

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UNA BASE DE DATOS QUE SIRVA DE INSUMO AL MANUAL DE
INGENIERÍA DE PRODUCCIÓN PETROLERA DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA DE PETRÓLEO DE LA UCV.
FASE I**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de ingeniero de petróleo realizado por
Br. Francisco G. Cestari S.
Br. Raiza E. Garcia Q.

Caracas, Julio 2002

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UNA BASE DE DATOS QUE SIRVA DE INSUMO AL MANUAL DE
INGENIERÍA DE PRODUCCIÓN PETROLERA DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA DE PETRÓLEO DE LA UCV.
FASE I**

TUTOR ACADEMICO: Prof. Víctor Escalona

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de ingeniero de petróleo realizado por
Br. Francisco G. Cestari S.
Br. Raiza E. Garcia Q.

Caracas, Julio 2002

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a todas aquellas personas que intervinieron en la realización de esta tesis de grado la cual lleva por título: Diseño de una Base de Datos que Sirva de Insumo al Manual de Ingeniería de Producción Petrolera de la Escuela de Ingeniería de Petróleo de la UCV. Fase I, dentro de ese grupo de personas debo hacer una mención especial a los profesores Víctor Escalona nuestro tutor y amigo, Maria Teresa Vives, Maria Esther Hernandez cuyos conocimientos, apoyo y colaboración influyeron de manera directa en el feliz término de esta investigación. Además de agradecer al profesor Norberto Bueno porque con su apoyo logró aumentar mi confianza como estudiante.

A mis padres Luis y Mercy y mis hermanos, abuelos, tíos, tías y a toda mi familia por su apoyo durante toda mi carrera, este logro es tan mío como de ustedes, a quienes le dedico este esfuerzo, a mis panas Orangel, Carlos, Litros y el Gordo, José Javier, Rigoberto, Laureano, Chispa, el Puma, Javier, Wilmer, Imanaida, Chipi, el abuelo, Douglas, Noreica, José Antonio, Leo y otros, que siempre estuvieron conmigo en las buenas y en las malas y por supuesto a Indira y a su familia, por su amor, comprensión y paciencia durante estos últimos años, un besote!. A Raiza, papá, mamá y hermano por haberme recibido en su casa y por el apoyo recibido por parte de ellos. A Valentina De Venanzi y al profesor y Lic. en Sociología Augusto de Venanzi por su colaboración a través del desarrollo de este trabajo.

Gracias a la Facultad de Ingeniería y a la Escuela de Petróleo de la Universidad Central de Venezuela por haberme dado la Educación y la oportunidad de formarme como profesional de carrera, quisiera también dedicarle este trabajo especial de grado esperando que éste sea de sumo provecho para ella.

Quiero agradecer a Dios y a todas las personas queridas con quienes he compartido todo este tiempo quienes han logrado este éxito conmigo.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a todas aquellas personas que intervinieron en la realización de esta tesis de grado la cual lleva por título: Diseño de una Base de Datos que Sirva de Insumo al Manual de Ingeniería de Producción Petrolera de la Escuela de Ingeniería de Petróleo de la UCV. Fase I, dentro de ese grupo de personas debo hacer una mención especial a los profesores Víctor Escalona nuestro tutor y amigo, Maria Teresa Vives y Maria Esther Hernández cuyos conocimientos, apoyo y colaboración influyeron de manera directa en el feliz término de esta investigación. Además de agradecer al profesor Norberto Bueno porque con su apoyo logró aumentar mi confianza como estudiante.

A mis padres Alberto y Raiza sin cuyo apoyo no hubiese culminado mis estudios. Este trabajo especial de grado se lo dedico a ellos por ser mi pilar en la vida. A Enrique sin cuyo amor, paciencia y apoyo no estuviera donde estoy en estos momentos. A mi hermano Nelson por tenerme paciencia, a veces. A mi tío que desde el cielo guió mi camino y a mi tía y primos por estar conmigo. A Francisco Cestari por la solidaridad, paciencia y ayuda en especial en estos últimos momentos en que más necesite su apoyo. Además de a mis amigos que los quiero mucho. A Valentina De Venanzi y al profesor y Lic. en Sociología Augusto de Venanzi por su colaboración a través del desarrollo de este trabajo.

Gracias a la Facultad de Ingeniería y a la Escuela de Petróleo de la Universidad Central de Venezuela por haberme dado la Educación y haberme dado la oportunidad de formarme como profesional de carrera, quisiera también dedicarle este trabajo especial de grado esperando que éste sea de sumo provecho para ella.

A Dios sin cuya ayuda seguro no estaríamos donde estamos ya que él es quien nos designa el destino, muchas gracias.

Diseño de una Base de Datos que Sirva de Insumo al Manual de Ingeniería de Producción Petrolera de la Escuela de Ingeniería de Petróleo de la UCV.

Fase I

Tutor Académico: Prof. Víctor Escalona

Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería de Petróleo.

RESUMEN

Es necesario siempre saber la cantidad de energía que tenga el yacimiento, debido a las diferentes formas que existen de extraer el petróleo. Además de la capacidad o habilidad que tenga el pozo para llevar los fluidos hasta la superficie debido a un diferencial de presión entre la presión estática del yacimiento (P_e) y la presión con que fluye el crudo en el fondo del pozo (presión de fondo fluyente, P_{wf}) (a esto se le conoce como **Índice de Productividad, IP**) y de allí hasta los tanques de almacenamiento o a las estaciones de flujo.

Aquellos pozos completados en yacimientos que tienen energía suficiente para elevar el fluido desde el fondo del pozo hasta la superficie y desde allí hasta las estaciones de flujo se conocen como pozos que producen por **Flujo Natural**. Para determinar si el pozo fluye por flujo natural, se deben determinar dos tipos de curvas independientes entre sí pero que se necesitan correlacionar, las cuales son: **Comportamiento de Afluencia** y **Comportamiento de Eflujo**. Si estas dos curvas se interceptan se puede decir que el pozo fluye naturalmente. En el caso de no haber intercepción entre estas curvas, (lo cual nos indica que el pozo no fluye naturalmente) es necesario implantar algún tipo de levantamiento artificial entre los cuales están:

El principio de la **Bomba de Cavidad Progresiva**, fue inventado en el año de 1932 por René Monieau y se ha utilizado durante muchos años como bomba de transferencia de fluidos, ha sido aplicado en la industria petrolera como técnica no convencional de levantamiento artificial por bombeo. Su diseño consiste en un rotor helicoidal sencillo, rotando excéntricamente dentro de un estator helicoidal elastomérico.

El **Levantamiento Artificial por Gas** o **Gas Lift**, es un método de producción que consiste en inyectar gas alta presión en la columna de fluidos de producción. Esto se hace con el objeto de disminuir la densidad del fluido fluyente y reducir el peso de la columna hidrostática en la tubería de producción. Básicamente, existen dos tipos de levantamiento artificial por gas denominados **Flujo Continuo** y **Flujo Cíclico (Intermitente)**.

El **Bombeo Mecánico**, consiste en una bomba de subsuelo de acción reciprocante, que es abastecida con energía transmitida a través de una sarta de cabilla. La energía proviene de un motor eléctrico o de combustión interna y la cual moviliza a una unidad de superficie mediante a un sistema de engranajes y correas. Este método tiene su mayor aplicación a nivel mundial en la producción de crudos pesados y/o extrapesados.

Diseño de una Base de Datos que Sirva de Insumo al Manual de Ingeniería de Producción Petrolera de la Escuela de Ingeniería de Petróleo de la UCV.

Fase I

Con la intención de poseer un texto eficiente e integral para el área de producción petrolera el cual incluya toda esta información se realizó este trabajo especial de grado con el fin de que sirva de insumo para dicho texto.

El instrumento elaborado (encuestas), detectó la inconformidad del estudiantado en las asignaturas: Ingeniería de Producción I e Ingeniería de Producción II, por la dificultad del manejo y proceso de la información.

La encuesta verificó la necesidad de la elaboración de un manual de producción petrolera integro, cónsono y veraz con contenido de figuras ilustrativas que visualizan con una mayor precisión y pedagogía de los procesos de producción.

ÍNDICE

	Pág
INTRODUCCIÓN.....	1
1 FUNDAMENTOS BÁSICOS.....	3
2 ÍNDICE DE PRODUCTIVIDAD.....	8
2.1 RANGO DE VARIACIÓN DEL IP.....	11
2.2 IMPORTANCIA DEL CONOCIMIENTO DEL IP.....	11
2.3 MEDICIÓN DEL IP EN LA PRÁCTICA.....	12
2.4 TECNOLOGÍA QUE PERMITEN EL CALCULO DEL IP.....	13
2.4.1 INSTRUMENTO PARA LA MEDICIÓN DE PRESIONES DE FONDO.....	13
2.4.1.1 INSTRUMENTO DE MEDICIÓN DIRECTA.....	14
2.4.1.2 INSTRUMENTO DE REGISTRO EN SUPERFICIE.....	18
2.4.2 TECNOLOGÍA DE TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.....	19
2.4.2.1 TRANSDUCTOR CAPACITIVOS.....	19
2.4.2.2 TRANSDUCTOR DE INDUCTANCIA VARIABLE.....	19
2.4.2.3 TRANSDUCTOR PIEZOELÉTRICO.....	19
2.4.2.4 TRANSDUCTOR POTENCIOMÉTRICO.....	20
2.4.2.5 TRANSDUCTOR DE ALAMBRE VIBRATORIO.....	20
2.4.2.6 TRANSDUCTORES STRAIN GAUGE.....	20
2.4.2.7 TRANSDUCTORES DE CRISTAL VIBRADOR.....	20
2.5 COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA.....	25
2.6 RELACIÓN DE COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA.....	25
2.7 CURVAS DE OFERTA Y DEMANDA DE LOS FLUIDOS.....	27
2.7.1 CURVA DE OFERTA DE LOS FLUIDOS (IPR).....	28
2.7.2 CURVA DE OFERTA DE LOS FLUIDOS LINEAL (IPR LINEAL).....	28

2.7.3 CURVA DE OFERTA DE LOS FLUIDOS SEGÚN VOGEL.....	29
2.7.4 COMBINACIÓN DE LOS MÉTODOS ANTERIORES.....	29
2.7.5 CURVA DE OFERTA DE LOS FLUIDOS SEGÚN STANDING.....	30
2.7.6 CURVA DE DEMANDA DE LOS FLUIDOS (TPR).....	31
2.7.7 COMPORTAMIENTO DEL IP CON EL DIFERENCIAL DE PRESIÓN SOBRE Y BAJO LA PRESIÓN DE BURBUJEO.....	34
2.7.8 ESTUDIO PRÁCTICO SOBRE LA RELACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA.....	37
2.7.9 MÉTODO LOG-LOG.....	38
2.7.10 MÉTODO FETKOVICH.....	40
REFERENCIAS GRÁFICAS.....	45
3 FLUJO NATURAL.....	46
3.1 COMPORTAMIENTO DE FLUJO VERTICAL.....	50
3.1.1 GRADIENTE DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA.....	50
3.1.2 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN.....	50
3.1.3 PÉRDIDAS DE FRICCIÓN POR DESPLAZAMIENTO.....	50
3.1.4 PÉRDIDAS DE FRICCIÓN POR ACELERACIÓN.....	50
3.2 REGÍMENES DE FLUJO MUTIFÁSICO VERTICAL.....	52
3.3 REGÍMENES DE FLUJO MUTIFÁSICO HORIZONTAL.....	55
3.4 ECUACIÓN GENERAL DEL GRADIENTE DE PRESIÓN.....	57
3.4.1 FLUJO MONOFÁSICO.....	58
3.4.1.1 FLUJO LAMINAR MONOFÁSICO.....	58
3.4.1.2 FLUJO TURBULENTO MONOFÁSICO.....	59
3.4.1.3 NÚMERO DE REYNOLDS.....	60
3.4.1.4 ECUACIÓN DE DARCY.....	63
3.4.1.5 FACTOR DE FRICCIÓN.....	63

3.4.1.6 FLUIDOS COMPRESIBLES.....	64
3.4.1.7 CAIDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS	65
3.4.2 FLUJO BIFÁSICO	65
3.4.2.1 ENTRAMPAMIENTO (HOLDUP) LÍQUIDO Y VELOCIDADES SUPERFICIALES.....	65
3.4.2.2 ENTRAMPAMIENTO (HOLDUP) LÍQUIDO.....	66
3.4.2.3 ENTRAMPAMIENTO (HOLDUP) DE GAS.....	66
3.4.2.4 DESLIZAMIENTO DE LAS FASES (SLIP, NO-SLIP).....	67
3.4.2.5 FACTOR DE ENTRAMPAMIENTO SIN DESLIZAMIENTO (NO-SLIP LIQUID HOLDUP λ_L).....	67
3.5 CURVAS DE GRADIENTE DE PRESIÓN.....	68
3.5.1 CORRELACIONES DE FLUJO MULTIFÁSICO VERTICAL.....	71
3.5.2 CORRELACIONES DE FLUJO MULTIFÁSICO HORIZONTAL.....	93
3.5.3 VARIABLES QUE AFECTAN LAS CURVAS DE GRADIENTE VERTICAL.....	101
3.5.4 VARIABLES QUE AFECTAN LAS CURVAS DE GRADIENTE HORIZONTAL.....	105
3.5.5 USO DE LAS CURVAS DE GRADIENTE DE PRESIÓN.....	105
3.5.5.1 MÉTODO DE LA PROFUNDIDAD EQUIVALENTE.....	106
3.5.5.2 MÉTODO GRÁFICO DE PROFUNDIDAD.....	106
3.5.6 COMBINACIÓN DE LAS CURVAS DE GRADIENTE VERTICAL Y HORIZONTAL EN UN POZO DE FLUJO NATURAL.....	111
3.5.6.1 PROCEDIMIENTO PARA TRAZAR LA CURVA DE GRADIENTE DE PRESIÓN EN TUBERÍAS VERTICALES.....	113
3.5.6.2 PROCEDIMIENTO PARA TRAZAR LA CURVA DE GRADIENTE DE PRESIÓN EN LAS LÍNEAS HORIZONTALES.....	113
3.6 COMPORTAMIENTO DE LAS CURVAS IPR Y TPR.....	119
3.7 ESTRANGULADORES.....	128

3.7.1 TIPOS DE ESTRANGULADORES.....	128
3.7.1.1 ESTRANGULADOR TIPO POSITIVO.....	128
3.7.1.2 ESTRANGULADOR TIPO AJUSTABLE.....	128
3.7.2 RAZONES POR LAS CUALES SE UTILIZAN REDUCTORES EN LOS CABEZALES DE LOS POZOS.....	130
3.7.3 RAZONES PARA UTILIZAR REDUCTORES ÓPTIMOS.....	131
3.7.4 FLUJO DE LÍQUIDO MONOFÁSICO.....	132
3.7.5 FLUJO DE GAS MONOFÁSICO.....	134
3.7.6 FLUJO GAS-LÍQUIDO.....	137
REFERENCIAS GRÁFICAS.....	151
4 BOMBEO MECÁNICO.....	155
4.1 MECANISMOS DE PRODUCCIÓN DE POZOS POR BOMBEO MECÁNICO.....	155
4.2 FUNCIONAMIENTO.....	157
4.3 ELEMENTOS SUBTERRANEOS.....	159
4.3.1 EQUIPOS DE SUBSUELO.....	159
4.3.1.1 BOMBAS DE SUBSUELO.....	159
4.3.1.1.1 PRINCIPALES ELEMENTOS DE LA BOMBA DE SUBSUELO.....	159
4.3.1.1.1.1 EL CILINDRO O BARRIL.....	159
4.3.1.1.1.2 EL ÉMBOLO O PISTÓN.....	159
4.3.1.1.1.3 LA VÁLVULA VIAJERA.....	159
4.3.1.1.1.4 LA VÁLVULA FIJA.....	159
4.3.1.1.2 FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE SUBSUELO..	163
4.3.1.1.3 CLASIFICACIÓN DEL EQUIPO DE SUBSUELO.....	164
4.3.1.1.3.1 LAS DE TIPO DE TUBERÍA.....	164
4.3.1.1.3.2 LAS INSERTABLES O DE CABILLA.....	164

4.3.1.1.3.3 LAS BOMBAS DE REVESTIDOR.....	164
4.3.1.1.4 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LAS BOMBAS DE SUBSUELO.....	169
4.3.1.1.4.1 PROFUNDIDAD DE LA ARENA PRODUCTORA.....	169
4.3.1.1.4.2 TIPOS DE FLUIDOS BOMBEADOS.....	169
4.3.1.1.4.3 PRODUCTIVIDAD DEL POZO.....	169
4.3.1.1.4.4 TEMPERATURA DEL FLUIDO.....	170
4.3.1.1.4.5 COSTOS DEL EQUIPO Y COSTOS DEL MANTENIMIENTO.....	170
4.3.1.1.5 CAPACIDADES Y EFICIENCIAS DE LAS BOMBAS DE SUBSUELO.....	172
4.3.1.1.5.1 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA, E_v	172
4.3.1.1.5.2 FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.....	172
4.3.1.1.6 APLICACIONES DE LAS BOMBAS DE SUBSUELO.....	174
4.3.1.1.7 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA DE SUBSUELO.....	174
4.3.1.2 CABILLAS DE SUCCIÓN.....	174
4.3.1.2.1 CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES DE LAS CABILLAS DE SUCCIÓN.....	176
4.4 ELEMENTOS SUPERFICIALES.....	179
4.4.1 UNIDAD DE BALANCÍN.....	180
4.4.1.1 ASPECTOS ESCENCIALES DEL DISEÑO DE LA UNIDAD DE BALANCÍN.....	181
4.4.1.2 CRITERIOS BÁSICOS EN LA SELECCIÓN DE BALANCINES.....	187
4.4.1.2.1 PRODUCTIVIDAD DEL POZO.....	187
4.4.1.2.2 PROFUNDIDAD.....	187

4.4.1.2.3 DISPONIBILIDAD DE BALANCINES.....	187
4.4.1.2.4 GRAVEDAD API.....	187
4.4.1.2.5 COSTOS.....	187
4.4.1.3 CRITERIOS SECUNDARIOS.....	187
4.4.2 UNIDADES HIDRÁULICAS DE SUPERFICIE USADAS EN EL BOMBEO MECÁNICO CON CABILLAS.....	188
4.4.2.1 PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LAS UNIDADES HIDRÁULICAS DE SUPERFICIE.....	189
4.4.2.2 IDENTIFICACIÓN DE LAS UNIDADES HIDRÁULICAS DE SUPERFICIE.....	190
4.4.3 MOTORES ELÉCTRICOS Y DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	190
4.5 COMPLETACIONES TÍPICAS UTILIZADAS EN POZOS POR BOMBEO MECÁNICO.....	193
4.5.1 COMPLETACIÓN PARA FLUJO POR TUBERÍAS.....	193
4.5.2 COMPLETACIÓN PARA FLUJO POR EL ESPACIO ANULAR.....	195
4.6 PROBLEMAS FRECUENTES EN POZOS DE BOMBEO MECÁNICO.....	198
4.6.1 PRUDUCCIÓN EXCESIVA DE FLUIDOS INDESEABLES.....	198
4.6.2 ARENAMIENTO.....	200
4.6.3 PROBLEMAS MECÁNICOS ASOCIADOS AL SISTEMA DE BOMBEO.....	200
4.7 MÉTODO DE CÁLCULO DEL SISTEMA DE BOMBEO MECÁNICO.....	201
4.7.1 DISCUSIÓN DEL MÉTODO.....	202
4.7.2 PROCEDIMIENTO DEL DISEÑO.....	205
4.7.2.1 USO DE TABLAS Y FIGURAS EMPLEADAS EN LOS CÁLCULOS.....	207
4.8 ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES DE PRODUCCIÓN POR BOMBEO MECÁNICO.....	237
4.8.1 DINAMÓMETRO.....	237
4.8.2 CARTA DINAGRÁFICA.....	238

4.8.2.1 INTERPRETACIÓN DE LAS CARTAS DINAGRÁFICAS.....	239
4.8.2.1.1 CARGAS OBTENIDAS USANDO UN DINAGRAMA	249
4.8.2.1.2 EFECTO DE CONTRAPESO OBTENIDO EN UN DINAGRAMA.....	250
4.8.2.1.3 POTENCIA EN LA BARRA PULIDA (<i>PRHP</i>) OBTENIDA DE UN DINAGRAMA.....	251
4.8.2.1.4 CÁLCULO DEL TORQUE INSTANTANEO USANDO UN DINAGRAMA.....	251
4.8.3 MÉTODO PARA DETERMINAR EL NIVEL DE FLUIDO.....	252
4.9 MÉTODO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR BOMBEO MECÁNICO FRENTE A OTROS MÉTODOS DE PRODUCCIÓN	254
REFERENCIAS GRÁFICAS.....	258
5 LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR GAS.....	261
5.1 DEFINICIÓN.....	262
5.2 TIPO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR GAS.....	263
5.2.1 INYECTANDO GAS CONTINUAMENTE (FLUJO CONTINUO).....	263
5.2.2 INYECCIÓN DE GAS EN FORMA ALTERNA O CÍCLICA (FLUJO INTERMITENTE).....	265
5.2.3 FLUJO PISTÓN.....	266
5.2.4 FLUJO CONTINUO EN TRES ETAPAS.....	266
5.3 APLICACIONES DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR GAS.....	267
5.3.1 APLICACIONES DE FLUJO CONTINUO.....	267
5.3.2 APLICACIONES DEL FLUJO CÍCLICO (INTERMITENTE).....	267
5.4 TIPO DE INSTALACIONES.....	267
5.4.1 INSTALACIONES CONVENCIONALES.....	268
5.4.1.1 INSTALACIONES ABIERTAS.....	268
5.4.1.2 INSTALACIÓN SEMI-CERRADA.....	269

5.4.1.3 INSTALACIÓN CERRADA.....	269
5.4.2 INSTALACIONES INTERMITENTES NO CONVENCIONALES....	270
5.4.2.1 INSTALACIÓN CON CÁMARA DE ACUMULACIÓN DE LÍQUIDO (CHAMBER LIFT).....	270
5.4.2.2 INSTALACIÓN CON PISTÓN VIAJERO (PLUNGER LIFT)..	271
5.5 DISEÑO DE INSTALACIONES DE LAG	273
5.5.1 OBJETIVOS.....	273
5.5.2 CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DEL MÉTODO.....	274
5.5.3 ETAPAS DEL DISEÑO.....	276
5.6 DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE INYECCIÓN.....	281
5.6.1 GRADIENTE DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN	281
5.6.2 GRADIENTE DE GAS.....	284
5.6.3 PROCEDIMIENTO GRÁFICO PARA LA DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE INYECCIÓN.....	288
5.7 ESPACIAMIENTO DE MANDRILES.....	289
5.7.1 ESPACIAMIENTO DE MADRILES PARA EL MÉTODO FLUJO CONTINUO.....	289
5.7.2 ESPACIAMIENTO DE MADRILES PARA EL MÉTODO FLUJO CICLICO (FLUJO INTERMITENTE).....	297
5.8 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE LAG.....	301
5.8.1 EQUIPOS DE SUPERFICIE.....	301
5.8.1.1 PLANTA COMPRESORA.....	301
5.8.1.2 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.....	301
5.8.1.3 EQUIPO DE MEDICIÓN Y CONTROL.....	301
5.8.1.4 RED DE RECOLECCIÓN DE FLUIDOS A BAJA PRESIÓN.	301
5.8.2 EQUIPOS DE SUBSUELO.....	309
5.8.2.1 MANDRILES.....	309

5.8.2.1.1 MANDRIL CONVENCIONAL.....	309
5.8.2.1.2 MANDRIL CONCÉNTRICO.....	309
5.8.2.1.3 MANDRIL DE BOLSILLO INTERIOR.....	311
5.8.2.2 RESISTENCIA DE LOS MANDRILES.....	311
5.8.2.2.1 TENSIÓN CAUSADA POR UN EXCESO DE PESO EN LA SARTA.....	312
5.8.2.2.2 ESTALLIDO DEBIDO A UN EXCESO DE PRESIÓN INTERNA.....	314
5.8.2.2.3 COLAPSO DEBIDO A UN EXCESO DE PRESIÓN EXTERNA.....	315
5.8.2.3 VÁLVULAS.....	318
5.8.2.4 COMPONENTES BÁSICOS DE UNA VALVULA LAG.....	319
5.8.2.4.1 VÁLVULAS OPERADORAS POR PRESIÓN DE GAS EN EL ANULAR.....	320
5.8.2.4.2 VÁLVULAS DE ESTRANGULAMIENTO.....	320
5.8.2.4.3 VÁLVULAS OPERADAS POR FLUIDO.....	320
5.8.2.4.4 VÁLVULAS CONBINADAS.....	320
5.8.2.5 CARACTERÍSTICAS DE LAS VÁLVULAS LAG.....	321
5.8.2.5.1 VÁLVULAS OPERADAS POR PRESIÓN DE GAS EN EL ANULAR.....	322
5.8.2.5.2 VÁLVULA PILOTO.....	338
5.8.2.5.3 VÁLVULA DE ESTRANGULAMIENTO.....	339
5.8.2.5.4 VÁLVULAS OPERADAS POR FLUIDOS.....	341
5.8.2.5.5 VÁLVULA DIFERENCIAL.....	347
5.8.2.5.6 VÁLVULAS COMBINADAS.....	348
5.8.2.6 CÁLCULO DEL ORIFICIO DE LA VÁLVULA.....	349
5.8.2.6.1 ECUACIÓN DE THORNHILL-CRAVER.....	350
5.8.2.7 CALIBRACIÓN DE LAS VÁLVULAS LAG.....	351

5.9 DISEÑO DE VÁLVULAS PARA FLUJO CÍCLICO.....	354
5.9.1 OBTENCIÓN DEL FACTOR DE RELACIÓN DE ÁREA (R).....	355
5.9.2 OBJETIVO DEL DISEÑO DE VÁLVULAS EN FLUJO CÍCLICO...	356
5.9.2.1 OBTENCIÓN DE LA PRESIÓN EN EL ANULAR A NIVEL DE LA VÁLVULA.....	356
5.9.2.2 OBTENCIÓN DE LA PRESIÓN DE LA TUBERÍA A NIVEL DE LA VÁLVULA	357
5.9.2.3 CÁLCULO DE LA PRESIÓN DE CIERRE A NIVEL DE LA VÁLVULA.....	367
5.10 VENTAJAS Y LIMITACIONES DEL MÉTODO DE LAG.....	376
5.11 COMPARACIÓN CON OTROS MÉTODOS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL.....	377
REFERENCIAS GRÁFICAS.....	385
6 CAVIDAD PROGRESIVA.....	390
6.1 RESEÑA HISTÓRICA.....	390
6.2 DEFINICIÓN Y FUNCIONAMIENTO.....	392
6.2.1 BOMBAS DINÁMICAS.....	392
6.2.2 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.....	392
6.2.2.1 BOMBAS DE MOVIMIENTO RECIPROCANTE.....	392
6.2.2.2 BOMBAS DE MOVIMIENTO ROTATORIO.....	392
6.3 BOMBAS DE CAVIDAD PROGRESIVA.....	393
6.3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS.....	393
6.3.2 EQUIPO DE SUPERFICIE.....	395
6.3.2.1 CABEZAL GIRATORIO	395
6.3.2.2 MOTOR.....	397
6.3.2.3 BARRA PULIDA Y SU GRAPA.....	397
6.3.2.4 PRENSA ESTOPA.....	398

6.3.3 EQUIPOS DE SUBSUELO.....	398
6.3.3.1 TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.....	398
6.3.3.2 SARTA DE CABILLAS.....	398
6.3.3.3 BOMBA DE CAVIDAD PROGRESIVA	399
6.3.3.4 ESTATOR.....	399
6.3.3.5 ELASTÓMERO.....	399
6.3.3.6 ROTOR.....	401
6.3.3.7 CENTRALIZADOR.....	401
6.3.3.8 BUJE.....	401
6.3.3.9 ANCLA O SEPARADOR DE GAS.....	401
6.3.3.10 ANCLA DE TUBERÍA.....	401
6.4 TERMINOLOGÍA.....	402
6.5 PRINPIOS DE OPERACIÓN.....	405
6.5.1 GEOMETRÍA.....	406
6.5.2 OPERACIÓN.....	412
6.5.3 DESPLAZAMIENTO.....	415
6.5.4 PRESIÓN DIFERENCIAL DE LA BOMBA DE CAVIDADES PROGRESIVAS.....	417
6.5.5 REQUERIMIENTO DE TORQUE Y POTENCIA	417
6.6 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS.....	418
6.6.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	418
6.6.1.1 CONDICIONES DE BOMBEO.....	419
6.6.1.1.1 DESPLAZAMIENTO DE LA BOMBA Y CAPACIDAD DE PRESIÓN.....	420
6.6.1.1.2 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DE LA BOMBA	422
6.6.1.1.3 TIPO DE ELASTÓMERO DE LA BOMBA Y REVESTIMIENTO DEL ROTOR.....	424

6.6.1.2 EFECTO DEL FLUJO.....	424
6.6.1.2.1 RÉGIMEN DE FLUJO.....	425
6.6.1.2.2 CAIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN.....	426
6.6.1.2.3 TORQUE RESISTIVO DE LA SARTA DE CABILLAS	427
6.6.1.2.4 FUERZAS DE LEVANTAMIENTO DE LA SARTA DE CABILLAS.....	427
6.6.1.3 CARGA DE LA SARTA DE CABILLAS	429
6.6.1.3.1 TORQUE Y CARGA AXIAL	429
6.6.1.3.2 ESFUERZO COMBINADO.....	431
6.6.1.4 DESGASTE DE LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN Y DE LA SARTA DE CABILLAS.....	431
6.6.1.5 TRANSMICIÓN DE POTENCIA.....	433
6.7 PROCESO DE DISEÑO.....	435
6.8 CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS.....	436
6.8.1 MOVIMIENTO EXCÉNTRICO DE LAS BCP.....	437
6.8.1.1 TENSIÓN SOBRE LAS CABILLAS.....	438
6.8.1.2 MÁXIMA RESISTENCIA AL TORQUE MECÁNICO (RELACIÓN EMPIRICA).....	438
6.8.1.3 ALTURA DE LA BOMBA.....	438
6.8.2 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA.....	438
6.8.3 SELECCIÓN DEL ELASTÓMERO ADECUADO.....	439
6.9 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS BCP.....	441
6.9.1 BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS INSERTABLES.....	441
6.9.2 BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS TUBULARES.....	441
6.9.3 COMPARACIÓN DE LAS BCP TUBULARES E INSERTABLES..	441
6.9.4 INSTACIÓN DE LOS SISTEMAS BCP.....	441

6.9.5 ARRANQUE DE LOS SISTEMAS BCP.....	446
6.9.6 OPERACIÓN DE LOS SISTEMAS BCP.....	447
6.9.7 PARADAS DE LOS SISTEMAS BCP.....	448
6.9.8 PARADA DE LOS SISTEMAS BCP PARA EL RETIRO DE LOS EQUIPOS DE SUPERFICIE.....	448
6.9.9 PRINCIPALES FALLAS DE LOS EQUIPOS.....	449
6.9.9.1 PRINCIPALES FALLAS QUE PRESENTAN LOS EQUIPOS DE SUBSUELO DE LOS SISTEMAS BCP.....	449
6.9.9.1.1 FALLAS EN EL ESTATOR.....	449
6.9.9.1.2 FALLAS EN EL SISTEMA ROTOR-CABILLAS	451
6.9.9.2 PRINCIPALES FALLAS QUE SE PRESENTAN EN LOS EQUIPOS DE SUPERFICIE DE LOS SISTEMAS BCP...	451
6.9.9.2.1 PRINCIPALES FALLAS.....	451
6.9.9.2.2 DIAGNÓSTICO DE FALLAS Y CORRECCIONES NECESARIAS	452
6.9.10 RANGO DE FUNCIONAMIENTO.....	456
6.10 VENTAJAS Y DESVENTAJAS.....	457
ANEXO DE BCP.....	461
REFERENCIAS GRÁFICAS.....	481
CONCLUSIONES.....	484
RECOMENDACIONES.....	485
BIBLIOGRAFÍA.....	486
ANEXO. MARCO METODOLÓGICO	488

INTRODUCCIÓN

La carencia de un material accesible que contenga todos los temas de las materias de ingeniería de producción I y II, implica la necesidad de construir una base de datos para alimentar la preparación de un manual que sirva de apoyo a los estudiantes de las mencionadas asignaturas.

A través de los años la economía de Venezuela ha dependido básicamente del petróleo (su búsqueda, detección, producción, explotación, refinación y comercialización), por esto la industria petrolera nacional ha tratado de obtener un mejor aprovechamiento de este recurso, de la forma más rentable posible y una de las formas más eficientes de alcanzarlo ha sido mediante una fase de producción óptima.

Es conocido que el petróleo se encuentra almacenado en formaciones geológicas conocidas como trampas estratigráficas o yacimientos. Además, el crudo es localizado por medio de perforaciones de pozos desde la superficie hasta los yacimientos o trampas estratigráficas, causándoles el menor daño posible a éstas. Ya localizado el petróleo, es necesario llevarlo desde el yacimiento hasta la superficie y de allí a los sitios de almacenamiento, refinación y venta, a este proceso se le conoce como **Proceso de Producción Petrolera**.

Uno de los procesos más importantes del negocio petrolero es la fase de producción de crudos, para lo cual se vale de diversos métodos de extracción. La fase de producción del petróleo es extremadamente importante, en virtud de que mediante esta se realizan los procesos de levantar el petróleo, ponerlo en especificaciones y transportarlo a su destino final.

Los pozos casi nunca producen solamente petróleo puro, sino viene asociado con gas y agua. Es decir, los pozos petroleros producen invariablemente petróleo, gas y agua, en distintas proporciones, pudiendo también producir arena e impurezas tales como azufre y algunos metales.

En consecuencia, para poder ponerlo en condiciones de ser refinado y comercializado, se hace necesario hacerlo pasar por las distintas etapas del proceso de producción, con el objeto de obtener un producto limpio: sin gas; mínimo contenido de agua y sedimentos (especificación: % AyS \leq 1%); y baja salinidad (entre 4 y 40 libras por cada 100 barriles). Esto se debe a que esas son las condiciones que se requieren para la refinación y comercialización del crudo.

El proceso de producción comienza en el yacimiento esto implica que es necesario hacer un análisis previo del tipo de yacimiento desde donde se va a producir el petróleo y de algunas de las propiedades más importantes. Además, es necesario efectuar un estudio completo sobre todo el recorrido que efectúa el fluido a través del pozo y de las instalaciones de superficie.

Lo ideal sería que todos los pozos produzcan por flujo natural y sus dos fuentes principales de energía para que un pozo produzca por el mismo son: gas y presión. Hay pozos que, a pesar de producir con un gran porcentaje de agua salada muy pesada, continúan produciendo por flujo natural debido a altas presiones que proporcionan un acuífero activo, aunque el gas que presente sea muy poco o inexistente. También existen los que producen con muy bajas presiones pero que poseen una relación gas-líquido alta.

Generalmente, esos pozos dejan de fluir naturalmente por un incremento en el corte de agua, o por una declinación de la presión estática del yacimiento. No obstante, pueden ser retornados a producción mediante diferentes métodos de levantamiento artificial. La manera de predecir que un pozo dejará de fluir naturalmente, consiste en graficar las curvas de demanda y la curva de oferta; cuando estas ya no se intercepten el pozo dejará de producir naturalmente.

A través de los años la gran mayoría de los pozos en Venezuela han dejado de producir naturalmente, lo cual ha ocasionado la necesidad de implementar los distintos métodos de levantamiento artificial existentes en la industria petrolera a nivel mundial. En la producción petrolera existen diferentes tipos de métodos de levantamiento artificial para cuando el pozo deja de fluir naturalmente los cuales son: Levantamiento Artificial por Gas o "Gas Lift"; Bombeo Mecánico o Varilla de Bombeo; Bombeo por Cavidades Progresivas; Bombeo Hidráulico; Bombeo Electro Sumergible; Bombeo Hidráulico Tipo Pistón; entre otros; los tres primeros son desarrollados en este trabajo especial de grado.

Cada uno de estos métodos de levantamientos artificiales tienen sus particularidades y sus distintas formas de operar, además de sus distintos equipos, pero todos tienen un mismo fin, el de extraer el crudo desde el yacimiento hasta las estaciones de flujo. Además, de numerosos factores que influyen en la selección de un equipo particular de levantamiento artificial, estos factores son: características de producción, propiedades de los fluidos, características del hoyo, características del yacimiento, plan de recobro a largo plazo, facilidades de superficie, localización, fuentes de potencia disponibles, problemas operacionales, tipo de completación, automatización, personal de operación, validez de servicio y economías relativas.

Con la finalidad de orientar y formar al estudiantado y a profesionales relacionados con la industria petrolera que deseen aprender y afianzar sus conocimientos con respecto a la producción de crudo, todos estos métodos han sido ampliamente analizados en este trabajo especial, de forma didáctica para facilitar y mejorar su instrucción, conteniendo gran cantidad de gráficos y figuras representativas de cada uno de los métodos de levantamiento artificial y de producción primaria. Además de contener ejercicios y problemas, para una mejor preparación y formación profesional. De allí la importancia e interés por conocer en forma integral los funcionamientos, principales componentes, comportamientos de producción, métodos de análisis y los adelantos en materia de operación y control de los diferentes métodos de producción de crudo.

1. FUNDAMENTOS BÁSICOS

La producción petrolera relaciona dos sistemas generales íntimamente conectados: primero el yacimiento, el cual es un sistema poroso en donde se encuentra el petróleo almacenado con unas características de flujo particulares; y de segundo la estructura natural y/o artificial, el cual incluye el pozo, el fondo del pozo, el arreglo de cabezal, los equipos de superficie, separación y facilidades de almacenamiento.

La extracción de petróleo viene representada por tres aspectos esenciales los cuales son: el lugar donde se encuentra localizado el crudo (yacimiento), un medio por donde extraerlo (pozo) y un medio como llevarlo hasta el sitio de almacenamiento.

El petróleo se encuentra almacenado en formaciones geológicas conocidas como trampas estratigráficas. Estas acumulaciones se presentan en las partes más porosas y permeables de los estratos, siendo estos principalmente areniscas, arenas, calizas y dolomitas, con aberturas intergranulares o con espacios porosos debido a diaclasas, fracturas y efectos de soluciones. Un **YACIMIENTO** es aquella parte de una trampa porosa que contiene petróleo, gas o ambos como un sistema hidráulico conectado, y a veces asociados a un acuífero.

Saber que existen trampas de petróleo es una cosa y localizarlas es otra bien distinta. Se han empleado muchos métodos para localizar trampas de petróleo, pero los más importantes son el levantamiento aéreo, la exploración geológica y la exploración geofísica. Los levantamientos aéreos se usan para obtener un cuadro general del área a explorar. Estructuras importantes de superficie, como los anticlinales y fallas, se pueden ver fácilmente y se pueden tomar nota de ellas para futuros estudios. La exploración geológica toma como base observaciones hechas sobre el afloramiento de capas de rocas en el área, potencialmente productiva de hidrocarburos. Partiendo de estas observaciones se hacen mapas geológicos detallados en los que se muestra la posición y forma de los afloramientos, así como descripciones de las características físicas y del contenido del fluido de los lechos expuestos. El tercer método de exploración, que es el más efectivo, es la exploración geofísica, el cual implica el empleo de equipos de superficie para buscar estructuras subterráneas que pudieran contener petróleo; la principal entre las técnicas usadas, es el método sísmico, que usa ondas de impacto dirigidas desde la superficie para localizar y describir formaciones subterráneas. Otros dependen de las propiedades gravimétricas o magnéticas de la tierra.

Una vez que existe la posibilidad de la presencia del petróleo en cierto lugar bajo la superficie, la única forma de verificar la existencia del mismo y luego extraerlo es perforar un pozo exploratorio desde la superficie hasta la trampa estratigráfica o yacimiento, para su localización veraz.

