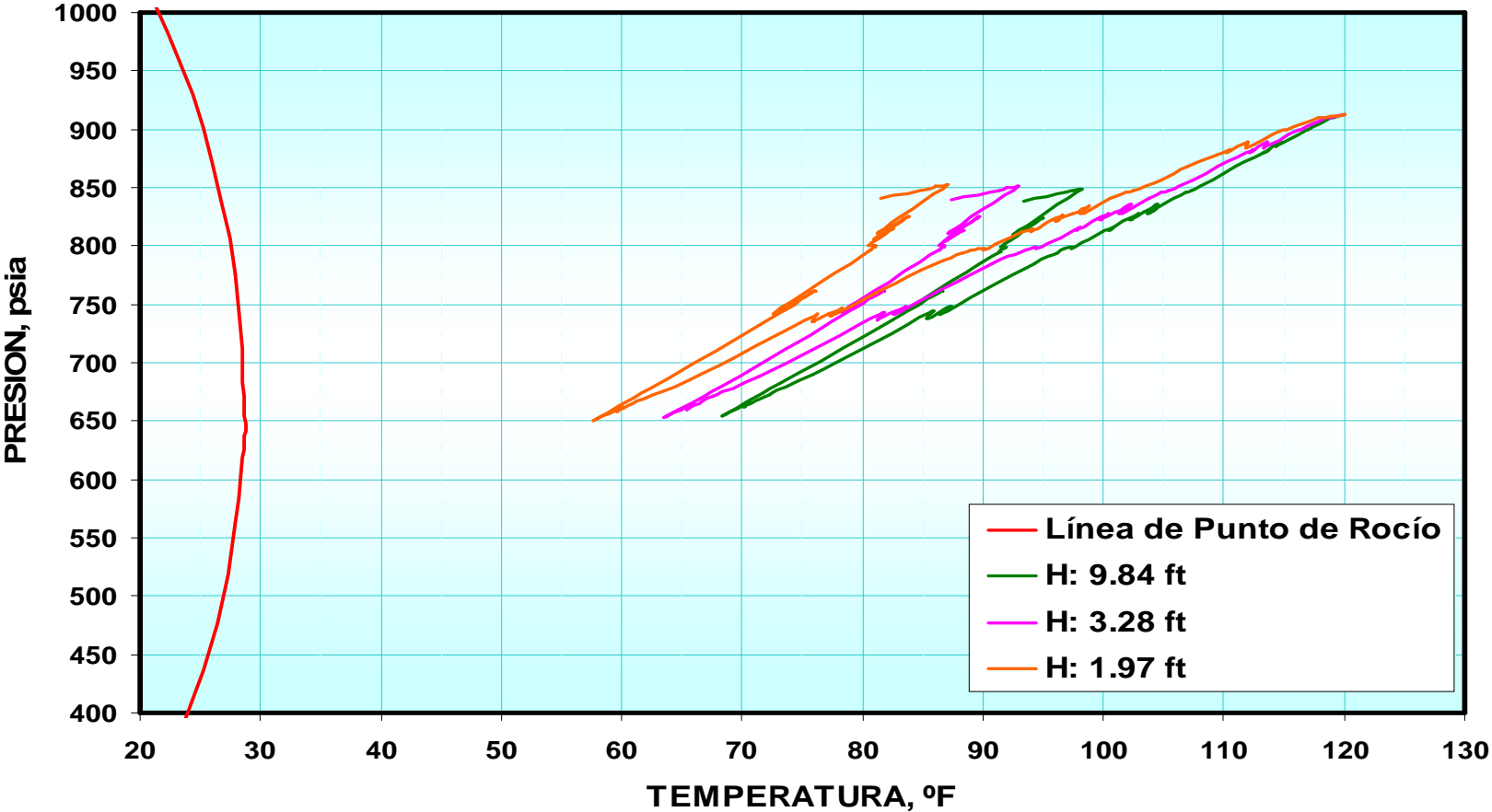


Figura 28. Envolvente de fases Vs. Espesor Aislante en tuberías enterradas

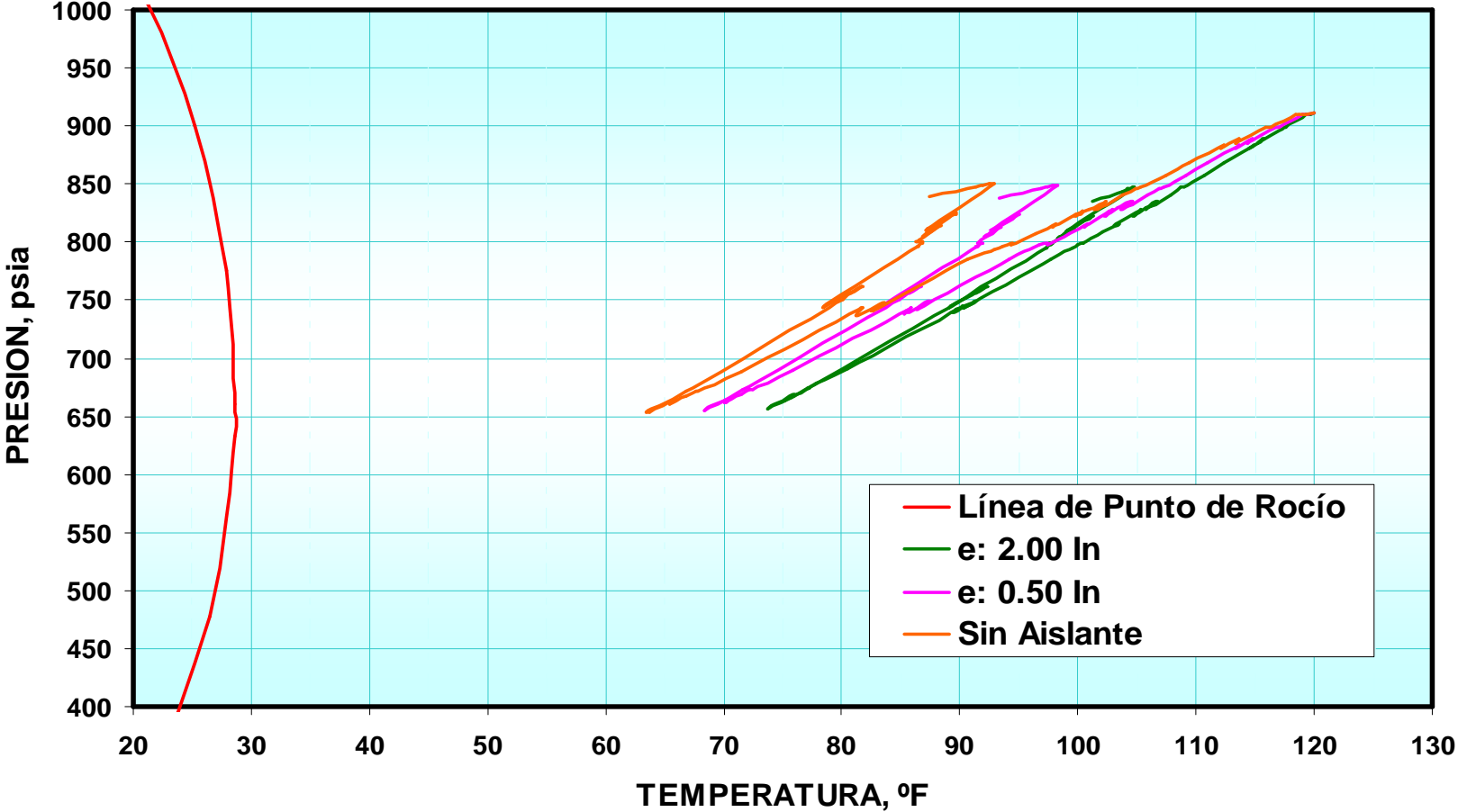
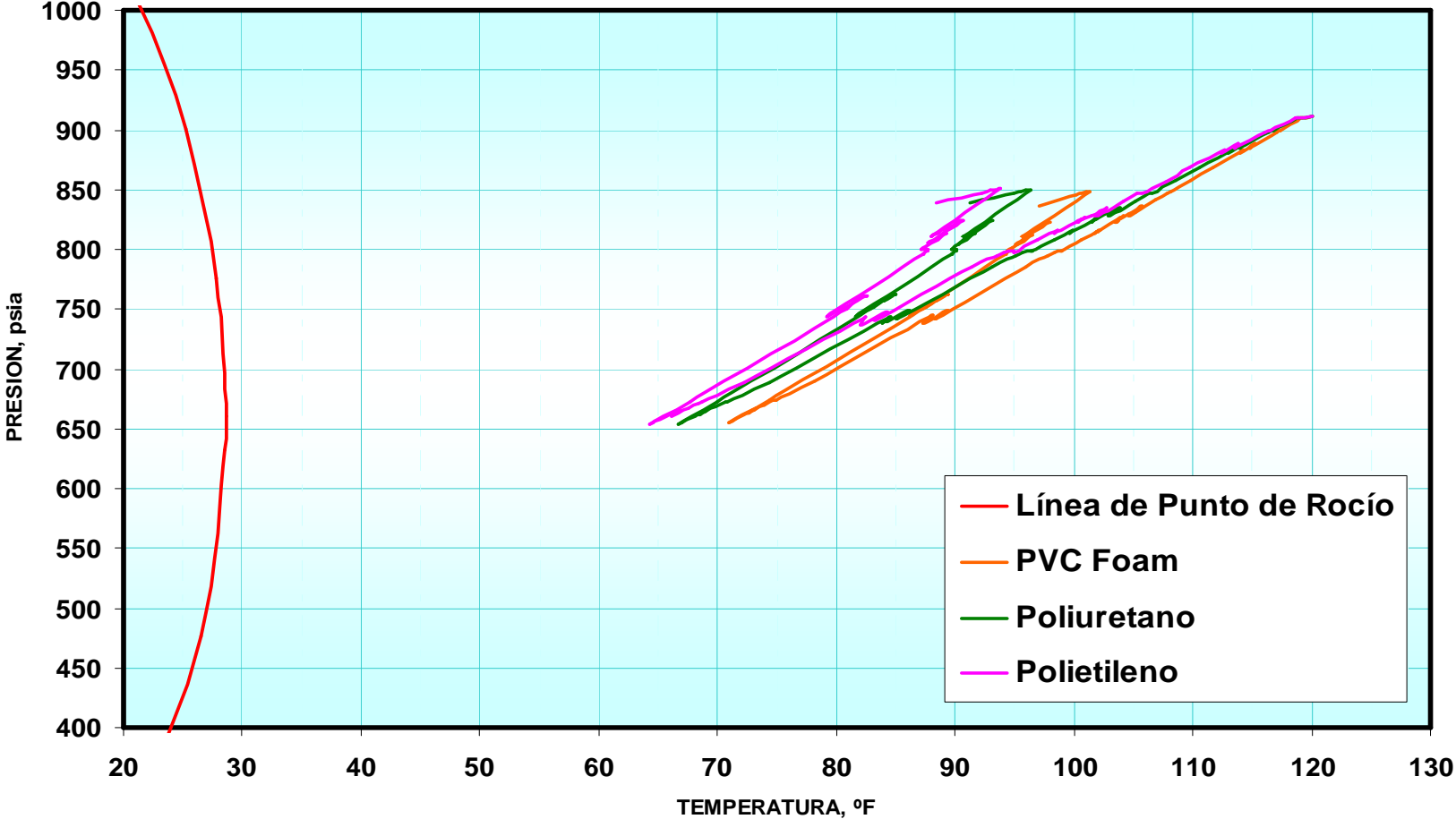