Una vez localizado el petróleo es necesario llevarlo desde el yacimiento hasta la superficie y de allí hasta los sitios de almacenamiento y refinación o venta, a esto se le conoce como el proceso de producción de petróleo.

Este proceso de producción comienza en el yacimiento lo cual indica que es necesario hacer un análisis previo del tipo de yacimiento desde donde se va a producir el petróleo y de algunas de las propiedades más importantes.

Entre las propiedades a estudiar se encuentran el tipo de fluido que se encuentra en el yacimiento, las propiedades físicas del mismo, las propiedades del fluido, la clasificación de los yacimientos y la cantidad de fluidos que se encuentran en él.

El tipo de fluido que se encuentra en el yacimiento puede ser petróleo, gas, agua, entre otros. Entre las propiedades físicas del yacimiento se encuentran la porosidad, permeabilidad, etc.

Los yacimientos se pueden clasificar según sus mecanismos de producción en:

- Yacimientos que producen por el gas en solución o por depleción, también conocidos como yacimientos volumétricos.
- Yacimientos que producen por empuje de gas o acuíferos.
- Yacimientos que producen por expansión de la capa de gas o segregación gravitacional.

Esto es sumamente necesario para saber si el yacimiento tiene suficiente energía para producir el crudo, además de poder estudiar la forma de cómo explotarlo.

Para estos estudios existe una rama dentro de la ingeniería de petróleo llamada **Ingeniería de yacimientos**, el cual se encarga de calcular el contenido de fluidos del yacimiento y los potenciales de recuperación, y el análisis y pronóstico del comportamiento del yacimiento por medio de diferentes métodos de producción.

La **Ingeniería de yacimientos** se define como la rama de la ingeniería de petróleo cuya función es el mantenimiento, evaluación y seguimiento de la explotación de un yacimiento de hidrocarburos de la manera más rentable y eficiente posible. El **Ingeniero de yacimientos** suministra los volúmenes de flujo para que sean manejados eficientemente y adecuadamente por el ingeniero de producción.

Como ya se ha dicho, para la localización de la trampa estratigráfica o yacimiento es necesario realizar una perforación desde la superficie hasta el

subsuelo, donde se piense se encuentra el petróleo, para que por medio de esta sean colocados los pozos por donde se extrae el petróleo. La rama de la ingeniería que tiene esta función es la **Ingeniería de Perforación**.

La **Ingeniería de Perforación** es la rama de la ingeniería de petróleo cuya función es optimizar la perforación de un pozo, en el menor tiempo posible y al menor costo, causando el mínimo daño a la formación, para así tener un mejor proceso de producción.

La **Ingeniería de Producción** se define como la actividad fundamental de la industria petrolera, que comprende en general la operación de los campos, perforación de pozos, reacondicionamientos, cálculo de las reservas probadas, conservación, manejos de oleoductos y plantas diversas, desarrollo de proyectos de recuperación secundaria, fortalecimiento del potencial, y muchas otras. En la medida en que avanza la evolución de la industria, la actividad de producción se complica con la demanda de mayores esfuerzos y continuas inversiones.

La producción es uno de los elementos constitutivos de los recursos. La tasa de producción se mide mecánicamente en las líneas de flujo de los pozos o por las cantidades almacenadas en los tanques de recolección. La producción de un yacimiento alcanza un máximo eficiente de la extracción y luego declina de acuerdo a precisas circunstancias naturales y, predecibles. La producción acumulada, es el volumen total sacado de los depósitos; a veces se habla incorrectamente de producción para referirse a la tasa de extracción, es decir, la cuantía producida en un lapso determinado (año, semana, día).

Índice de Productividad, IP , es un parámetro de suma importancia dentro de la producción petrolera, debido a que éste indica la capacidad o habilidad que tenga el pozo para llevar los fluidos hasta la superficie debido a un diferencial de presión hasta los tanques de recolección.

Para que exista flujo de hidrocarburos es necesario que exista un diferencial de presión. Para que exista este movimiento de fluidos desde la formación hacia el pozo es necesario que exista una mayor presión en la formación que en el fondo del pozo. La presión que existe en el fondo del pozo produciendo, se conoce como **Presión de Fondo fluyente (P_{wf})**. Si los pozos que se encuentran produciendo en un determinado campo se cierran, la presión a través de todo el campo tiende a ser igual. Esta presión de equilibrio se conoce como **Presión Estática** del campo (P_e).

Es importante conocer si un pozo tiene suficiente potencial para fluir naturalmente, entendiéndose por **Flujo Natural** rendimiento de un pozo por fuerza propia del yacimiento. Por lo general, la producción por flujo natural se logra en algunos campos durante la etapa inicial de su desarrollo.

La forma de saber si un pozo fluye naturalmente se realiza correlacionando dos curvas independientes entre sí, las cuales se conocen con el nombre de:

Comportamiento de Flujo de Entrada o Comportamiento de Afluencia (curva de oferta de los fluidos) y **Comportamiento de Flujo en la Tubería Vertical o Comportamiento de Eflujo** (curva de demanda de los fluidos).

La primera representa la habilidad que tiene el yacimiento para aportar fluidos a un determinado pozo y la segunda representa la habilidad que tiene un pozo conjuntamente con sus líneas de flujo superficiales para extraer fluidos del yacimiento. Si estas dos curvas se interceptan se puede decir que el pozo fluye naturalmente.

Las dos fuentes principales de energía para que un pozo produzca por flujo natural son: gas y presión. Cuando estas se agotan el pozo deja de fluir naturalmente, esto se observa cuando las curvas de oferta y demanda no se interceptan.

En el momento que esto ocurre es necesario implementar un método de levantamiento artificial. Entre estos métodos se encuentran: Bombeo Mecánico o Varilla de Bombeo; Levantamiento Artificial por Gas o "Gas Lift"; Bombeo Hidráulico; Bombeo Electro Sumergible; Bombeo Hidráulico Tipo Pistón; Bombeo por Cavidades Progresivas; entre otros.

Para el caso cuando se desea producir grandes volúmenes de fluidos, en pozos medianamente profundos y con grandes potenciales el método de levantamiento artificial aplicable es el **Bombeo Electro Sumergible** el cual su principio básico es transmitir en forma de presión, la energía de un motor eléctrico sumergido en el fluido del pozo causando un efecto de succión en el fondo del pozo.

El principio de la **Bomba de Cavidad Progresiva**, fue inventado en el año de 1932 por René Monieau y se ha utilizado durante muchos años como bomba de transferencia de fluidos, ha sido aplicado en la industria petrolera como técnica no convencional de levantamiento artificial por bombeo. Su diseño consiste en un rotor helicoidal sencillo, rotando excéntricamente dentro de un estator helicoidal elastomérico, el cual constituye una doble hélice con una longitud del doble del recorrido del rotor en un giro.

La geometría del ensamblaje determina una serie de cavidades separadas, pero idénticas. Cuando el rotor realiza el giro dentro del estator, estas cavidades se desplazan axialmente de una punta del estator a la otra, desde la succión a la descarga, creando acción de bombeo. Esta bomba se considera de desplazamiento positivo, debido a que las cavidades se encuentran selladas una a la otra. Empleando material elastoméricos, se maneja una gama de fluidos de manera eficiente.

El **Levantamiento Artificial por Gas o Gas Lift**, es un proceso de recuperación de petróleo en el cual se consigue la extracción adicional mediante la

inyección de gas natural a los pozos. Esto se hace con la finalidad de reducir el peso de la columna hidrostática en la tubería de producción.

Existen dos tipos principales de levantamiento artificial por gas conocidos como: **Flujo continuo** y **Flujo Cíclico (Intermitente)**. La selección de uno u otro tipo depende de la presión de fondo; de la disponibilidad del volumen y presión de gas requeridos, como de las características y condiciones del yacimiento.

El diseño y la instalación del sistema dependen de la selección de los elementos que van en el pozo: tipo de válvulas; espaciamiento y profundidad de colocación de las válvulas en la sarta; características de la sarta de revestimiento final y de educación; tipo de terminación del pozo y previsiones para posterior desencaje, cambio e inserción de elementos de la sarta, utilizando herramientas manipuladas desde la superficie por medio de un cable o alambre

El sistema de levantamiento artificial por gas esta constituidos por: el yacimiento, la sarta de producción y el equipo asociado, la línea de flujo, el separador, los equipos de medición y control, la planta compresora o fuente de gas de levantamiento de alta presión y las líneas de distribución del gas.

El yacimiento que ha de producir por **Bombeo Mecánico** tiene cierta presión, suficiente para que el petróleo alcance cierto nivel en el pozo. Por tanto, el bombeo mecánico no es más que un procedimiento de succión y transferencia casi continúa del petróleo hasta la superficie.

El balancín de producción, en apariencia y principio básico de funcionamiento se asemeja al balancín de perforación a percusión, imparte el movimiento de sube y baja a la sarta de varilla de succión que mueve el pistón de la bomba, colocada en la sarta de producción o de educación, a cierta profundidad del fondo del pozo.

En síntesis la ingeniería de producción juega un papel de suma importancia en la industria petrolera, sin restarle méritos a las otras ramas. Es decir, en la industria todo debe funcionar como un engranaje perfecto para asegurar el desempeño óptimo de la misma.

2. INDICE DE PRODUCTIVIDAD

El Índice de productividad ó IP es el potencial o habilidad de un pozo para producir fluido del yacimiento dependiendo de un diferencial de presión, además de ser un parámetro exclusivo del pozo y un indicador de la capacidad productiva del mismo.

La variación del IP depende de como fluctúa la tasa de producción y el diferencial de presión. El cual permanece constante para un rango amplio de variación de tasa de flujo, en tal forma que ésta es directamente proporcional a la presión diferencial de fondo. Donde la razón de la tasa de producción, en barriles fiscales por días, a la presión diferencial ($Pe - Pwf$), en libras por pulgadas cuadradas, en el punto medio del intervalo productor, y esto se conoce como la ecuación de índice de productividad:

$$IP = J = \frac{q}{Pe - Pwf} = \frac{q_o + q_w}{Pe - Pwf} \left[\frac{BPD}{lpc} \right] \quad \text{Ec. 2.1}$$

La presión estática del yacimiento (Pe) es la que origina las fuerzas para mover el fluido. La presión dinámica o presión de fondo fluyente (Pwf) a una tasa de producción dada, es la presión disponible en el fondo del pozo, después que el fluido sufre todos los descensos de presión durante su recorrido del yacimiento al hueco del pozo.

El IP es medido después de un período de cierre del pozo suficientemente largo para obtener equilibrio en la presión del yacimiento, empleando un medidor de presión de fondo se determina la presión estática (Pe), y luego que el pozo halla producido a una tasa estabilizada por un tiempo determinado se mide la presión de fondo fluyente (Pwf). La diferencia ($Pe - Pwf$) se denomina presión diferencial o caída de presión. La tasa de flujo se determina por medio de medidas en el tanque de almacenamiento o, en algunos casos, de medidas de los separadores o con medidores de desplazamientos positivos.

En otros pozos, con altas tasa de flujo se rompe la proporcionalidad y el IP disminuye (ver figura 2.1), esto se debe a la pronta perdida de energía del yacimiento y/o a otros factores: a.) turbulencias a altas tasas de flujo, b.) disminución en la permeabilidad del petróleo debido a la presencia de gas libre resultante de la caída de presión en el pozo, c.) aumento en la viscosidad del petróleo con caída de presión debajo del punto de burbujeo, ya que se libera gas en solución, o d.) reducción de la permeabilidad debido a la compresibilidad de la formación.

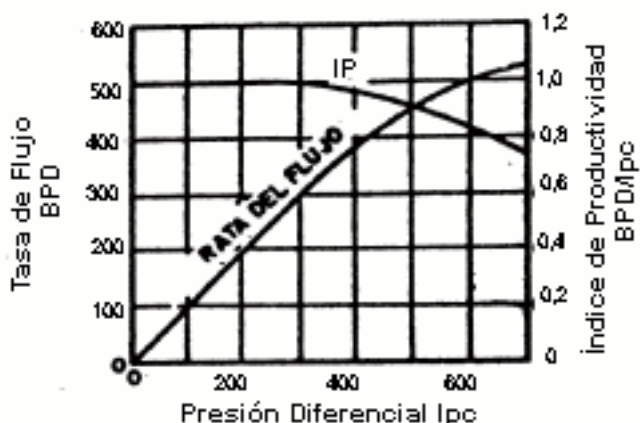


Fig. 2.1 Declinación del Índice de Productividad a Altas Tasas de Flujo

En yacimientos por empuje por depleción o lo que se denomina empuje por gas en solución los *IP* de los pozos decrecen a medida que la depleción procede, debido al aumento en la viscosidad del petróleo a medida que el gas es liberado de la solución, y a la reducción de la permeabilidad efectiva del petróleo en la roca a medida que la saturación del petróleo disminuye. Ya que cada uno de estos factores puede cambiar poco o mucho durante el proceso de depleción, el índice de productividad puede disminuir a una fracción pequeña de su valor inicial. Además como la permeabilidad del petróleo disminuye, existe un aumento correspondiente en la permeabilidad del gas, resultando en altas razones gas-petróleo. La tasa máxima a que un pozo puede producir depende del índice de productividad a las razones existentes en el yacimiento y de la presión diferencial disponible. Si la P_{wf} se mantiene cerca de cero, manteniendo en nivel del fluido en el pozo muy bajo, la presión diferencial disponible es entonces la presión existente en el yacimiento, y la tasa máxima de producción será $P_e \cdot J$.

En pozos que producen agua, el índice de productividad, basado en la producción de petróleo solamente, disminuirá a medida que el porcentaje de agua aumente debido a la disminución de la permeabilidad del petróleo, aunque no ocurra una caída considerable en la presión del yacimiento. En el estudio de estos pozos productores de agua a veces es práctico referir el índice de productividad en base del flujo total, incluyendo agua y petróleo, ya que en algunos casos el porcentaje de agua alcanza el 99% o más.

Comparando un pozo con otro en un campo dado, particularmente donde ocurren variaciones en el espesor neto productor y considerando los demás factores que afectan el índice de productividad esencialmente iguales, se usa a veces el índice de productividad específico (J_s), es decir, el *IP* dividido por el espesor neto producido en pie o

$$J_s = \frac{J}{h} = \frac{BPD/lpc}{pie} \quad \text{Ec. 2.2}$$

También se puede definir el *IP* de la manera:

$$J_o = \frac{q_o}{Pe - p_{wf}} = \left[\frac{BPD}{lpc} \right] \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$JM = \frac{W_o + W_w + W_g}{Pe - P_{wf}} = \left[\frac{lbs/D}{lpc} \right] \quad \text{Ec. 2.4}$$

Las variables que afectan el *IP* pueden ser analizadas utilizando la ec. 2.1 y la ecuación de Darcy para flujo radial, tanto para el agua como para el petróleo.

$$Q_w = 7,08 \frac{K_w}{\beta_w} * \frac{h}{\mu_w} * \frac{(Pe - P_{wf})}{Ln(re/r_w)} \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$Q_o = 7,08 \frac{K_o}{\beta_o} * \frac{h}{\mu_o} * \frac{(Pe - P_{wf})}{Ln(re/r_w)} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Sustituyendo la ec. 2.5 y 2.6 en la 2.1, se tiene

$$J = 7,08 * \frac{h}{Ln(re/r_w)} * \left(\frac{K_w}{\beta_w * \mu_w} + \frac{K_o}{\beta_o * \mu_o} \right) \quad \text{Ec. 2.7}$$

Con esta definición para el *IP* se observa que es función de los factores volumétricos y viscosidades de los fluidos además de ser función de las permeabilidades efectivas las cuales son funciones a su vez de la saturación de fluido en el yacimiento.

Realizando la siguiente aproximación:

$$\frac{7,08}{Ln(re/r_w)} = 1 \quad \text{Ec. 2.8}$$

Se obtiene:

$$IP = J = h \left(\frac{K_w}{\beta_w * \mu_w} + \frac{K_o}{\beta_o * \mu_o} \right) \quad \text{Ec. 2.9}$$

Para el caso de que no se produzca agua.

$$IP = J = \frac{h * K_o}{\beta_o * \mu_o} \quad \text{Ec. 2.10}$$

2.1 RANGO DE VARIACIÓN DEL IP

En la práctica los valores de *IP* son variados dependiendo de las características de variación de cada pozo y de la zona y del país donde se encuentre el pozo

En base a una experiencia general se han fijado los siguientes valores como indicativos de *IP* de un pozo.

$J < 0.5$ BPD/lpc	Es un <i>IP</i> bajo
$0.5 \leq J \leq 1.5$ BPD/lpc	Es un <i>IP</i> intermedio
$j > 1.5$ BPD/lpc	Es un <i>IP</i> alto

Aunque son raros los casos, se pueden conseguir valores tan bajos como 0,01 o menores y valores tan altos como 50 o más.

2.2 IMPORTANCIA DEL CONOCIMIENTO DEL IP

Como se ha podido observar, el *IP* permite conocer el potencial de la formación y constituye un factor muy importante en la evaluación de un pozo o de un tratamiento que se le realice a dicho pozo. Con el fin de complementar lo afirmado, se revisan los siguientes ejemplos:

- Un pozo produce regularmente durante un tiempo dado y de pronto comienza a disminuir su producción, se supone que dicho pozo produce por bombeo, se tienen las condiciones bajo las cuales produce el pozo: *q*, *Pwf*, *RGL*, diámetro de tubería, entre otros. Se puede construir un gráfico de *Pwf* vs. *q* y averiguar si el pozo realmente dejó de producir, ya que ya la formación no tiene suficiente potencial para hacer mover fluidos o si la bomba está dañada o es que existe algún otro defecto mecánico dentro del pozo.
- A un pozo se le realiza determinado tratamiento con el objeto de estimular la formación. Se comparan los valores de índice de productividad antes y después del tratamiento. Esta información permite determinar si el

tratamiento ha tenido éxito o no, y si ha tenido éxito se puede establecer si existe algún daño mecánico dentro del pozo.

- Se desea hacer el diseño completo de un pozo el cual se va a poner a producir de un determinado yacimiento. Haciendo uso del IP se puede determinar cual debe ser el diámetro óptimo de la tubería que se puede utilizar para obtener una determinada producción. De la misma manera se puede determinar cual debe ser el tamaño del estrangulador a utilizar para estas condiciones.

2.3 MEDICIÓN DEL IP EN LA PRÁCTICA

Luego de escoger el pozo al cual se le desea medir el IP se procede de la siguiente manera:

- 1.) Se introducen sensores electrónicos.
- 2.) Se cierra el pozo de 24 a 72 horas con el fin de obtener una restauración de presión.
- 3.) Se abre el pozo y se pone a producir a su tasa más baja por 48 horas, y se mide la presión de flujo de fondo, tomando la tasa de producción.
- 4.) El procedimiento se repite incrementando la tasa de producción.
- 5.) Se sacan los sensores electrónicos y se produce a una tasa estabilizada deseada.

Procedimiento de cálculo

- a.) Con el paso 1 y 2 se determina P_e .
- b.) Con el paso 3 y 4 se determinan los valores de P_{wf} .
- c.) Se gráfica P_{wf} en función de q .
- d.) Se determina la pendiente de la curva en el punto determinado por la tasa establecida en el punto 5.
- e.) $IP = -1/\text{pendiente}$.

2.4 TECNOLOGÍA QUE PERMITEN EL CÁLCULO DEL ÍNDICE DE PRODUCTIVIDAD

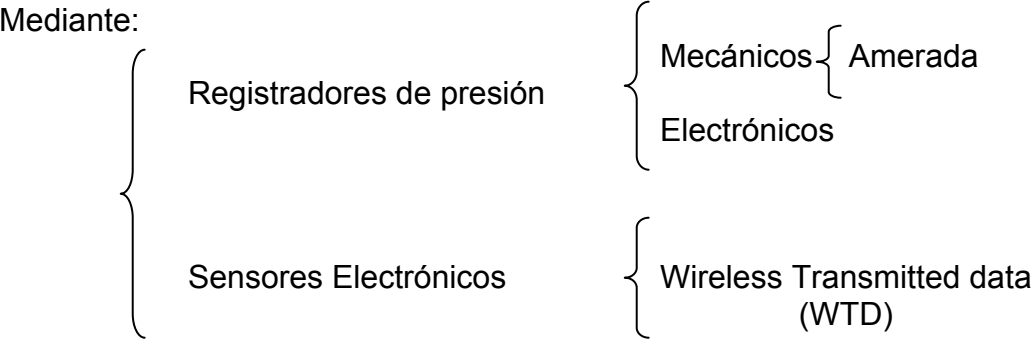
Por definición:

$$IP = \frac{q_o}{Pe - P_{wf}}$$

El numerador o tasa de producción, q_o , se obtiene fácilmente en la superficie, colocando el pozo en prueba, es decir, realizando una prueba de producción.

El problema se reduce a obtener los valores de la presión de fondo estática y fluyendo.

¿Como se miden estos parámetros ?



La bomba Amerada es la herramienta tradicional y la de más bajo costo. Su uso es común y difundido excesivamente.

Los dispositivos electrónicos son de reciente data y sólo se utilizan para pruebas sofisticadas requeridas para estudios especiales.

2.4.1 Instrumentos para la medición de presiones de fondo:

El uso de las mediciones de presión en ingeniería de petróleo se convirtió en una ciencia en el momento en que se desarrollaron dispositivos de medición lo suficientemente pequeños en diámetro para ser corridos a través del eductor. Actualmente las presiones de fondo son determinadas mediante instrumentos que registran la presión de forma continua. Sin embargo, limitaciones económicas hacen que aun se utilicen los instrumentos más antiguos y que se investigue en métodos alternativos para medir la presión de forma indirecta. De esta manera se pueden clasificar los instrumentos para la medición de las presiones de fondo en: mecanismo de medición directa e indirecta.

2.4.1.1 Instrumento de medición directa: básicamente existen dos tipos de dispositivos de medición directa:

Instrumento de guaya con registro interno: Este tipo de bombas han sido las más frecuentemente usadas en la industria del petróleo. Estos dispositivos son bajados dentro del pozo colgados de una guaya sólida, para luego ser retirados y recuperar la carta con el registro de presión obtenida en la prueba.

El artefacto tiene principalmente cuatro componentes:

1. Un dispositivo sensible a la presión.
2. Un registrador presión tiempo.
3. Un reloj.
4. Un termómetro.

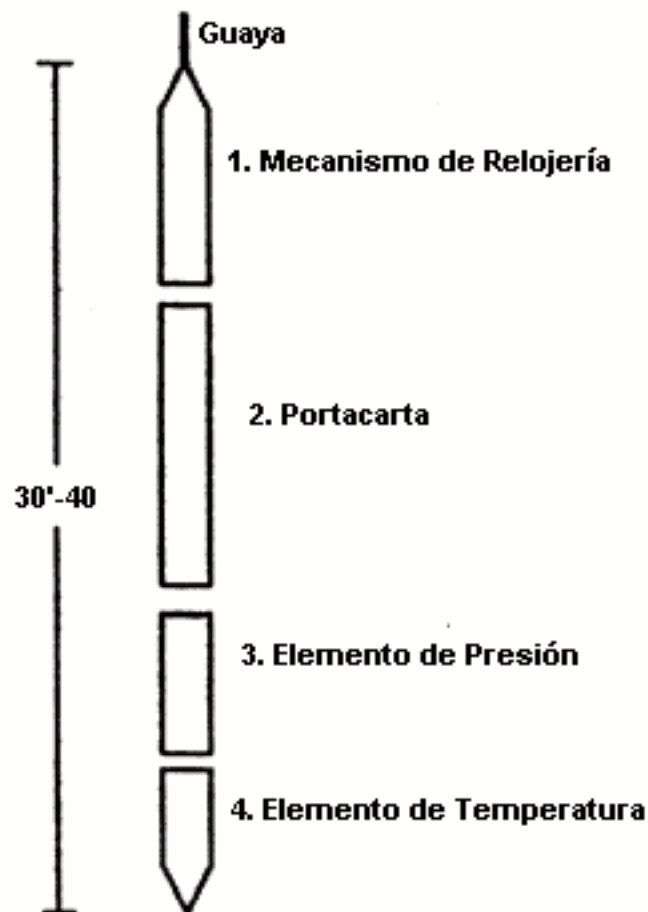


Fig. 2.2 Esquema de una Bomba Amerada Típica

El reloj está diseñado para funcionar a un intervalo específico de tiempo; si se desean más datos después de correr ese período de tiempo, la bomba debe ser extraída del pozo, preparada para una nueva prueba y reintroducida en el pozo. Los rangos de estos relojes varían desde 3 hasta 180 horas.

La bomba amerada RPG-3 es probablemente el dispositivo más usado. En la figura 2.2 se muestran las partes más importantes de este artefacto. El reloj en la parte superior del instrumento se conecta a una sección de registro, la cual contiene una carta metálica cubierta con una película negra. El reloj mueve la carta verticalmente hacia abajo, mientras esta permanece en contacto con un estilete a medida que el tiempo transcurre. El estilete está conectado a una varilla que oscila a medida que el tubo Bourdon se enrolla y desenrolla en respuesta a los cambios de presión. Así la presión es registrada en función del tiempo mediante el estilete, el cual marca una línea muy fina en la cubierta de la carta metálica (ver figura 2.3).

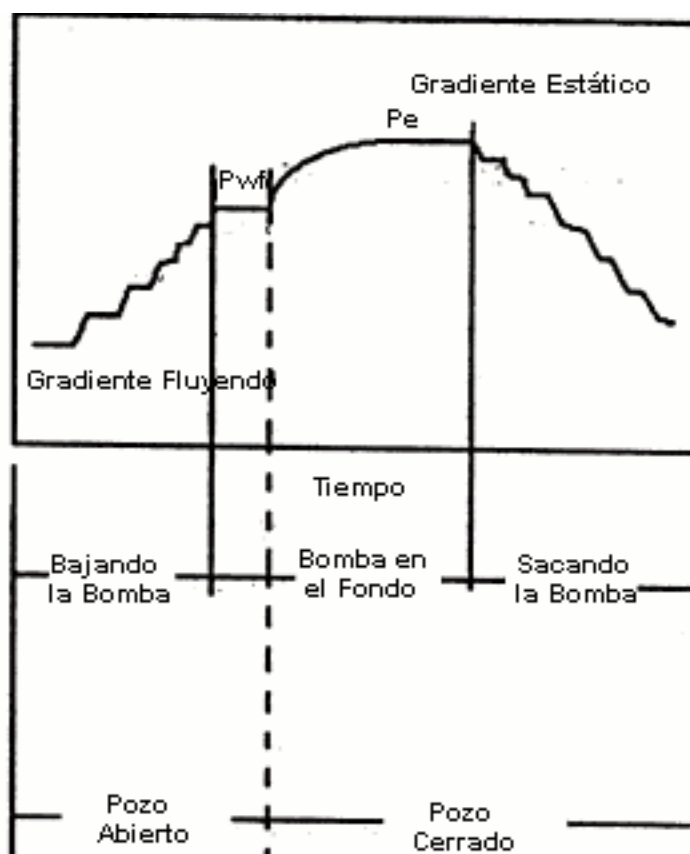


Fig. 2.3 Carta Típica de una Bomba Amerada

La escala de tiempo de la carta es de 5 "de largo y la de presión es de 2 ". Los elementos de presión tienen rangos que varían desde 500 hasta 2000 lpc. Esta bomba, disponible en diámetro de 1 "(RPG-3) y 1 ^{1/4} "(RPG-4), tiene una

exactitud de $\pm 0,25$ % de la lectura de la escala, por ejemplo una bomba de 2000 lpc se puede considerar que mide exactamente a ± 5 lpc cuando esta correctamente calibrada y se opera en su rango de temperatura.

En la bomba amerada RPG-3, el elemento de presión es un tubo Bourdon. El tubo esta anclado en su extremo inferior y está libre para rotar en la parte superior. El fluido entra en la parte inferior del manómetro y transmite la presión al tubo Bourdon, ocasionando que este se desenrolle y rote en su extremo libre. El tubo Bourdon esta lleno con aceite del fabricante. El aceite del tubo está protegido del fluido del pozo generalmente mediante un arreglo de filtros.

Otro dispositivo de guaya utilizado para la medición de presiones es la bomba Leutert-Hugel, con una exactitud de $\pm 0,025$ % de la escala y una precisión de $\pm 0,005$ % de la escala. En esta bomba, la presión del hoyo causa que un pistón opere contra la tensión de un resorte helicoidal. La extensión del pistón registrada en una carta metálica mediante un estilete, es convertida a presión mediante tablas de calibración. La alta exactitud de esta bomba es obtenida mediante la rotación continua del pistón medidor para minimizar la resistencia por fricción del instrumento. La rotación del pistón se obtiene mediante un reloj especialmente diseñado que simultáneamente mueve el estilete sobre la carta.

Las cartas utilizadas con las bombas pueden ser de papel o de metal. Las de papel tienen una cobertura abrasiva y se utilizan con estiletos de bronce o de oro. Sin embargo las cartas metálicas hachas de bronce, cobre o aluminio se prefieren generalmente debido a que no son afectadas por la humedad. Las cartas de metal poseen una cobertura de pintura. Las de cobertura negra se utilizan con estiletos de acero, los cuales pilen la superficie de la carta. Las placas con pintura blanca se usan con estilete de bronce o de oro.

Un pequeño lente de aumento y una escala de acero con divisiones de $0,01''$ es lo que generalmente se usa para leer cartas donde solamente una o dos lecturas de presión se van a realizar. Sin embargo cuando se van a hacer un gran número de lecturas, es ventajoso utilizar un dispositivo lector de cartas. Actualmente nuevos dispositivos electrónicos de lectura han mejorado la legibilidad y exactitud de estos medidores.

Todos los dispositivos de guaya deben ser calibrados en un probador de peso muerto a intervalos regulares. Para tener la máxima exactitud, el manómetro debe calibrarse antes del registro a una temperatura anticipada de fondo, luego se lleva a cabo el registro y después se lee la carta utilizando las líneas de calibración obtenidas inicialmente. Todo instrumento nuevo debe ser calibrado frecuentemente hasta que se haya demostrado su habilidad para retener la calibración. Antes de calibrar se debe aplicar y liberar varias veces una presión igual a la máxima permitida. También el elemento de presión debe ser calibrado a la temperatura del yacimiento a la cual se van a medir las presiones o se debe calcular un factor de corrección de temperatura para corregir las mediciones de

presión registradas a temperaturas diferentes a las de calibración. Durante la calibración, la válvula debe ser golpeada ligeramente para eliminar la fricción residual en las partes móviles del elemento. El elemento de presión debe ser seleccionado para operar en los tercios superiores del rango de presiones cuando se este en condiciones de hoyo. Se puede obtener mayor exactitud teniendo mayor cuidado a los detalles de la calibración y con el uso de instrumentos de comprobada exactitud.

El efecto de temperatura es una propiedad inherente de todos los metales y está presente en todas las bombas, aunque para algunas aleaciones es muy pequeño. Con estas excepciones, el cambio de temperatura debe ser considerado en las mediciones de presión. El método preferido es calibrar el instrumento de medición a la temperatura del yacimiento a la cual se va a medir la presión. La curva de calibración para la mayoría de los elementos de presión es una línea recta; por lo tanto se puede determinar un coeficiente de corrección por temperatura para un elemento de presión dado que se puede usar para corregir presión a otras temperaturas diferentes a la temperatura de calibración. Para una presión dada, preferiblemente tres cuartas partes de la presión máxima permitida para el elemento, se determina la deflexión de presión y la temperatura. Para la misma presión se determina la deflexión con una temperatura más alta, preferiblemente con 100 °F mayor.

Entonces:

$$C_T = \frac{d_2 - d_1}{d_1 * (T_2 - T_1)} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

C_T = *coeficiente de temperatura.*

T_1 = *temperatura inferior.*

T_2 = *temperatura superior.*

d_1 = *deflexión a T_1 para una presión dada.*

d_2 = *deflexión a T_2 para la misma presión.*

La deflexión corregida se puede calcular como:

$$d_c = \frac{d_o}{1 + C_T * (T_o - T_c)} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

d_c = *deflexión a la temperatura de calibración.*

d_o = *deflexión observada.*

T_c = *temperatura de calibración.*

T_o = *temperatura observada.*

Si es más conveniente, las deflexiones se pueden sustituir por las lecturas de presión en la ecuación 2.12. Las bombas con elementos de presión de acero usualmente tienen un coeficiente de temperatura de 0,0002 pulg. / °F.

Cuando se corre una bomba de presión a la profundidad requerida, debe permanecer el tiempo necesario para que se estabilice térmicamente, usualmente de 15 a 20 min. Si el instrumento no puede permanecer lo suficiente para llegar al equilibrio de temperatura, un termómetro de registro de temperatura máxima introducido en un contenedor cerrado como parte integral de la bomba, dará una lectura satisfactoria para la corrección de temperatura.

En las mayorías de las bombas, la corrección por temperatura se puede desprestigiar hasta por 200 ° F, excepto cuando se necesitan obtener medidas de presión muy precisas. Para temperaturas sobre los 200 ° F se requiere una corrección que solo se puede determinar mediante calibración.

La histéresis es una característica de los metales bajo esfuerzo que se debe conocer en las mediciones de presión. Debido a la histéresis la calibración de la bomba hecha con presiones creciente diferirá ligeramente de una calibración hecha con presiones decreciente. Si solamente se van a medir presiones estáticas, una calibración con presiones crecientes es satisfactoria, pero si se van a determinar una presión fluyente a partir de una condición estática, la histéresis puede ser de una magnitud suficiente para tener que tomarla en cuenta. Para determinar el efecto de la histéresis, el elemento de presión debe ser presurizado varias veces a una presión más alta que la anticipada en el pozo antes de correr la calibración, primero con presiones crecientes y después con presiones decrecientes. Esto reducirá sustancialmente el efecto de histéresis y se debería hacer cada vez que la bomba se va a correr dentro del pozo.

Procedimiento para correr la bomba amerada

Antes de la realización de la prueba, se debe hacer una prueba de producción a una tasa estable para obtener q_o , RGP , % A y S , P_{th} , Gravedad API, etc. Luego se deben seguir los siguientes pasos:

1. Colocar la bomba en el lubricador por 10 minutos. Introducir la bomba en la tubería de producción y bajarla lentamente.
2. Realizar paradas cortas de 5 minutos cada una a intervalos de profundidad espaciados de acuerdo a la profundidad del pozo, usualmente 1000 pies hasta llegar 500 pies sobre el tope de las perforaciones (obtención del gradiente fluyendo).
3. Continuar bajando con paradas de 10 minutos cada una a intervalos más cortos de 100 pies cada uno hasta llegar al tope de las perforaciones. Dejar la bomba parada durante 20 o 30 minutos (obtención de presión de fondo fluyente).

4. Si se va a realizar una restauración de presión, cerrar el pozo y dejar la bomba en el fondo hasta que la presión se estabilice.
5. Con el pozo cerrado extraer la bomba suavemente haciendo las misma paradas que se hicieron bajando (obtención del gradiente estático). La última parada será en el lubricador para chequear el funcionamiento del aparato.

2.4.1.2 Instrumento de registro en superficie

Los aparatos de registros en superficie se pueden dividir en dos categorías:

Permanente Instalados: los dispositivos de instalación permanente con registro de superficie se colocan generalmente pegados a la tubería de producción (ver figura 2.4). Este tipo de medidores son especialmente útiles para efectuar pruebas transiente en pozos con bombeo. El instrumento contiene un dispositivo que mide las presiones de fondo y las trasmite hasta la superficie para que se registren como función del tiempo. Este tipo de aparatos pueden suministrar datos de presión de forma continua u ocasional.

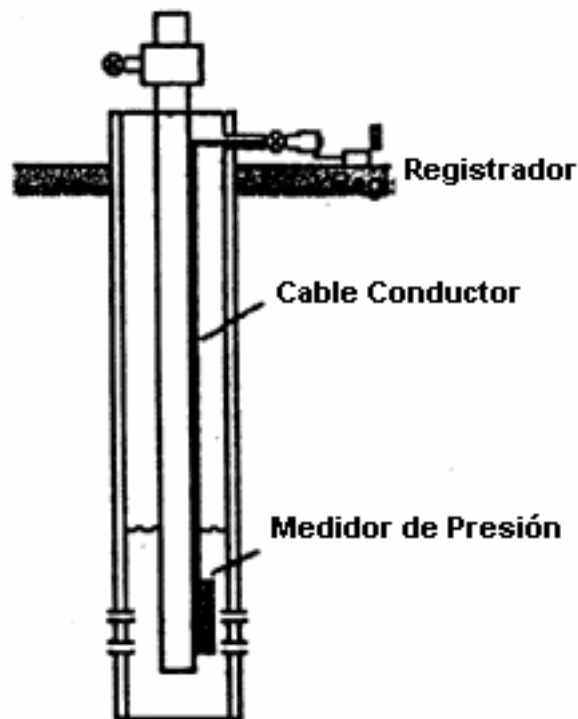


Fig. 2.4 Instalación Típica de Medidor de Presión en el Fondo

La mayoría de estos aparatos usan un cable conductor por el cual se transmiten las señales del sensor hasta la superficie. Normalmente el cable se encuentra pegado al exterior de la tubería de producción. Se debe tener cuidado de no dañar el cable cuando se introduce la tubería. Para evitar esto se utilizan protectores de acero para resguardar el cable mientras éste pasa a través de los cuellos del eductor. Para evitar los daños al cable que resultan del movimiento del eductor, se debe usar un ancla de tubería para aquellas instalaciones con bombeo mecánico.

De guaya: los dispositivos de guaya son similares en operación a los permanentemente instalados, con la diferencia que estos se corren en el hoyo con una guaya y son extraídos posteriormente a la medición.

Los dispositivos de registro en superficie contienen un elemento llamado transductor. El transductor es un aparato que convierte la energía de una forma a otra. Hay una gran variedad de transductores que permiten que señales de tipo no eléctrica sean convertidas a variaciones de voltaje, resistencia, corriente, capacitancia, etc. Las lecturas se pueden hacer a un intervalo seleccionado desde 1 segundo hasta 30 minutos o más. La frecuencia registrada en ciclos por segundo es convertida en libras por pulgada cuadrada gracias a una curva de calibración.

2.4.2 Tecnología de transductores de presión

2.4.2.1 Transductores capacitivos: en un transductor capacitivo, un diafragma esta colocado entre los dos platos de un capacitor. La presión ocasiona que el diafragma se desplace y ocurra un cambio de capacitancia. Las ventajas de un transductor capacitivo son: excelente respuesta a la frecuencia, baja histéresis, buena linealidad y excelente estabilidad y repetibilidad. Sus desventajas son: su sensibilidad a las variaciones de temperatura y a las vibraciones.

2.4.2.2 Transductor de inductancia variable: en este tipo de transductor una barra esta conectada mecánicamente a un tubo Bourdon espiral, a un diafragma o a un fuelle. Esta barra se encuentra en el campo magnético de un transformador de tipo "E ". El desplazamiento de la barra por la presión cambia la densidad de corriente en el transformador, resultando en una salida de corriente proporcional a la presión aplicada. Su principal ventaja es su construcción rústica apropiada para medios ambientes hostiles. Sus desventajas son la necesidad de excitación AC, pobre linealidad y susceptibilidad a campos magnéticos descarriados.

2.4.2.3 Transductor piezoeléctrico: el efecto piezoeléctrico es una propiedad exhibida por ciertos cristales que generan voltaje cuando están sujetos a presión. Cuando se aplica un esfuerzo a un material cristalino asimétrico como Bario, Titanio, Cuarzo o Sal de Rochell, se genera una carga eléctrica. Cuando se conecta un cristal piezoeléctrico a un diafragma, cuello o tubo Bourdon, la carga generada se puede hacer proporcional a la presión aplicada. Las ventajas de este dispositivo son su respuesta a la alta frecuencia (250 kHz), tamaño pequeño,

construcción rústica y su habilidad para soportar grandes presiones sin daños. Sus desventajas son su sensibilidad a la temperatura, incapacidad para realizar mediciones estáticas y los equipos electrónicos especiales requeridos.

2.4.2.4 Transductor potenciométrico: este transductor consiste en la unión de un potenciómetro con un diafragma, fuelle o tubo Bourdon. Sus ventajas son su bajo costo y sus circuitos electrónicos sencillos. Sus desventajas son su período de vida limitado, pobre resolución, gran histéresis y baja respuesta a la frecuencia.

2.4.2.5 Transductor de alambre vibratorio: un alambre delgado se conecta en tensión a un diafragma, fuelle o tubo Bourdon y se deja que vibre bajo la influencia de un campo magnético. La frecuencia de vibración del alambre está directamente relacionada con su tensión. Las ventajas de este dispositivo son su alta exactitud, baja histéresis y excelente estabilidad a largo plazo. Sus desventajas son su sensibilidad a los golpes y vibraciones, sensibilidad a la temperatura y la necesidad de equipo electrónico adicional.

2.4.2.6 Transductores Strain Gauge: un transductor strain gauge es un resistor sensible al esfuerzo montado a un diafragma, fuelle o tubo Bourdon. Cuando se aplica presión al resistor cambia su longitud física. Ocasionando un cambio en su resistencia. Hay cuatro tipos de transductores strain gauge: de alambre, de lámina, de diafragma y semi-conductor.

2.4.2.7 Transductores de cristal vibrador: en los transductores de cristal vibrador, un cristal es forzado por circuitos electrónicos a oscilar a su frecuencia de resonancia cuando un esfuerzo externo se aplica al cristal mediante un vínculo mecánico con un diafragma, fuelle o tubo Bourdon. La frecuencia a la que vibra el cristal aumenta en proporción al esfuerzo. En ciertos transductores de este tipo, la presión se aplica directamente al cristal. El cristal vibrador normalmente esta hecho de Cuarzo debido a sus propiedades elásticas excelentes, estabilidad a largo plazo y facilidad de excitación vibracional. Sus ventajas son su excelente exactitud, resolución y estabilidad. Sus desventajas son su sensibilidad a la temperatura y sus costos extremadamente altos. Actualmente se desarrollan nuevas tecnologías que mejoran la exactitud y confiabilidad de este tipo de aparatos.

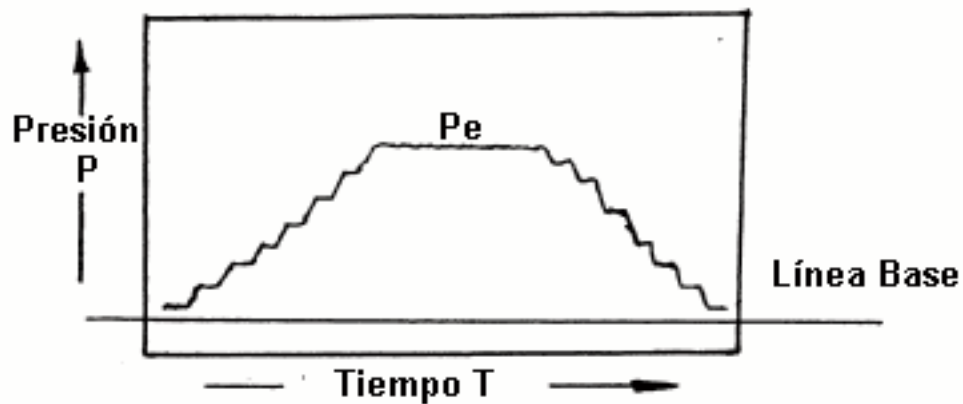
PRUEBAS CON BOMBA AMERADA

Básicamente tres:

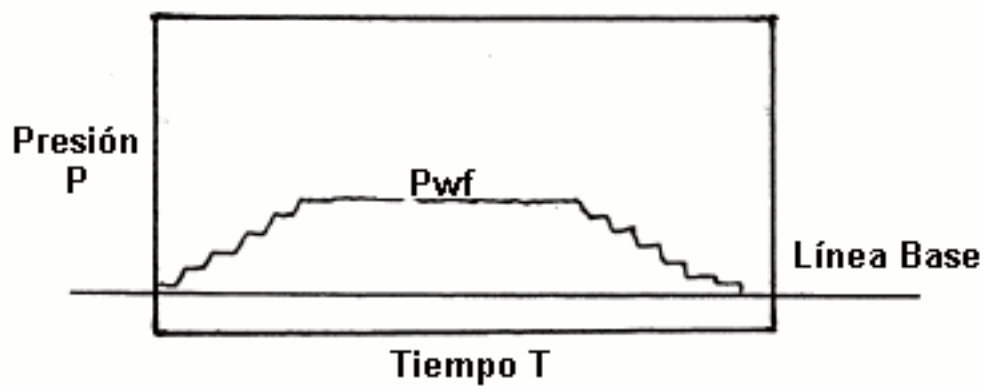
Tipo de prueba	Estado del Pozo	Que se obtiene
BHP-Estática	Cerrado	Gradiente de presión estático
		Presión de fondo estática $BHP_{ESTÁTICA} \rightarrow P_e$
		Temperatura Máxima de Fondo
BHP-Fluyendo	Abierto	Gradiente de presión Fluyendo
		Presión de fondo Fluyendo $BHP_{FLUYENDO} \rightarrow P_{wf}$
		Temperatura Máxima de Fondo
BUILD UP Pressure-B.U. o Prueba de Restauración de presión	Abierto (al comienzo) Cerrado (al final)	Gradiente de Presión - Fluyendo - Estático
		Presión de Fondo - Fluyendo $\rightarrow P_{wf}$ - Estático $\rightarrow P_e$
		Temperatura máxima de Fondo

Apariencia de la carta metálica

a-) Estática



b-) Fluyendo



c-) Build Up

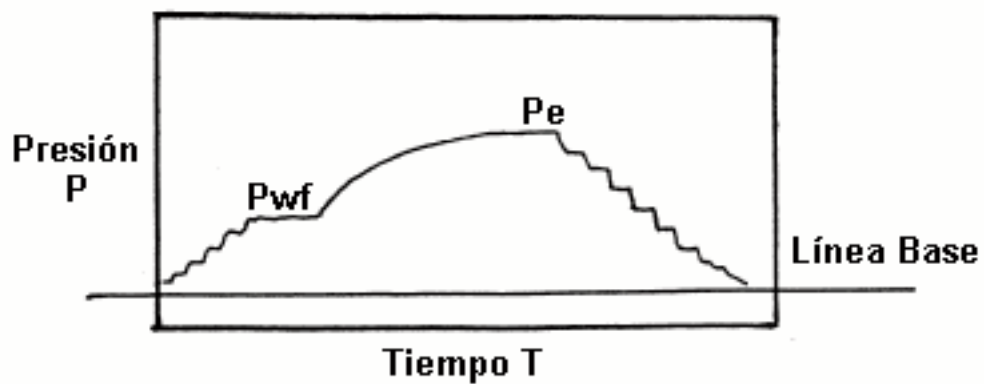


Fig. 2.4.a. Apariencia de la Carta Metálica

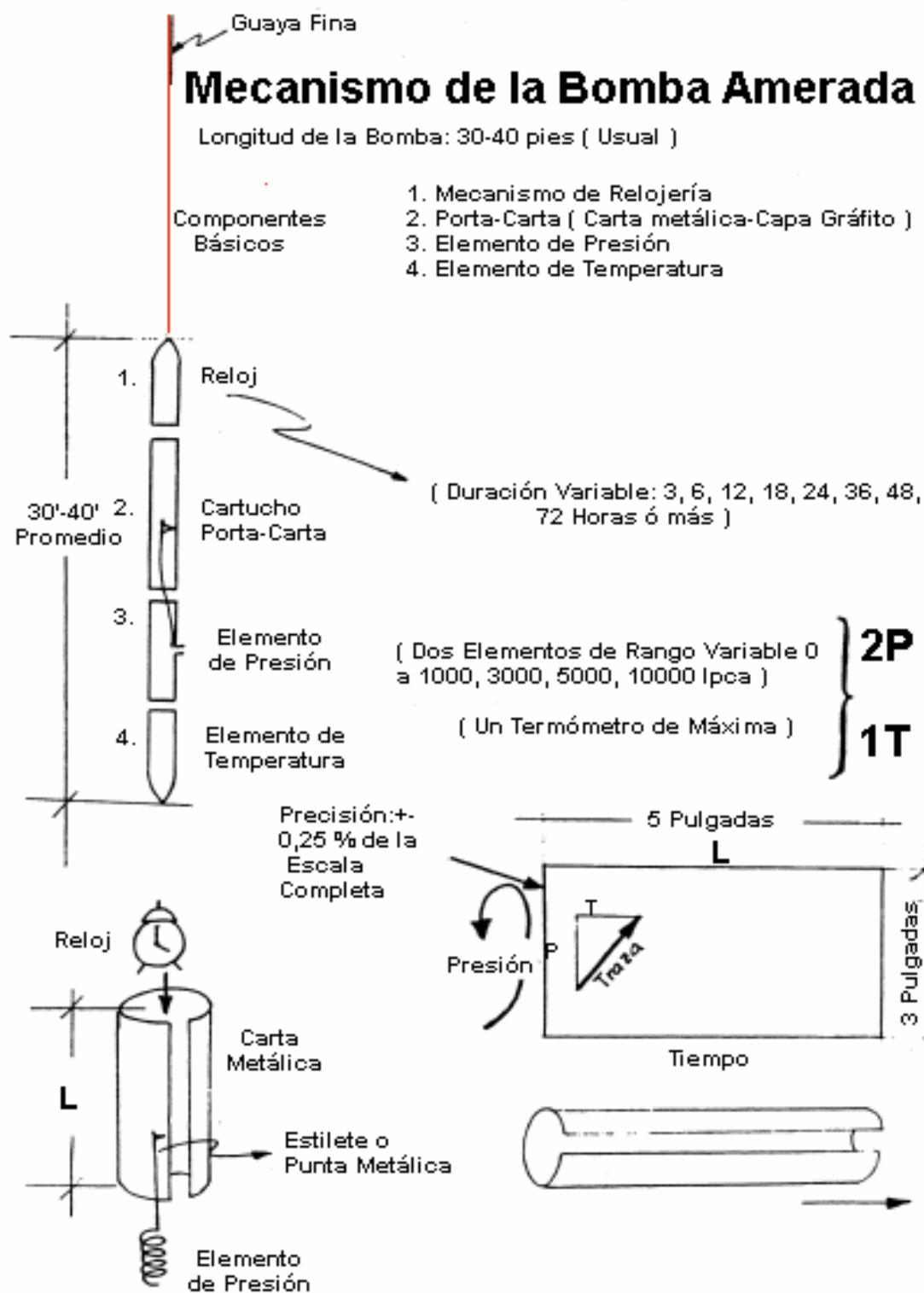


Fig. 2.4.b Mecanismo de la Bomba Amerada

2.5 COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA

La relación existente entre las presiones de fondo fluente y sus correspondientes tasas de producción recibe el nombre de **relación de comportamiento de afluencia** (*IPR*); y representa la habilidad que tiene el yacimiento para entregar fluidos al pozo. Generalmente esta relación se representa mediante un gráfico de P_{wf} contra q_L , donde q_L es la producción neta de líquidos.

La preparación de las curvas de *IPR* (relación del comportamiento de afluencia) para pozos de petróleo y gas, es muy importante en el análisis de sistemas de producción. A no ser que se tenga alguna idea acerca de la capacidad productiva de un pozo, el diseño y la optimización del sistema de levantamiento se hace muy difícil.

Este tema presenta los procedimientos que usan los ingenieros de producción como métodos abreviados para la preparación de las curvas del comportamiento de afluencia, para la cual siempre debe utilizarse la mayor información disponible. Por ejemplo, si se dispone de buenos modelos de simulación de yacimientos, estos deberán preferirse en lugar de los métodos o procedimientos cortos.

2.6 RELACIÓN DE COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA

El *IP* cambia a través de la vida productiva de un pozo para una condición de una caída de presión particular y también esta sujeto a cambios específicos bajo diferentes condiciones de caída de presión.

Si en un pozo se miden distintos *IP* durante el transcurso de su vida productiva, se obtiene la relación entre capacidad de producción y la correspondiente caída de presión o "DRAW DOWN", esta relación no es lineal. Ella se denomina comportamiento de afluencia y se muestra en la figura 2.5

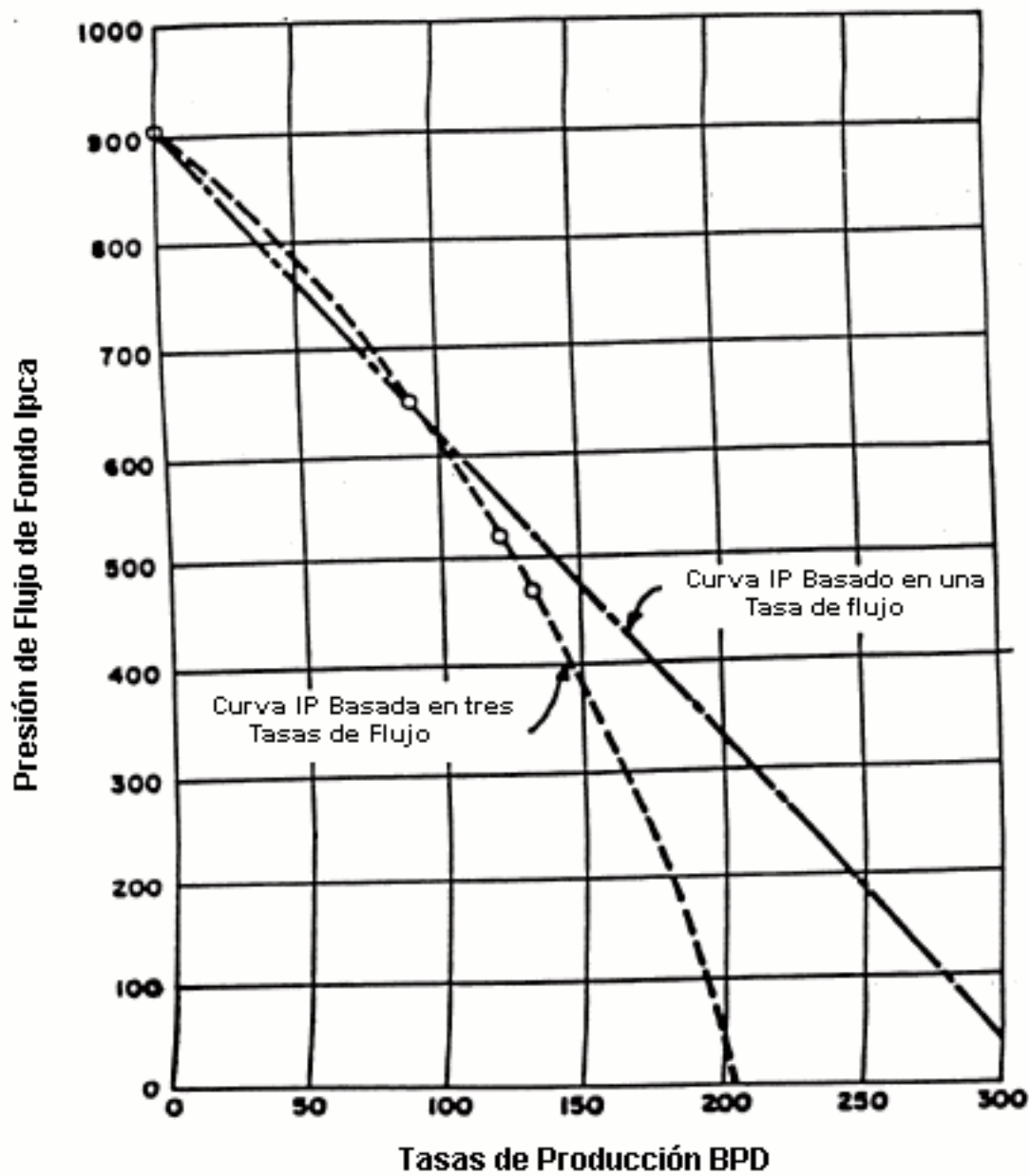
De la ecuación 2.1 q , P_e y P_{wf} deben ser determinados simultáneamente. Suponiendo que el *IP* sea constante e independiente de la tasa de producción se tiene la siguiente expresión:

$$P_{wf} = P_e - \frac{q}{IP} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Si P_e se considera constante, P_{wf} se puede expresar en términos de q e *IP*. Si *IP* es constante, se obtiene una línea recta entre P_{wf} y q .

Haciendo una representación gráfica de P_{wf} vs. q , se llega a lo siguiente:

$$\begin{aligned} q = 0, \quad P_{wf} &= P_e, \\ P_{wf} = 0, \quad q &= q_{max} \end{aligned}$$



2.5 Curva de Relación de Comportamiento de Afluencia (IPR)

De lo anterior se supuso que el IP era independiente de la tasa de producción, pero eso no es cierto, luego es lógico suponer que la figura 2.5 representará cierta curvatura; donde el IP no es constante. Luego, el IP a una tasa de producción dada es definido como la tasa de producción con el diferencial de presión:

$$IP = \operatorname{tg}\theta = \frac{dq}{dP_{wf}} \quad \text{Ec. 2.14}$$

La forma de la curva y dirección de la curvatura implica una disminución del IP con un aumento de la tasa de producción.

2.7 CURVAS DE OFERTA Y DEMANDA DE LOS FLUIDOS

El gráfico de P_{wf} contra su correspondiente tasa de producción de líquidos, representa la habilidad que tiene un yacimiento para aportar fluidos a un determinado pozo. A esta curva se le denomina **Relación del comportamiento de afluencia (IPR)**, o también, **Curva de oferta de los fluidos**, figura 2.6

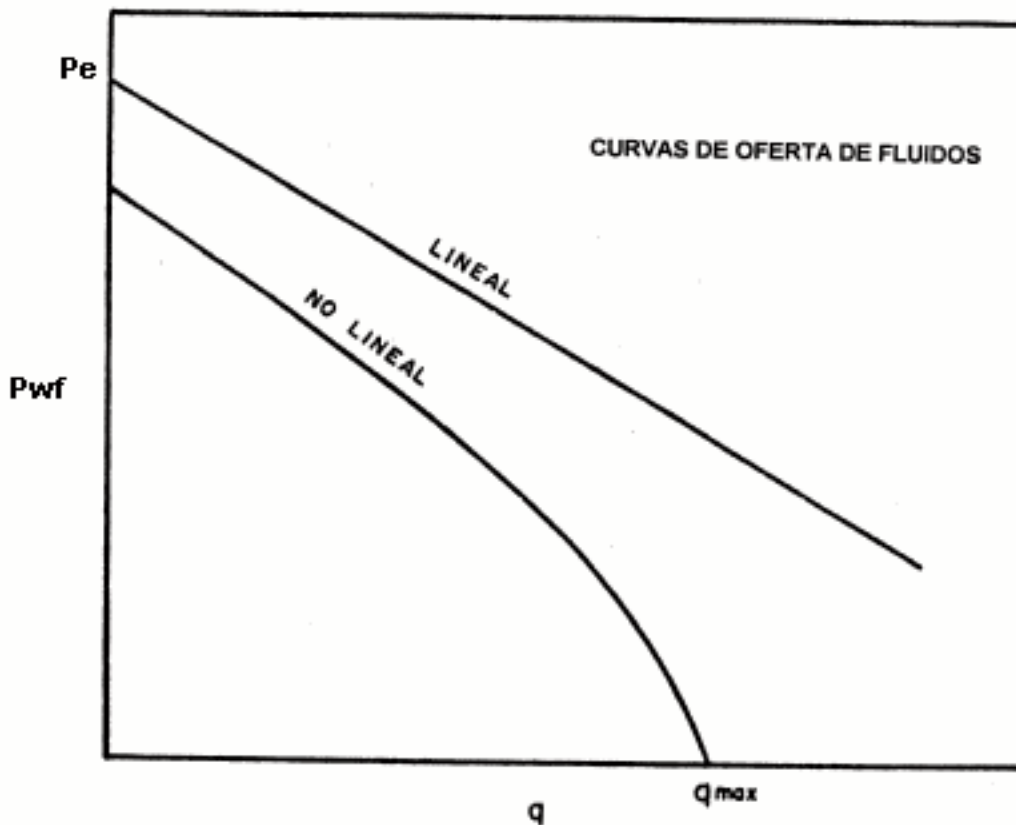


Fig. 2.6 Curvas de Comportamiento de Afluencia (IPR)

2.7.1 Curva de oferta de los fluidos (IPR)

Define la relación que existe entre la tasa de líquido producido en la superficie y la presión de fondo fluente del pozo, es decir, es el flujo desde el yacimiento hasta el pozo, el cual viene dado por la gráfica de la tasa de producción (q) vs. La presión de fondo fluente (P_{wf}).

Existen diferentes maneras de representar la curva *IPR* y estas dependen de las condiciones del yacimiento.

2.7.2 Curva de oferta de los fluidos lineal (IPR lineal)

En su forma más simple la *IPR* representa una línea recta, en este caso la tasa será directamente proporcional a la caída de presión en el yacimiento, esta constante de proporcionalidad es también conocida como **Índice de productividad** y es aplicable en yacimientos con presión de fondo fluente mayor a la presión de burbujeo. Figura 2.7.

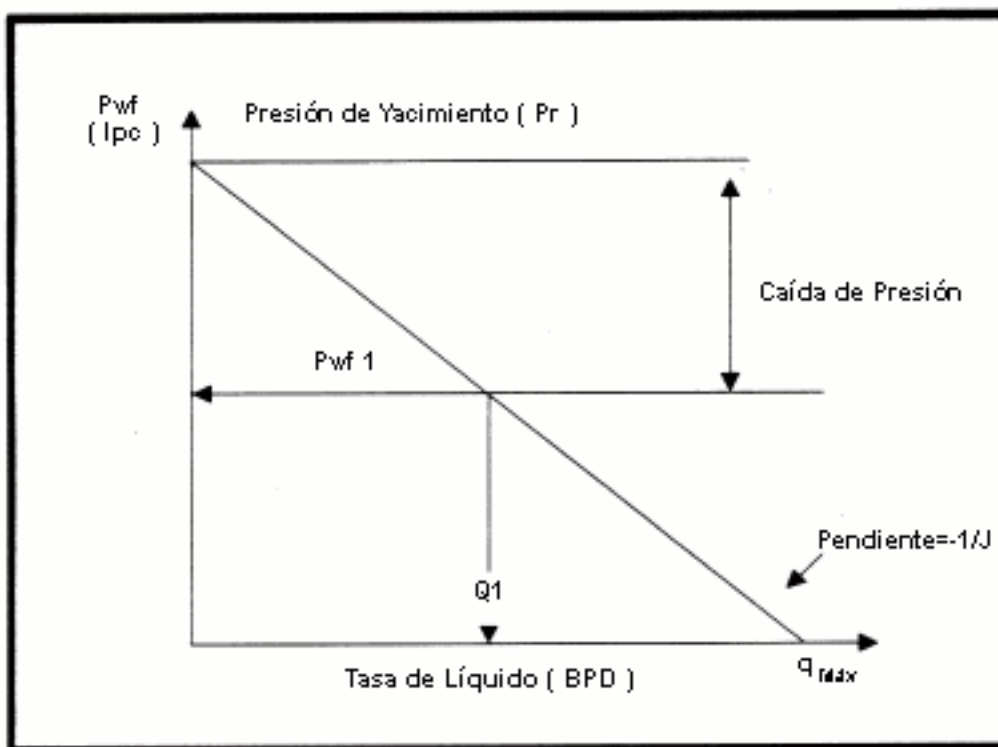


Fig. 2.7 IPR Lineal

En esta representación de la *IPR* lineal, el inverso de la pendiente de la línea representa el índice de productividad y el potencial máximo del pozo a P_{wf} igual a cero, para lo cual se partió de la ecuación: $q = J * (P_e - P_{wf})$, donde el

valor de J del pozo se supuso constante independientemente de la producción del pozo, lo que originó que las posibilidades de producción de la formación cayeran sobre una línea recta. Sin embargo casi siempre se puede esperar que la línea sea curva y el valor de J decrece al incrementarse los valores del diferencial de presión.

2.7.3 Curva de oferta de los fluidos según Vogel (IPR según Vogel)

Vogel ofreció una solución al problema de flujo bifásico en el yacimiento desarrollando la siguiente ecuación:

$$\frac{q}{q_{\max}} = 1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{Pr} \right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{Pr} \right)^2 \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde:

q = tasa de líquido (BPD)

q_{\max} = tasa máxima de líquido (BPD).

P_r = presión del yacimiento (lpc).

P_{wf} = presión de fondo fluyente (lpc).

Se llega a esta conclusión a partir de una ecuación computarizada para distintos yacimientos con empuje por gas en solución donde la presión media del yacimiento es menor que la presión en el punto de burbujeo y para diferentes propiedades del fluido.

2.7.4 Combinación de los métodos anteriores

Con la combinación de los métodos anteriores se puede generar la IPR cuando la presión de fondo fluyente está por debajo de la presión de saturación. La IPR completa puede construirse si se conoce el índice de productividad existente en el punto de burbujeo (figura 2.8).

Las siguientes ecuaciones son aplicadas en la construcción de la IPR completa.

$$q_b = J * (Pr - P_b) \quad \text{Ec. 2.16}$$

$$q_{\max} = q_b + \frac{J_b}{1,8} \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$q_{\max} = q_b * (q_{\max} - q_b) * \left[1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{P_b} \right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{P_b} \right)^2 \right] \quad \text{Ec. 2.18}$$

Donde:

q_b = tasa a la presión de burbujeo.

J_b = índice de productividad a la presión de burbujeo.

Para una presión por debajo del punto de saturación, J se determina de la siguiente manera:

$$J = \frac{q}{Pr - Pb + \frac{Pb}{1,8} * \left[1 - 0,2 * \left(\frac{Pwf}{Pb} \right) - 0,8 * \left(\frac{Pwf}{Pb} \right)^2 \right]} \quad \text{Ec. 2.19}$$

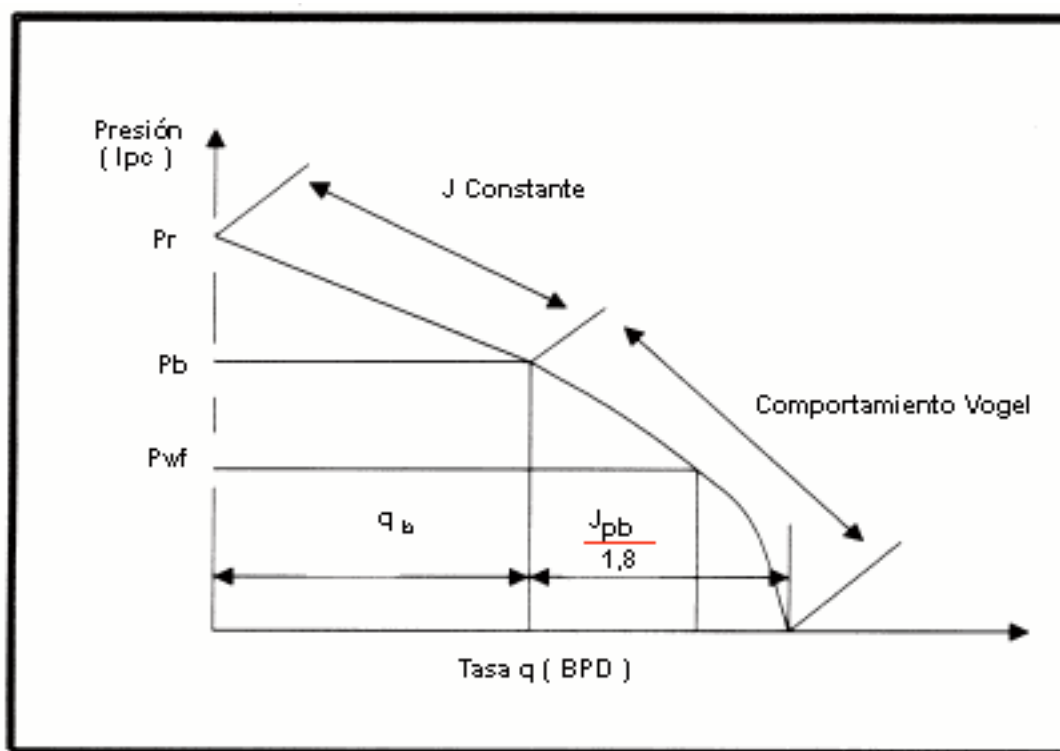


Fig. 2.8 Combinación del Método de la IPR lineal y la IPR de Vogel

2.7.5 Curva de oferta de los fluidos según Standing

Standing extendió el trabajo de Vogel para tomar en cuenta cuando la eficiencia de flujo (EF) era distinta a 1.

$$EF = \frac{Pr - Pwf}{Pr - Pwf'} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Donde:

Pwf' = presión de fondo ideal (libre de daño), lpc.

Pwf = presión de fondo fluyente actual, lpc.

Pr = presión estática del yacimiento, lpc.

Standing presenta la figura para valores de EF entre 0,5 y 1,5 un paso inicial necesario para utilizarla es determinar q_{max} para una EF igual a 1, posteriormente la tasa de flujo puede ser determinada para cualquier otra eficiencia de flujo y cualquier fluyente en el fondo. Por tanto, una curva de IPR puede ser construida para eficiencia de flujo mayor que 1 ó menores de 1. La solución puede ser obtenida a partir de las siguientes ecuaciones:

Resolviendo la ecuación de EF para P_{wf}' :

$$P_{wf}' = Pr - (Pr - P_{wf}) * EF \quad \text{Ec. 2.21}$$

Así, la ecuación de Vogel puede ser utilizada directamente:

$$\frac{q}{q_{max}} = 1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}'}{Pr} \right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}'}{Pr} \right)^2$$

2.7.6 Curva de demanda de los fluidos (TPR)

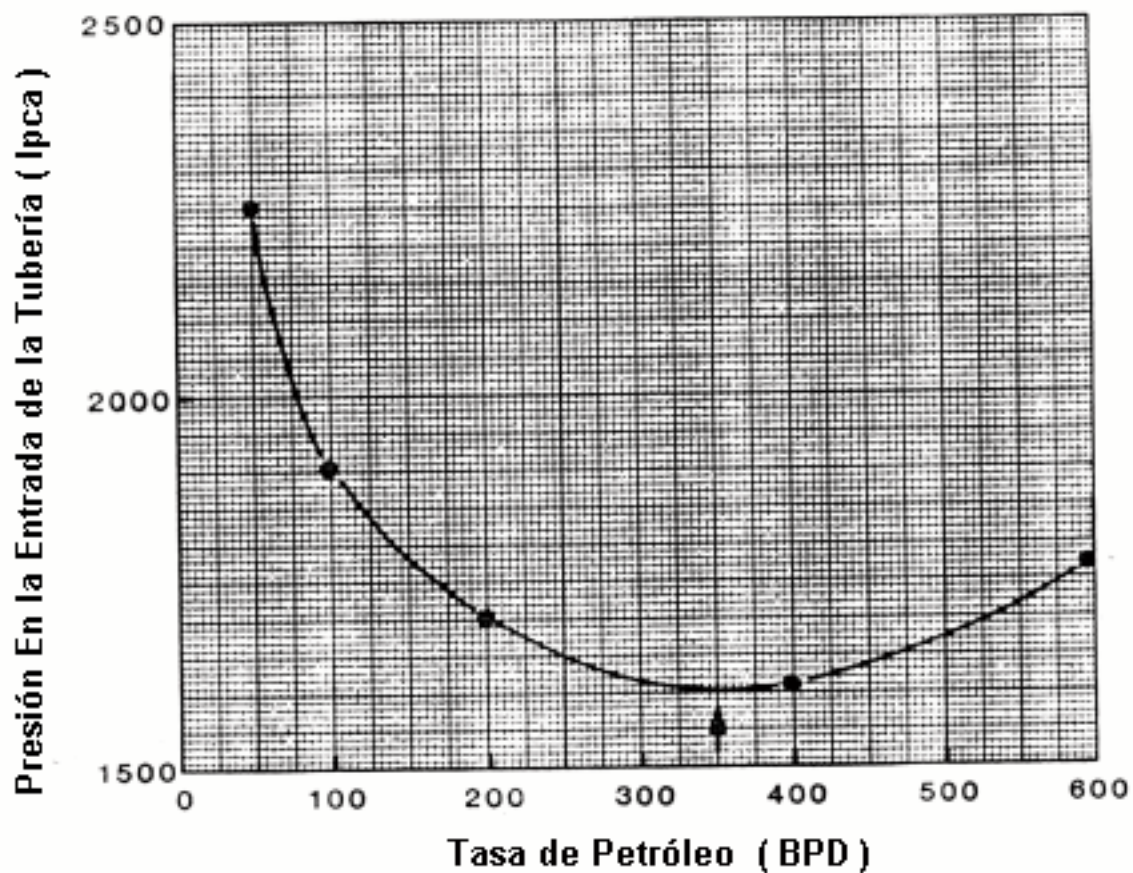
La representación gráfica de la habilidad que tiene un pozo conjuntamente con sus líneas de flujo superficiales, para extraer fluidos del yacimiento, se conoce como **Relación del comportamiento de Eflujo o Curva de demanda de los fluidos (TPR)**. Figura 2.9.

Las curvas IPR y TPR son independientes entre si, pero dado que el volumen de fluido que aportará un yacimiento a determinado pozo, aumenta a medida que la presión fluyente en el pozo disminuye, y a que el pozo, conjuntamente con sus líneas superficiales, necesita mayor presión fluyente en el fondo para aumentar el volumen de fluido a levantar, debe existir una presión de fondo fluyente única, para la cual, el volumen de fluidos que aporta el yacimiento sea igual a que el pozo es capaz de extraer.

La tasa de producción correspondiente a la presión de fondo fluyente mencionada se denomina **Tasa de producción en equilibrio o Punto de flujo natural** y esta dada en un momento determinado por la intersección de la curva de oferta con la curva de demanda de fluidos (figura 2.10).

Como las variables que afectan la forma de las curvas de oferta y demanda cambian lentamente con el tiempo y/o la producción acumulada de fluidos, la tasa de producción de equilibrio no cambia bruscamente a menos que se altere instantáneamente el estado mecánico del pozo.

La curva de demanda es elaborada independientemente de la curva de oferta. Para preparar esta curva, se asumen varias tasas de flujo (q_i) y se determinan las presiones de fondo fluyente correspondientes a cada una de ellas. En la figura 2.11 se presenta en forma esquemática la construcción de la curva.



**Fig. 2.9 Curva de Comportamiento de Eflujo
Curva de Demanda de Fluidos**

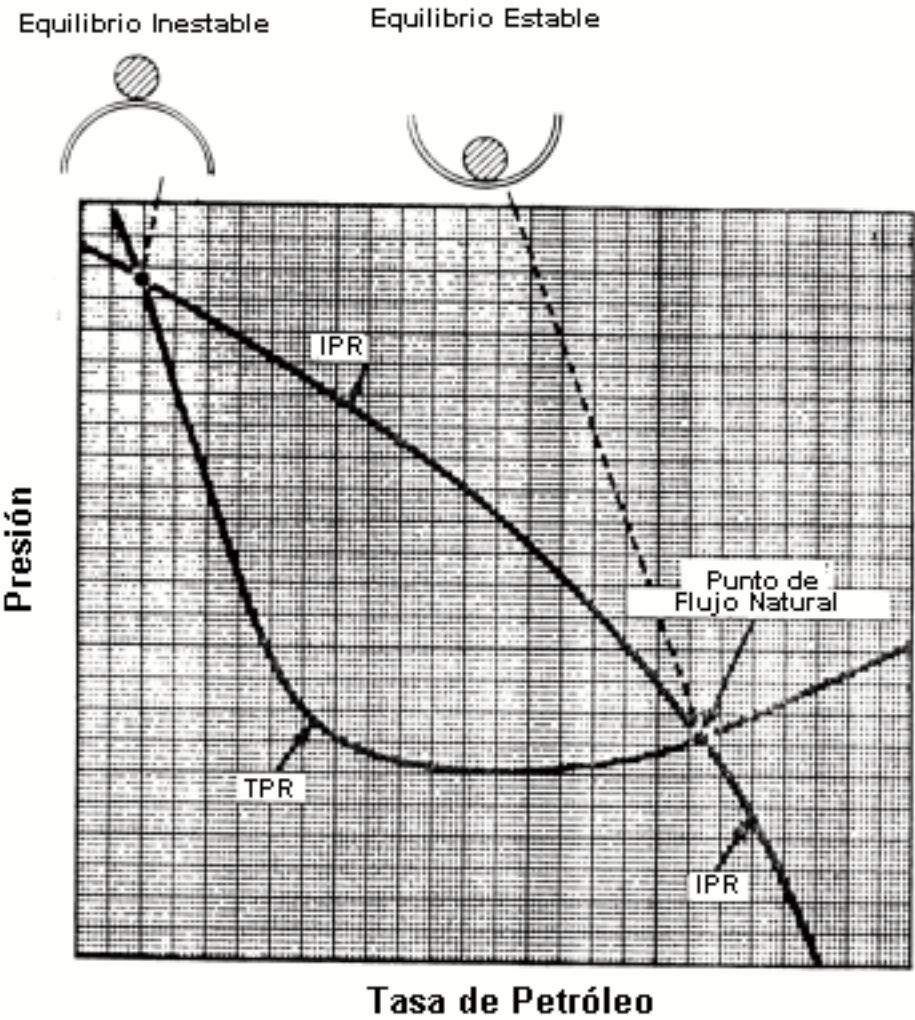


Fig. 2.10 Punto de Flujo Natural

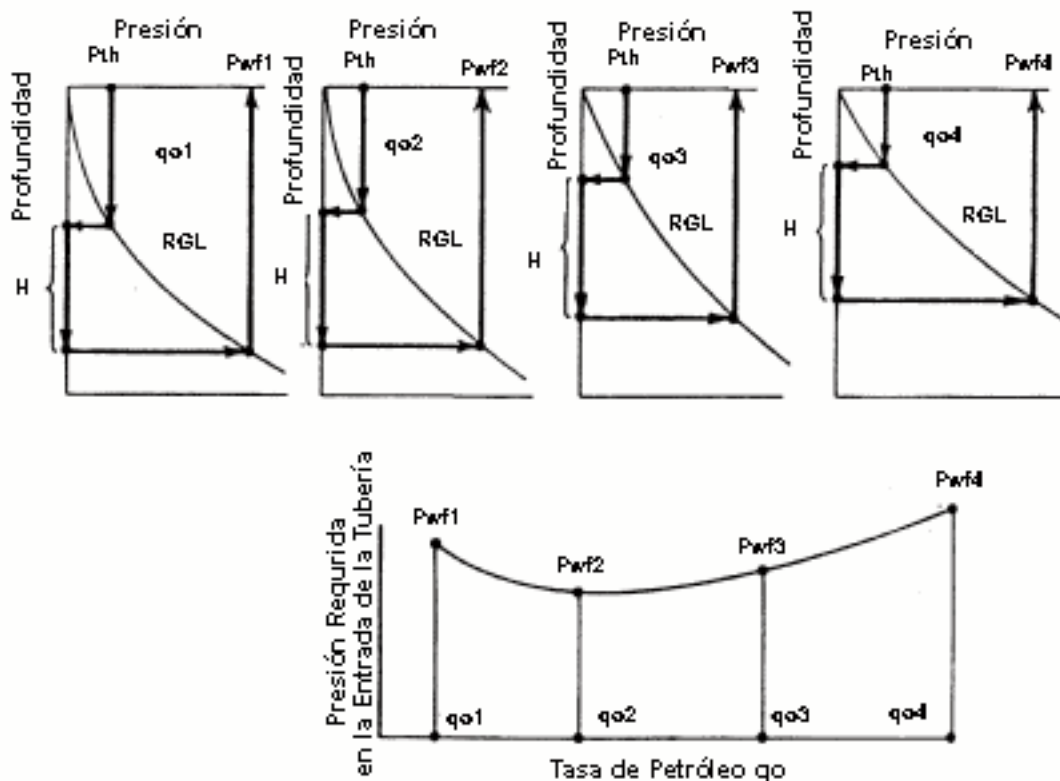
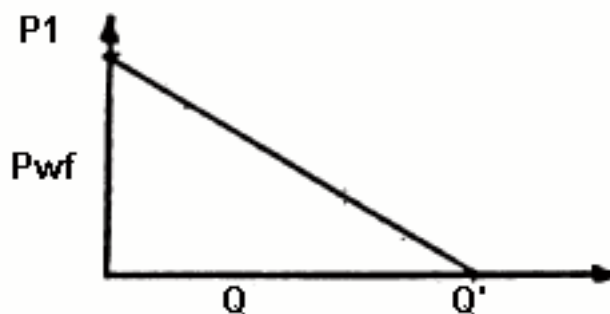


Fig. 2.11 Procedimiento para Construir la Curva de Demanda

2.7.7 Comportamiento del IP con el diferencial de presión sobre y bajo la presión de burbujeo

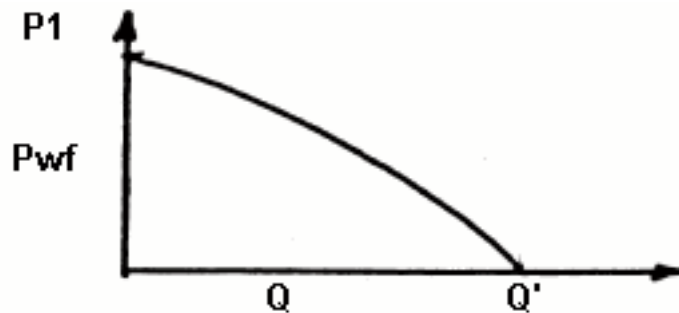
1. La presión de fondo esta sobre el punto de burbujeo. La RGL es constante, lo mismo que el IP ($P_e = Cte.$).