Figura 29. Envolvente de fases Vs. Tipo aislante en tuberías enterradas



5.1.2. Gasoducto al aire libre

Para este tipo de gasoducto se realizó un análisis similar al hecho en el gasoducto enterrado. Las variables analizadas aquí fueron la velocidad del aire, el espesor y el tipo de aislante. De la misma forma otros parámetros analizados fueron el diámetro, espesor de la tubería y la composición del gas cuyos resultados se presentan en el numeral 5.1.3

De acuerdo con los datos de la tabla 19, la velocidad es el parámetro que ocasiona mayores efectos en la transferencia de calor ya que debido a la convección forzada que produce retira grandes cantidades de calor del gas causando que este alcance las temperaturas más bajas de los diferentes casos evaluados. Para el análisis realizado a velocidades del aire del orden de 13.12 ft/s se obtienen las menores temperaturas del gas de todos los escenarios planteados con el cual se alcanzan valores de U muy altos. Una velocidad mínima es evaluada con la cual se quiere pretender crear un escenario de convección natural y el valor de U que se obtiene es relativamente bajo.

Si se compara la transferencia de calor en un gasoducto al aire libre con un gasoducto enterrado se puede observar que en el caso base la transferencia de calor aumenta 52.1% pasando de 4'551.920 a 6'925.370 y el coeficiente de U aumenta 5 veces, pasando de 0.3211 a 1.6013 BTU/h ft² °F. Las anteriores comparaciones indican que la transferencia de calor en un gasoducto al aire libre es mucho mayor a la que se presenta en un gasoducto enterrado.

El efecto del aislamiento térmico es más relevante en el gasoducto que está al aire libre comparado con un gasoducto enterrado. En las tablas 20 y 21 se observa que una capa de aislante de espesor 2 in disminuye el calor transferido en un 62.3 % causando un aumento de la temperatura promedio del gas en 24.9 °F. Con este mismo espesor de 2" el aumento de la temperatura promedio para un gasoducto enterrado es de tan solo 10.7°F. Por lo tanto es

mas recomendable el uso de un aislamiento térmico en un gasoducto al aire libre que en un gasoducto enterrado.

Debido a que el aislamiento de las tuberías empleadas para el transporte de gas tiene costos elevados, es importante que se realice un completo análisis técnico-económico para no incurrir en gastos inoficiosos, y así tener una mejor alternativa que permita la implementación de otros métodos técnicos y económicamente mas favorables.

Se observa que al igual que en el caso anterior, aquí tampoco se presenta condensación de líquidos. Sin embargo, debido a que la transferencia de calor es mayor, el gas esta mas propenso a caer en el interior de la envolvente (Región de dos fases) por lo que es prioritario que la composición del gas no varíe ya que la envolvente de fases es muy sensible a esta; pudiendo ser desplazada hacia el lado derecho facilitando que se presenten las condiciones optimas para la condensación de líquidos.

Tabla 19. Efecto de la velocidad del aire

V ft/s	U BTU/h ft ² F	T F	q BTU/h	% V	% U	% T	% q
0.328	0.2422	87.9	3'854.040	-95.0	-84.9	28.7	-44.3
3.280	0.9637	71.9	6'616.800	-50.0	-39.8	5.3	-4.5
6.560	1.6013	68.3	6'925.370	0	0	0	0
9.840	2.2020	67.0	6'988.640	50.0	37.5	-1.9	0.9
13.120	2.7556	66.5	7'404.050	100	72.1	-2.6	6.9

Tabla 20. Efecto del espesor del aislante

e In	U BTU/h ft ² F	T F	q BTU/h	% U	% T	% q
0	1.6013	68.3	6'925.370	0	0	0
0.25	0.6463	75.8	6'127.100	-59.6	11.0	-11.5
0.50	0.4020	81.3	5'216.160	-74.9	19.0	-24.7
1.00	0.2254	87.6	3'910.800	-85.9	28.3	-43.5
1.50	0.1546	91.1	3'125.900	-90.3	33.4	-54.9
2.00	0.1166	93.2	2'611.040	-92.7	36.5	-62.3

Tabla 21. Efecto del tipo de aislante

Tipo de Aislante	K BTU/h ft F	U BTU/h ft ² F	T F	q BTU/h	% U	% T	% q
Sin Aislante	-	1.6013	68.3	6'925.370	0	0	0
Polietileno	0.210	0.9495	71.2	6'693.130	-40.7	4.2	-3.4
Polipropileno	0.130	0.7638	73.2	6'302.930	-52.3	7.2	-9
Poliuretano	0.070	0.5304	77.3	5'898.990	-66.9	13.2	-14.8
PVC espuma	0.023	0.2254	87.6	3'910.800	-85.9	28.3	-43.5
Poliuretano espuma	0.017	0.1731	90.4	3'278.870	-89.2	32.4	-52.7