2. La P_{wf} esta en el punto de burbujeo o cerca de él. La RGL es constante y el IP varia muy poco con el tiempo.



3. La P_{wf} esta por debajo del punto de burbujeo. La RGL y el IP varían.



Cuando se trata de yacimiento con empuje de gas en solución, ya se ha establecido que IP no es constante; y por lo tanto es necesario para la construcción de la IPR disponer de información suficiente durante la vida productiva del pozo, tal como presión de fondo fluente y tasa de producción.

Para esto, Vogel realizó un estudio completo para un determinado número de yacimientos con empuje por gas en solución, llegando a la conclusión de que la forma de la IPR para cualquier momento en la vida de cualquier yacimiento, sometido a este tipo de empuje es siempre la misma.

Esta similitud en la forma es lo que permite hacer la consideración del índice de productividad constante. En base al análisis realizado, Vogel construyó una IPR adimensional presentada en la figura 2.12, la cual permite construir la IPR de un yacimiento sometido a empuje por gas en solución.

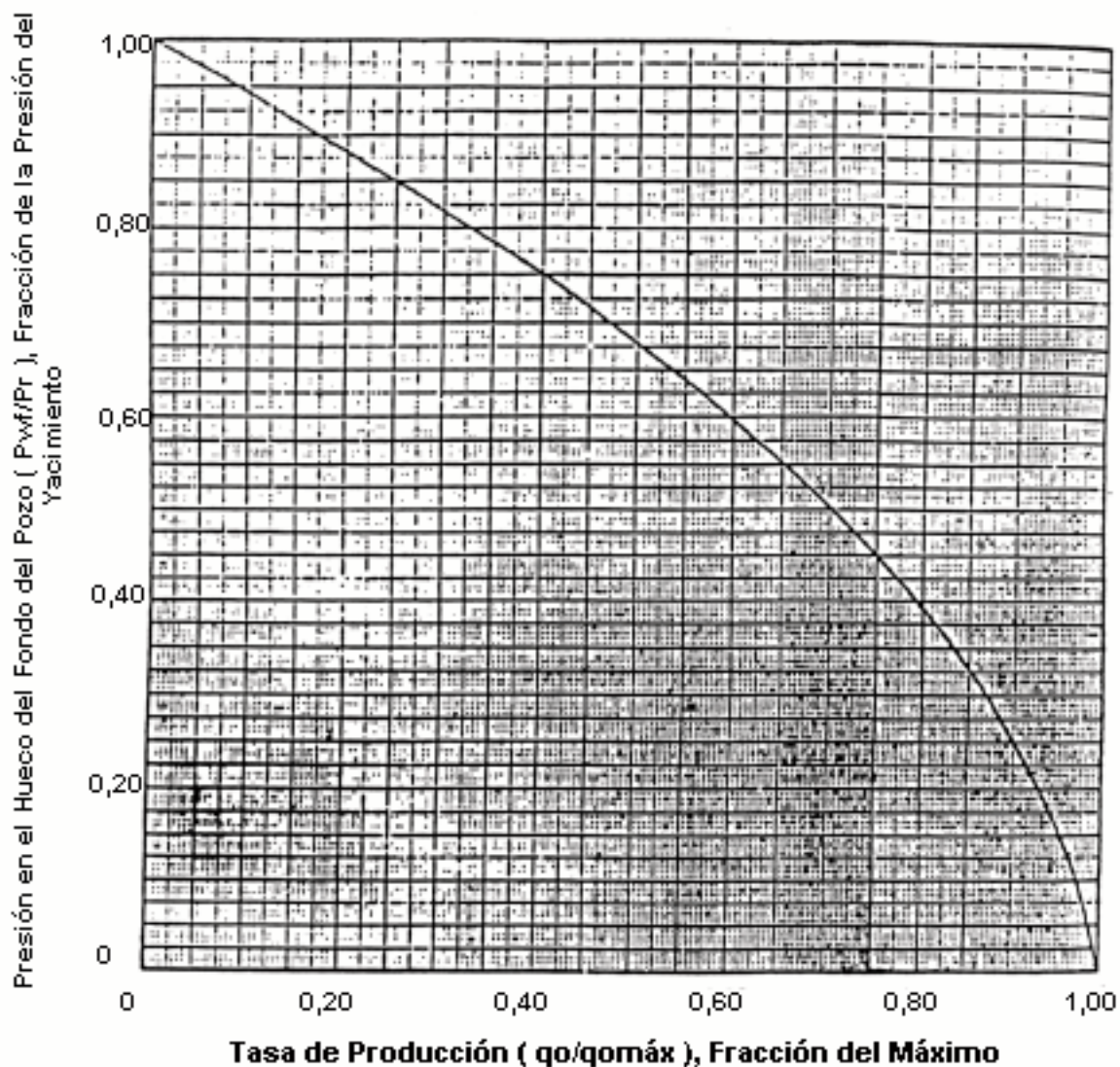


Fig. 2.12 Curva de Vogel

Esta curva puede ser ajustada por medio de la ecuación:

$$\frac{q_o}{q_{OMAX}} = 1 - 0,20 * \left(\frac{P_{wf}}{P_e} \right) - 0,80 * \left(\frac{P_{wf}}{P_e} \right)^2$$

Y se puede comparar con la que se obtendría para el caso de que IP fuese constante:

$$\frac{q_o}{q_{OMAX}} = 1 - \frac{P_{wf}}{P_e} \tag{Ec. 2.22}$$

La aproximación obtenida con el uso de esta curva es de 7 a 20 % de acuerdo a la etapa de depleción en que se encuentre el yacimiento, lo cual es bueno, ya que si se considera IP constante obtendría un error de 70 a 80%.

2.7.8 Estudio práctico sobre la relación del comportamiento de afluencia.

Se sabe que en un yacimiento con empuje por gas en solución la variación del índice de productividad es notable a través de toda la vida productiva del yacimiento. En vista de esto es necesario efectuar un análisis detallado sobre el comportamiento de afluencia de estos yacimientos.

Un procedimiento práctico muy utilizado para analizar la información de IP en yacimientos que producen por este tipo de empuje y cuya presión está por debajo del punto de burbujeo es el empleado por la Shell Oil Company, el cual se analiza a continuación:

1. Se realiza una prueba IP consistente de información de dos o tres tasas de flujo estabilizado y tres pruebas de presión de fondo.
2. Se grafican los resultados de la prueba IP en papel normal (Pwf vs. q) para verificar el comportamiento de la prueba, la cual debe presentar una cierta curvatura con concavidad hacia el origen. Si no ocurre este comportamiento se repite la prueba.
3. Se grafica Pwf vs. q en papel logarítmico. Este gráfico debe dar una línea recta con pendiente cercana a la unidad.
4. Predecir el comportamiento de IP del pozo para varias producciones acumuladas desde la presión de saturación o burbujeo hasta la recuperación al límite económico, los cuales se estiman por los métodos convencionales y/o se conocen de la historia de producción. Luego se procede a graficar el IP vs. producción acumulada en papel semi-logarítmico, el cual tiene un comportamiento del IP durante toda la vida del pozo. (el IP medido a la última tasa de producción de la prueba del IP puede proporcionar un punto de control).
5. Tomar un diferencial de presión de referencia para obtener la tasa de producción a ese diferencial de referencia. El punto de control suele ser la tasa de producción al límite económico. Este diferencial de presión de referencia puede tener cualquier magnitud, pero la más recomendable para usar es el diferencial de presión necesario para producir al límite económico.
6. Construir la curva del comportamiento de afluencia por depleción (empuje por gas en solución) para el límite económico. Esta es una aproximación y es una línea trazada por el punto de diferencial de

presión y q al límite económico con pendiente igual a la trazada en el paso 3 (aproximadamente 45 °).

7. Graficar la tasa de producción al diferencial de presión de referencial vs. producción acumulada en papel semi-logarítmico. Se usa la tasa obtenida al diferencial de presión de referencia en la recta trazada en el paso 3. Este gráfico debe ser una línea recta. Con este gráfico se determinan varias tasas al diferencial de presión de referencia para diferentes producciones acumuladas, los cuales pueden ser representados en el gráfico del paso 3 para tener líneas de IP para toda la vida del pozo.

Este procedimiento es válido para los casos siguientes:

- a. Donde se conoce la información de un solo pozo.
- b. Donde se conoce la información de varios pozos que producen de un mismo yacimiento.

2.7.9 Método log-log

Un segundo método para definir la forma de la curva de IPR es utilizando siguiente ecuación:

$$q = IP * (\Delta P)^n \quad \text{Ec 2.23}$$

que viene de la ecuación 2.1.

En donde el exponente n no es necesariamente igual a 1. Bajo este criterio, el potencial del pozo es IP_s^n , por eso que una línea recta de IPR da a lugar una tasa de producción de $IP_s^n * \left[1 - \left(\frac{P_{wf}}{P_e} \right) \right]$ a una presión de fondo fluente de P_{wf} .

Esto siguiendo que la porción de la tasa de producción dada por la tasa de producción de la ecuación 2.23 y el mismo caída de presión obtenida para usar la línea recta de IPR es:

$$\frac{IP * (P_e - P_{wf})^n}{IP_s^n * (P_e - P_{wf}) / P_e} \quad 0$$

$$\left(\frac{P_e - P_{wf}}{P_e} \right)^{n-1}$$

Esta porción es siempre ≤ 1 si $n > 1$, es la unidad si $n = 1$, y es siempre ≥ 1 si $n < 1$.

Se observa de la ecuación 2.23 que:

$$\frac{dq}{dP_{wf}} = -IP * n * (P_e - P_{wf})^{n-1}$$

Entonces que para $n > 1$, dP/dP_{wf} tiende a infinito como P_{wf} tiende a P_e : por esto la curva $q = IP * (\Delta P)^n$ es horizontal (en el diagrama P vs. q) cuando $P_{wf} = P_e$, $q = 0$.

Además, la diferencia entre curva $q = IP * (\Delta P)^n$ y la línea recta en un valor particular de P_{wf} , es mayor cuando:

$$P_{wf} = P_e * \left(1 - \frac{1}{n^{1/n-1}} \right)$$

Por ejemplo, cuando $n = 1/2$ la diferencia máxima ocurre cuando $P_{wf} = 3/4 * P_e$; cuando $n = 2/3$ esto ocurre en $P_{wf} = 19/27 * P_e$; y cuando $n = 2$ en $P_{wf} = 0,5 * P_e$.

Las curvas típicas de la ecuación $q = IP * (\Delta P)^n$ en un diagrama regular de P vs. q son mostradas en la figura 2.13 3.15 de las copias, y en caso $n < 1$ puede ser diferenciada con la simétrica curva de Vogel.

Bajo la formulación matemática de la ecuación 2.23, el símbolo IP no tiene un alto significado físico que puede ser calculado posterior con la ecuación de yacimientos mecánicos, como fue para el caso con el método de Vogel. En lugar de ello, debe ser hecho para una data de campo en un intento para crear una correlación entre IP y n para los pozos en un yacimiento particular. Si es posible desarrollar una correlación semejante, entonces una celda puede ser establecida en un gráfica log-log de q contra ΔP (ver figura 2.14 3.16 de las copias); aquí se nota que la variación de los valores de n da la inclinación de las líneas, mientras las IP'_s son los valores correspondientes a q para $\Delta P = 1$.

El procedimiento más conveniente para usar la figura 2.14, para una futura extrapolación, es el siguiente:

Siempre que se mida la tasa y la caída de presión en un pozo fluyendo, el resultado es graficado en la figura (punto A). Este punto define la línea IPR para el pozo en este momento (mostrado como una línea punteada). La referencia conveniente para la caída de presión es escogida en 100 lpc, y la tasa de producción q_{100} correspondiente para esta caída de presión es graficada en la figura 2.14 (punto B ; figura 2.15 3.17 copias). Una curva semejante se mantuvo para cada pozo.

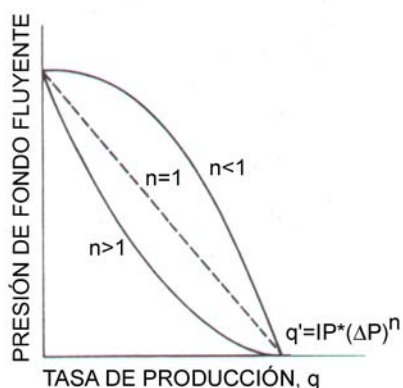


Fig. 2.13 Curvas Tasa vs. Presión Derivadas de la Ecuación 2.23

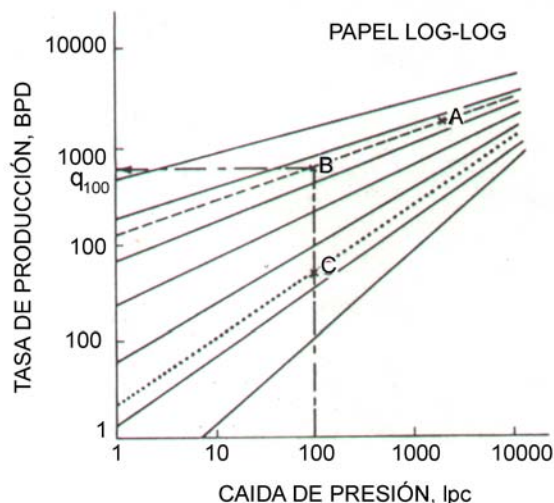
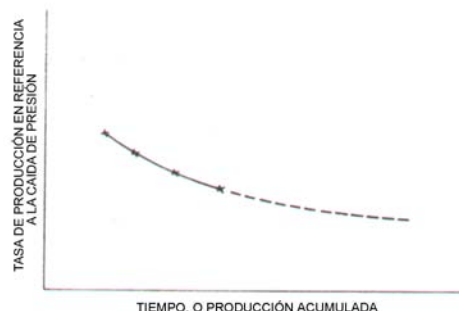


Fig. 2.14 Tasa de Producción vs. ΔP

Para obtener un *IPR* futuro para un pozo, extrapolar lo mejor posible los puntos de la figura 2.15, y por ende se estima la tasa de producción en la referente caída de presión en el tiempo requerido a futuro. Graficar este valor en la figura (punto C en la figura 2.14) y dibujar en la línea a través de C este ajuste de la figura (se muestra punteada en la figura 2.14). Esta línea define *IP* y *n* por lo tanto la *IPR* para el pozo en el tiempo deseado a futuro.

Fig. 2.15 Extrapolación Usando la Tasa de Producción en Referencia a la Caída de Presión



El método log-log es relativamente más complicado comparado con el desarrollado para Vogel y Standing.

2.7.10 Método de Fetkovich

Fetkovich ha desarrollado un método donde de varias maneras combina la aproximación de Vogel con la suposición del método log-log.

El autor, partiendo de la ecuación básica de flujo en estado estable desarrollada por Evinger y Muskat y bajo una serie de artificios y suposiciones llegó a la conclusión de que el comportamiento de afluencia de pozos productores

de yacimientos de gas o de petróleo puede determinarse mediante la siguiente expresión:

$$q = C * (Pe^2 - Pwf^2)^n \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde:

q_o : tasa de petróleo

Pe : presión estática en el fondo del pozo

Pwf : presión de fondo fluyente

C : coeficiente de flujo

n : exponente que depende de las características del pozo.

Luego, basado en datos recolectados en 40 pozos, Fetkovich encontró que el exponente “n” debe estar entre 0,568 y 1. Una gráfica ($Pe^2 - Pwf^2$) vs. Q_o en coordenadas log-log resulta una línea recta con pendiente igual a $1/n$.

Problema nº 1: Para el pozo T-70 se dispone de la siguiente información:

Pwf	q _o	%AyS
2000	0	0
1500	1684	30,81
1000	2520	37,28
800	2745	39,60

- Defina el IPR para el agua y el petróleo, indicando cual es el modelo de mejor ajuste (Lineal, Vogel o Fetkovich).
- Cual será la máxima tasa que se puede obtener del yacimiento sin rebasar un %AyS = 46 %.

Solución:

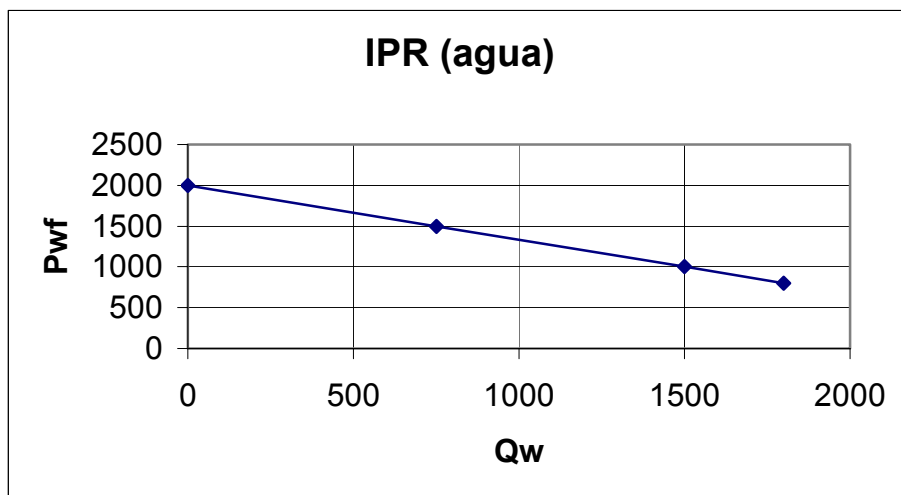
A partir de las tres pruebas de producción se definirá cual modelo (Lineal, Vogel o Fetkovich) describe mejor al yacimiento.

- Para definir el IPR del agua debemos estimar q_w , para ello:

$$\%AyS = \frac{q_w}{q_w + q_o} \implies q_w = \frac{\%AyS * q_o}{1 - \%AyS}$$

Pwf	q _o	%AyS	q _w
2000	0	0	0
1500	1684	30,81	750
1000	2520	37,28	1500
800	2745	39,60	1800

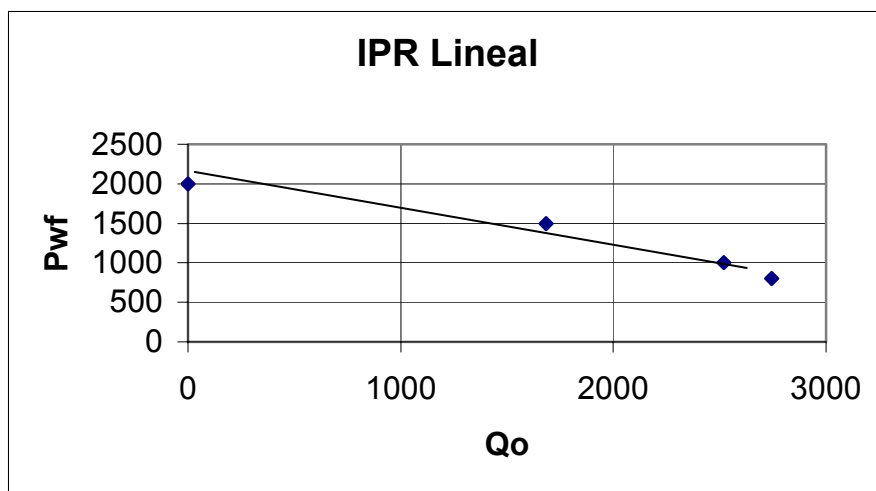
Graficamos q_w vs. P_{wf} :



Tenemos trazando la mejor recta que:

$$P_{wf} = -0,6667 * q_w + 2000 \quad \Rightarrow \quad q_w = \frac{2000 - P_{wf}}{0,6667}$$

Usando las pruebas de producción graficamos P_{wf} vs. q_o , trazamos la mejor recta y obtenemos:



De la gráfica se tiene:

$$P_{wf} = -0,5113 * q_o + 2137,5 \quad \Rightarrow \quad q_o = \frac{2137,5 - P_{wf}}{0,5113}$$

Vogel:

$$q_{M\acute{A}X} = \frac{q_o}{1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{2000}\right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{2000}\right)^2}$$

Pwf	q _o	q _{MÁX}
1500	1684	4210
1000	2520	3600
800	8745	3466
		q_{MÁX} = 3759

Como q_{MÁX} promedio = 3759 se obtiene la siguiente ecuación de Vogel:

$$q_o = 3759 * \left[1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{2000}\right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{2000}\right)^2 \right]$$

De esta ecuación definimos el IPR por el modelo de Vogel.

Fetkovich:

$$q_o = C * (P_e^2 - P_{wf}^2)^n$$

Usando las tres pruebas y la definición de Fetkovich se puede obtener luego de combinar parejas de pruebas y estimar para cada combinación n y C, se obtuvo como valores representativos: n = 2,75 y C = 0,035.

Comparando:

Data		Lineal		Vogel		Fetkovich	
Pwf	q _o	q _o	%Desv.	q _o	%Desv.	q _o	%Desv.
1500	1684	1323,08	21,43	1503,6	10,71	1684	0,00
1000	2520	2505,68	0,57	2631,3	4,42	2523	0,12
800	2745	2978,71	8,51	2977,128	8,46	2747	0,06

Este cuadro, compara las tasas obtenidas al sustituir las Pwf de las pruebas en las ecuaciones de cada modelo, los valores obtenidos son comparados con las tasas originales de las pruebas, calculando la desviación entre las tasas obtenidas por los modelos y las originales, lo que permite elegir el modelote mejor ajuste.

El menor modelo por presentarla menor desviación, fue el modelo de Fetkovich, el cual presentó una desviación menor del 0,5%.

- b. Con las siguientes relaciones se construye una tabla donde suponemos P_{wf} y calculamos las tasas de agua y las tasas de petróleo correspondientes y así estimar el %AyS.

$$IPR_o \Rightarrow q_o = 0,035 * (2000^2 - P_{wf}^2)^{0,75}$$

$$IPR_w \Rightarrow q_w = \frac{2000 - P_{wf}}{0,6667}$$

Pwf	q_o	q_w	%AyS
1800	900,903	299,985	0,25
1700	1196,907	449,978	0,27
1600	1454,923	599,970	0,29
1500	1684,017	749,963	0,31
1400	1889,255	899,955	0,32
1200	2240,000	1199,940	0,35
1000	2522,952	1499,925	0,373
800	2746,771	1799,910	0,395
700	2838,235	1949,903	0,41
600	2916,716	2099,895	0,42
200	3106,987	2699,865	0,46
100	3124,624	2849,857	0,48
50	3129,028	2924,854	0,48

La tasa máxima de producción sin sobrepasar el %AyS de 46% es aproximadamente 3106 BPD.

REFERENCIAS GRÁFICAS

Fig. 2.1 Declinación del Índice de productividad a Altas Tasas de Flujo. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 2.2 Esquema de una Bomba Amerada Típica. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.3 Carta Típica de una Bomba Amerada. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.4 Instalación Típica de Medidor de Presión en el Fondo. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.4.a. Apariencia de la Carta Metálica. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.4.b Mecanismo de la Bomba Amerada. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.5 Curva de Relación de Comportamiento de Afluencia (IPR). Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.6 Curvas de Comportamiento de Afluencia (IPR). Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.7 IPR Lineal. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 2.8 Combinación del Método de la IPR lineal y la IPR de Vogel. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 2.9 Curva de comportamiento de Eflujo. Curva de Demanda de Fluidos. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.10 Punto de Flujo Natural. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.11 Procedimiento para Construir la Curva de Demanda. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 2.12 Curva de Vogel. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

3. FLUJO NATURAL

Cuando la energía natural de un yacimiento es suficiente para impulsar los fluidos desde un punto del yacimiento hasta el fondo del pozo, y desde allí hasta la superficie y las estaciones de recolección, se dice entonces que el pozo produce por flujo natural.

Cuando la presión del yacimiento desciende y la producción de cada pozo baja hasta llegar un momento en que los pozos no producen por si solos, entonces se dice que el pozo esta muerto, aunque puede volver a producirse instalando bombas o equipos de levantamiento artificial para proporcionar la energía adicional que el yacimiento mismo no puede dar.

La medición de la presión es un indicador de la cantidad de energía natural útil para hacer fluir los fluidos desde el yacimiento hasta la estación de recolección en la superficie.

El comportamiento de producción de un pozo que fluye naturalmente se puede dividir en tres etapas (ver fig. 3.1):

- 1.) Flujo en el medio poroso (Yacimiento).
- 2.) Flujo en la tubería vertical (Pozo).
- 3.) Flujo en la superficie.

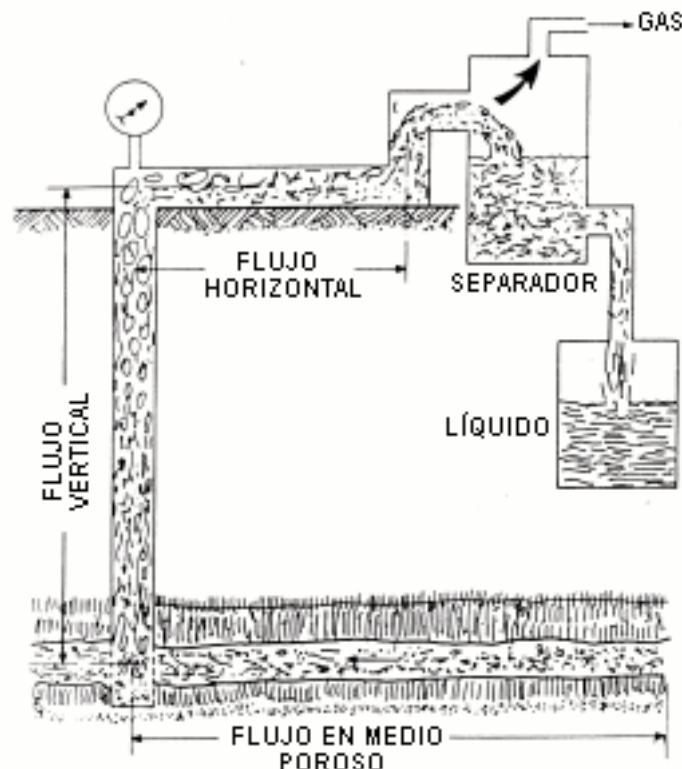


Fig. 3.1 Etapas de Producción

Flujo en el medio poroso: Esta primera etapa corresponde a un mecanismo de producción del yacimiento y se refiere al flujo de fluidos (petróleo, agua y gas) en el medio poroso. El tipo de energía en esta etapa es natural fluyendo el crudo desde un punto del yacimiento hasta el fondo del pozo a esto es lo que se le denomina **Comportamiento de flujo de entrada o Comportamiento de afluencia**, es decir, el flujo de fluidos desde la formación hacia el fondo del pozo, y se tipifica en cuanto a la formación de líquidos se refiere, por el índice de productividad del pozo o, en términos generales, por las curvas de comportamiento de afluencia (*IPR*).

Flujo en la tubería vertical: Esta etapa consiste en el flujo de fluidos (crudo-gas y agua), hasta la superficie o cabezal del pozo. La energía en esta fase puede ser suplida también por el yacimiento, en el caso de flujo natural; pero en otros casos, cuando la energía del yacimiento no es suficiente para que los fluidos alcancen la superficie, se necesita usar técnicas de levantamiento artificial de crudos: Bombeo Mecánico, levantamiento artificial por gas y otros, para que el petróleo salga a la superficie. En esta etapa implica el cálculo de las variaciones de presión a lo largo de la tubería de producción, mientras los fluidos se mueven desde el fondo del pozo hasta la superficie.

Flujo en la superficie: Hasta el momento que los fluidos han alcanzado el cabezal del pozo, todos los fluidos: petróleo, gas y agua fluyen simultáneamente, por consiguiente, es necesario procesarlo en la superficie. Esta etapa corresponde al proceso de campo el cual se divide en varios procesos tales como: Recolección, Almacenamiento, Medición y Bombeo. Por último, el petróleo y gas son recolectados y manejados separadamente.

En la superficie el estudio de las pérdidas de presión que acompañan al flujo de petróleo, gas y agua a través de una línea de flujo restringida (estrangulador o Choke) se conoce como “ **comportamiento del estrangulador** ”.

En la figura 3.2 se muestra en forma esquemática la trayectoria de los fluidos desde el yacimiento hasta el separador de producción, de un pozo produciendo en flujo natural.

El flujo comienza en el radio de drenaje del pozo (r_d), la presión que existe a esta distancia es la presión estática de yacimiento (P_e). Cuando se abre el pozo a producción, la presión en el fondo del pozo disminuye y el fluido comienza a moverse en dirección de mayor presión a menor presión, es decir, hacia el fondo del pozo. El fluido entra al pozo a una presión dinámica (P_{wf}), esta presión y la estática son reportadas al tope del intervalo abierto como profundidad de referencia.

Una vez que el fluido llegue al fondo del pozo, asciende hasta la superficie en forma de flujo multifásico (petróleo más gas en solución liberado), a través de la tubería de producción, alcanzando el cabezal del pozo (P_{th}).

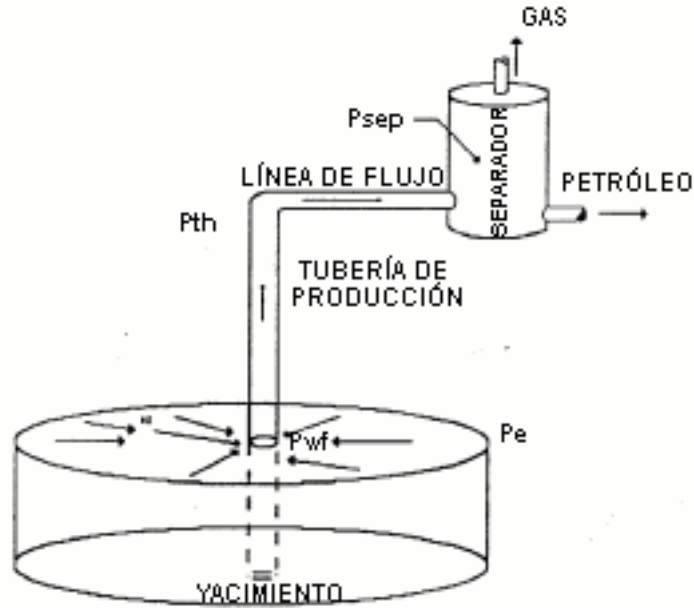


Fig. 3.2 Pozo Fluyendo

En la figura 3.3 se muestran las caídas de presión durante la trayectoria de los fluidos desde el yacimiento hasta la estación de recolección.

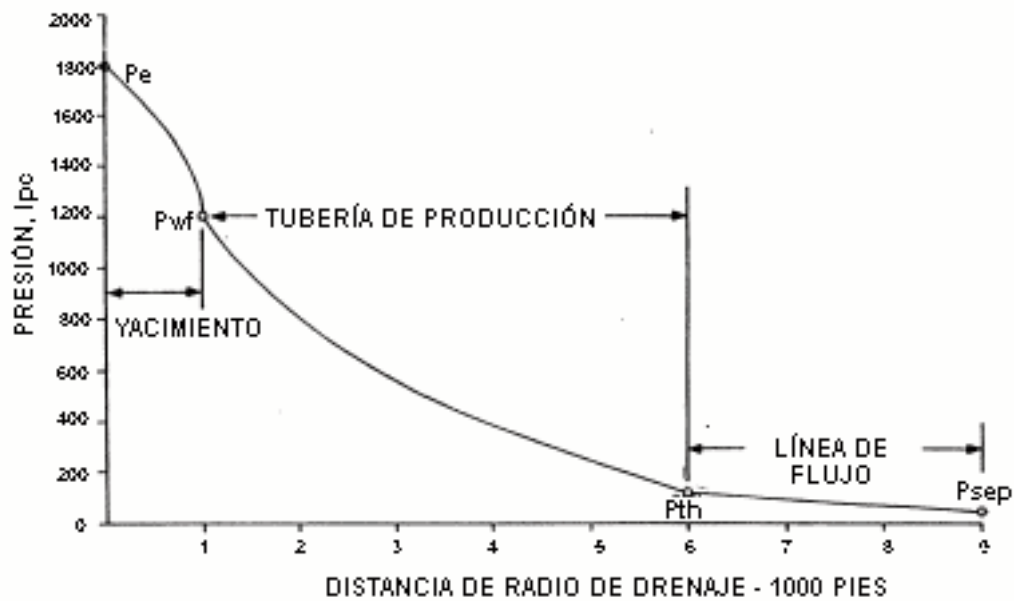


Fig. 3.3 Perfil de Presión en un Pozo Productor

La primera caída de presión ocurre en el yacimiento (P_e) y el fondo del hoyo a la altura de las perforaciones (P_{wf}). La presión estática del yacimiento (P_e)

es la que origina las fuerzas para mover el fluido. La presión dinámica o presión de fondo fluyente (P_{wf}) a una tasa de producción dada, es la presión disponible en el fondo del pozo, después que el fluido sufre todos los descensos de presión durante su recorrido del yacimiento al hueco del pozo.

En este intervalo el gradiente de presión aumenta al acercarse al pozo como consecuencia del aumento de la velocidad de los fluidos en flujo radial. En las inmediaciones del pozo ocurre una rápida y abrupta caída de presión que representa el trabajo mecánico efectuado por los fluidos a través de las perforaciones.

La segunda caída de presión ocurre dentro de la tubería de producción, entre el tope del intervalo abierto (P_{wf}) y el cabezal del pozo (P_{th}), debido al peso de la columna de fluidos y a la fricción. En la tubería, el gradiente de presión disminuye al acercarse a la superficie, por la expansión del gas, siempre y cuando, no se supere la capacidad de la tubería.

La próxima caída de presión ocurre en la línea de flujo, entre el cabezal (P_{th}) y el separador (P_{sp}), debido solamente a la fricción, ya que se considera igual la altura entre el pozo y el separador. Si existe diferencia de altura, el peso del fluido contribuirá a la caída de presión. El gradiente en la línea de flujo es casi constante, pero podría aumentar ligeramente con la expansión del gas y el resultante aumento de la velocidad.

La instalación de un estrangulador (reductor) en la línea de flujo da origen a una caída de presión adicional, que trae como consecuencia un aumento en la presión de cabezal (P_{th}) y un aumento subsecuente en la presión dinámica de fondo (P_{wf}) y por tanto, una reducción en la tasa de producción. Cuando el pozo produce por flujo natural, el reductor es un medio aceptable para controlar la producción del pozo y explotar el yacimiento de una forma razonable, pero cuando el pozo produce por levantamiento artificial, el reductor contradice el sistema de levantamiento y causa una pérdida de energía del gas.

Durante el paso de los fluidos a través del estrangulador se disipa una considerable cantidad de energía natural y, por consiguiente ocurre una fuerte caída de presión. La energía remanente en los fluidos se usa luego para transportarlos hasta un separador en la estación de recolección, donde se separa el gas remanente en solución, de manera que la presión de los fluidos llega a reducirse y a igualarse a la presión del separador. En este punto, el petróleo a perdido la mayor parte de la energía natural útil para fluir por si mismo y se convierte en petróleo casi muerto, es decir, que para transportarlo a distancias considerables requiere que se le imprima energía (presión) externa utilizando bombas, o compresores si se trata del gas.

3.1 COMPORTAMIENTO DE FLUJO VERTICAL

Este comportamiento consiste en predecir la variación de la presión a lo largo de la tubería de producción para unas condiciones de flujo dadas. En otras palabras, el problema consiste en calcular las pérdidas de presión que ocurren en el eductor, mientras los fluidos se mueven desde el fondo del pozo hasta el cabezal.

La presión en el fondo de la tubería de producción esta constituida por los siguientes elementos:

- 1.) La contrapresión en el cabezal, ejercida en la superficie desde el reductor hasta el separador de producción (presión en el cabezal); y
- 2.) Las pérdidas de presión a lo largo de la tubería de producción.

Las pérdidas de presión que ocurren durante el flujo por la tubería vertical son los resultados de la iteración de cuatro fuerzas:

- El gradiente de presión hidrostática
- Las perdidas de presión por fricción
- Las perdidas de presión por desplazamiento y
- Las perdidas de fricción por aceleración

3.1.1 Gradiente de presión hidrostática: son perdidas de presión debido a la gravedad y los cambios de elevación entre el cabezal y el extremo de la tubería de producción, origina un incremento en la presión con la profundidad y es función de la densidad del fluido. También se denomina gradiente de densidad.

3.1.2 Perdidas de presión por fricción: son aquellas originadas por el movimiento del fluido contra las paredes de la tubería de producción, y son función del diámetro de la tubería y las propiedades de los fluidos.

3.1.3 Perdidas de fricción por desplazamiento: son originadas por el movimiento de la fase gaseosa a través de la fase líquida, y son función del diámetro de la tubería y del régimen de flujo.

3.1.4 Perdidas de fricción por aceleración: esta pérdida de fricción es despreciable en la mayoría de los casos; sin embargo, debe ser tomado en cuenta en tuberías de diámetros pequeños con altas relaciones gas-líquido y bajas presiones (menores de 150 lpc), donde causa un aumento en las perdidas de presión.

En la figura 3.4 se ilustran los tres componentes principales de las perdidas de presión: Presión de cabezal, presión hidrostática y pérdidas por fricción (incluyendo las perdidas por desplazamiento), para el caso de flujo de líquidos en

una sola fase (por ejemplo: petróleo saturado o agua), flujo de gas y, líquido (petróleo saturado y agua, por ejemplo).

En el caso del flujo de la fase líquida figura 3.4.a, el gradiente de presión hidrostática (pérdidas de presión por unidad de longitud) y las pérdidas de presión por fricción son constantes, por lo que la distribución de la presión a lo largo de la tubería de producción se representa como una línea recta en un gráfico de presión contra profundidad.

En el flujo de gas figura 3.4.b, la distribución de la presión es lineal, aun cuando los gradientes por fricción e hidrostático varían significativamente con la profundidad.

En el flujo de fluidos (crudo-gas y agua), existe una interrelación entre la tasa y la velocidad de flujo, la densidad y la presión (figura 3.4.c). Las pérdidas por fricción y por gradiente hidrostático varían con la tasa, pudiendo predominar las pérdidas debido a la fricción sobre las pérdidas gravitacionales, al incrementar la tasa de producción. El resultado de estos cambios es la variación en la curva distribución de presión con profundidad. En el flujo multifásico vertical, como tendencia general, se observa que el gradiente de presión se incrementa con la profundidad.