Figura 30. Perfil de Temperatura Vs. Velocidad del aire

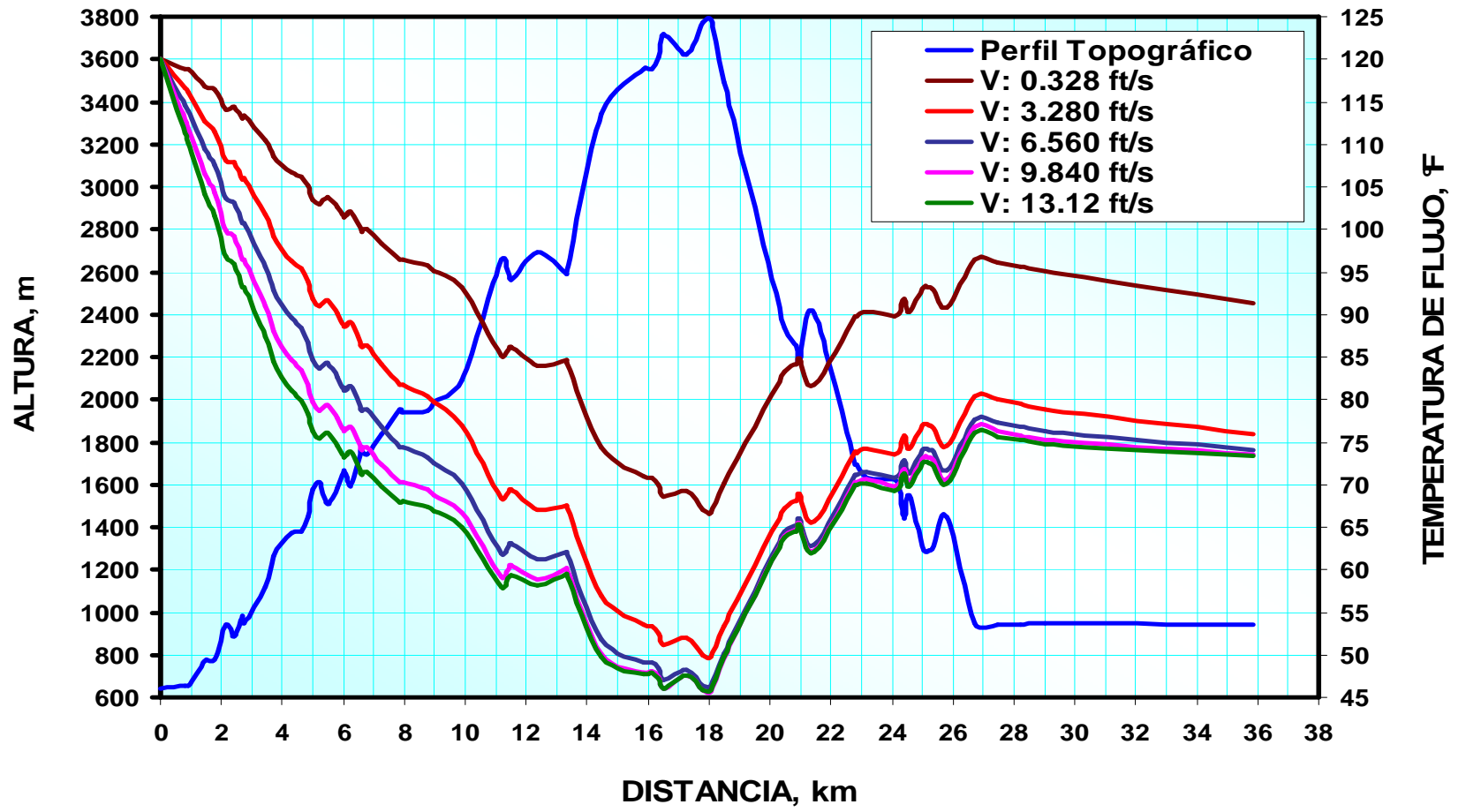


Figura 31. Perfil de Temperatura Vs. Espesor del aislante en tuberías al aire libre

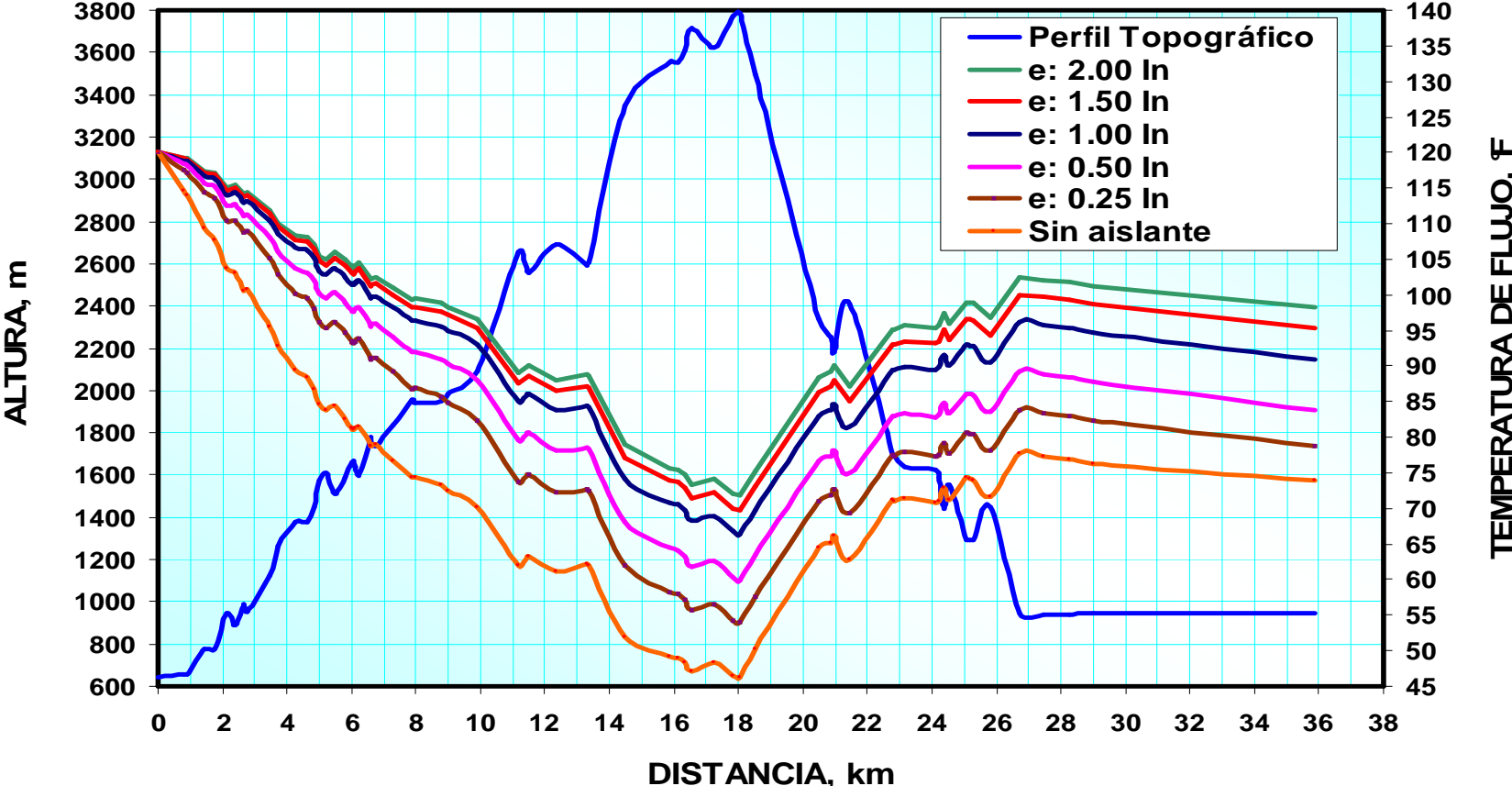


Figura 32. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de aislante en tuberías al aire libre

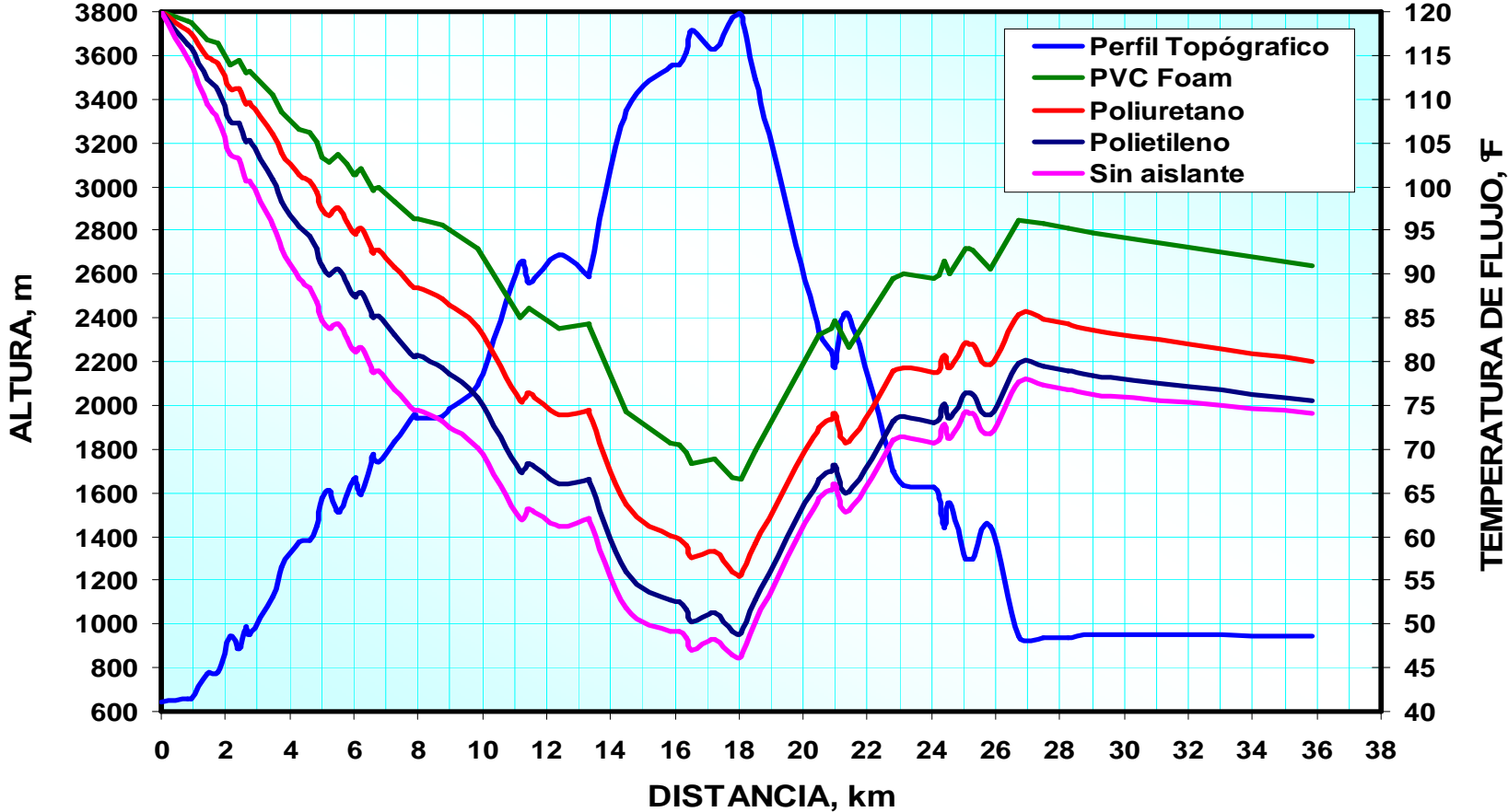


Figura 33. Envolvente de fases Vs. Velocidad del aire

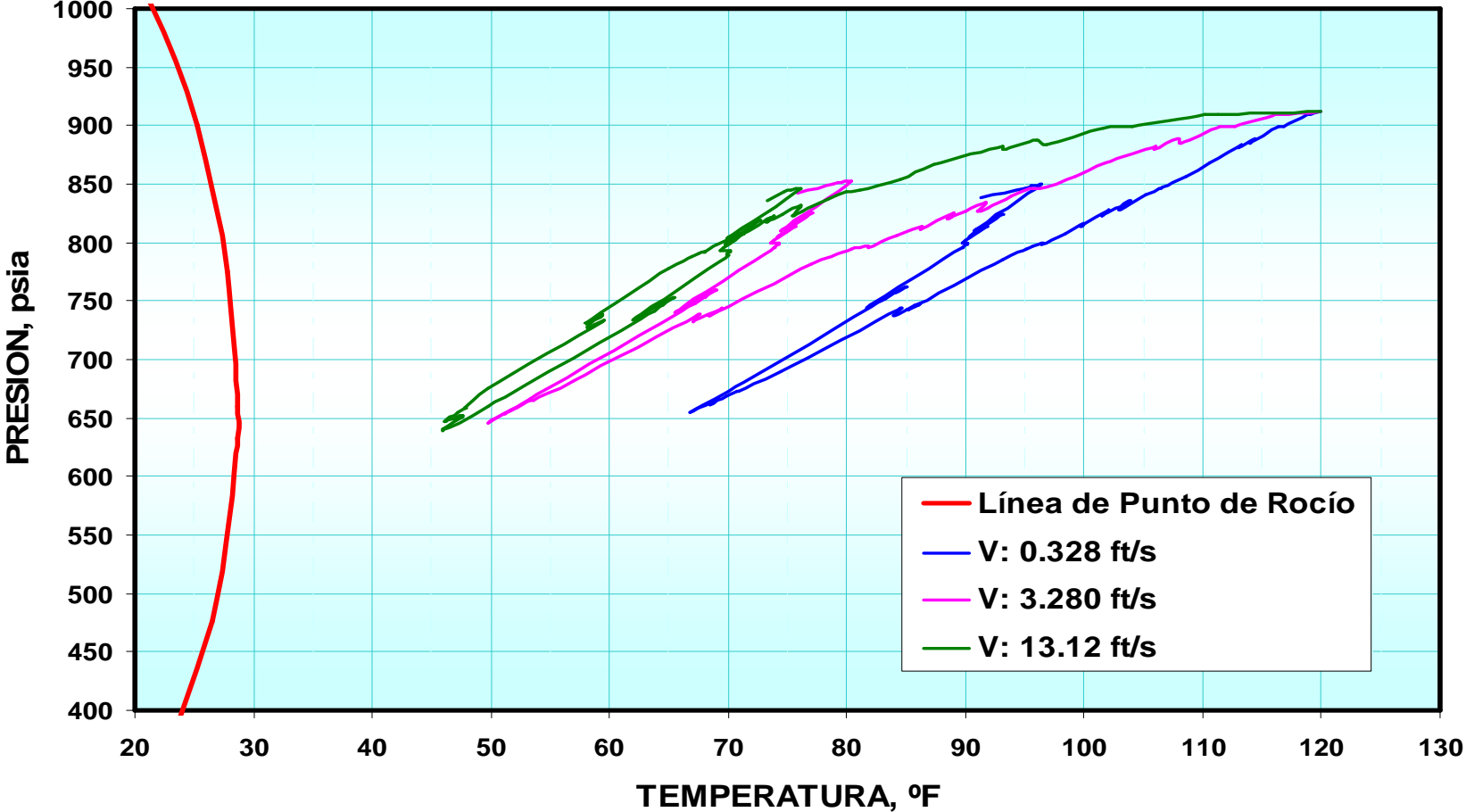


Figura 34. Envolvente de fases Vs. Espesor del aislante

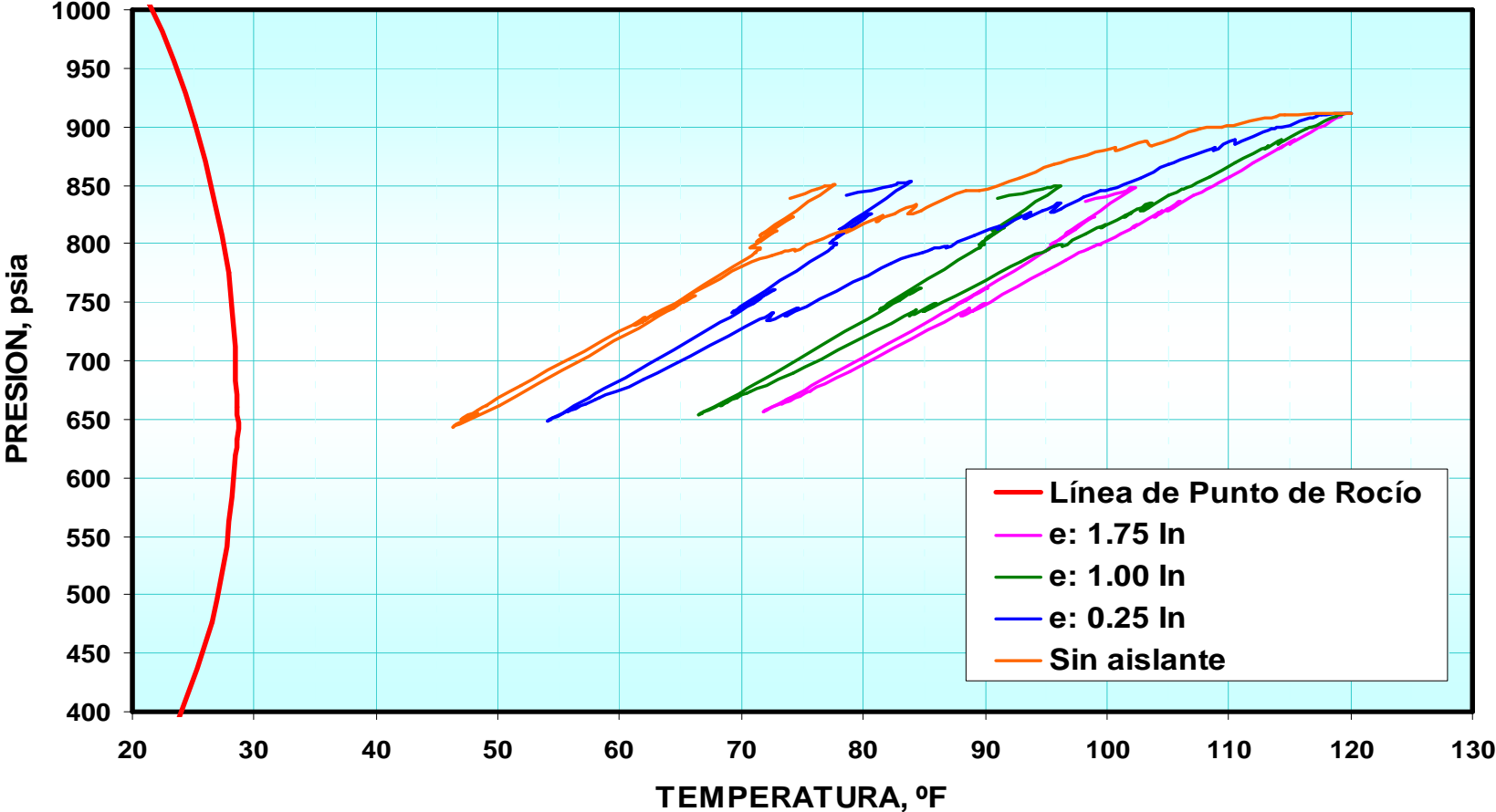
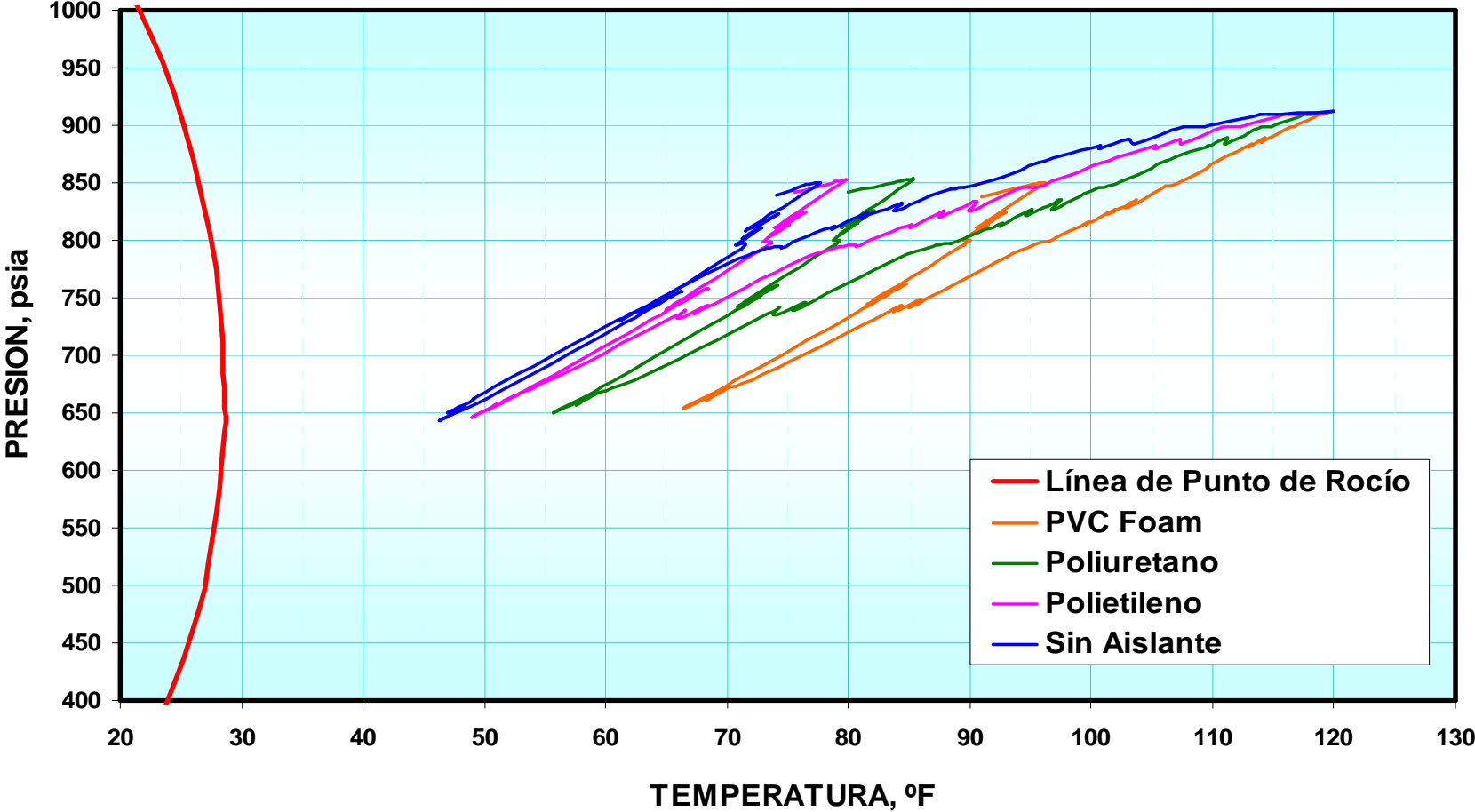


Figura 35. Envolvente de fases Vs. Tipo de aislante.



5.1.3. Evaluación de otros parámetros

En el desarrollo de este proyecto se analizaron otros parámetros para los dos tipos de ambientes mencionados. Después de realizar los análisis correspondientes se determinó que estos no presentan un efecto significativo en los cálculos de la transferencia de calor. Los parámetros analizados son la composición del gas, el espesor y el diámetro de la tubería.