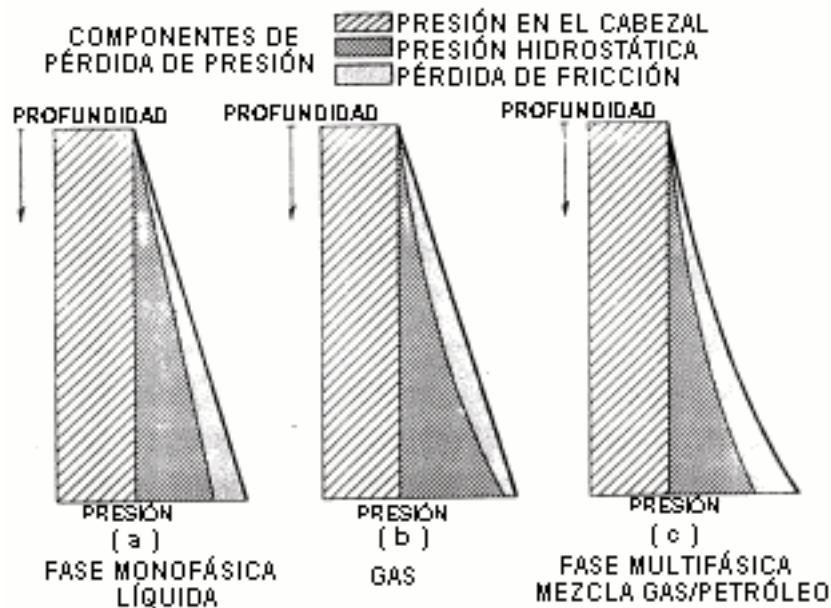


Fig. 3.4 Componentes de las Pérdidas de Presión en la Tubería de Producción

Además de los factores mencionados para el cálculo de las pérdidas de presión, se debe tener en cuenta que la producción de los pozos incluye el flujo, generalmente multifásico (crudo / agua y gas), a través de la tubería eductora hasta la superficie.

A su vez, la fase gaseosa y líquida no conforman una mezcla homogénea, dando origen a configuraciones geométricas complicadas denominadas patrones de flujo o regímenes de flujo, que también deben ser consideradas en el cálculo de las pérdidas de presión a lo largo de la tubería de producción.

3.2 REGÍMENES DE FLUJO MULTIFÁSICO VERTICAL

El flujo multifásico vertical a lo largo de la tubería de producción, puede ser tratado como una serie sucesiva de cambios de estados: la **liberación de gas**, **expansión de gas**, y **reducción del volumen de líquido**.

En la figura 3.5 se muestra un modelo de dichos cambios de estados. En el punto **a**, el fluido entra al pozo. Si la presión de fondo fluyente es mayor que la presión de burbujeo del crudo que se está produciendo, el líquido se encuentra presente sólo en la parte baja de la tubería de producción. Conforme el líquido sube por las tuberías de producción, se empiezan a formar burbujas de gas y disminuye la presión.

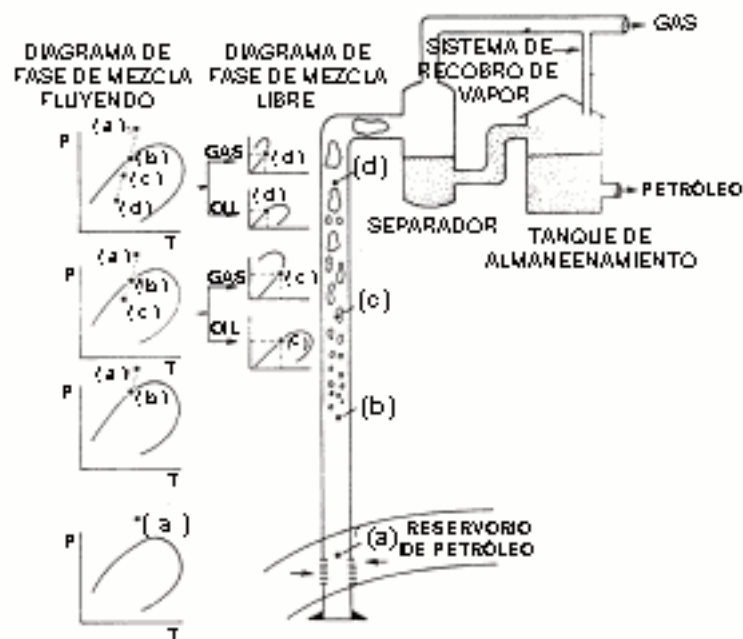


Fig. 3.5 Cambios de Estado en la Tubería de Producción

A medida que se reduce la presión, el gas que se encuentra en solución en el petróleo, se desprende como gas libre (punto **b**); y como consecuencia el volumen de líquido decrece. Este fenómeno afecta los volúmenes de gas libre y petróleo presente en cada punto de la tubería de producción de un pozo.

Al seguir bajando la presión se sigue liberando gas en solución, conforme el fluido sube por la tubería. Las burbujas de gas aumentan de tamaño y se vuelven

más numerosas (puntos **c** y **d**). La cantidad de gas libre en el eductor variará en función de la presión.

Todos estos cambios de estados de la fase líquida y gaseosa, a lo largo de la tubería de producción, forman configuraciones geométricas denominadas **Patrones de flujo o Regímenes de flujo**.

En un pozo produciendo por flujo natural es posible encontrar uno o más de los cinco regímenes de flujo mostrados en la figura 3.6, para un sistema gas-líquido.

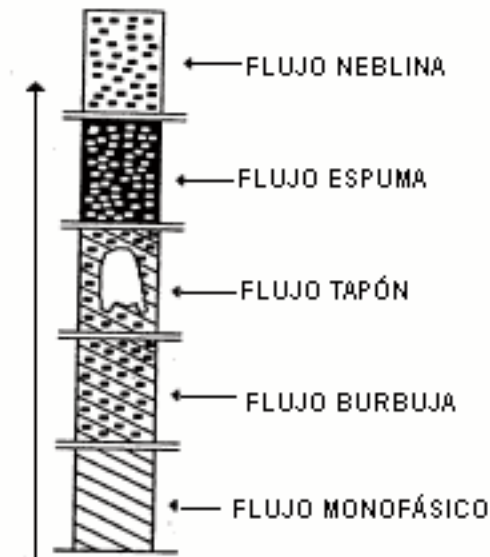


Fig. 3.6 Regímenes de Flujo Vertical Ascendente

En flujo bifásico se presenta una distribución de las fases líquida y gas en la tubería y de acuerdo de la distribución de la interfase se observan diferentes configuraciones de flujo, las cuales tienen características particulares tales como: los perfiles de velocidad y el factor de entrapamiento en la tubería. Los patrones de flujo en los sistemas bifásicos dependen de :

- Tasa de flujo de gas y líquido.
- Variables geométricas incluyendo diámetro de la tubería y ángulo de inclinación.
- Propiedades físicas de las dos fases (densidad, viscosidades y tensiones superficiales de gas y de líquido).
- Variable de diseño de flujo tales como: la caída de presión, el factor de entrapamiento del líquido, los coeficientes de transferencia de calor, masa, entre otros.

Generalmente los patrones de flujo son más simétricos alrededor de la diferencia axial y menos dominados por gravedad.

Patrones de flujo o Regímenes de flujo vertical

- a.) **Flujo Monofásico:** se refiere al de una sola fase, líquido sin gas libre. La presión en la tubería es aún mayor que la presión de burbujeo.
- b.) **Flujo Burbuja:** Este tipo de régimen de flujo, tiene lugar debido al agotamiento de la presión en la tubería de producción, lo cual causa la formación de burbujas de gas, las cuales se dispersan en el líquido (fase continua), siendo la distribución aproximadamente homogénea a través de la sección transversal de la tubería. La reducción en la densidad del fluido, da como resultado un aumento en la velocidad, con la cual la fricción asume más importancia. La fuerza de flotación de las burbujas causa una diferencia entre la velocidad del gas (que sube a diferentes velocidades dependiendo del diámetro de la burbuja) y la velocidad del líquido (que sube a una velocidad más o menos constante), produciendo un aumento en la densidad aparente del fluido, basada en la relación gas-líquido medida en la superficie. El gas permanece menos tiempo en la tubería que el líquido y excepto por su densidad, tiene muy poco efecto sobre el gradiente de presión. Este régimen es dividido en flujo burbuja y flujo burbuja dispersa. El primero, ocurre a tasas relativamente bajas de líquido y se caracteriza por el desplazamiento entre las fases de gas y líquido mientras que el segundo, ocurre a tasas relativamente altas de líquido, logrando esta fase arrastrar las burbujas de gas ver figura 3.6.
- c.) **Flujo tapón:** dicho régimen de flujo comienza cuando la burbuja de gas aumenta de tamaño y se vuelven más numerosas, por lo que las burbujas más grandes se deslizan hacia arriba a mayor velocidad que las pequeñas, arrastrando a las mismas. Puede llegarse a una etapa en la cual, estas burbujas son del diámetro de la tubería de producción, y el régimen de flujo a llegado a ser tal, que los tapones de líquido que contiene pequeñas burbujas de gas están separados entre si por bolsas de gas, que ocupan toda la sección transversal de la tubería de producción, excepto por una película de líquido que se mueve relativamente despacio a lo largo de la pared de la tubería. Estas condiciones se conocen como flujo por tapones o baches. La velocidad del gas es siempre mayor que la del líquido, esta diferencia de velocidades origina no solo pérdidas de presión por fricción contra la pared de la tubería, sino también una cantidad de líquido retenido en la tubería, que afectará notablemente la densidad de la mezcla fluyente. Tanto la fase gaseosa como la líquida influyen significativamente en el gradiente de presión.
- d.) **Flujo anular:** se produce cuando las burbujas de gas se expanden y atraviesan los tapones de líquidos más viscosos, originando que el gas forme una fase continua cerca del centro de la tubería, llevando hacia arriba

pequeñas gotas de líquido en ella, y a lo largo de la tubería se produce una película de líquido que se mueve hacia arriba.

- e.) **Flujo espuma:** si el líquido tiene tensión interfacial alta, las burbujas no se unen, en su lugar, el gas y el líquido se combinan para formar una espuma perdurable. Cuando esto ocurre, el fluido es muy ligero, no hay diferencia entre las velocidades del líquido y del gas, pero la fricción es muy grande. Cuando se trata de crudos con menos de 14 ° API, o emulsiones con más de 90% de agua, la espuma que se forma causa problemas de producción, separación y medición.
- f.) **Flujo neblina:** finalmente, a medida que la velocidad del gas continua aumentando (a causa de la reducción de presión), se produce una inversión en el medio continuo. El gas pasa a ser el medio continuo, y el flujo pasa a condición de neblina, es decir, el líquido fluye en forma de pequeñas gotas suspendidas en una fase gaseosa continua, por lo que no se considera deslizamiento entre fases. La mezcla es muy liviana, pero existe una diferencia entre el gas y el líquido. La fricción no tiene importancia en este tipo de flujo. En este régimen se observa una película de líquido que cubre la pared interna de la tubería, por lo que algunos autores lo llaman régimen **anular-neblina**. Esta película facilita el avance del gas afectando la rugosidad efectiva de la tubería. El efecto de líquido no se toma en cuenta en los cálculos de las pérdidas de energía por fricción y en general la fase gaseosa es la que gobierna la caída de presión total a lo largo de la tubería.

Es posible encontrar uno o varios regímenes de flujo en un pozo. La secuencia de formación de los diferentes regímenes de flujo puede variar con respecto a lo discutido anteriormente. Por ejemplo, la mayoría de los flujos bifásicos de los crudos pesados se puede representar por **flujo burbuja**. Sin embargo, el flujo de condensado con altas relaciones gas-líquido se representa por **flujo neblina**.

3.3 REGÍMENES DE FLUJO MULTIFÁSICO HORIZONTAL

Para los regímenes de flujo de líneas horizontales las caídas de presión no tienen tanta incidencia como en las tuberías verticales, sin embargo, los regímenes de flujo son considerados en algunas correlaciones de caída de presión y pueden afectar las operaciones de producción en otras vías. Además cuando ocurre flujo tapón se necesitan diseños de separadores o algunas piezas especiales en los equipos (recolectores de tapones) para recoger la cantidad de líquido que está contenido en el tapón. Particularmente en operaciones de mar adentro donde gas y líquido son transportados a distancias significativas desde mar adentro hacia una plataforma, la posibilidad es que ocurra flujo tapón, y sus consecuencias deben ser consideradas.

La figura 3.7 (Beggs y Brill, 1978) presenta la descripción de los regímenes de flujo más comunes de gas-líquido en líneas horizontales. Estos pueden ser

clasificados en tres tipos de regímenes: flujo segregado, en el cual las dos fases están en separadas; flujo intermitente, en el cual el gas y el líquido están alternados y flujo distribuido, en el cual una fase esta dispersa en la otra fase.



Fig. 3.7 Regímenes de flujo más Comunes en Líneas Horizontales

El flujo segregado esta clasificado en estratificado uniforme, estratificado ondulado (flujo ondulado) o anular. El flujo estratificado uniforme consiste en el líquido fluyendo solo en el fondo de la tubería y el gas fluyendo solo en el tope de la tubería, con una interfase uniforme entre las fases. Este régimen de flujo ocurre a tasas relativamente bajas de ambas fases. En tasas altas de gas la interfase viene a ser ondulada y el flujo resultante estratificado ondulado. El flujo anular ocurre con altas tasas de gas y tasas relativamente altas de líquido y consiste en un anular de líquido recubriendo las paredes de las tuberías y flujo de gas en el corazón central con puntos de líquido dentro entrampados en el gas.

Los regímenes de flujo intermitentes son flujo tapón de líquido (SLUG) y flujo tapón de gas (PLUG) (también llamado burbuja elongada). El flujo tapón de líquido consiste en un tapón largo de líquido alternadamente con una alta velocidad de burbuja de gas que llena siempre la tubería entera. En el flujo tapón de gas una larga burbuja de gas fluye sola en el tope de la tubería que de otra manera esta lleno con líquido.

El régimen de flujo distribuido descrito en literatura incluye flujo burbuja, burbuja dispersa, flujo mixto y flujo espuma. El régimen de flujo burbuja difiere al descrito en el flujo vertical en que las burbujas de gas para el horizontal están concentradas en las paredes de la tubería. El flujo mixto ocurre cuando existen

altas tasas de gas y bajas tasas de líquido y consiste en gas atrapados en el líquido. El flujo mixto será siempre indistinguible del flujo anular, y algunos gráficos de regímenes de flujo usan flujo anular mixto para denotar ambos regímenes. El flujo espuma es usado por algunos autores para describir el flujo mixto o el flujo anular mixto.

3.4 ECUACIÓN GENERAL DEL GRADIENTE DE PRESIÓN

La ecuación general del gradiente de presión para todo tipo de fluido, es derivada de la ecuación general de energía y tiene la siguiente forma:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{TOTAL} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{ELEV} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{FRICC} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{ACEL} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde:

Gradiente de presión por elevación:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{ELEV} = \frac{g * \rho * \text{sen} \alpha}{g_c} \quad \text{Ec. 3.1.a}$$

Gradiente de presión por fricción:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{FRICC} = \frac{f * \rho * v^2}{2 * g_c * d} \quad \text{Ec. 3.1.b}$$

Gradiente de presión por aceleración:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{ACEL} = \frac{\rho * v}{g_c} * \frac{dv}{dL} \quad \text{Ec. 3.1.c}$$

Donde:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right) = \text{gradiente de presión, lpc/pie}$$

ρ = densidad del fluido, lbm/pc

g = aceleración de gravedad, pie/s²

g_c = factor de conversión de unidades, 1Kgf*m/N*s² o 32,1740 Lm*pie/Lbf*s²

α = ángulo de inclinación con respecto a la vertical, grados (°)

f = factor de fricción, adimensional

d = diámetro de la tubería, pulgadas

v = velocidad del fluido, pie/s

$\frac{dv}{dL}$ = componente de aceleración, pie/s²/pie/s=1/s

3.4.1 Flujo monofásico

3.4.1.1 Flujo laminar monofásico: a bajas velocidades, dichas velocidades de los fluidos que fluyen en una dirección en una tubería cambian a través del plano perpendicular a esta, de un máximo en el centro a cero en las paredes del tubo. Esta distribución de velocidades se describe para una tubería circular por una parábola, como se muestra en la figura 3.8. El fluido pasa como capas paralelas o laminas, por lo que se denomina flujo laminar, los esfuerzos por fricción son mínimos en este tipo de flujo.

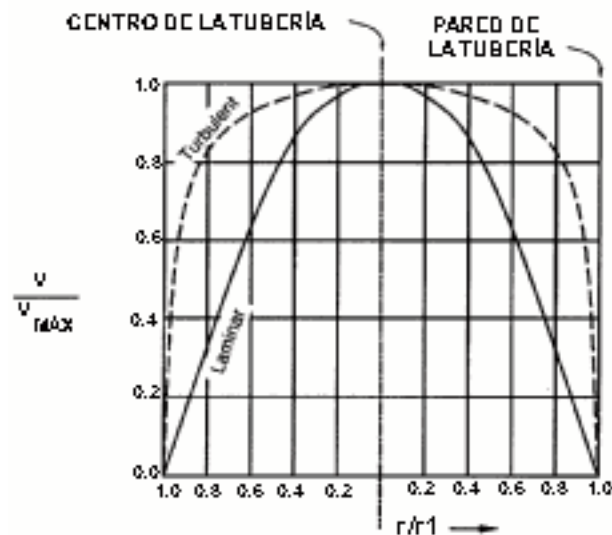


Fig. 3.8 Perfiles de Velocidad en Flujo Laminar y Turbulento

En el flujo laminar el perfil de velocidades en una tubería puede ser derivado analíticamente y dado por la siguiente ecuación:

$$v_r = \frac{(\phi_0 - \phi_L) * r^2}{4 * \mu * L} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad \text{Ec. 3.2}$$

Donde:

$$\phi_0 = P_0 + \rho * g * z_0$$

$$\phi_L = P_L + \rho * g * z_L$$

P_0 y P_L : son las presiones en posición longitudinal separadas una distancia L .

Z_0 y z_L : son las alturas sobre el Datum en estas posiciones axiales.

R : es el radio interno de la tubería.

r : es la distancia radial del centro de la tubería.

v_r : es la velocidad como una función de la posición radial.

Sabiendo que la máxima velocidad ocurre en el centro de la tubería para el flujo laminar y en las paredes es mínima se tienen las siguientes ecuaciones:

$$v = \frac{(\phi_0 - \phi_L) * R^2}{8 * \mu * L} \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$v_{MÁX} = \frac{(\phi_0 - \phi_L) * R^2}{4 * \mu * L} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde:

v : es la velocidad promedio.

$v_{MÁX}$: es la velocidad en el centro de la tubería.

Por eso, la relación de velocidades en el flujo laminar en una tubería es:

$$\frac{v}{v_{MÁX}} = 0,5 \quad \text{Ec. 3.5}$$

Nota: la ecuación 3.3 es una forma de la ecuación de Hagen-Poiseuille, para flujo laminar en una tubería.

3.4.1.2 Flujo turbulento monofásico: a velocidades donde las láminas descritas en el régimen anterior comienzan a ondularse y se rompen en forma brusca y difusa, dispersándose en forma indeterminada a través de toda la corriente, se tiene un tipo de flujo turbulento. La distribución de velocidades es más uniforme a través del diámetro de la tubería que en el flujo laminar. A pesar de que existe mayor turbulencia, siempre hay una capa de fluido en las paredes de la tubería que se mueve en régimen laminar.

Por experimentos las expresiones empíricas han sido desarrolladas para describir el perfil de velocidades en flujo turbulento. Las expresiones son expuestas para un $3000 < Re < 10^5$. Este es el modelo de la **Ley de Energía**.

$$\frac{v_r}{v_{MÁX}} = \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right) \right]^{1/7} \quad \text{Ec. 3.6}$$

De esta expresión se deriva $\frac{v}{v_{MÁX}} \approx 0,8$.

De este modo, en flujo turbulento, es más definitivo al encontrado en flujo laminar y la velocidad promedio es más cercana a la velocidad máxima. (fig. 3.7).

La relación $\frac{v}{v_{MÁX}}$ en flujo turbulento varía con el número de Reynolds y la rugosidad de la tubería, pero esta generalmente en el rango de 0,75 y 0,86.

3.4.1.3 Número de Reynolds

Las investigaciones de Reynolds demostraron que el tipo de flujo, laminar o turbulento dependen del diámetro de la tubería, de la densidad y viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El número adimensional resultante de combinar estas variables, llamado número de Reynolds, es la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds es definido como:

$$Re = \frac{\rho * v * d_i}{\mu} \quad \text{Ec. 3.7}$$

Donde:

Re = número de Reynolds

ρ = densidad del fluido

v = velocidad del flujo

d_i = diámetro interno de la tubería

μ = viscosidad absoluta o dinámica del fluido

Técnicamente, se considera el régimen de flujo en tuberías como laminar si el número de Reynolds es menor a 2000 y turbulento si el número de Reynolds es mayor a 3000. El flujo de transición se encuentra en la zona entre 2000 y 3000.

Ejemplo

Para la inyección de agua con gravedad específica 1,03 y densidad de 64,3 lbm/pc en un pozo con 7 " de diámetro y 32 lb/pies de peso del revestidor. Construir un gráfico de número de Reynolds vs. tasa (en BPD). La viscosidad del agua en condiciones de fondo es 0,6 cPs. ¿ A que tasa ocurrirá la transición de flujo laminar a flujo turbulento ?.

Solución: para la velocidad promedio, tamaño de tubería y propiedades de fluidos en la ecuación del número de Reynolds. La velocidad promedio es simplemente la tasa de flujo dividida por el área por donde pasa el flujo,

$$v = \frac{q}{A}$$

Y para el área por donde pasa el fluido (sección transversal) es

$$A = \frac{\pi}{4} * d_i^2$$

Entonces
$$v = \frac{4 * q}{\pi * d_i^2}$$

Sustituyendo v en la ecuación del número de Reynolds se tiene que

$$Re = \frac{4 * q * \rho}{\pi * d_i * \mu}$$

Las unidades más convenientes deben ser las unidades inglesas. A continuación se muestran las conversiones realizadas.

$$Re = \frac{4 * q[BPD] * 5,615[pc/bbl] * \frac{día}{86400s} * 64,3[lbm/pc]}{\pi * 6,094[pulg] * \frac{pie}{12pulg} * 0,6[cPs] * 6,72 \times 10^{-4}[lbm/(pie * s * cPs)]} = 26 * q$$

Donde:

q : esta en BPD

ρ : esta lbm/pc

d_i : esta en pulgadas

μ : esta en cPs

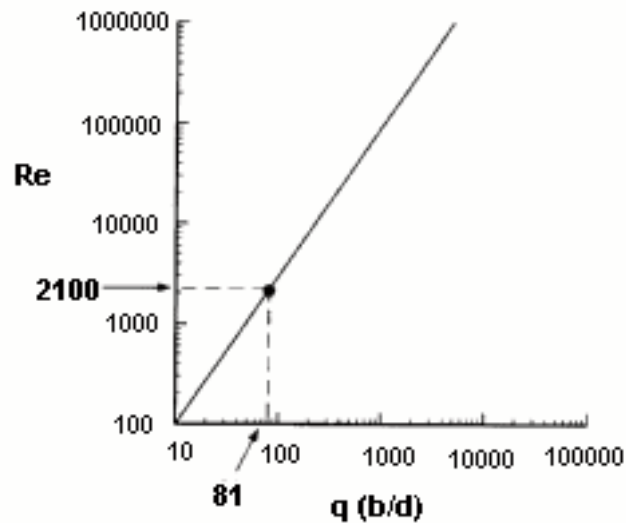


Fig. 3.9 Variación del Número de Reynolds con Tasa de Flujo Volumétrico

Por supuesto, la constante 26 es específica para el tamaño de tubería y propiedades del fluido para este ejemplo. Para estas unidades de campo el número de Reynolds puede ser expresado en general como:

$$Re = \frac{1,48 * q * \rho}{d_i * \mu}$$

Se puede ver que el número de Reynolds varia linealmente con la tasa de flujo para un fluido y un tamaño de tubería dado (ver fig. 3.9). La transición de flujo laminar a turbulento ocurre en Re igual a 2100, por esto, para este ejemplo 2100 es igual a $26 * q$ y además q es igual a 81 BPD. Por debajo de 81 BPD el flujo será laminar y para tasas más altas de 81 BPD el flujo será turbulento.

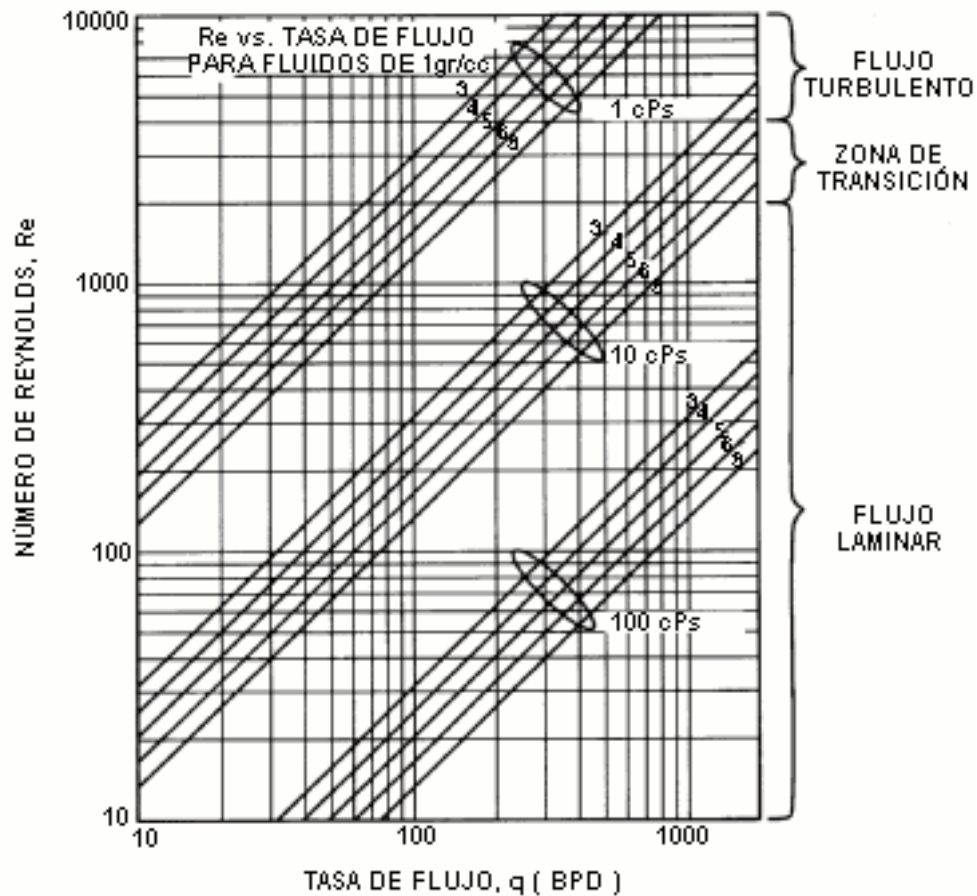


Fig. 3.10 Variación del Número de Reynolds con la Tasa de Flujo, Viscosidad y Tamaño de Tubería

Este ejemplo ilustra que para el flujo laminar ocurre en bajas tasa de flujo, generalmente menores que 100 BPD, cuando el fluido es de baja viscosidad. Como las viscosidades se incrementan las propiedades del flujo laminar también se incrementarán. En la figura 3.10. Se muestra la variación del número de

Reynolds con la tasa, con el tamaño de tubería y con los parámetros de viscosidad. El flujo laminar ocurrirá en tasas relativamente altas en pozos en los cuales la viscosidad de fluido está siendo producidas o inyectadas.

3.4.1.4 Ecuación de Darcy

La ecuación general de la caída de presión, conocida como la ecuación de Darcy, para flujo en tuberías es:

$$\Delta P = \frac{\rho * f * L * v^2}{2 * d_i} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Donde:

ΔP = caída de presión

ρ = densidad del fluido

f = factor de fricción

L = longitud de la tubería

v = velocidad del flujo

d_i = diámetro interno de la tubería

Esta ecuación es valida tanto para flujo laminar como para flujo turbulento y para cualquier líquido en la tubería. Se aplica a tuberías de diámetro constante, la densidad permanece razonablemente constante a través de una tubería recta, ya sea horizontal, vertical o inclinada.

3.4.1.5 Factor de Fricción

La fórmula de Darcy puede deducirse por análisis dimensional a excepción de f o factor de fricción, el cual debe ser determinado experimentalmente.

El factor de fricción para el flujo laminar es sólo función del número de Reynolds. Para flujo turbulento es función también del tipo de pared de la tubería y su rugosidad relativa o rugosidad en relación con el diámetro de la tubería.

Para flujo laminar, el factor de fricción debe derivarse analíticamente de la ecuación de Poiseuille:

$$f_d = \frac{64 * \mu}{\rho * v * d_i} \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde:

f_d = factor de fricción para flujo laminar según Poiseuille

μ = viscosidad absoluta o dinámica del fluido

ρ = densidad del fluido

v = velocidad de flujo

d_i = diámetro interno de la tubería

Para flujo turbulento, como el factor de fricción depende del tipo de superficie interna de las tuberías, la rugosidad de las paredes tiene mayor efecto en diámetros pequeños, teniendo mayores factores de fricción que tuberías del mismo material pero de mayor diámetro.

Moody presentó la información universalmente más aceptada sobre factores de fricción y que resume numerosas investigaciones sobre el tema.

3.4.1.6 Fluidos compresibles

La determinación de la caída de presión en el flujo de un fluido compresible a través de una tubería, requiere conocer la relación entre presión y volumen específico. Generalmente se consideran los casos extremos: flujo adiabático y flujo isotérmico.

El flujo adiabático ocurre en tuberías cortas y bien aisladas, ya que no se transfiere calor, excepto la pequeña cantidad de calor que se produce por fricción y que se añade al flujo.

El flujo de gases en tuberías largas se aproxima al flujo isotérmico. La pérdida de presión en estos casos es muy alta, estando fuera de los límites de la ecuación de Darcy.

Los factores de fricción, en este tipo de fluidos, se determinan por Moody con las fórmulas de fluido compresible o por factores de fricción de las fórmulas de Weymouth o Panhandle .

El factor de fricción de Weymouth se define como:

$$f = \frac{0,032}{d^{1/3}} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Donde:

d = diámetro, pulg.

El factor de fricción de Panhandle se define como:

$$f = 0,1225 * \left(\frac{d}{q' * S_g} \right)^{0,1461} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde:

d = diámetro

q' =caudal a condiciones normales

S_g = peso específico de un gas con respecto al aire, densidad relativa.

3.4.1.7 Caída de presión en válvulas y accesorios

Esta se determina generalmente en función del coeficiente de resistencia K , que indica la pérdida de altura de presión estática en función de la “ altura de velocidad “, o en longitud equivalente en diámetro de tuberías (L/D) que cause la misma pérdida de presión que el accesorio.

3.4.2 Flujo bifásico

El flujo simultáneo de líquido y gas en una tubería es muy importante, ya que representa la solución más económica para transportar hidrocarburos.

El problema del flujo horizontal bifásico se considera tan complejo como el flujo bifásico vertical. La predicción de las caídas de presión cuando una mezcla de gas y líquido fluye en un conducto cerrado es difícil, principalmente la determinación de la curva de gradiente, que permite visualizar la variación de la presión del fluido en todos los puntos de la tubería.

Las propiedades y viscosidades de las fases pueden ser conocidas en forma aislada, por lo cual son necesarias las “ reglas de mezclas “ de las fases apropiadas, requiriéndose conocer las “ cantidades relativas “ de ambas fases existentes en la tubería. Esto último en razón de la posibilidad que exista “ Holdup “ (entrampamiento).

3.4.2.1 Entrampamiento (Holdup) líquido y velocidades superficiales: en flujo bifásico, se analiza la velocidad superficial de cada fase y el entrampamiento de líquido o gas.

La velocidad superficial se define como la velocidad a la cual podría viajar la fase si estuviese ocupando totalmente la tubería. Puede ser determinada a partir de los flujos volumétricos:

- Para la fase líquida:

$$v_{sL} = \frac{q_L}{A} \quad \text{Ec. 3.12}$$

- Para la fase gaseosa

$$v_{sG} = \frac{q_G}{A} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Donde:

q = flujo volumétrico de la fase

A = área de la sección transversal de la tubería

V_s = velocidad superficial de la fase

La velocidad de la mezcla, se define como la suma de los componentes superficiales:

$$v_M = \frac{q_L + q_G}{A} \quad \text{Ec. 3.14}$$

$$v_M = v_{sL} + v_{sG} \quad \text{Ec. 3.15}$$

3.4.2.2 Entrampamiento (Holdup) líquido: se define como la fracción de la sección de la tubería ocupada por el líquido:

$$H_L = \frac{A_L}{A} \quad \text{Ec. 3.16}$$

3.4.2.3 Entrampamiento (Holdup) de gas: En forma complementaria, es la sección de la tubería ocupada por el gas, como lo muestra la figura 3.11.

$$H_G = \frac{A_G}{A} \quad \text{Ec. 3.17}$$

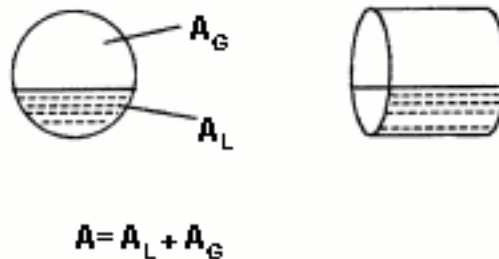


Fig. 3.11 Entrampamiento (Holdup) de Líquido y Gas

Evidentemente, si el volumen del elemento ocupado es bastante pequeño, el factor de entrampamiento del líquido puede tender a cero. Se hace necesario entonces determinar este factor para el líquido, ya que este juega un papel importante en el cálculo de las propiedades de la mezcla tales como la densidad, velocidad real del gas y del líquido, viscosidad efectiva y transferencia de calor. En el caso de flujo inestable como el flujo tapón el factor de entrampamiento cambia periódicamente y en ese caso se toma un valor promedio en el tiempo.

El valor del factor de entrampamiento varía desde cero para flujo de una fase hasta 1 para flujo bifásico y puede ser medido experimentalmente por diversos métodos, tales como resistividad o pruebas de capacitancia,

densistómetros nucleares, o por secciones de segmentos en la sarta, cerrando válvulas y midiendo el volumen de líquido atrapado.

Un valor para el factor de atrapamiento del líquido no puede ser calculado analíticamente. Este debe ser determinado por medio de correlaciones empíricas y es una función de variables tales como las propiedades del gas y del líquido, patrones de flujo, diámetro e inclinación de la tubería.

3.4.2.4 Deslizamiento de las fases (Slip, No-Slip)

Para un estado estático de un fluido bifásico, es posible considerar dos escenarios: deslizamiento del atrapamiento líquido, cuando ambas fases viajan a velocidades diferentes y no-deslizamiento del atrapamiento líquido, cuando ambas fases viajan a la misma velocidad. El término positivo indica el gas viajando más rápido que el líquido.

La velocidad de deslizamiento se define como la diferencia entre la velocidad del gas menos la del líquido:

$$v_s = v_G - v_L \quad \text{Ec. 3.18}$$

$$v_G = \frac{q_G}{A_G} \quad \text{Ec 3.18.a}$$

$$v_L = \frac{q_L}{A_L} \quad \text{Ec. 3.18.b}$$

3.4.2.5 Factor de atrapamiento sin deslizamiento (No-Slip Liquid Holdup λ_L): se define como la relación del volumen de líquido en un elemento de tubería que existiría si el gas y el líquido viajarán a la misma velocidad (sin deslizamiento), dividido por el volumen del elemento de tubería. Puede ser calculado directamente si se conocen las tasas de flujo in-situ de gas y líquido, por medio de la expresión:

$$\lambda_L = \frac{q_L}{q_L + q_G} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Donde q_L es la suma de las tasas de agua y petróleo in-situ y q_G es la tasa de gas in-situ. El factor de atrapamiento del gas sin deslizamiento o fracción vacía se define por la expresión:

$$\lambda_G = \frac{q_G}{q_L + q_G} \quad \text{Ec. 3.20}$$

En la mayoría de los flujos bifásicos, la hipótesis de no-deslizamiento es falsa y no debe usarse para predecir caídas de presión, por lo que deben usarse correlaciones empíricas.

3.5 CURVAS DE GRADIENTE DE PRESIÓN

Se conoce como nombre de gradiente de un fluido, al perfil de presiones que este tiene a lo largo de la tubería que lo contiene. Dicha curva permite visualizar la variación de la presión del fluido en todos los puntos de la tubería.

La mejor forma que existe para representar como varía la presión con respecto a la profundidad, durante el flujo en la tubería de producción, es con una gráfica de presión vs. profundidad. Esta gráfica es lo que se denomina **curva de gradiente de presión o curvas de perfil de presión** y no es más que la representación gráfica de los cambios de presión que dicho fluido tiene a lo largo de la tubería que lo transporta.

Para cada tasa de líquido, presión en el cabezal del pozo y tamaño en la tubería de producción, existe una determinada distribución de presión a lo largo de la tubería, lo cual hace que exista una curva de gradiente particular para cada conjunto específico de datos de fluido y pozo.

En la figura 3.12.a y 3.12.b, se representan las curvas de gradiente de un pozo que no fluye, ya que el yacimiento no tiene energía suficiente para levantar los fluidos hasta la superficie; y de un pozo que fluye por flujo natural, respectivamente. Cada situación representa una curva de gradiente diferente.

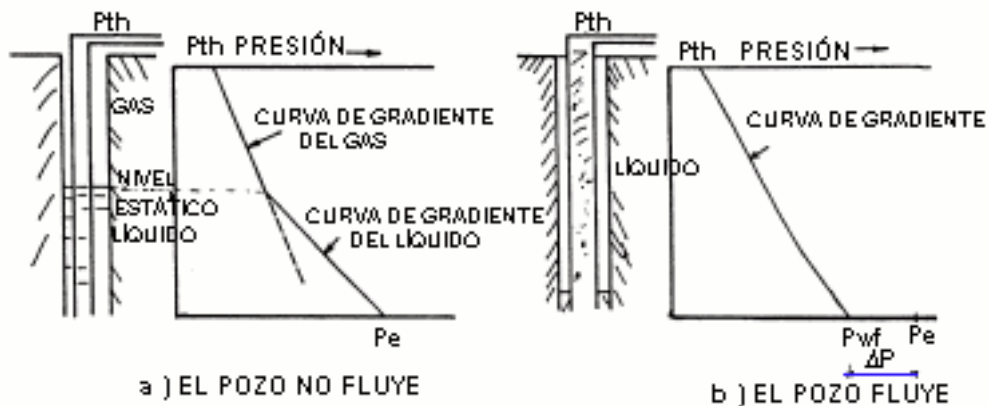


Fig. 3.12.a y 3.12.b Formas de las Curvas de Gradiente

Cuando el pozo no fluye, las curvas de gradiente para la fase líquida y gaseosa son líneas rectas, ya que no hay movimiento de fluidos. En este caso las curvas se denominan **curvas de gradiente estático**.

Cuando el pozo fluye, la curva es lineal, debido al movimiento de los fluidos producidos, y se denomina **curva de gradiente dinámico**.

a.) **Curvas de gradiente estático:** el gradiente de presión es la variación por unidad de profundidad:

$$\text{Gradiente} = \frac{\Delta P}{\Delta h} \left[\frac{\text{lpc}}{\text{pie}} \right] \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde:

ΔP = caída de presión en el intervalo vertical Δh pies, lpc.

El agua tiene un gradiente de 0,433 lpc/pie, lo cual significa que la presión aumenta 0,433 lpc por cada pie de profundidad. Si la profundidad es 1000 pies de agua, la presión causada por la columna hidrostática a esa profundidad será de 433 lpc.

En fluidos incompresibles o ligeramente compresibles (agua y/o petróleo no saturado) se considera que la densidad es constante y por tanto el gradiente de presión es constante en todo los puntos de la tubería. En este caso, la distribución de presiones es lineal y se expresa con la siguiente ecuación:

$$P = \frac{\Delta P}{\Delta H} * H \quad \text{Ec. 3.22}$$

Donde:

P = presión en la tubería, lpc.