En cuanto a la composición del gas se evaluaron tres gases con composiciones diferentes obteniendo resultados similares para el valor de U como se muestra en la tabla 22; se observa que un aumento en el peso molecular del gas causa un insignificante cambio en el valor de U y por lo tanto no produce una variación en el perfil de temperatura del gas.

Tabla 22. Efecto del peso molecular en el coeficiente global de transferencia de calor.

GAS	M lb/lbmol	U BTU/h ft² °F
1	22.00	1.6031
2	20.93	1.6013
3	16.35	1.5981

Es importante aclarar que el real efecto de la composición del gas está en el comportamiento de la envolvente de fases y no en el perfil de temperatura. Es decir, variar la composición del gas no me afecta los cálculos de la transferencia de calor pero sí me facilita la posibilidad de que haya condensación debido a que la envolvente de fases es muy susceptible de cambios cuando se presentan variaciones en la composición, logrando así que la temperatura y la presión del gas caigan dentro de esta envolvente.

El diámetro de la tubería no tiene un efecto insignificante en la transferencia de calor, sin embargo es interesante notar que presenta un comportamiento diferente para los dos tipos de ambientes, respecto al cálculo de U como se muestra en la tabla 23. Un aumento del diámetro causa una disminución en el coeficiente convectivo interno y un aumento del coeficiente convectivo externo debido a que el área de transferencia se hace mayor siendo este ultimo mas notable en un gasoducto al aire libre que en un gasoducto enterrado. En el gasoducto enterado el coeficiente convectivo interno es el que domina por lo que el valor de U disminuye; caso contrario sucede en un gasoducto al aire libre en el que el coeficiente convectivo externo es el que domina causando que el valor de U aumente a medida que se aumente el diámetro.

Tabla 23. Efecto del diámetro en el coeficiente global de transferencia de calor.

Diámetro in	U (enterrada) BTU/h ft² °F	U (Aire) BTU/h ft² °F
16	0.3613	1.5337
20	0.3211	1.6013
24	0.2947	1.6816

Se evaluó el espesor de la tubería tomando dos valores máximo y mínimo y se observo que este parámetro no tiene un mayor efecto en la transferencia de calor como se muestra en la tabla 24. Esto puede ser explicado debido a que la conducción en la pared de la tubería es generalmente mucho más lenta que la convección y por lo tanto en muchos casos se puede despreciar la capacidad térmica de las paredes de la tubería. Esta suposición no es valida cuando el fluido esta parado.

Tabla 24. Efecto del espesor de la tubería en el coeficiente global de transferencia de calor.

Espesor in	U BTU/h ft² °F
0.188	1.6023
1.969	1.5913

5.2. MODELO REAL

Como se describió en el capítulo anterior el modelo conceptual fue validado para un tramo troncal de un gasoducto colombiano. El parámetro analizado corresponde al tipo de suelo en el que se encuentra la tubería.

Como se puede ver en la figura 36 el perfil de temperatura del gas sigue los mismos patrones que los del modelo conceptual, observándose la tendencia característica que indica que a mayor conductividad térmica del suelo la transferencia de calor es mayor hacia los alrededores de la tubería causando una reducción más significativa en los valores del perfil de temperatura.

El análisis de la presión y la temperatura en la envolvente de fases indica que no hay presencia de condensados en la línea, de la misma forma que sucedió en el modelo conceptual.

En cuanto al coeficiente global de transferencia de calor U se puede observar en la tabla 25 que los valores son muy parecidos a los obtenidos en el modelo conceptual. La tendencia en los valores porcentuales del calor total transferido también son muy semejantes, aunque sus valores absolutos no sean los mismos; esto se debe a que para este caso, según las condiciones del problema la temperatura de entrada del gas es muy cercana a la temperatura

ambiente y por lo tanto el calor transferido aquí es mucho menor que en el modelo conceptual. Además los perfiles topográficos del gasoducto también son muy diferentes.

En vista de que los resultados obtenidos en el modelo real son muy similares a los del modelo conceptual, se asume que los resultados de estos últimos pueden ser utilizados satisfactoriamente como referencia para el diseño y construcción de gasoductos.

Tabla 25. Efecto del tipo de suelo para el modelo real

Tipo de suelo	K BTU/h ft F	U BTU/h ft ² F	T F	q BTU/h	% K	% U	% T	% q
Arena Seca	0.325	0.1894	62.3	666.420	-40.9	-40.6	1.8	-29.4
Arcilla Húmeda	0.450	0.2616	61.8	830.210	-18.2	-18	1.0	-12.1
Arena Húmeda	0.550	0.3191	61.2	944.500	0	0	0	0
Arcilla Mojada	0.750	0.4335	60.2	1'107.814	36.4	35.9	-1.6	17.3
Arena Mojada	1.125	0.6457	59.4	1'180.635	104.5	102.4	-2.9	25