$\frac{\Delta P}{\Delta H}$ = gradiente del fluido, lpc/pie.

H = profundidad, pie.

El gradiente de fluido se determina mediante a la ecuación:

$$GE = \frac{\rho_f}{\rho_{H_2O}} \Rightarrow \rho_f = GE * \rho_{H_2O}$$

$$\rho_f \left[\frac{\text{lpc}}{\text{pie}} \right] = \frac{\Delta P}{\Delta H} = GE * 0,433 \frac{\text{lpc}}{\text{pie}} \quad \text{Ec. 3.23}$$

Donde:

GE = gravedad específica del fluido, adimensional.

Si se trata de una mezcla específica homogénea de agua y petróleo libre de gas se debe tomar una gravedad promedio para la mezcla:

$$\overline{GE} = GE_o * f_o + GE_w * f_w \quad \text{Ec. 3.24}$$

Donde:

GE_o = gravedad específica del petróleo, adimensional.

GE_w = gravedad específica del agua, adimensional.

f_o = fracción del petróleo, en volumen.

f_w = fracción del agua, en volumen.

La ecuación 3.23 queda de la siguiente forma:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = (GE_o * f_o + GE_w * f_w) * 0,433 \frac{lpc}{pie} \quad \text{Ec. 3.25}$$

Para construir la curva de gradiente, basta con conocer la presión en dos puntos cualesquiera de la tubería.

- b.) **Curvas de gradiente dinámico:** las curvas de gradiente dinámico o **curvas de presión de fondo fluyente** para flujo multifásico en tuberías verticales, describen la forma como varía la presión dentro de la tubería de producción de un pozo produciendo fluidos.

En el estudio del comportamiento de pozos en flujo natural, el objeto básico es determinar cuánta presión se requiere para elevar el líquido desde una profundidad dada, a una tasa y una relación de gas-líquido determinada, para un diámetro de tubería específico. De esta manera, el estudio está basado en el gradiente de presión-profundidad y la solución consiste en disponer de familia de curvas de gradiente que cubran los rangos apropiados de diámetros de tubería, tasas de flujos y relación gas-líquido.

Ahora bien, el problema de la construcción de curvas de gradiente en flujo multifásico es sumamente complejo, por el gran número de variables involucradas. Al proceder a sistematizar la información de presiones de flujos verticales medidas en los pozos, se encuentra que existe un gradiente de presión para cada diámetro de tubería, para cada tasa de líquido y cada relación gas-líquido. A esto se agrega que los gradientes de presión también son afectados por otros factores, tales como: tensión superficial, viscosidad y gravedad del fluido, solubilidad del gas en el líquido, problemas de producción tales como: producción de arena, deposición de asfaltenos y parafinas, entre otros.

Además, las curvas de gradiente dinámico toman en cuenta, los efectos gravitacionales, los efectos debido a la fricción y a la aceleración. La existencia del desplazamiento de fases (diferencia de velocidades a las cuales fluyen las fases líquidas y gaseosas) y de los regímenes de flujo (configuraciones geométricas de las fases líquidas y gaseosas en mezclas no homogéneas), también introducen

complicaciones en el análisis del flujo multifásico y requiere que se desarrollen conceptos y metodologías para la obtención del gradiente de presión.

Por estas razones, es prácticamente imposible tratar de solucionar estos tipos de problemas usando la teoría clásica de la dinámica de fluidos, mediante la formulación y solución de Navier-Stokes, debido a la no-linealidad involucrada y a la dificultad de establecer condiciones de contorno apropiadas.

Un gran número de investigadores han presentado curvas de gradiente presión-profundidad, tratando el problema del flujo multifásico vertical, algunos en forma de correlaciones matemáticas y otros en forma de correlaciones empíricas, entre los cuales se encuentran:

Forma matemática:

Poettmann y Carpenter	1952
Baxendall	1961
Tek	1961
Ros	1961
Duns y Ros	1961
Duns y Ros	1963
Fancher y Brown	1963
Hagedorn y Brown	1963 y 1965
Orkiszewsky	1967
Español, Holmes y Brown	1969
Aziz, Govier y Fogarasi	1972
Beggs y Brill	1973
Taitel y Dukler	1976
Aziz y Govier	1977
Brown	1980
Eaton	1996

Forma empírica:

Gilbert	1954
---------	------

3.5.1 Correlaciones de flujo multifásico vertical:

Las correlaciones desarrolladas mediante técnicas de laboratorio y/o datos de campos poseen sus limitaciones al aplicarlas en condiciones diferentes a las de su deducción. Los factores más importantes tomados en cuenta son: el cálculo de densidad de la mezcla, el factor de entrampamiento del líquido, los regímenes de flujo, el factor de fricción, entre otros.

A su vez, las correlaciones para predecir el gradiente de presión durante el flujo multifásico en tuberías verticales, se clasifican en las siguientes categorías:

Correlaciones tipo A: Las cuales consideran que no existe deslizamiento entre las fases y no establecen regímenes de flujo. Entre ellas se encuentran las publicadas por: Poettmann y Carpenter, Gilbert y Fancher y Brown.

Correlaciones tipo B: las cuales consideran que existe deslizamiento entre las fases pero no establecen regímenes de flujo. Dentro de esta categoría esta la correlación de Hagedorn y Brown.

Correlaciones tipo C: las cuales consideran que existen deslizamiento entre las fases y regímenes de flujo. Dentro de esta categoría se encuentran las correlaciones de Duns y Ros, Orkiszewsky, Aziz, Govier y Fogarasi, Beggs y Brill y Hagedorn y Brown modificada.

Por cualquiera de las formas antes mencionadas, se puede determinar la presión de fluido en cada punto de la tubería de producción, obteniéndose la curva de gradiente de presión dinámica ver figura 3.13. Además la tabla 3.1 muestra un resumen comparativo de estas correlaciones.

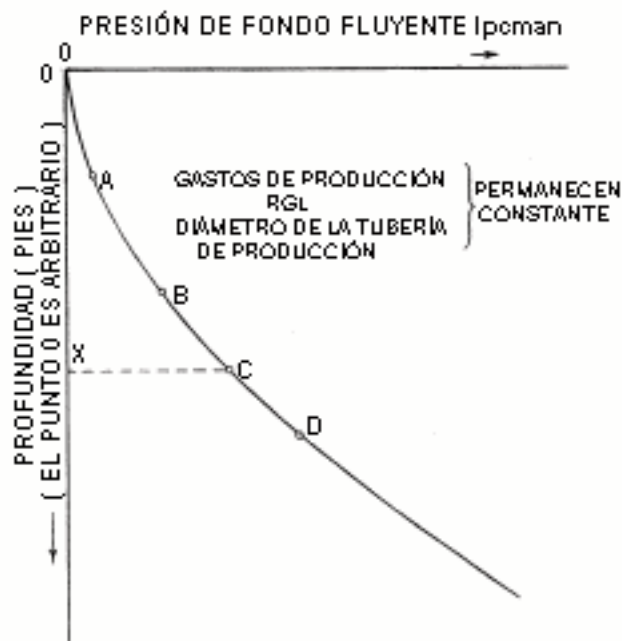


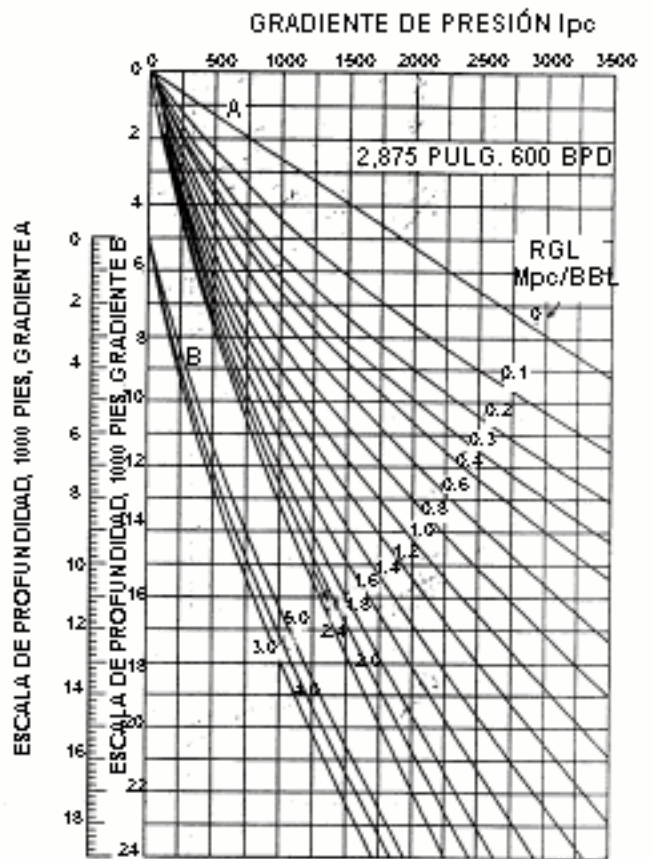
Fig. 3.13 Curvas de Gradiente de Presión Fluyente

La curva de la figura 3.13, representa la distribución de presiones para un cierto diámetro de tubería, por la cual el líquido esta fluyendo a una tasa constante, y el gas a una *RGL* de salida constante.

Existen en la industria petrolera numerosas curvas de gradiente, las cuales han sido desarrolladas para diferentes tipos de condiciones utilizando diferentes correlaciones, entre las cuales están:

- Curvas de gradiente de Gilbert Figura 3.14.a
- Curvas de gradiente de K.E. Brown Figura 3.14.b
- Curvas de gradiente de la Cía. Camco Figura 3.14.c
- Curvas de gradiente de la Cía. Shell Figura 3.14.d
- Curvas de gradiente de la Cía. USI
- Curvas de gradiente de la Cía. Otis

A continuación serán descritas una de las correlaciones más importantes con la que trabajan los simuladores de la industria petrolera:



CURVAS APROXIMADAS DE LA DISTRIBUCIÓN DE LA PRESIÓN PARA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN DE 2 7/8 PULG. A 600 BPD. DE GILBERT.

Fig. 3.14.a Curvas de Gradiente de Gilbert

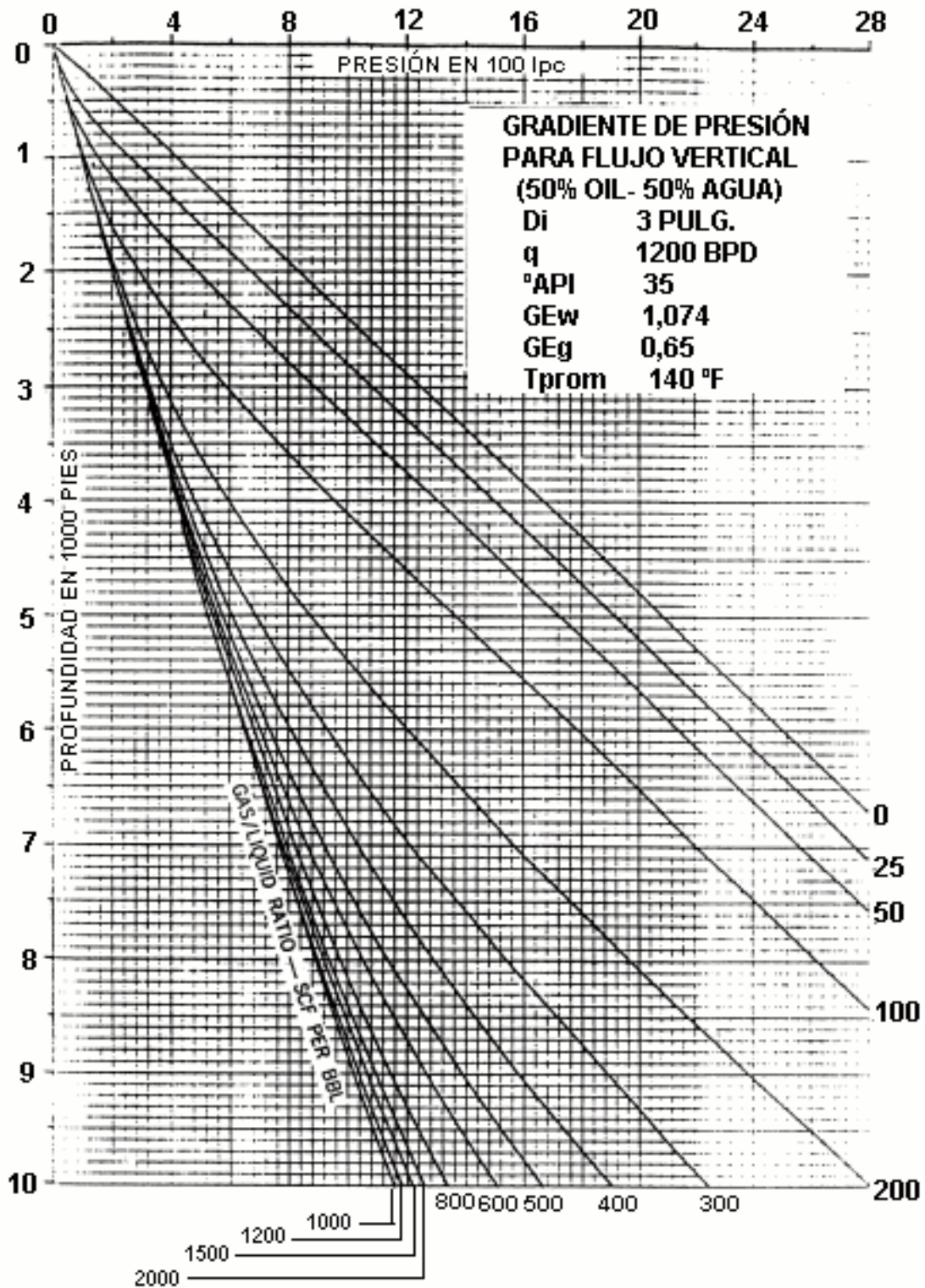


Fig. 3.14.b Curvas de Gradiente de K.E. Brown

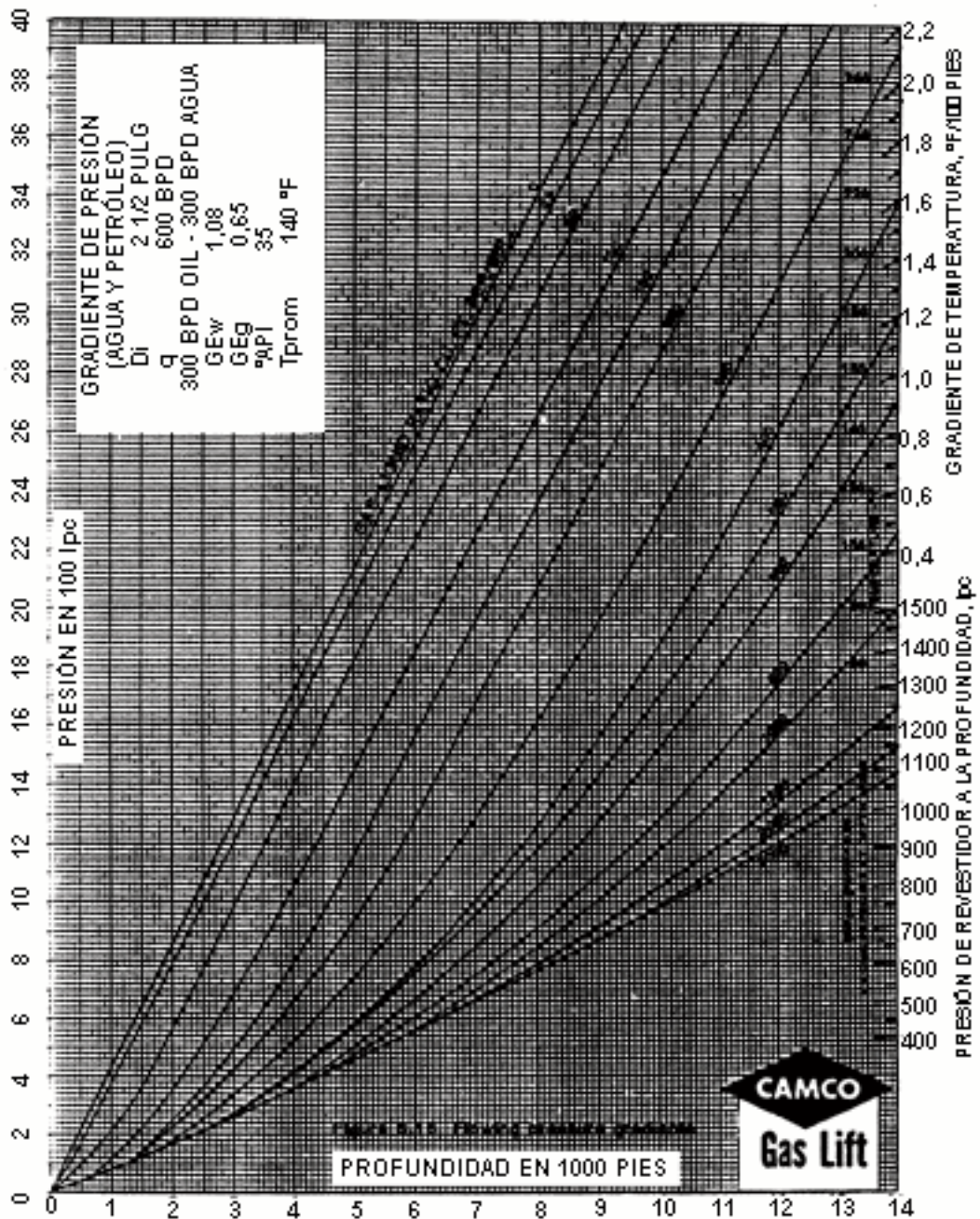


Fig. 3.14.c Curvas de Gradiente de Cía. Camco

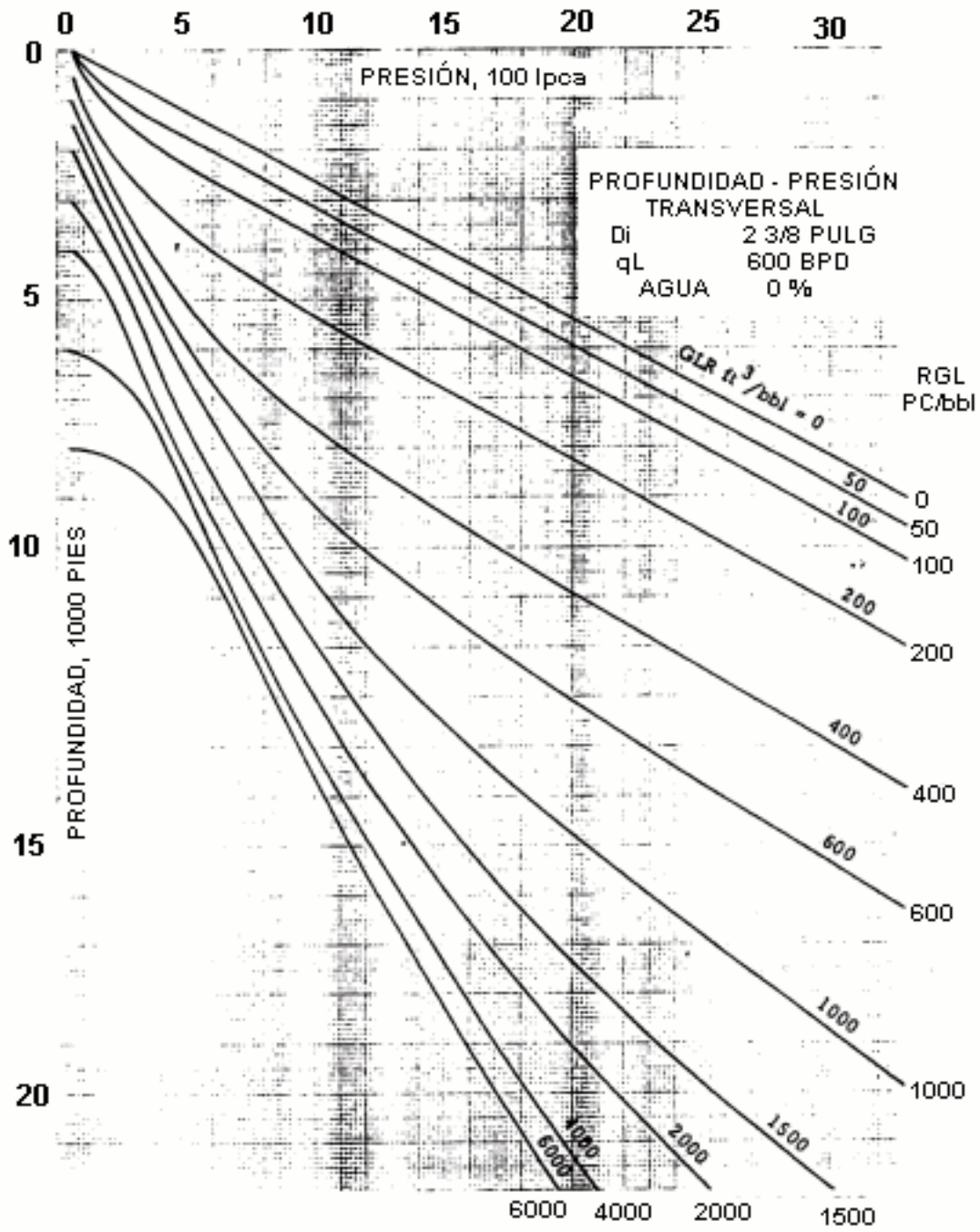


Fig. 3.14.d Curvas de Gradiente de Cía. Shell

Tabla 3.1
COMPARACIÓN DE CORRELACIONES DE FLUJO

Métodos Homogéneos 1952-1963	Correlaciones Empíricas Generalizadas 1963-1985	Modelos Mecanísticos 1980
<p>La tasa de flujo de los primeros pozos en producción fue muy alta al igual que el grado de turbulencia</p>	<p>A medida que los pozos se agotan se disminuye la tasa de flujo y el grado de turbulencia. Las fases tienden a fluir separadamente.</p>	<p>Las correlaciones empíricas no modelan los complicados mecanismos de flujo multifásico. La exactitud no puede mejorarse a pesar de la gran cantidad de datos experimentales usados en su desarrollo. Error típico: ± 20%.</p>
<p>La mezcla se podía considerar casi homogénea con las fases moviéndose a la misma velocidad y con propiedades promedio.</p>	<p>La mezcla no se considera homogénea y existe una diferencia apreciable entre las velocidades de las fases (deslizamiento).</p>	<p>Los métodos mecánicos simulan los complicados mecanismos de flujo en función del patrón existente in-situ.</p>
<p>No se consideraron los patrones de flujo.</p> $\frac{dP}{dL}_{TOT} = \frac{\rho_M * g * \text{sen} \theta}{g_C} + \frac{f_M * \rho_M * v_M^2}{2 * d * g_C} + \frac{\rho_M * v_M * dv_M}{g_C * dL}$ <p>$\rho_M = \text{masa total} / \text{volumen in-situ}$</p>	<p>Se toman en cuenta los patrones de flujo.</p> $\frac{dP}{dL}_{TOT} = \frac{\rho_M * g * \text{sen} \theta}{g_C} + \frac{f_M * \rho_M * v_M^2}{2 * d * g_C} + \frac{\rho_M * v_M * dv_M}{g_C * dL}$ <p>$\rho_M = \rho_L * H_L + \rho_G * (1 - H_L)$</p>	<p>Error típico: ± 10%.</p> $\frac{dP}{dL}_{TOT} = \frac{\rho_M * g * \text{sen} \theta}{g_C} + \frac{f_M * \rho_M * v_M^2}{2 * d * g_C} + \frac{\rho_M * v_M * dv_M}{g_C * dL}$ <p>$\rho_M = \rho_L * H_L + \rho_G * (1 - H_L)$</p>
<p>Se ajusta empíricamente a los datos experimentales a través del factor de pérdidas de la mezcla f_M. Poettmann y Carpenter, 1952 Baxendell y Thomas, 1961 Fancher y Brown, 1963</p>	<p>Se ajusta empíricamente a los datos experimentales a través del retraso del líquido, H_L, y el factor de fricción de dos fases, f_{fp}. Duns y Ros, 1963 Hagedorn y Brown, 1965 Orkiszewski, 1967 Aziz y Govier, 1972 Beggs y Brill, 1973 Gray, 1964 Chierici, et. al., 1974</p>	<p>Se ajusta con modelos mecánicos semiempíricos a los datos experimentales a través del retraso del líquido, H_L, y el factor de fricción de dos fases, f_{fp}. Taitel, Bamea y Dukler, 1980. Bamea, 1987 Hasan y Kabir, 1988 Ansari et. al., 1994</p>

Poettmann y Carpenter: en 1952, desarrollaron un método semiempírico que utiliza la ecuación general de energía y datos de 49 pozos, 34 pozos produciendo por flujo natural y 15 pozos produciendo por levantamiento por gas, donde la pérdida de energía total se debe a las pérdidas por elevación y fricción, los fluidos se consideraron como una mezcla homogénea de petróleo, gas y agua para el cálculo de la densidad del fluido y de la velocidad de flujo. Esta correlación permite conocer las presiones de fondo con una buena aproximación cuando la tasa de flujo es alta y la relación gas-líquido baja. Suposiciones de esta correlación:

- No se considera que existe deslizamiento entre las fases y no considera regímenes de flujo.
- Los efectos de viscosidad fueron asumidos como insignificantes, aunque el trabajo realizado por Ros y Hagedorn & Brown han mostrado que estos efectos viscosos para los crudos con viscosidades mayores que 6 cPs o 10 cPs, son muy significativos.
- El término de aceleración en la ecuación general de la energía fue considerado insignificante. Si bien esto es cierto para muchos casos, el término es significativo para velocidades extremadamente altas y fue incluido en el factor de fricción.
- Las pérdidas por fricción se consideran promedias a lo largo de la tubería. Aunque el factor de pérdida de energía (o factor de pérdida de fricción) es asumido para un rango de valores por encima de la longitud de la tubería vertical, realmente fue encontrado por otros investigadores que estos varían desde el fondo hasta el tope del eductor.
- Aplicable a pozos con las siguientes características:
 1. Diámetro de tubería: 2, 2 ^{1/2} , 3 pulgadas.
 2. Viscosidades líquidas menor a 10 cPs.
 3. Relación gas-líquido menor a 1500 PCN/BN.
 4. Tasa de producción líquida mayor a 400 BPD.

Hagedorn y Brown: en 1964, Hagedorn y Brown presentaron dos trabajos. En el primero se estudio en efecto de la viscosidad en la tubería de 1 ^{1/4"} de diámetro y 1500 ' de longitud. Para ellos utilizaron cuatro fluidos de diferentes viscosidades, cada uno de los cuales se probó para diferentes tuberías y relaciones gas-líquido. Concluyeron que para viscosidades líquidas menores de 12 cPs; la misma tiene poco efecto sobre los gradientes de presión en flujo vertical multifásico. En el segundo trabajo presentaron una correlación general para el cálculo del gradiente

de presión, Resultando una ecuación similar a la de Poettmann y Carpenter. En el cálculo de la densidad de la mezcla emplearon una aproximación del factor de entrapamiento líquido, cuando no existe entrapamiento entre fases. El factor de entrapamiento líquido cuando existe tal deslizamiento, fue correlacionado con varios parámetros de flujo y propiedades de los fluidos. Los resultados presentados indican un error promedio de 1,5 % y una desviación de 5,5%. Los autores tomaron en cuenta las siguientes consideraciones teóricas:

- La ecuación de gradiente de presión es similar a la de Poettmann y Carpenter, pero incluye el término de la energía cinética y considera que existe deslizamiento entre las fases.
- No considera los regímenes de flujo.
- El factor de fricción para flujo multifásico se calcula utilizando el diagrama de Moody.
- La viscosidad líquida tiene un efecto importante en la pérdida de presión que ocurre en el flujo multifásico.
- El factor de entrapamiento líquido o fracción del volumen de la tubería ocupado por el líquido es función de cuatro números adimensionales: número de velocidad líquida, número de velocidad del gas, número de diámetro de la tubería y número de viscosidad líquida.

Según los autores la ecuación es:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta H}\right)_{TOTAL} = \frac{1}{144} \left[\rho_M + \frac{f_M * \rho_M * v_M^2}{2 * g_c * d} + \frac{\rho_M * \Delta v_M^2}{2 * g_c * \Delta H} \right] \text{ Ec. 3.26}$$

Donde:

ΔP = caída de presión en un tramo ΔH de tubería.

ΔH = longitud de la tubería.

ρ_M = densidad de la mezcla.

f_M = factor de fricción de la mezcla.

v_M = velocidad de la mezcla.

g = aceleración debido a la gravedad.

g_c = constante de proporcionalidad.

d = diámetro de la tubería.

Calculo de ρ_M :

$$\rho_M = \rho_L * H_L + \rho_G * (1 - H_L) \quad \text{Ec. 3.27}$$

Calculo de H_L (acumulación de líquidos):

- se determina LB :

$$LB = 1,071 - \frac{0,2281 * v_M^2}{d} \quad \text{Ec. 3.28}$$

LB debe ser $\geq 0,13$

Si $v_{sG}/v_M < LB$ existe régimen de burbuja. Entonces :

$$H_L = 1 - 0,5 * \left[\left(1 + \frac{v_M}{v_s} \right) - \left(1 - \frac{v_M^2}{v_s} \right) - 4 * \left(\frac{v_{sG}}{v_s} \right) \right] \quad \text{Ec. 3.29}$$

Donde:

v_{sG} = velocidad superficial de la fase gaseosa

v_s = velocidad superficial de la fase

$V_s = 0,8$ pies/s

Si $v_{sG}/v_M > LB$, H_L es función de los números adimensionales.

$$N_{vL} = 1,938 * v_{sL} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3.30}$$

Donde:

N_{vL} = número de la velocidad líquida.

$$N_{vG} = 1,938 * v_{sG} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3.31}$$

Donde:

N_{vG} = número de la velocidad del gas, según Hagedorn y Brown.

σ_L = tensión superficial de la interfase líquida.

$$N_D = 120,872 * d * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 3.32}$$

Donde:

N_D = número de diámetro de la tubería, según Hagedorn y Brown.

$$N_L = 0,15726 * \mu_L * \left(\frac{1}{\sigma_L^3 * \rho_L} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3.33}$$

Donde:

N_L = número de viscosidad líquida.

μ_L = viscosidad líquida.

Con:

$$\rho_L = \rho_O * N_{FRO} + \rho_W * N_{FRW} \quad \text{Ec. 3.34}$$

Donde:

N_{FRO} = número de Froude del petróleo.

N_{FRW} = número de Froude del agua.

Procedimiento:

Con N_L se obtiene CN_L a partir de la figura 3.15. CN_L = coeficiente número de viscosidad líquida según Hagedorn y Brown.

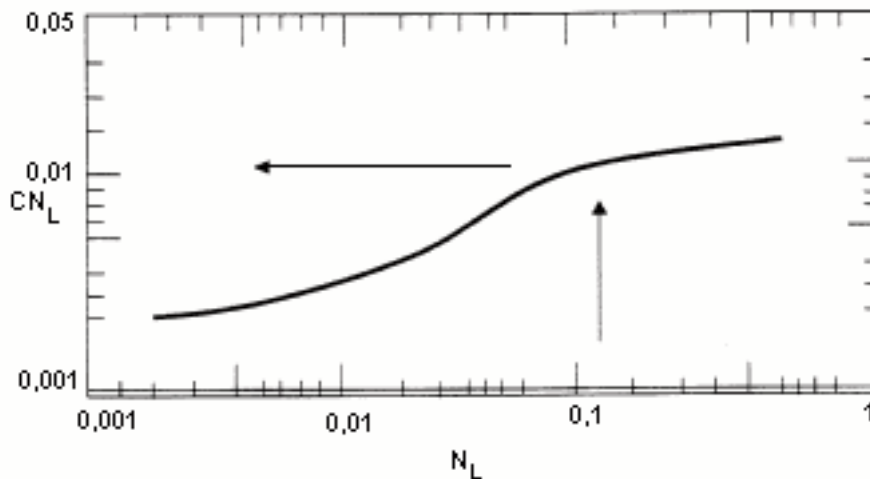


Fig. 3.15 Correlación Para el Coeficiente del Número de Viscosidad Líquida Según Hagedorn y Brown

Con el factor $N_{VG} * N_L^{0,38} / N_D^{2,14}$ usando la figura 3.16.

Ψ = factor de corrección según Hagedorn y Brown.

Con el factor $(N_{VL} / N_{VG}^{0,575}) * (P / 14,7)^{0,1} * (CN_L / N_D)$.

P = presión en la tubería se obtiene H_L / Ψ a partir de la figura 3.17.

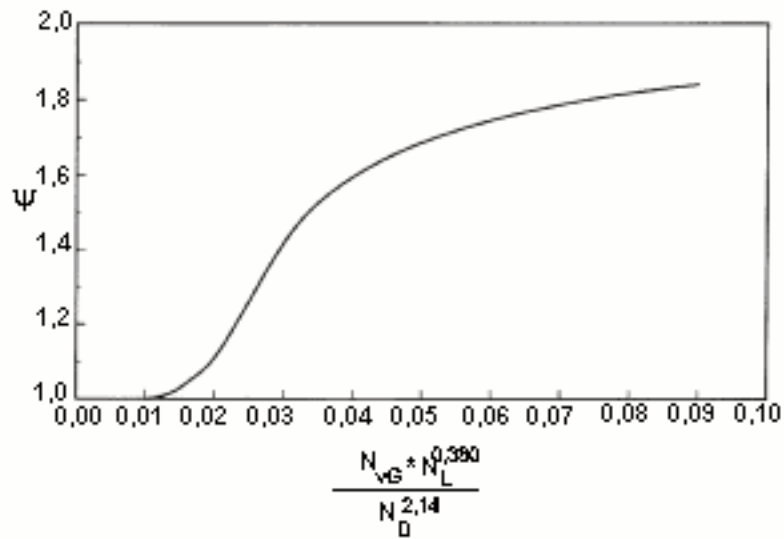


Fig. 3.16 Correlación Para el Factor de Corrección Según Hagedorn y Brown

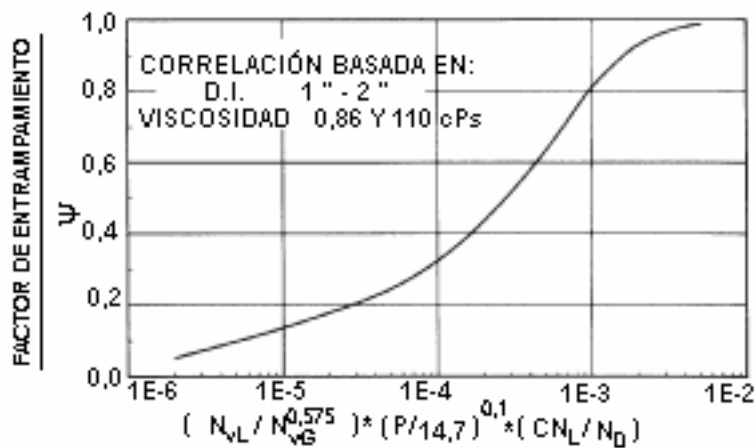


Fig. 3.17 Correlación Para el Entrampamiento Entre el Factor de Corrección Según Hagedorn y Brown

$$H_L = \left(\frac{H_L}{\Psi} \right) * \Psi \tag{Ec. 3.35}$$

Cálculo de f_M (factor de fricción de Moody): conocido ε/d , se calcula:

$$Re_{tp} = \frac{1488 * d * \rho_M * v_M}{\mu_M} \quad \text{Ec. 3.36}$$

$$\mu_M = \mu_L^{H_L} * \mu_G^{(1-H_L)} \quad \text{Ec. 3.37}$$

Y se obtiene f_M a partir de la figura 3.18.

Observación: si el régimen es de burbuja entonces:

$$Re_{tp} = \frac{1488 * \rho_L * d * v_L}{\mu_L} \quad \text{Ec. 3.38}$$

$$v_L = \frac{v_{sL}}{H_L} \quad \text{Ec. 3.39}$$

Y el gradiente de presión por fricción se convierte:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta H} \right)_{FRICC} = \frac{f_M * \rho_L * v_L^2}{2 * gc * d} \quad \text{Ec. 3.40}$$

Calculo del gradiente de energía cinética (Ek):

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta H} \right)_{Ek} = Ek = \frac{\rho_M * \Delta v_M^2}{2 * gc * \Delta H} \quad \text{Ec. 3.41}$$

Dicho gradiente es despreciable cuando la presión promedio es mayor de 150 lpc.

$$v_M^2 = v_{M1}^2 - v_{M2}^2 \quad \text{Ec. 3.42}$$

$$v_{M1}^2 = (v_{sL1} + v_{sG1})^2 @ P_1 \text{ y } T_1 \quad \text{Ec. 3.43}$$

$$v_{M2}^2 = (v_{sL2} + v_{sG2})^2 @ P_2 \text{ y } T_2 \quad \text{Ec. 3.44}$$

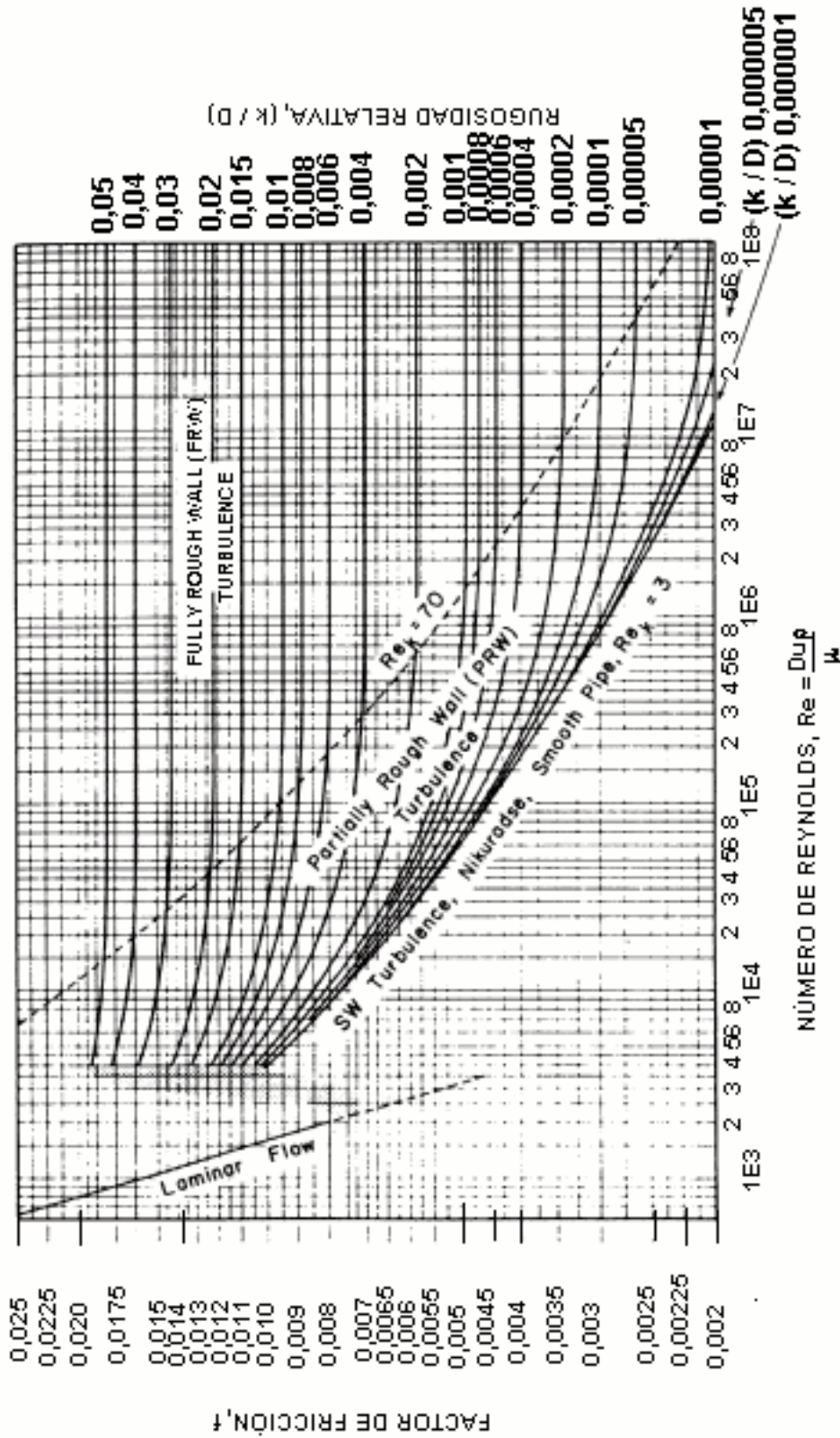


Fig. 3.18 Diagrama del Factor de Fricción según Moody

Ros N.C.: en 1961 Ros N.C., demostró que una correlación de gradiente de presión debe considerar el factor de entrapamiento líquido y la fricción en las paredes. Relacionó los efectos anteriores con parámetros adimensionales y por medio de un programa experimental de laboratorio determinó tres regímenes de flujo, los cuales dividió en tres regiones: baja, media y alta presencia de gas.