Figura 36. Perfil de Temperatura Vs. Tipo de suelo para el modelo real

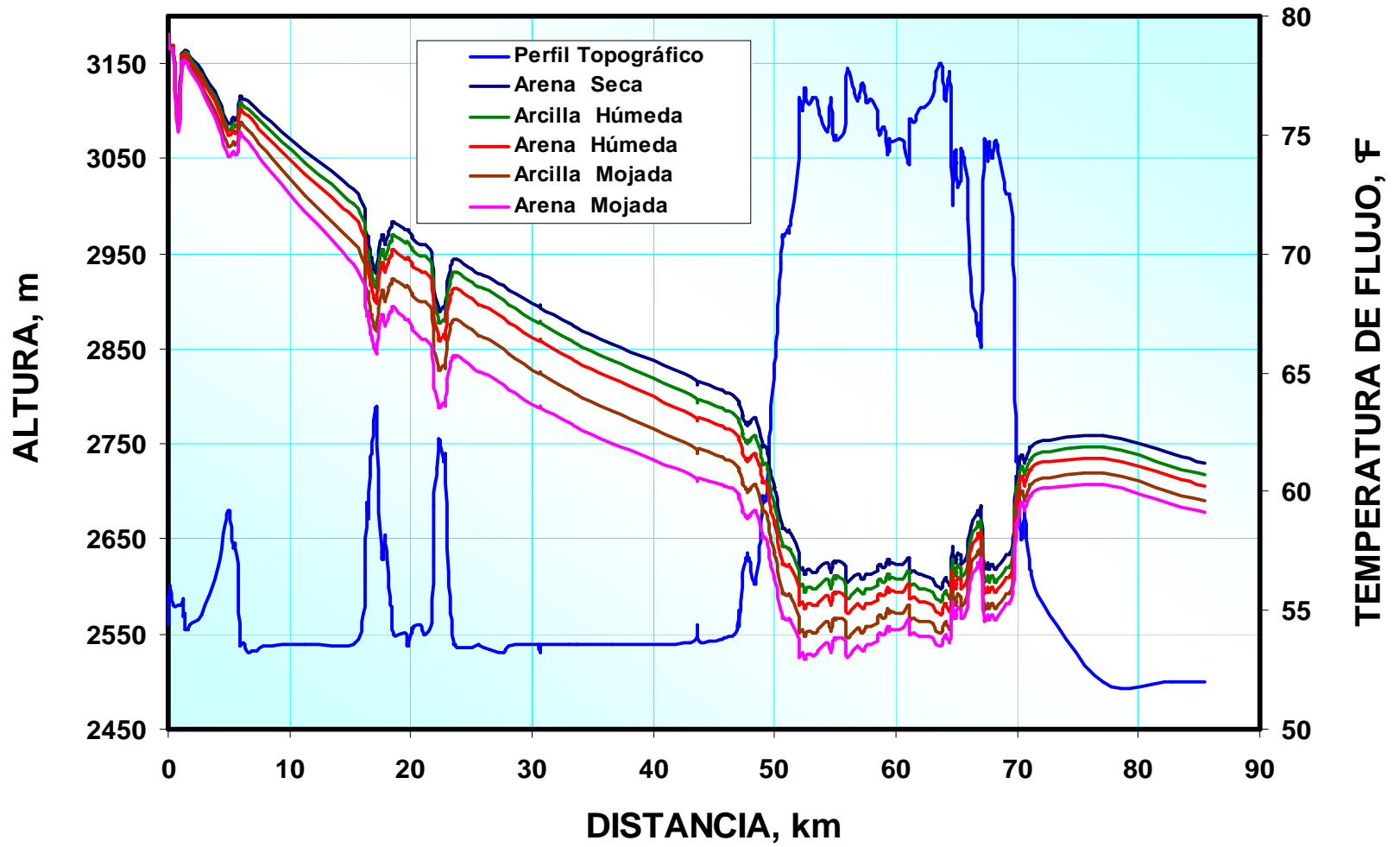
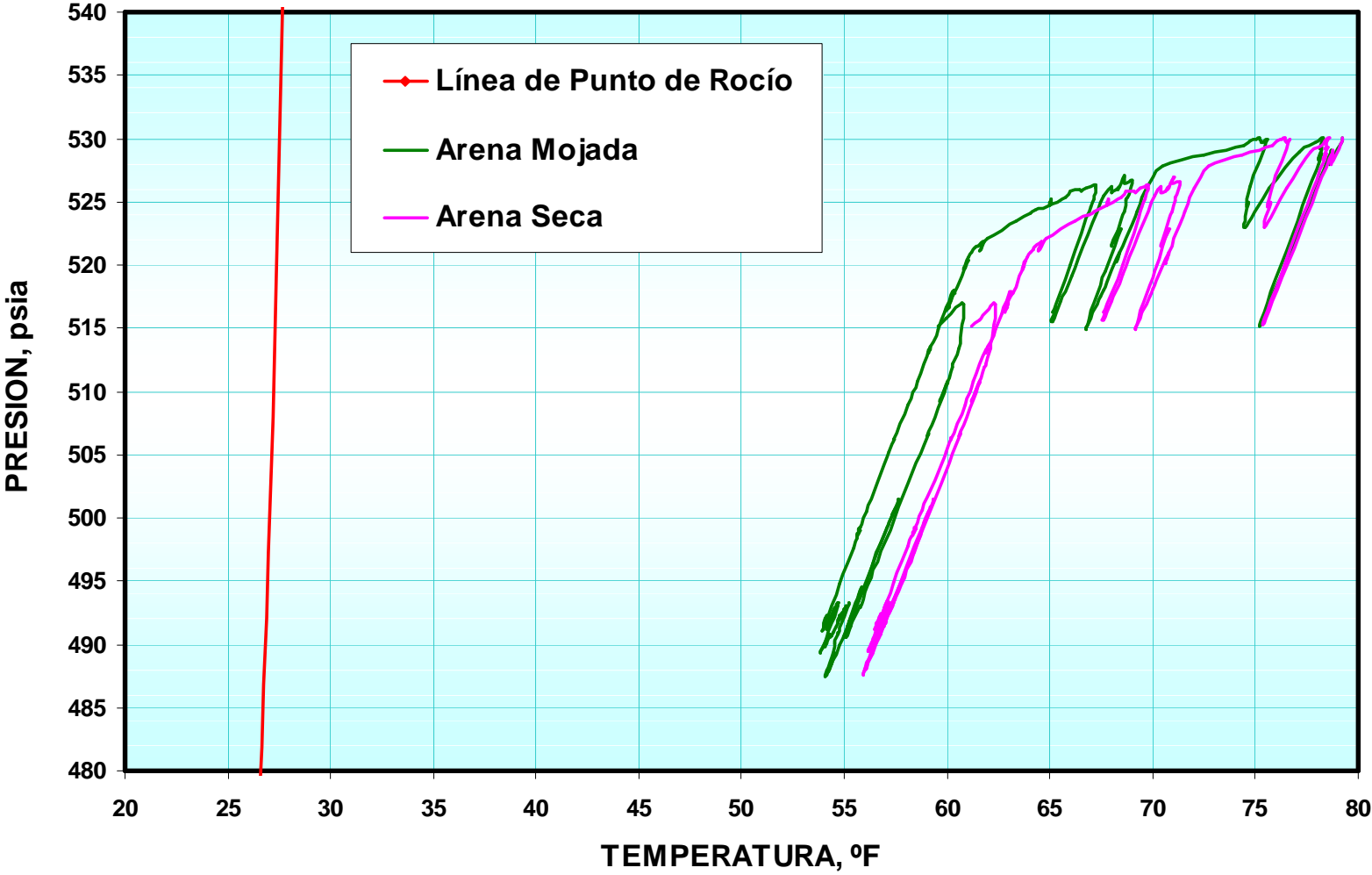


Figura 37. Envolvente de fases Vs. Tipo de suelo para el modelo real



6. CONCLUSIONES

El modelo mas utilizado para la evaluación de la transferencia de calor en un gasoducto es el modelo de estado estable, el cual aunque supone que las condiciones de entrada del gas como caudal, presión, temperatura y composición, así como las condiciones externas que rodean la tubería, como la temperatura del ambiente externo, el tipo de suelo y otros factores son constantes con el tiempo, es el modelo usado con mayor frecuencia en el diseño de gasoductos por su sencillez, menor requerimiento de parámetros, resultados prácticos, rápidos y facilidad de manejo.

La implementación del análisis transitorio a un gasoducto garantiza la capacidad de modelar en diferentes escenarios operacionales con resultados mas ajustados al comportamiento real, sin embargo, el poco desarrollo analítico, la alta complejidad matemática y el mayor requerimiento de parámetros que este requiere limita su uso práctico en la mayoría de aplicaciones.

La mayoría de los parámetros analizados como el tipo de suelo, la profundidad de enterramiento, la velocidad del aire, el espesor y tipo de aislante, tienen una influencia directa en el calculo de la transferencia de calor. En cambio parámetros como el espesor y el diámetro de la tubería tienen un efecto mínimo. También es importante observar que aunque la composición del gas no incide directamente en la transferencia de calor, si juega un papel importante para evitar los problemas operacionales.

El ambiente externo en el que se encuentre la tubería tiene una gran influencia sobre el perfil de temperatura del gas. Para un gasoducto al aire libre, la

transferencia de calor es mucho mayor que para un gasoducto enterrado. Por lo tanto, según este análisis los gasoductos deberían estar siempre enterrados para minimizar las pérdidas de temperatura, sin embargo esto no siempre es posible debido a que otros factores deben ser considerados.

Las condiciones climatológicas, más específicamente la presencia de lluvias, deben ser consideradas en gasoductos enterrados ya que a mayor cantidad de agua, la conductividad del suelo se incrementa y por lo tanto aumenta la transferencia de calor; por ejemplo el coeficiente global de transferencia de calor en una arena seca es mucho mayor en comparación con el de una arena mojada lo que conlleva a que el calor transferido aumente considerablemente.

En un gasoducto al aire libre, la velocidad del aire es el parámetro de mayor impacto sobre la transferencia de calor, causando que la convección forzada sea el mecanismo predominante por el cual se transfiere el calor del gas al ambiente. Para un pequeño rango de valores de velocidad, las pérdidas de calor en el gasoducto se ven incrementadas considerablemente.

Aunque la tubería presente aislamiento térmico, las pérdidas de calor siguen siendo considerables para varios tipos de aislante y varios espesores analizados, observándose que la ventaja que se obtiene en cuanto a minimizar las pérdidas de temperatura no es muy notable sobre todo para gasoductos enterrados.

El análisis de los perfiles de temperatura del gas establecidos por efecto de caída de presión y transferencia de calor con el medio ambiente, respecto a la envolvente de fases del gas en el modelo real, establece que bajo ninguna circunstancia se presenta condensación de líquidos en el sistema de tuberías. Sin embargo, para algunos casos esos valores están muy cerca de la envolvente, por lo que se debe evitar cualquier enriquecimiento de la composición del gas, ya que

un ligero aumento de los componentes pesados desplazaría la envolvente hacia las condiciones a las que si podrían presentarse condensados en la línea

En la medida en que la longitud de la tubería aumenta, la temperatura del gas logrará rápidamente temperaturas cercanas a la temperatura del ambiente. Incluso en algunos casos la temperatura del gas puede estar por debajo de la temperatura ambiente si existe un ascenso considerable de la elevación en el perfil topográfico del gasoducto, debido a que se presenta un enfriamiento adicional en el gas por el efecto Joule-Thompson. Este efecto siempre debe ser considerado en los ascensos y descensos extensos en el perfil topográfico. En topografías planas el coeficiente de Joule-Thompson es despreciable y por lo tanto, la transferencia de calor se ve influenciada predominantemente por el coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor es el parámetro más importante relacionado con la transferencia de calor y su cálculo depende de los coeficientes convectivos tanto externo como interno y de las características de la tubería. Existen gran variedad de correlaciones que facilitan la determinación de dichos valores.