Fancher y Brown: en 1963, Fancher y Brown utilizaron las correlaciones de Poettmann y Carpenter pero considerando la relación gas-líquido como parámetro adicional en el cálculo del factor de fricción. Esta correlación predice la caída de presión con una aproximación del 10%. Esta correlación puede utilizarse con buenos resultados para:

1. Tasa de producción líquida menor a 400 BPD.
2. Diámetro de tubería mayores de 2 " y menores de 2 ^{1/2} " .
3. Relación gas-líquido menor a 5000 PCN/BN.

Esta correlación es por lo tanto, un ajuste al método de Poettmann y Carpenter y es más precisa para bajas tasas de flujo y grandes RGP. Dicha correlación no es recomendable para diámetros menores que 2 ^{3/8} " y mayores que 2 ^{7/8} " , además de no tomar en cuenta propiedades del fluido como tensión superficial y viscosidad. Durante su desarrollo, se obtuvo un parámetro de correlación adicional necesario para establecer una relación apropiada, dicho parámetro lo representa la relación gas-líquido.

Hay que considerar que el factor de fricción desarrollado (que incluye como parámetro la RGP) presenta un mayor efecto bajo las características de bajas tasas y altas RGP, y dado que la presente correlación no considera las viscosidades, la tensión superficial ni el deslizamiento entre las fases, la misma debe un alto porcentaje del gradiente de presión calculado, al factor de fricción, por lo cual, bajo las condiciones antes mencionadas Fancher y Brown ofrecen una buena aproximación.

Duns y Ros: los regímenes de flujo gas-líquido en tubería vertical pueden ser predichos con un gráfico de regímenes de flujo, un diagrama relacionando patrones de flujo para tasas de cada fase, propiedades de fluidos y tamaño de tubería. Una variedad de gráficas se usaron para distinguir diferentes regímenes de flujo en algunas correlaciones de caída de presión, como la de Duns y Ros en 1963 (fig. 3.19). Los autores correlacionaron los regímenes de flujo con dos números adimensionales los cuales son: el número de velocidad líquida (N_{vL}) y el número de velocidad de gas (N_{vG}), definidos como:

$$N_{vL} = v_{sL} * \left(\frac{\rho_L}{g * \sigma} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3.45}$$

$$N_{vG} = v_{sG} * \left(\frac{\rho_L}{g * \sigma} \right)^{1/4} \quad \text{Ec. 3.46}$$

Donde:

ρ_L : densidad del líquido

σ : tensión superficial del sistema líquido-gas

g : aceleración de gravedad

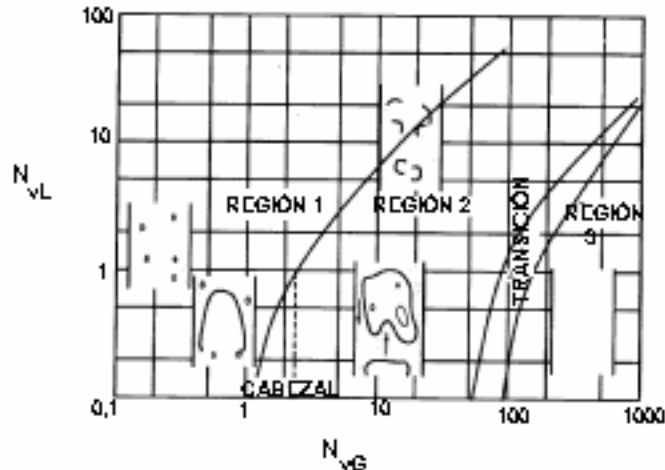


Fig. 3.19 Gráfico de Regímenes de Flujo Según Duns y Ros

Estos patrones de flujo se describen para algunas propiedades de fluidos, sin embargo, esto para un sistema gas-líquido dado, las únicas variables en grupos adimensionales son las velocidades superficiales de las fases.

Duns y Ros definieron tres distintas regiones en sus gráficos, pero también incluyeron una región de transición donde los flujos cambian de líquido continuo a un sistema de gas continuo. La región I contiene flujo burbuja y baja velocidad de flujo tapón, la región II contiene flujo espuma y alta velocidad de flujo tapón y la región III contiene patrones de flujo anular o neblina.

Orkiszewsky: en 1967, Orkiszewsky combinó el trabajo de Griffith para flujo burbuja, el de Griffith y Wallis para flujo tapón y el Duns y Ros para flujo neblina. Desarrolló nuevas correlaciones para el cálculo de la densidad de la mezcla y el factor de fricción para el caso de flujo tapón utilizando un parámetro denominado **coeficiente de distribución de líquido δ** , el cual se correlaciono con el diámetro de la tubería, la velocidad superficial y la viscosidad líquida, usando los datos de Hagedorn y Brown. Esta correlación fue probada con un error porcentual de 10,8%. El autor considera deslizamiento entre las fases y la existencia de cuatro regímenes de flujo (burbuja, tapón, anular y neblina).

Beggs y Brill: en 1973, Beggs y Brill publicaron un esquema para calcular la caída de presión que ocurre durante el flujo simultáneo de gas y líquido en tuberías horizontales e inclinadas. Dicha correlación se desarrollo usando mezcla

de aire y agua fluyendo en tuberías acrílicas de 90 ‘ de longitud y de 1 a 1,5 “ de diámetro interno. Un total de 584 pruebas de flujo bifásico se hicieron a diferentes ángulos de inclinación. Los autores establecieron ecuaciones según los regímenes de flujo segregados, intermitentes y distribuidos para el cálculo del factor de entrapamiento líquido y definieron el factor de fricción bifásico independientemente de los regímenes de flujo. Para las 27 pruebas de flujo vertical los autores reportaron un error porcentual de 1,43% y una desviación de 6,45%.

Una de las etapas de producción es el transporte de los fluidos desde el cabezal del pozo hasta las instalaciones de superficies, el problema del flujo horizontal multifásico se considera tan complejo como el flujo multifásico vertical. Para el diseño de las tuberías de gran longitud es necesario conocer las caídas de presión a lo largo de ellas. El flujo multifásico en línea es un problema difícil de modelar matemáticamente: no obstante varias correlaciones empíricas han aparecido en la literatura en los últimos años, donde el cálculo se lleva a cabo considerando el sistema de hidrocarburos compuesto por pseudo componentes denotados como petróleo y gas, cada uno de los cuales tiene una composición fija.

Beggs y Brill en 1973, realizaron la siguiente correlación para curvas de gradiente.

Según los autores:

$$\frac{\Delta P}{\Delta H} = \frac{1}{144} * \left[\frac{g * \rho_{tp} * \text{sen}\theta}{gc} + \frac{f_{tp} * \rho_{ns} * v_M^2}{2 * gc * d} \right] \text{Ec. 3.47}$$

Donde:

ρ_{ns} = densidad de la mezcla considerando deslizamiento entre fases.

f_{tp} = factor de fricción considerando deslizamiento entre fases.

ρ_{tp} = densidad de la mezcla considerando no-deslizamiento entre fases.

Ek = energía cinética.

θ = ángulo de inclinación.

Siendo:

$$\rho_{ns} = \rho_L * \lambda + \rho_G * (1 - \lambda) \text{Ec. 3.48}$$

Donde:

λ = cantidad de líquido.

$$\rho_{tp} = \rho_L * H_L + \rho_G * (1 - H_L) \text{Ec. 3.49}$$

Donde:

H_L = cantidad de mezcla.

$$Ek = \rho_p * v_M * \frac{v_{sG}}{32,3 * P} \quad \text{Ec. 3.50}$$

1.- Calculo de H_L :

Se determina el número de Froude N_{FR} .

$$N_{FR} = \frac{v_M^2}{gc * d} \quad \text{Ec. 3.51}$$

Si N_{FR} es menor que L_1 , el régimen de flujo es segregado y

$$H_{L(0)} = \frac{0,98 * \lambda^{0,4846}}{N_{FR}^{0,0868}} \quad \text{Ec. 3.52}$$

Si L_1 es \leq a N_{FR} y a su vez $<$ que L_2 , el régimen de flujo es intermitente y

$$H_{L(0)} = 0,845 * \frac{\lambda^{0,5351}}{N_{FR}^{0,0173}} \quad \text{Ec. 3.53}$$

Si N_{FR} es \geq que L_2 , el régimen de flujo es distribuido y

$$H_{L(0)} = 1,065 * \frac{\lambda^{0,5824}}{N_{FR}^{0,06093}} \quad \text{Ec. 3.54}$$

$H_{L(0)}$ = factor de entrapamiento del líquido para tubería horizontal.

Siendo:

$$L_1 = e^{-462 - 3,757 X^2 - 0,0207 X^3} \quad \text{Ec. 3.55}$$

$$L_2 = e^{1,061 - 4,602 X - 1,609 X^2 - 0,179 X^3 + 0,365 * 10^{-3} X^5} \quad \text{Ec. 3.56}$$

$$X = Ln \lambda.$$

Luego H_L es igual

$$H_L = H_{L(0)} * \Psi \quad \text{Ec. 3.57}$$

Donde:

ψ = factor de corrección de para tubería inclinada.

$$\psi = 1 + c * [\text{sen}(1,8 * \phi) - 0,333 * \text{sen}^3(1,8 * \phi)] \quad \text{Ec. 3.58}$$

Donde:

$\phi =$ ángulo de la tubería vertical con respecto a la horizontal.

Para el caso de tubería vertical $\phi = 90^\circ$ y

$$\psi = 1 + 0,3 * c \quad \text{Ec. 3.59}$$

$$c = (1 - \lambda) * \text{Ln}(D * \lambda^E * N_{vL}^F * N_{FR}^G) \quad \text{Ec. 3.60}$$

Los valores de la constante de D, E, F, G , dependen del régimen de flujo y de la dirección del flujo.

Para flujo hacia arriba:

Tabla 3.2

Régimen	D	E	F	G
Segregado	0,011	-3,768	3,539	-1,614
Intermitente	2,96	0,305	-0,4473	0,0978
Distribuido	no	existe	corrección	c = 0

Para flujo hacia abajo:

Tabla 3.3

Régimen	D	E	F	G
Cualquier	4,70	-0,3692	0,1244	-0,5056

2.- Calculo del factor fricción bifásico f_{tp} :

$$f_{tp} = f_{ns} * e^s \quad \text{Ec. 3.61}$$

$$f_{ns} = \left[2 * \text{Log} \left[\frac{\text{Re}}{(4,5223 * \text{Log}(\text{Re}) - 3,8215)} \right] \right]^{-2} \quad \text{Ec. 3.61.a}$$

$$\text{Re} = 1488 * v_M * d * \frac{\rho_{ns}}{\mu_{ns}} \quad \text{Ec. 3.61.b}$$

$$\mu_{ns} = \mu_L * \lambda + \mu_G * (1 - \lambda) \quad \text{Ec. 3.61.c}$$

$$s = \frac{\text{Ln}(y)}{(-0,0523 + 3,183X - 0,8727X^2 + 0,01853X^4)} \quad \text{Ec. 3.61.d}$$

$$X = \text{Ln}(y) \quad \text{Ec. 3.61.d.1}$$

$$y = \frac{\lambda}{H_L^2} \quad \text{Ec. 3.61.d.2}$$

Si $1 < y < 1,2$ entonces:

$$s = \text{Ln}(2,2 * y - 1,2) \quad \text{Ec. 3.61.e}$$

Donde:

μ_{ns} = viscosidad de la mezcla cuando no existe deslizamiento entre fases, cPs

ρ_{tp} = densidad de la mezcla bifásica, Lbm/pc

f_{tp} = factor de fricción bifásico, adimensional

f_{ns} = factor de fricción de la mezcla cuando no existe deslizamiento entre fases, adimensional.

Dukler: En 1964, Dukler publicó dos trabajos sobre flujo multifásico en tuberías horizontales, el primero de ellos hace una comparación de las correlaciones de: Baker, Bankoff, Chenoweth, Martín, Lockhart y Martinelli y Yagi, y llega a la conclusión que las correlaciones de Bankoff y Yagi son completamente inadecuadas. En la correlación de Chenoweth y Martín y en la de Lockhart y Martinelli se observó una tendencia casi uniforme, y en la medida del incremento del diámetro de la tubería, presentaban ciertas desviaciones.

Taitel y Dukler: en 1976 los autores realizaron un gráfico de regímenes de flujo basados en el análisis teórico de la transición de los patrones de flujo. Este gráfico se generó por propiedades particulares de gas y líquido y de un tamaño particular de tubería. Un gráfico para flujo aire-agua en una tubería de 2 " de diámetro interno se muestra en la figura 3.20. Este gráfico identifica cinco posibles regímenes de flujo: burbuja, burbuja disperso (un régimen burbuja donde estas son tan pequeñas que no ocurre deslizamiento), tapón, espuma y anular o neblina. La transición tapón-espuma es significativamente diferente a los otros gráficos de regímenes de flujo ya que el flujo tapón es el fenómeno que lidera la teoría de Taitel y Dukler. Las líneas **D** muestran cuan cantidad en este diámetro de tubería entran de flujo espuma antes de que se desarrolle el flujo tapón. Por ejemplo, si las condiciones de flujo caen en la línea **D** etiquetados $L_E / D = 100$, para una distancia de 100 en este diámetro de tubería desde la entrada de la misma, se predice que ocurre flujo espuma; más allá de esta distancia se predice el flujo tapón.

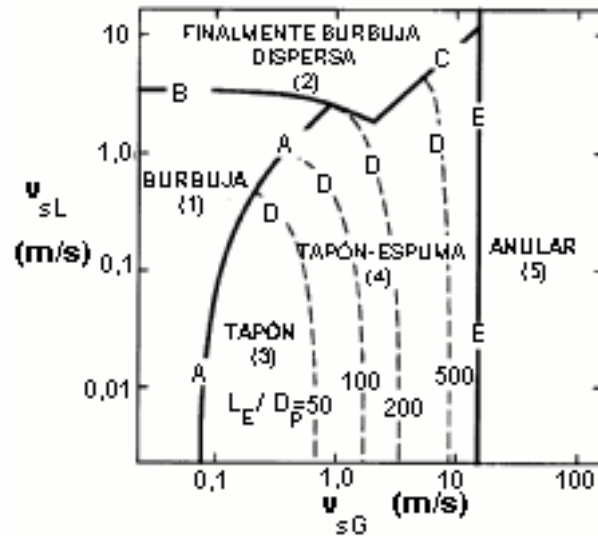


Fig. 3.20 Gráfico de Regímenes de Flujo Según Taitel y Dukler

Eaton: en 1996, Eaton presentó un trabajo experimental de campo, en el cual desarrollo una correlación basada en un balance de energía para flujo multifásico, realizando correlaciones para el factor de entrapamiento del líquido y el factor de fricción. Para evitar considerar los diferentes regímenes, considero a las fases como mezcla homogénea de propiedades promedios. La mayor contribución de este trabajo es la correlación para factor de entrapamiento de líquido, la cual relaciona dicho factor con las propiedades de los fluidos, tasa de flujo y características de la tubería, sin tomar en cuenta los patrones de flujo.

Modelos Mecanísticos: dentro de este grupo están las correlaciones de Taitel, Bamea y Dukler, Bamea, Hasan y Kavir, Ansari et. al., estos modelos están basados en los mecanismos físicos, los cuales determinan la transición entre los regímenes de flujo. Una vez que el mecanismo de transición límite es definido, se desarrolla o expresión analítica. Dicho modelo incorpora el efecto de las variables, como: tasas de líquido y gas (parámetros operacionales), diámetro de tubería y ángulo de inclinación (parámetros geométricos) y las propiedades físicas de los fluidos, por lo tanto la predicción de patrones de flujo bajo diferentes condiciones de flujo puede considerarse a otros caminos más fiables. Las correlaciones desarrolladas bajo el modelo mecanístico consideran:

- La ocurrencia de los fenómenos físicos entre las fases.
- Existencia de resbalamiento entre fases.
- Las pérdidas por fricción, aceleración y elevación.
- Las características del flujo para todos los patrones de flujo.

- Ser utilizadas para cualquier diámetro y largas longitudes de tubería.
- Además, garantizan resultados confiables cuando el patrón de flujo es intermitente.

Ejemplo

200 BPD de agua y 10000 pc / día de aire están fluyendo en dos pulgadas de tubería vertical. La densidad de agua es 62,4 lbm/pc y la tensión superficial es 74 dinas / cm. Predecir el régimen de flujo que ocurrirá usando Duns y Ros y el gráfico de régimen de flujo de Taitel y Dukler.

Solución

Primero, las velocidades superficiales son calculadas como:

$$v_{sL} = \frac{q_L}{A} = \left[\frac{200[BPD] * 5,615[pc/bbl] * \left(\frac{1día}{86400s}\right)}{0,02182[pies^2]} \right] = 0,6[pies/s] = 0,18[m/s]$$

$$v_{sG} = \frac{q_G}{A} = \left[\frac{10000[pc/días] * \left(\frac{1día}{86400s}\right)}{0,02182[pies^2]} \right] = 5,3[pies/s] = 1,62[m/s]$$

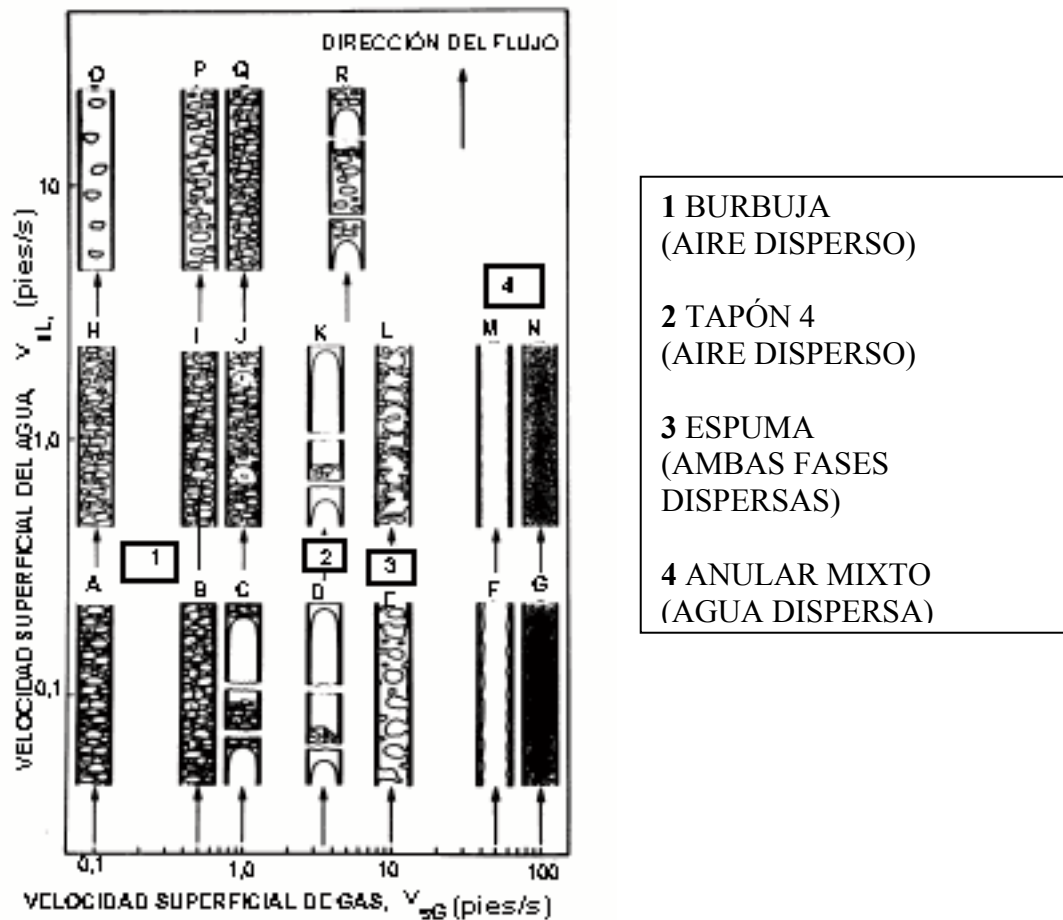
Para el gráfico de Duns y Ros deben ser calculados los números de velocidad del gas y del líquido. Para unidades de pies/s para la velocidad superficial, lbm/pc para la densidad y dinas/cm para tensión superficial, estos números de velocidades son:

$$N_{vL} = 1,938 * v_{sL} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L}\right)^{1/4}$$

$$N_{vG} = 1,938 * v_{sG} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L}\right)^{1/4}$$

Usando las propiedades físicas y las tasas de flujo dadas, se encontrará $N_{vL} = 1,11$ y $N_{vG} = 9,8$. (ver figura 3.19), las condiciones de flujo caen en la región II; el régimen de flujo predicho es alta velocidad de flujo tapón o flujo espuma. Usando el gráfico Taitel y Dukler (fig. 3.20) el régimen de flujo predicho es también el flujo tapón o espuma, con L_E/D alrededor de 150 para este diámetro desde la entrada; más allá de esta distancia se asume flujo tapón.

Aziz y Govier: en 1977, los autores muestran los patrones de flujo y las regiones aproximadas en el cual estos patrones de flujo ocurren debido a funciones de las velocidades superficiales para flujo de aire y agua, estos cambios en los patrones de flujo se observan en la figura 3.21.



3.5.2 Correlaciones de flujo multifásico horizontal:

Para fluidos monofásicos en tuberías horizontales están descritas para ecuaciones similares a las de flujo vertical pero con la simplificación de que la caída de presión en energía potencial es cero debido a que no existen diferencias de alturas en el recorrido del fluido. Si el fluido es incompresible y el diámetro de tubería es constante la caída de presión por energía cinética es también cero y el balance de energía mecánica queda reducido a:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{2 * f_f * \rho * v^2 * L}{g_c * d_i} \quad \text{Ec. 3.62}$$

El factor de fricción se obtiene por el diagrama de Moody (figura 3.18) o por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f_f}} = -4 * \log \left\{ \left(\frac{\varepsilon}{3,7065} \right) - \left(\frac{5,0452}{\text{Re}} \right) * \log \left[\left(\frac{\varepsilon^{1,1098}}{2,8257} \right) + \left(\frac{7,149}{\text{Re}} \right)^{0,8981} \right] \right\} \text{ Ec. 3.63}$$

A través de los años numerosas correlaciones se han desarrollado para el cálculo de gradiente de presión de flujo gas-líquido en tuberías horizontales. Las más comúnmente usada en la industria de gas y petróleo hoy en día son las de Beggs y Brill (en 1973), Eaton (1967) y Dukler (1969). Todas estas correlaciones incluyen una contribución de la energía cinética para el gradiente de presión; sin embargo, esto puede ser considerado insignificante al menos de que exista una alta tasa de gas y una baja presión.

La correlación de Beggs y Brill presentada anteriormente puede ser aplicada para flujo horizontal y también para flujo en cualquier dirección. Para flujo horizontal la correlación esta simplificada para cuando el ángulo θ es igual a cero, y haciendo el factor ψ igual a 1.

Eaton: esta correlación (1967) fue desarrollada empíricamente para una serie de pruebas en 2 " y 4 " de diámetro interno de tubería, con 1700 pies de longitud en las líneas. Estas consisten primordialmente de correlaciones para líquido entrampado y factor de fricción. La correlación de Eaton esta derivada para aplicaciones de balance de energía mecánica para la fase de gas y la de líquido y también para ambas juntas. Integrando esta ecuación sobre una distancia finita de tubería, ΔX .

$$\frac{\Delta P}{\Delta X} = \frac{f * \overline{\rho_M} * v_M^2}{2 * g_C * d_i} + \frac{\lambda_L * \overline{\rho_L} * \Delta v_L^2 + \lambda_G * \overline{\rho_G} * \Delta v_G^2}{2 * g_C * \Delta X} \text{ Ec. 3.64}$$

En esta ecuación la sobre barra indica propiedades evaluadas en la presión promedio sobre la distancia ΔX y las velocidades v_L y v_G son las velocidades promedios in-situ. Si los términos de energía cinética son obviados, la ecuación puede ser aplicada en un punto ó:

$$\left(\frac{dP}{dX} \right)_F = \frac{f * \rho_M * v_M^2}{2 * g_C * d_i} \text{ Ec. 3.65}$$

El factor de fricción, f , es obtenido de la figura 3.22, como una función de la tasa de flujo másico de líquido, \dot{m}_L , y un total de tasa de flujo másico, \dot{m}_M . Para la constante dada en esta figura se calcula la abscisa con la tasa de flujo másico en lbm/s, diámetro en pies y la viscosidad en lbm/pies*s.

Para el cálculo de la caída de presión de la energía cinética, se determina el entrapamiento del líquido y para esto es necesario que puedan ser calculadas las velocidades promedio de las fases in-situ. El entrapamiento del líquido esta dado en la figura 3.23, usando los mismo grupos adimensionales de las correlaciones de Hagedorn y Brown. La presión base, P_{base} , es 14,7 lpc.

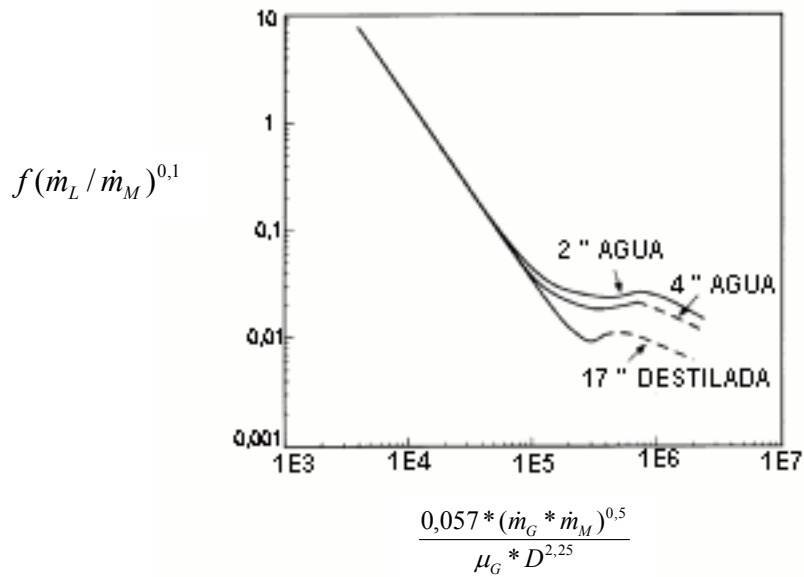


Fig. 3.22 Correlación del Factor de fricción de Eaton

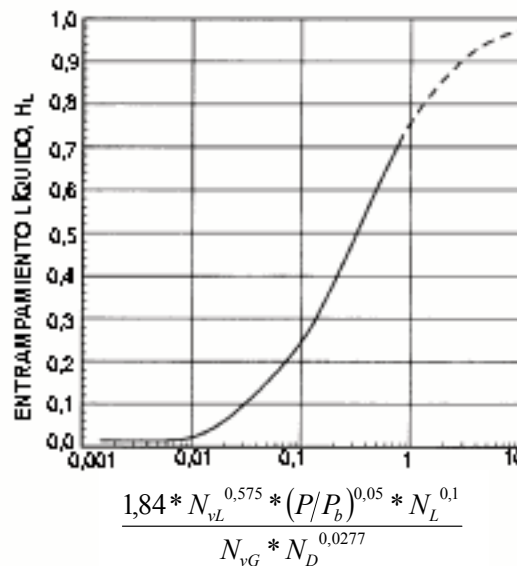


Fig. 3.23 Correlación de Entrampamiento Eaton

Ejemplo

Para una tasa de 2000 BPD, una tasa de gas de 1 MMPCN/ D a 800 lpc y una temperatura de 175 ° F, en una tubería de 2 ^{1/2} “ de diámetro interno, con propiedades de fluidos densidad del petróleo 0,8 g/cc y una viscosidad de 2 cPs, una tensión superficial de líquido de 30 dinas/cm, una tasa de líquido de 0,130 pc/s, una densidad de líquido de 49,92 lbm/pc, una densidad de gas 2,6 lbm/pc, una viscosidad del gas de 0,0131 cPs, un factor de compresibilidad del gas de 0,935 y una tasa de gas 0,242 pc/s, donde la velocidad de la mezcla es 10,9 pies/s. Calcular el gradiente de presión utilizando la correlación de Eaton, despreciando la caída de presión por energía cinética, pero determinando el entrapamiento líquido.

Solución:

Primero se calculará la tasa de flujo másico, de gas, de líquido y la combinación de estos:

$$\dot{m}_L = q_L * \rho_L = 0,130[pc/s] * 49,92[lbm/pc] = 6,5[lbm/s]$$

$$\dot{m}_G = q_G * \rho_G = 0,242[pc/s] * 2,6[lbm/pc] = 0,63[lbm/s]$$

$$\dot{m}_M = \dot{m}_L + \dot{m}_G = 6,5[lbm/s] + 0,63[lbm/s] = 7,13[lbm/s]$$

La viscosidad del gas es:

$$\mu_G = 0,0131[cPs] * 6,72x10^{-4}[lbm/(pies * s * cPs)] = 8,8x10^{-6}[lbm/(pies * s)]$$

Para encontrar f con la figura 3.22 se calcula:

$$\frac{(0,057) * (\dot{m}_G * \dot{m}_M)^{0,5}}{(\mu_G) * (d_i)^{2,25}} = \frac{(0,057) * (0,63 * 7,13)^{0,5}}{(8,8x10^{-6}) * \left(\frac{2,5}{12}\right)^{2,25}} = 4,7x10^5$$

Y leyendo de las correlaciones en la línea para el agua en 2 “ de tubería (se escoge esta línea por ser la que más se aproxima al tamaño de tubería que se tiene).

$$f * \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_M}\right)^{0,1} = 0,01$$

Entonces:

$$f = \frac{0,01}{\left(\frac{6,5}{7,13}\right)^{0,1}} = 0,021$$

Despreciando el término de energía cinética el gradiente de presión esta dado por la siguiente ecuación:

Donde para los λ , la velocidad superficial del líquido es 3,81 pies/s, la del gas es 7,11pies/s y la velocidad de la mezcla es 10,9 pies/s:

$$\lambda_L = \frac{v_{sL}}{v_M} = \frac{3,81}{10,9} = 0,35$$

$$\lambda_G = \frac{v_{sG}}{v_M} = \frac{7,11}{10,9} = 0,65$$

$$\overline{\rho_M} = \rho_L * \lambda_L + \rho_G * \lambda_G = 49,92[lbm / pc] * 0,35 + 2,8[lbm / pc] * 0,65 = 19,16[lbm / pc]$$

$$\left(\frac{dP}{dX}\right)_{FRICC} = \frac{f * \overline{\rho_M} * v_M^2}{2 * g_C * d_i} = \frac{0,021 * 19,16 * (10,92)^2}{2 * 32,17 * \left(\frac{2,5}{12}\right)} = 3,57[lbf / pc] = 0,025[lpc / pies]$$

El entrampamiento del líquido se determina de la correlación dada en la figura 3.23. Los números adimensionales necesarios son dados por las siguientes ecuaciones:

$$N_{vL} = 1,938 * v_{sL} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L}\right)^{1/4} = 1,938 * 3,81 * \left(\frac{49,92}{30}\right)^{1/4} = 8,39$$

$$N_{vG} = 1,938 * v_{sG} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L}\right)^{1/4} = 1,938 * 7,11 * \left(\frac{49,92}{30}\right)^{1/4} = 15,65$$

$$N_D = 120,872 * d_i * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L}\right)^{1/2} = 120,872 * \left(\frac{2,5}{12}\right) * \left(\frac{49,92}{30}\right)^{1/2} = 32,48$$

$$N_L = 0,15726 * \mu_L * \left(\frac{1}{(\sigma_L)^3 * \rho_L}\right)^{1/4} = 0,15726 * 2 * \left(\frac{1}{(30)^3 * 49,92}\right)^{1/4} = 0,00923$$

Calculando el valor de la abscisa se tiene:

$$\frac{(1,84) * (N_{vL})^{0,575} * \left(\frac{P}{14,7}\right)^{0,05} * (N_L)^{0,1}}{(N_{vG}) * (N_D)^{0,0277}} = \frac{(1,84) * (8,39)^{0,575} * \left(\frac{800}{14,7}\right)^{0,05} * (0,00923)^{0,1}}{(15,65) * (32,48)^{0,0277}} = 0,277$$

Y de la figura 3.23 se tiene que $H_L = 0,45$.

Las predicciones para el entrampamiento del líquido de las correlaciones de Beggs y Brill y Eaton son casi idénticas; la correlación de Eaton predice un pequeño gradiente de presión.

Dukler: La correlación de Dukler es muy parecida a la de Eaton, y esta basada en correlaciones empíricas del factor de fricción y de entrampamiento del líquido. El gradiente de presión otra vez consiste en la contribución de la fricción y la energía cinética:

$$\frac{dP}{dX} = \left(\frac{dP}{dX}\right)_{FRICC} + \left(\frac{dP}{dX}\right)_{Ek} \quad \text{Ec. 3.66}$$

La caída de presión por fricción es:

$$\left(\frac{dP}{dX}\right)_{FRICC} = \frac{f * \rho_K * v_M^2}{2 * g_C * d_i} \quad \text{Ec. 3.67}$$

Donde:

$$\rho_K = \frac{\rho_L * \lambda_L^2}{H_L} + \frac{\rho_G * \lambda_G^2}{H_G} \quad \text{Ec. 3.68}$$

El factor de fricción se obtiene del factor de fricción con no-deslizamiento, f_n , se define como:

$$f_n = 0,0056 + 0,5 * (\text{Re}_K)^{-0,32} \quad \text{Ec. 3.69}$$

Donde el número de Reynolds es:

$$\text{Re}_K = \frac{\rho_K * v_M * d_i}{\mu_M} \quad \text{Ec. 3.70}$$

El factor de fricción bifásico esta dado por la correlación Ec. 3.71:

$$\frac{f}{f_n} = 1 - \left[\frac{\ln(\lambda_L)}{1,281 + 0,478 * \ln(\lambda_L) + 0,444 * (\ln(\lambda_L))^2 + 0,094 * (\ln(\lambda_L))^3 + 0,00843 * (\ln(\lambda_L))^4} \right]$$

El entrampamiento del líquido esta dado en función de la fracción de líquido calculada, λ_L , en la figura 3.24 con el número de Reynolds como un parámetro; puesto que el entrampamiento es necesario para calcular el número de Reynolds (ρ_K depende de H_L), se determina el entrampamiento líquido con un procedimiento interactivo se puede asumir que $H_L = \lambda_L$; un estimado de ρ_K y Re_K es también calculado. Con estas estimaciones, H_L es obtenido de la figura 3.24. También se puede calcular de forma numérica los estimados de ρ_K y Re_K , se puede llevar a cabo esta convergencia repitiendo este procedimiento.

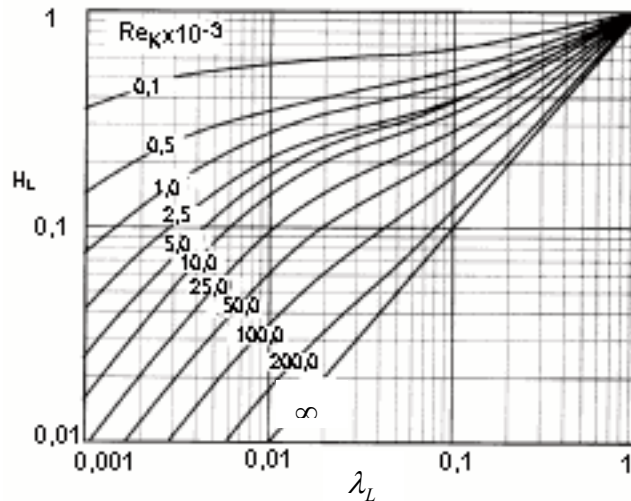


Fig. 3.24 Correlación de Entrampamiento de Dukler

Los cambios de gradientes de presión para la energía cinética están dados por:

$$\left(\frac{dP}{dX}\right)_{Ek} = \left(\frac{1}{g_c * \Delta X}\right) * \Delta \left(\frac{\rho_G * v_{sG}^2}{H_G} + \frac{\rho_L * v_{sL}^2}{H_L} \right) \quad \text{Ec. 3.72}$$

Ejemplo

Para una tasa de 2000 BPD, una tasa de gas de 1 MMPCN/ D a 800 lpc y una temperatura de 175 ° F, en una tubería de 2^{1/2} " de diámetro interno, con propiedades de fluidos densidad del petróleo 0,8 g/cc y una viscosidad de 2 cPs, una tensión superficial de líquido de 30 dinas/cm, una tasa de líquido de 0,130 pc/s, una densidad de líquido de 49,92 lbm/pc, una densidad de gas 2,6 lbm/pc, una viscosidad del gas de 0,0131 cPs, un factor de compresibilidad del gas de 0,935 y una tasa de gas 0,242 pc/s, donde la velocidad de la mezcla es 10,9 pies/s. Calcular el gradiente de presión utilizando la correlación de Dukler.

Solución:

Un procedimiento interactivo se requiere para encontrar el entrampamiento líquido. Es asumiendo que $H_L = \lambda_L$. En este caso $\rho_K = \rho_M$, encontrado previamente con un valor de 19,16 lbm/pc y $Re_K = Re_M$. De la figura 3.24 se estima $H_L = 0,44$. Usando este nuevo valor de entrampamiento líquido:

$$\mu_M = \mu_L * \lambda_L + \mu_G * \lambda_G = (2 * 0,35) + (0,0131 * 0,65) = 0,71 [cPs]$$

$$Re_M = \frac{\overline{\rho_M} * v_M * d_i}{\mu_M} = \frac{19,16 [lbm * pc] * 10,92 [pies / s] * \left(\frac{2,5}{12} \right)}{0,71 [cPs] * 6,72 [lbm / (pies * s * cPs)]} = 91600$$

$$\rho_K = \frac{\rho_L * \lambda_L^2}{H_L} + \frac{\rho_G * \lambda_G^2}{H_G} = \frac{(49,92) * (0,35)^2}{0,44} + \frac{(2,6) * (0,65)^2}{1 - 0,44} = 15,86 [lbm / pc]$$

$$Re_K = Re_M * \frac{\rho_K}{\rho_M} = (91600) * \left(\frac{15,86}{19,16} \right) = 75800$$

Con este valor se vuelve a entrar en la figura 3.24 y se obtiene un $H_L = 0,46$. El factor de fricción con no-deslizamiento es:

$$f_n = 0,0056 + 0,5 * (Re_K)^{-0,32} = 0,0056 + 0,5 * (75800)^{-0,32} = 0,019$$

Entonces:

$$\frac{f}{f_n} = 1 - \left[\frac{\ln(0,35)}{1,281 + 0,478 * \ln(0,35) + 0,444 * (\ln(0,35))^2 + 0,094 * (\ln(0,35))^3 + 0,00843 * (\ln(0,35))^4} \right]$$

$$\frac{f}{f_n} = 1,9 \Rightarrow f = 1,9 * f_n = 1,9 * 0,019 = 0,036$$

Finalmente se calcula el gradiente de presión por fricción:

$$\left(\frac{dP}{dX} \right)_{FRICC} = \frac{f * \rho_K * v_M^2}{2 * g_C * d_i} = \frac{0,036 * 15,86 * (10,92)^2}{2 * 32,17 * \left(\frac{2,5}{12} \right)} = 5,08 [lbf / pc] = 0,035 [lpc / pies]$$

Se observa que todas las correlaciones esencialmente predicen lo mismo para el entrampamiento líquido, pero las predicciones para el gradiente de presión son diferentes.