Con los parámetros analizados en el modelo real se obtuvieron los mismos resultados que en el modelo conceptual, validando así este modelo, por lo que se asume que los datos obtenidos pueden ser utilizados como referencia para casos reales en el diseño de gasoductos.

7. RECOMENDACIONES

Promover la investigación en los diferentes escenarios comprometidos con la industria del gas, de estudios más detallados de la transferencia de calor en estado transitorio que permitan la deducción de nuevas correlaciones analíticas enfocadas a la optimización de los resultados conduzcan hacia a una mejor interpretación del modelo. Esto constituye uno de los retos más importantes para estudios futuros.

Debido al creciente hallazgo de reservorios de gas en aguas costa afuera y a la implementación de líneas para su transporte en ambientes más severos como las bajas temperaturas en aguas profundas, se sugiere que este estudio sea efectuado para tuberías sumergidas en ambientes marinos.

En el desarrollo del proyecto se observó que la mayoría de las variables analizadas tienen una influencia directa en la transferencia de calor. Por lo tanto, para análisis posteriores se recomienda que estos valores no sean asumidos por defecto como se realizó en estudios anteriores.

Debido a que los costos del aislamiento son bastante elevados, se recomienda que antes de la implementar este sistema se desarrolló un análisis más completo de otros métodos que brinden mejores resultados con costos económicos más favorables.

BIBLIOGRAFIA

ADEWUMI, M.A. & ZHOU, J., Predicting flowing gas temperature and pressure profiles in buried pipelines. Artículo SPE 38460. 1997.

AGARWAL, S.L & RAWAT, P.C., Determination of thermal conductivity of soils. Artículo SPE 8665. 1979.

ALVES, I.N. & SHOHAM, O., A unified model for predicting flowing temperature distribution in wellbores and pipelines. Artículo SPE 20632. 1992.

BARRERA, J.J., Modelagem transiente da transferencia de calor em dutos de petróleo ou gas térmicamente isolados. Tesis de Grado . PUC, Rio de Janeiro. 2005.

BOYUN, G. & SHENGKAI, D., A simple model for predicting heat loss and temperature profiles in thermal injection lines and wellbores with insulations pipelines. Artículo SPE 86983. 2004.

BROWN, T.S. & CLAPHAM, J., Application of a transient heat transfer model for bundled, multiphase pipelines. Artículo SPE 36610. 1996.

CARROLL, J.J., Natural gas hydrates: A guide for engineers. 2002.

CASARES, C. & LANZIANI, J.L., The natural gas composition in transport by pipelines. Artículo SPE 38244. 1997.

CHANGHONG, G., Empirical heat transfer model for slug flow and bubble flow in vertical subsea pipes. Artículo SPE 85651. 2003.

DONALD, W. & SCHROEDER, J.R., A tutorial on pipe flow equations. Stoner Associates Inc. 2000.

ERICKSON, D. & MAI, M.C., A transient multiphase temperature prediction program. Artículo SPE 24790. 1992.

EUN, L.L. & SEUNG, Y.C., A comparative study of statistical and mathematical methods for natural gas pipeline network analysis. Artículo SPE 50335. 1998.

FLORES, H.J., Operación eficiente de sistemas de transporte de gas natural mediante el método de gradiente reducido generalizado. Tesis de Grado. Universidad Autónoma de Nuevo León, México. 2005.

GARCIA, F. & SEGURA, J., Transferencia de calor en pozos y tuberías horizontales. Revista de la Facultad de ingeniería de la U.C.V., Vol.19, N°3. 2004; p.83-99.

GPSA. Engineering Data Book. Gas Processing Suppliers Association. Eleventh Edition. 1998.

HALLMAN, J.H. & ACOR, L., New environmentally safe heat transfer fluid improves the performance of heaters in gas production and transmission systems. Artículo SPE 65616. 2000.

HYPROTECH Ltd. Hysys Process Simulator Program, HYSYS and PIPESYS Reference Manual and Technical description. Hyprotech Centre, Calgary, Canadá, 2002

HOLLMAN, J. P., Transferencia de calor. Editorial Mc Graw Hill. 1999.

INCROPERA, Frank & Dewitt, D. Fundamentos de Transferencia de Calor. Prentice Hall, 1999.

JARAMILLO, Alonso. Transferencia de calor. Especialización en ingeniería de gas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, UIS. 2004.

KJELL, H. & DAG, M., The dynamic two-fluid model olga. Artículo SPE 19451. 1991.

LEMOINE, E. & VOLLMER, D.P., Convective heat transfer in turbulent flow. Artículo SPE 86546. 2004.

MANABE, R. & WANG, Q., A mechanistic heat transfer model for vertical two-phase flow. Artículo SPE 84226. 2003.

MODISETTE, J.L, Pipeline thermal models. Energy Solutions Internacional. 2000.

MODISETTE, J.L., Transient and succession of steady states pipelines flow models. Energy Solutions Internacional. 2001.

PACHO, J.D. & GENOVEZ, G., Analisis de variables operativas y opciones de inhibición que minimicen la formación de hidratos para asegurar el flujo en el gasoducto. Revista Tecnología,Ciencia y Educación, Vol 20, N° 002, 2005; p.63-72.

PIECHOWSKI, M., Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger. MP Energy Consulting. 1997.

PINEDA, Cesar A., Evaluación del impacto de la temperatura ambiente sobre la presencia de condiciones críticas de flujo en líneas de transporte de gas del sistema colombiano. Tesis de Grado. UIS, Bucaramanga. 2005.

ROMERO, N.M. & PERALTA, O., Natural gas network optimization and sensibility analysis. Artículo SPE 74384. 2002.

RUBEL, M.T. & BROUSSARD, D.H., Flow insulation thermal requirements for deepwater subsea pipelines. Artículo SPE 28481. 1994.

RUIZ, B.A. & CRUZ, Q.H., Flujo de gas bajo condiciones no estables. Artículo. 2001.

SADEGH, A.A. & ADEWUMI, M.A., Temperature distribution in natural gas condensate pipelines using a hydrodynamic model. Artículo SPE 97978. 2005.

SANTOS, S.P., Transient analysis a must in gas pipeline design. Artículo PSIG. 1997.

STONE, T.W. & BENNETT, J., Thermal simulation with multisegment wells. Artículo SPE 78131. 2002.

TOWLER, B.F. & MOKHATAB, S., New method Developed for siting line heaters on gas pipelines. Revista Oil and Gas, marzo 15, 2004; p.56-59.

VERGARD, K. & KRISTIN, F., An alternative termal insulation method. Artículo SPE 77577. 2002.

VOLLMER, D.P. & ORTEGO, A., Convective heat transfer in turbulent flow. Artículo SPE 86546. 2004.

ZHANG, H.Q. & WANG, Q., Unified model of heat transfer in gas-liquid pipe flow. Artículo SPE 90459. 2006.

ZOLOTUKHIN, A.B., Analytical definition of the overall heat transfer coefficient. Artículo SPE 7964. 1979.

Internet:

http://www.abb_group.com/

<http://www.aspentech.com/>

<http://www.creg.gov.co/>

<http://www.ecogas.com.co/>

<http://www.energysolutions.com/>

<http://www.gaspacifico.com/>

<http://www.gordonengland.co.uk/>

<http://www.journalof heattransfer.aip.org/>

<http://www.letrodryer.com/>

<http://www.olgaworld.com/>

<http://www.petroquimica.com.ar/>

<http://www.pipelineandgasjournal.com/>

<http://www.psig.org/>

<http://www.spe.org/>