3.5.3 Variables que afectan las curvas de gradiente vertical:

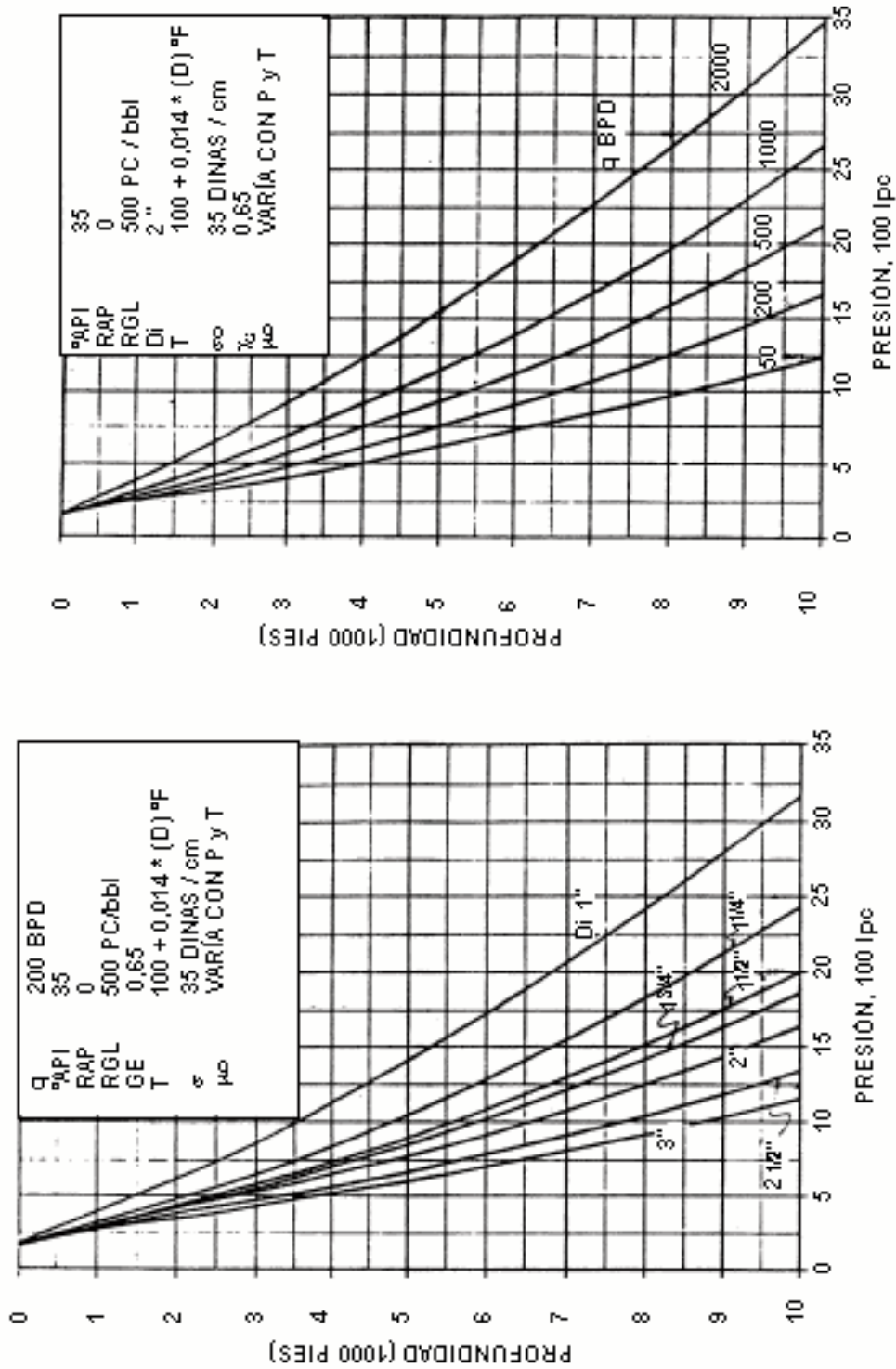


Fig. 3.25.a y 3.25.b Variables que Afectan las Curvas de Gradiente

El gradiente de presión fluyente es función del efecto de las siguientes variables:

Diámetro de la tubería: en la figura 3.25.a se observa como a medida que aumenta el diámetro de la tubería, disminuyen las pérdidas de presión a lo largo de la tubería. Las pérdidas de presión que ocurren entre la formación y la superficie, para tuberías de diámetro pequeño (1 " por ejemplo), pueden ser el doble de las pérdidas de presión para tuberías de mayor diámetro (3 "). La magnitud de las diferencias es bastante considerable. Sin embargo, si la tubería es muy grande el desplazamiento del fluido aumenta el gradiente.

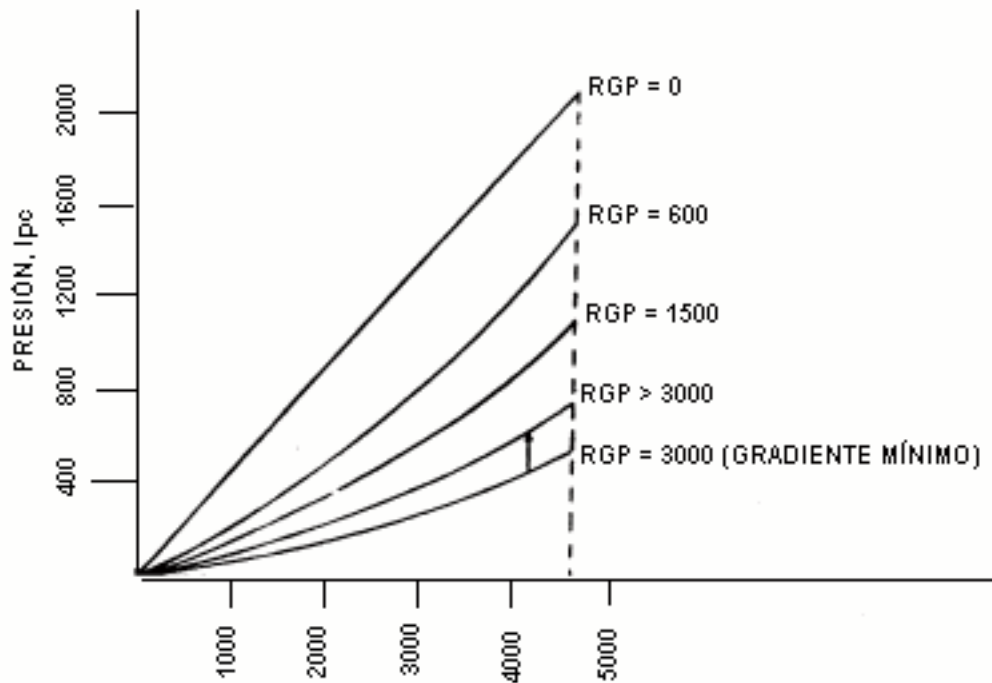
Tasa de flujo: en la figura 3.25.b se observa como la tasa de flujo medida en la superficie, afectan los gradientes de presión de flujo: a mayores tasas de flujo, mayores serán las pérdidas de presión en la tubería. Lo cual quiere decir, que se requerirá una presión de fondo fluyente, más alta para elevar un mayor volumen de fluido.

Relación gas-líquido: a medida que la relación gas-líquido aumenta. El peso de la columna de fluidos se va aligerando (figura 3.25.c), y la presión de fondo fluyente, necesaria para producir una tasa determinada, disminuye hasta llegar a un mínimo, obteniéndose lo que se denomina **gradiente mínimo de producción**.

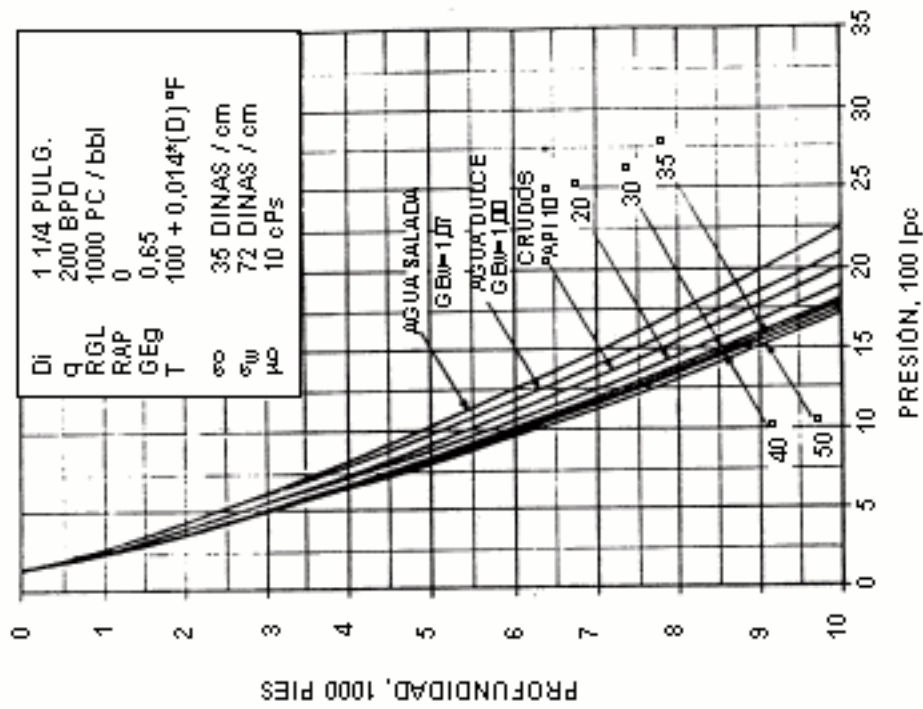
Un aumento de la relación gas-líquido por encima del valor de la *RGL* que corresponde al gradiente mínimo (*RGL* óptima), provoca un aumento de la presión de fondo fluyente. Es decir, la presión a lo largo de la tubería aumenta en lugar de disminuir, y por consiguiente, la tasa de producción disminuye en lugar de aumentar. Esto se debe a que con el aumento de la velocidad de la mezcla multifásica, la fricción adquiere más importancia que el aligeramiento de la columna.

Densidad del líquido: a medida que aumenta la densidad del líquido, esto es, al disminuir la gravedad API, aumentan las pérdidas de energía (figura 3.25.d). Mientras más pesada sea la columna de fluido, la presión de fondo fluyente aumentará, disminuyendo la tasa de producción. De modo que, para condiciones de flujo similares, las pérdidas de presión serán menores para los crudos menos densos. El gradiente de presión hidrostática domina a densidades mayores.

Relación agua-petróleo: a medida que aumenta la proporción de agua en la columna de fluidos, ésta será más pesada. Un aumento en la relación agua-petróleo, causa un incremento tanto en la densidad como en el gradiente de presión (figura 3.25.e), en consecuencia se requerirá una presión de fondo fluyente más alta, para elevar los fluidos producidos que contienen agua. La magnitud del incremento de presión no es tan grande como el encontrado en otras variables.



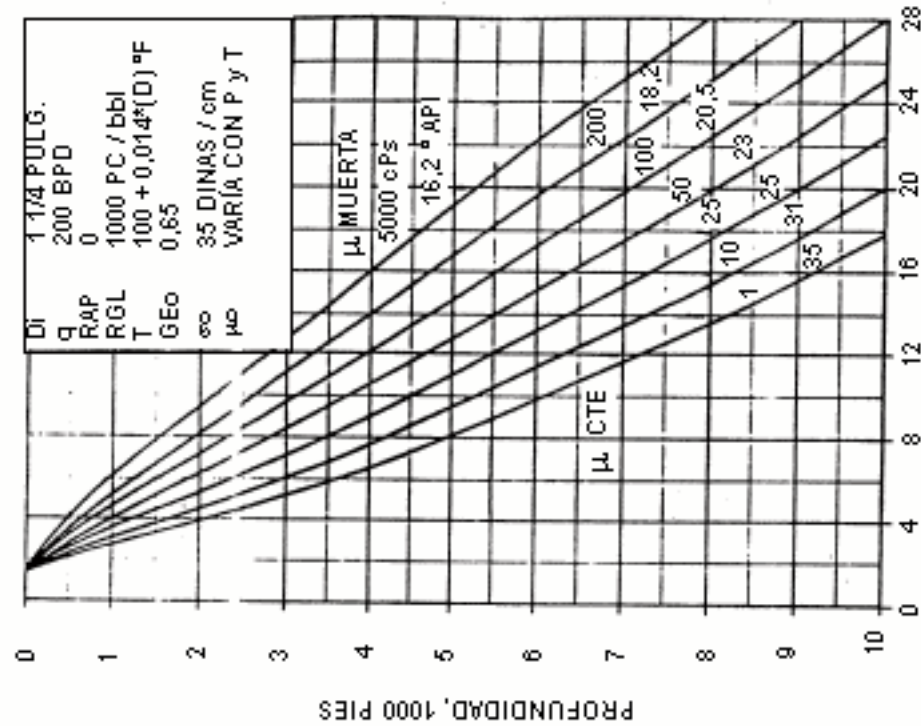
c. EFECTOS DE LA RGL



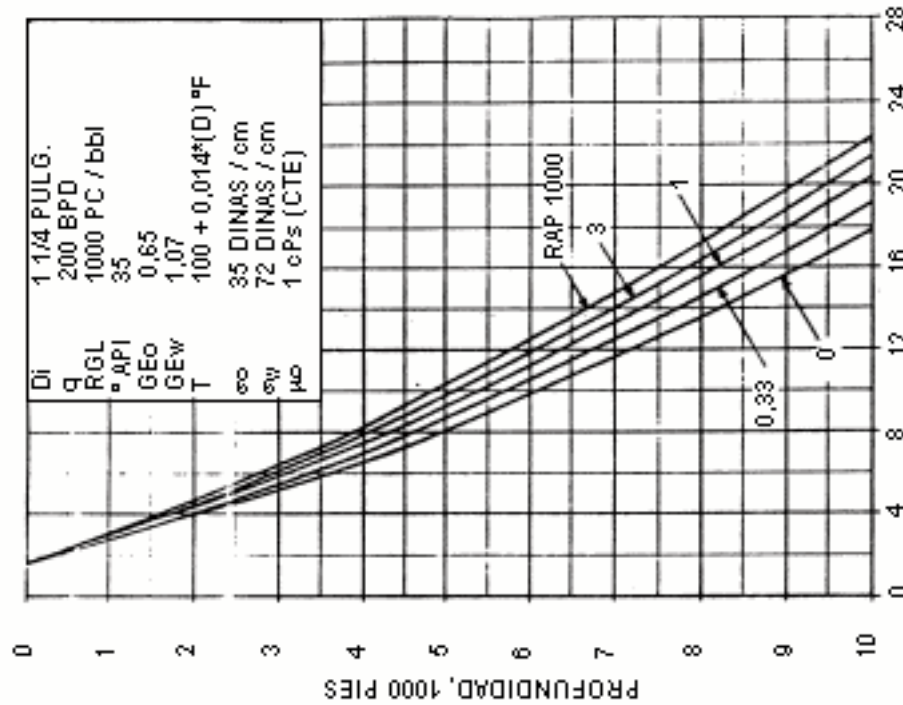
d. EFECTO DE LA DENSIDAD

Fig. 3.25.c y 3.25.d Variables que Afectan las Curvas de Gradiente

Viscosidad líquida: a medida que aumenta la viscosidad aumentan las pérdidas totales de energía (figura 3.25.f). La viscosidad del fluido en movimiento es una variable importante, fluidos menos viscosos tendrán menores pérdidas de presión vertical, en condiciones similares de flujo.



f. EFECTO DE LA VISCOSIDAD



e. EFECTO DE LA RAP

Fig. 3.25.e y 3.25.f Variables que Afectan las Curvas de Gradiente

Deslizamiento: a mayor deslizamiento entre las fases, mayores serán las pérdidas de energía.

Energía cinética: el efecto es despreciable en la mayoría de los casos, pero se recomienda incluirlo en regiones de alta densidad y altas velocidades, esto por lo general ocurre a bajas presiones (menores a 150 lpc) donde causa un aumento en las pérdidas de presión.

3.5.4 Variables que afectan las curvas de gradiente horizontal:

Diámetro de la línea: a menores diámetros, mayores serán las pérdidas de presión a lo largo de la tubería.

Tasa de flujo: a mayor tasa de flujo, mayor será la velocidad de los fluidos transportados, esto provoca un aumento en la caída de presión por fricción.

Relación gas-líquido: a mayor relación gas-líquido, mayores son las pérdidas de presión, lo cual se debe al transporte de un fluido adicional, en otras palabras, a mayor relación gas-líquido mayor será la velocidad de la mezcla, por lo tanto las pérdidas de presión por fricción serán mayores.

Viscosidad líquida: a mayor viscosidad de la fase líquida, mayor será la resistencia que dicha fase opone al fluir, en consecuencia mayores serán las pérdidas de energía en la tubería.

Relación agua-petróleo: la relación agua-petróleo no tiene un marcado efecto en la curva de gradiente horizontal, excepto para crudos viscosos.

Energía cinética: salvo para altas tasas de flujo en regiones de baja presión (menor de 150 lpc) donde la densidad es baja y la velocidad se incrementa rápidamente, el término de aceleración no se toma en cuenta.

3.5.5 Uso de las curvas de gradiente de presión:

La primera aplicación práctica de las curvas de gradiente vertical, consiste en determinar la presión de fondo fluyente (P_{wf}), necesaria para levantar los fluidos desde el fondo del pozo hasta la superficie, a partir de un valor conocido de presión de cabezal (P_{th}), para una tasa y RGL determinadas.

Otra aplicación, es el cálculo de la presión de cabezal a partir de un valor de presión de fondo fluyente dado, o calculado mediante el índice de productividad.

Las curvas de gradiente de presión de flujo vertical son graficadas de dos maneras:

- 1.) Las curvas que parten del origen cero (presión y profundidad) (fig. 3.14.b y 3.14.c anteriormente mostradas).

-
- 2.) Las que son desplazadas a lo largo del eje de profundidad para evitar la superposición de las curvas (fig. 3.14.a y 3.14.d anteriormente mostradas).

Existen dos procedimientos para operar con las curvas de gradiente, que son:

3.5.5.1 a-) Método de la profundidad equivalente

- 1.) Determinar en el eje horizontal de la gráfica, la presión de cabezal fluyente del pozo. Proyectar esta presión hacia abajo hasta cortar la curva de *RGL* del pozo. Proyectar este corte, horizontalmente hasta cortar el eje vertical de profundidad. Este punto será la profundidad cero de referencia o corrección de profundidad.
- 2.) La presión a cualquier profundidad puede ser determinada, entrando en el eje de profundidad deseada más la profundidad de corrección, y leyendo en la escala de presión donde esta profundidad intercepte la misma curva de gradiente.

3.5.5.2 b-) Método gráfico de profundidad

- 1.) En una hoja de gráfica transparente y en la misma escala que la gráfica que posee la curva, trazar los ejes y sus valores de presión y profundidad. Graficar la presión fluyente en el eje horizontal.
- 2.) Colocar la transparencia encima de las gráficas de las curvas de gradiente, manteniendo alineado los ejes verticales. Bajar la transparencia hasta que la presión cabezal de la transparencia se superponga con la curva que se quiere reproducir. Dibujar dicha curva a mano libre en la transparencia. Verificar que ambos ejes de profundidades estén superpuestos.
- 3.) La nueva curva es ahora la correcta para las condiciones existentes de presión de cabezal y se puede leer la presión para cualquier profundidad.

Ejemplo 1

Encontrar la presión de flujo en la parte inferior de una tubería de producción de $2^{3/8}$ " y 13000 pies de longitud, si el pozo esta fluyendo a una tasa de 100 BPD, a una relación gas-líquido de 1000 pc/bbls y con una presión de cabezal de 200 lpc.

La figura 3.26.a muestra la curva de gradiente de presión correspondiente a los datos del problema, y la solución gráfica utilizando el método de la profundidad equivalente.

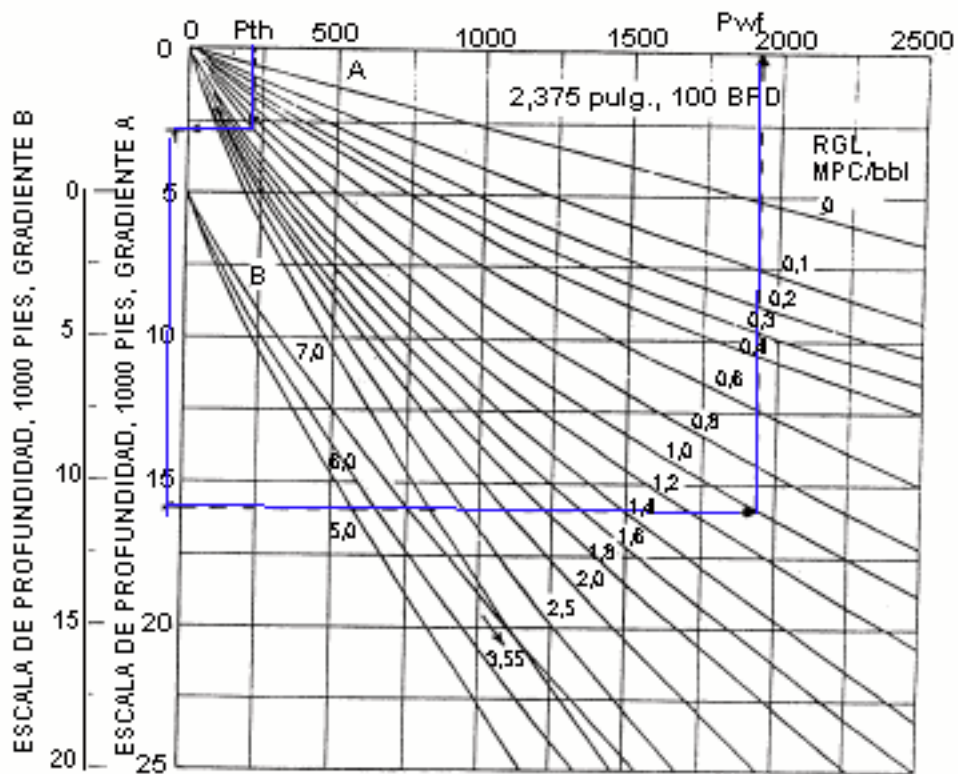


Fig. 3.26.a Procedimiento Para Trabajar con las Curvas de Gradiente- Cálculo de Pwf

Así, para el valor de P_{th} igual a 200 lpc, la profundidad cero de referencia es 2600 pies, para un RGL de 100 pc/bbls. Luego, para calcular la presión en la parte inferior de la tubería, se suma este valor de corrección a la longitud de la tubería, esto es, los 1600 pies + 13000 pies = 15600 pies.

La intersección desde la profundidad de 15600 con la curva de RGL igual a 100 pc/bbls, dará el valor de presión de fondo fluente buscado: $P_{wf} = 1900$ lpc.

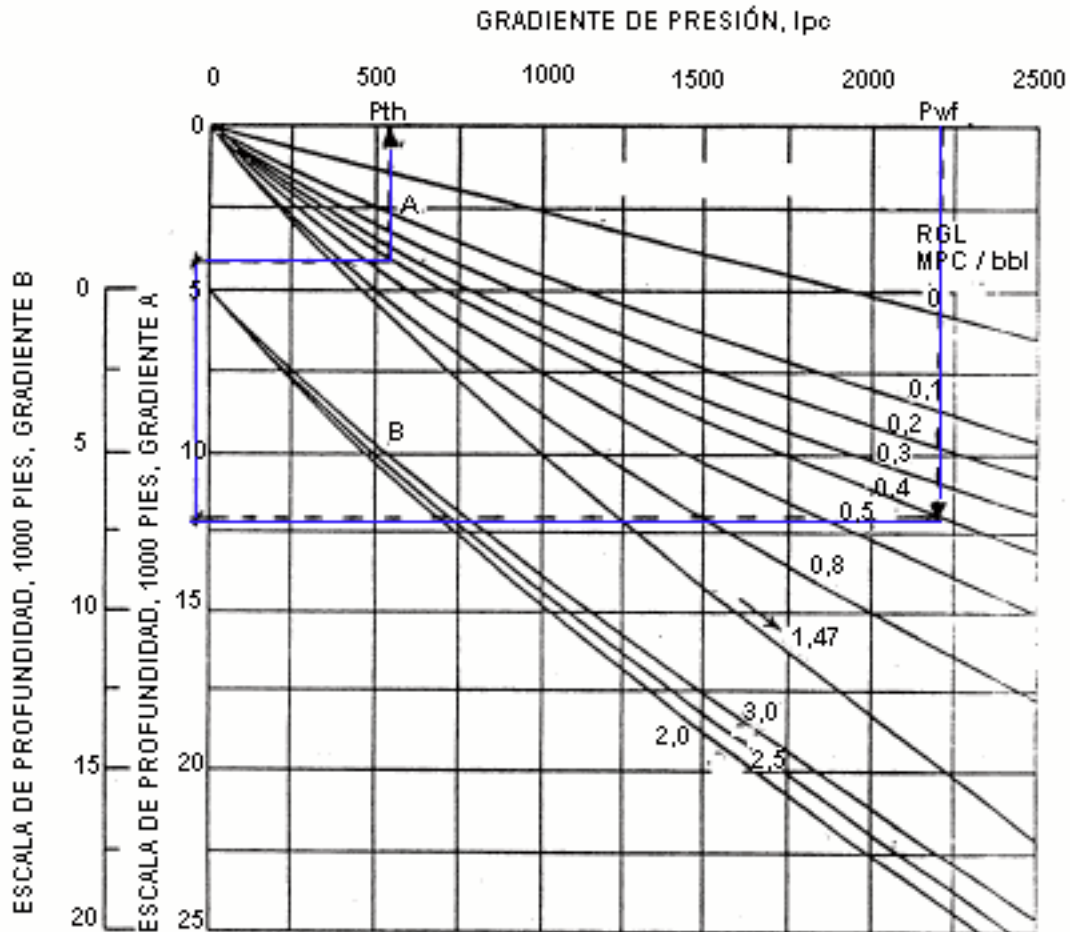
Ejemplo 2

¿ Cual es la presión en el cabezal de la tubería de producción de un pozo, completado con 8000 pies de tubería de $2^{3/8}$ “, que está fluendo a 600 BPD y cuya RGL es 4000 pc/bbls, si la presión de fondo fluente es de 2200 lpc ?.

La figura 3.26.b muestra la curva de gradiente de presión correspondiente a los datos del problema, y la solución gráfica utilizando el método de la profundidad equivalente.

El procedimiento de calculo es similar al anterior, sólo que se entra al eje de presión con el valor de $P_{wf} = 2200$ lpc, y la profundidad obtenida en el corte con la RGL igual 4000 pc/bbls (12000 pies), se le resta el valor de la longitud de la tubería de producción de 8000 pies.

Así, para una profundidad de 12000 pies – 8000 pies = 4000 pies, la intersección con la curva de RGL igual a 4000 pc/bbls, dará el valor de presión de cabezal buscado: $P_{th} = 530$ lpc.



**Fig. 3.26.b Procedimiento Para Trabajar con las Curvas de Gradiente
Cálculo de P_{th}**

Ejemplo 3

Determinar el punto de flujo natural de un pozo completado con tubería de producción de 2^{7/8} " a 5000 pies, si la presión de cabezal es de 100 lpc. El pozo tiene una presión estática de 2000 lpc y un índice de productividad de 0,3 BPD/lpc y produce con una RGL de 270 pc/bbls. Análisis de PVT realizados a muestras de fluidos de este pozo, indican que la presión de burbujeo es 3500 lpc.

a-) Cálculo de la curva IPR

El IPR se dibuja como se muestra en la figura 3.27

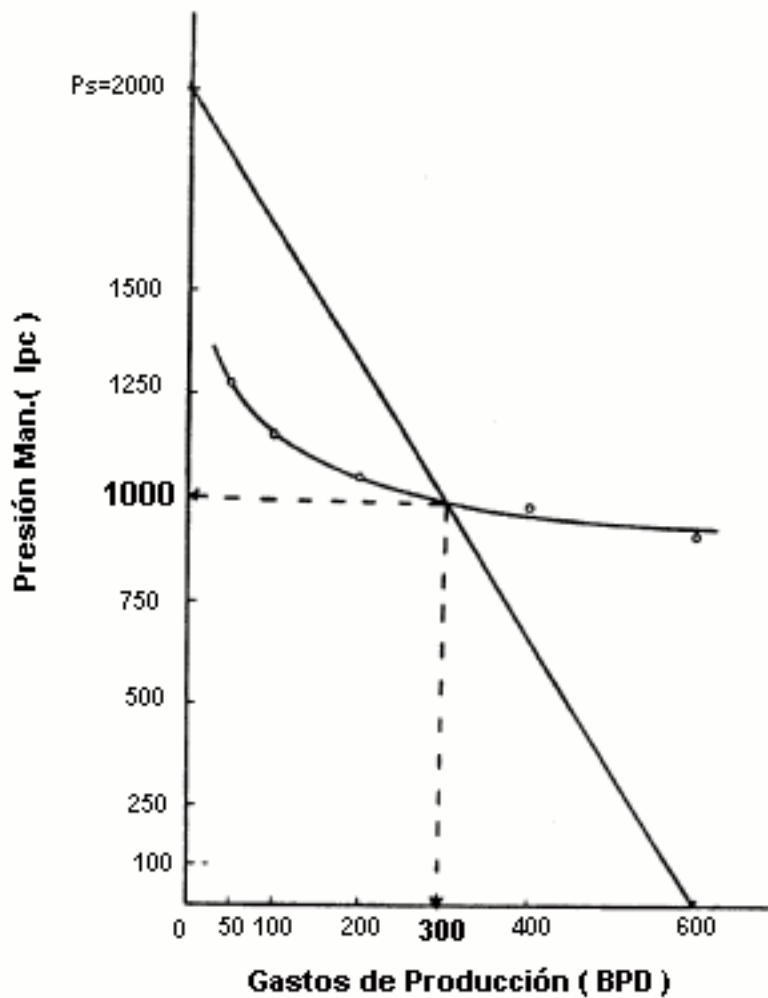


Fig. 3.27 Determinación del Punto de Flujo Natural

Como el fluido se encuentra subsaturado, la curva *IPR* será una línea recta. En este caso se necesitan dos puntos para graficarla:

- El primer punto es la $P_e = 2000$ lpc y $q_L = 0$ BPD
- El segundo punto se obtiene hallando el potencial del pozo ($q_{M\acute{A}X}$), esto es la tasa máxima cuando $P_{wf} = 0$.

Calculo del potencial del pozo:

$$q_{M\acute{A}X} = J * P_e [BPD] \quad \text{Ec. 3.73}$$

Sustituyendo:

$$q_{M\acute{A}X} = 0,3 \frac{BPD}{lpc} * 2000 lpc = 600 BPD$$

b-) Cálculo de la curva *TPR*

Para construir la curva *TPR*, se deben calcular valores de presión de fondo fluyente para diferentes tasas de líquido, y presión de cabezal de 100 lpc.

Para cada tasa de líquido asumida, se debe buscar la curva de gradiente correspondiente, y calcular la presión de fondo fluyente como en el ejemplo 1.

A continuación, se presentan los valores de tasas de líquido asumidos, la profundidad equivalente de la presión de cabezal y la del pozo, así como las presiones de fondo fluyente obtenidas en cada caso:

Tabla 3.4

q_l (BPD)	Prof. Equiv. De Pth (pies)	Prof. Equiv. Del Pozo (pies)	P_{wf} (lpc)
50	500	5500	1275
100	700	5700	1150
200	800	5800	1050
400	800	5800	975
600	800	5800	910

Los valores de P_{wf} se grafican para cada tasa de líquido, y se unen mediante a una curva. Figura 3.27 anteriormente mostrada.

La intersección de las curvas obtenidas en los pasos **a** y **b** de este ejemplo, es decir, las curvas IPR y TPR , indican que el punto de flujo natural o tasa de producción de equilibrio es de 300 BPD y la P_{wf} correspondiente a esa tasa es 1000 lpc.

3.5.6 Combinación de las curvas de gradiente horizontal y vertical en un pozo de flujo natural

El método común para representar las correlaciones de flujo bifásico horizontal y vertical es en la forma de curvas de gradiente de presión de flujo. En un pozo de flujo natural, las variables que afectan la tasa de producción pueden clasificarse en dos grupos:

- a.) Aquellas que pueden ser controladas, y
- b.) Aquellas que tienen poco o ningún control.

El primer grupo comprende el diámetro y la longitud de la tubería de producción, el diámetro y la longitud de la línea de flujo, las restricciones en la superficie y la presión en el separador. El segundo grupo incluye la presión estática del yacimiento, las propiedades del fluido y el índice de productividad.

Con un juego completo de condiciones, y suponiendo que no existan restricciones en el cabezal del pozo o estranguladores de superficie, se puede calcular una tasa de producción máxima. Esto cálculos están basado en el uso de los gradientes de presión tanto horizontal como vertical.

La figura 3.28 muestra una solución gráfico-analítica del problema precedente. En la figura 3.28 la tasa de producción se traza en función de la presión en el cabezal del pozo para el flujo horizontal (sin tomar en cuenta el flujo vertical), y para el flujo vertical (sin tomar en cuenta el flujo horizontal). La intersección de las curvas representa la única solución que cumplirá tanto las condiciones de flujo vertical como las del horizontal. Dado que no se consideraron ni restricciones en el cabezal del pozo, ni estranguladores, la tasa de producción calculada es igual a la tasa máxima de producción, es decir, 1152 BPD para una presión de cabezal de 480 lpc.

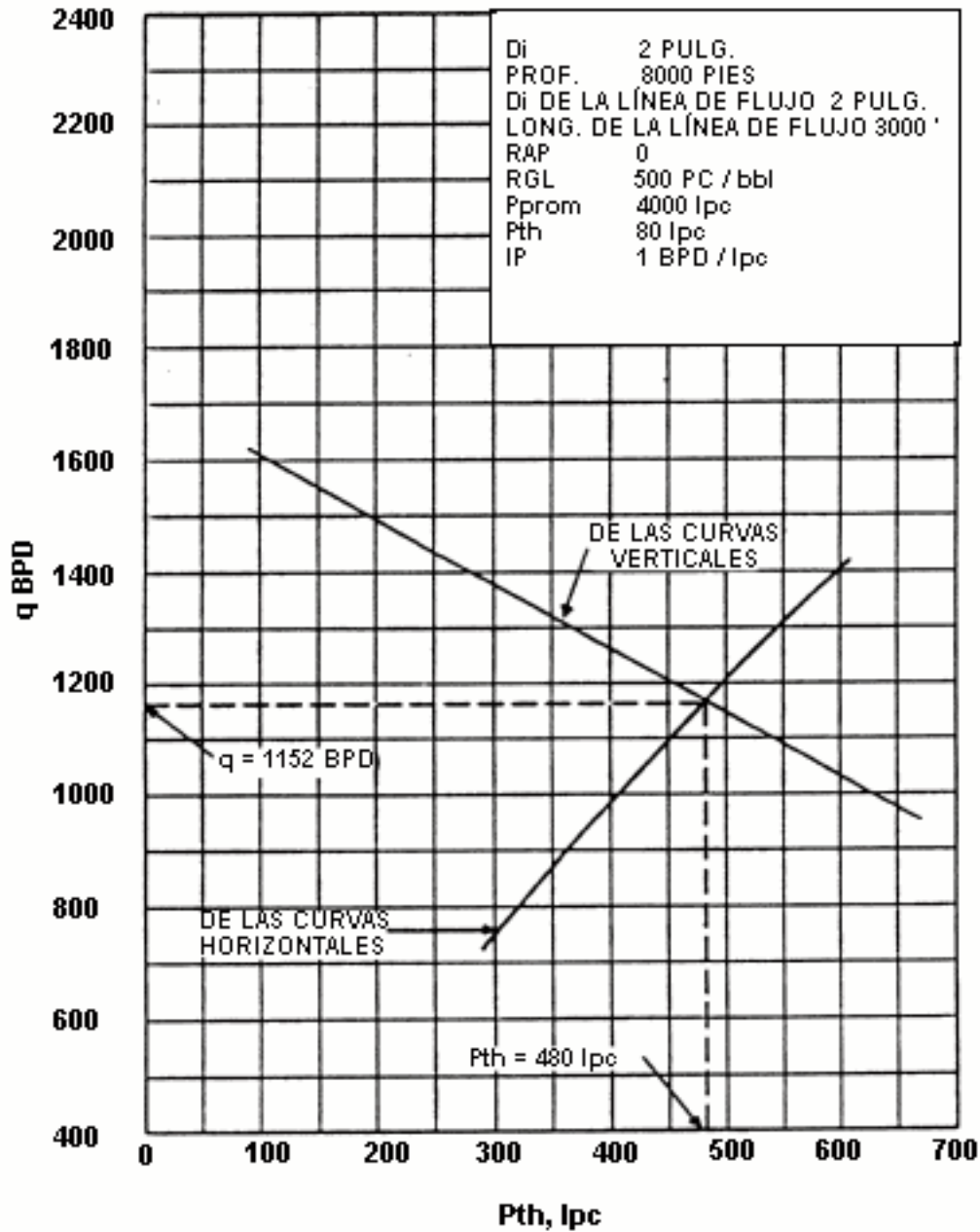


Fig. 3.28 Tasa de Producción Máxima Posible

3.5.6.1 Procedimiento para trazar la curva de gradiente de presión en tuberías verticales

- Seleccione una tasa de flujo cualquiera. Se recomienda usar un valor cercano a la tasa de presión esperada.
- Use los siguientes datos: la presión estática de fondo, la tasa de flujo supuesta y el índice de productividad para determinar la presión de fondo fluyente.
- Seleccione las correlaciones de flujo multifásico vertical apropiadas. Esto se logra mediante experimentación en el campo, usando varias correlaciones hasta obtener la indicada.

3.5.6.2 Procedimiento para trazar la curva de gradiente de presión en líneas horizontales

- Utilice las curvas de gradiente de presión horizontal que corresponden a las mismas tasas de flujo y relaciones gas-líquido que se usaron en la determinación de los gradientes de presión vertical. Determine el gradiente de presión en la línea horizontal dada.
- Repita este procedimiento para varios diámetros de la línea de flujo.

El efecto del diámetro de la línea de flujo sobre la tasa máxima de producción se muestra en las figuras 3.29 y 3.30.

La figura 3.29 representa una serie de curvas similares a las de la figura 3.30. Cada diámetro de línea de flujo aporta una nueva solución, representada por cada punto de intersección. La figura 3.30 muestra un trazado de estas intersecciones.

Observe que a medida que el diámetro de la línea de flujo se incrementa, la tasa máxima de producción aumenta. Si los cálculos se realizan utilizando diámetros cada vez mayores, se llega a una situación donde el aumento del diámetro se traduce en un incremento mínimo de la tasa de producción.

En la figura 3.31 se ilustra el efecto del diámetro de la tubería vertical sobre la tasa máxima de producción.

La figura 3.32 es un trazado de las intersecciones similares a las mostradas en la figura 3.26.b.

De los últimos cuatro gráficos se desprende que los diámetros de las tuberías de producción y de las líneas de flujo están limitados desde el punto de vista económico.

El ingeniero de producción debe predecir cuando un pozo dejará de producir naturalmente, de manera que pueda ser activado a producción con el tipo de levantamiento artificial más conveniente.

La manera de estimar que un pozo deja de producir por flujo natural, consiste en graficar la curva de oferta y la curva de demanda del pozo como se explica a continuación:

Tabla 3.5

Diámetro de la Línea De Flujo	q (BPD)	Pth (lpc)
2 “	1152	480
2 1/2 “	1343	318
3 “	1453	222
3 1/2 “	1520	166
4 “	1560	131

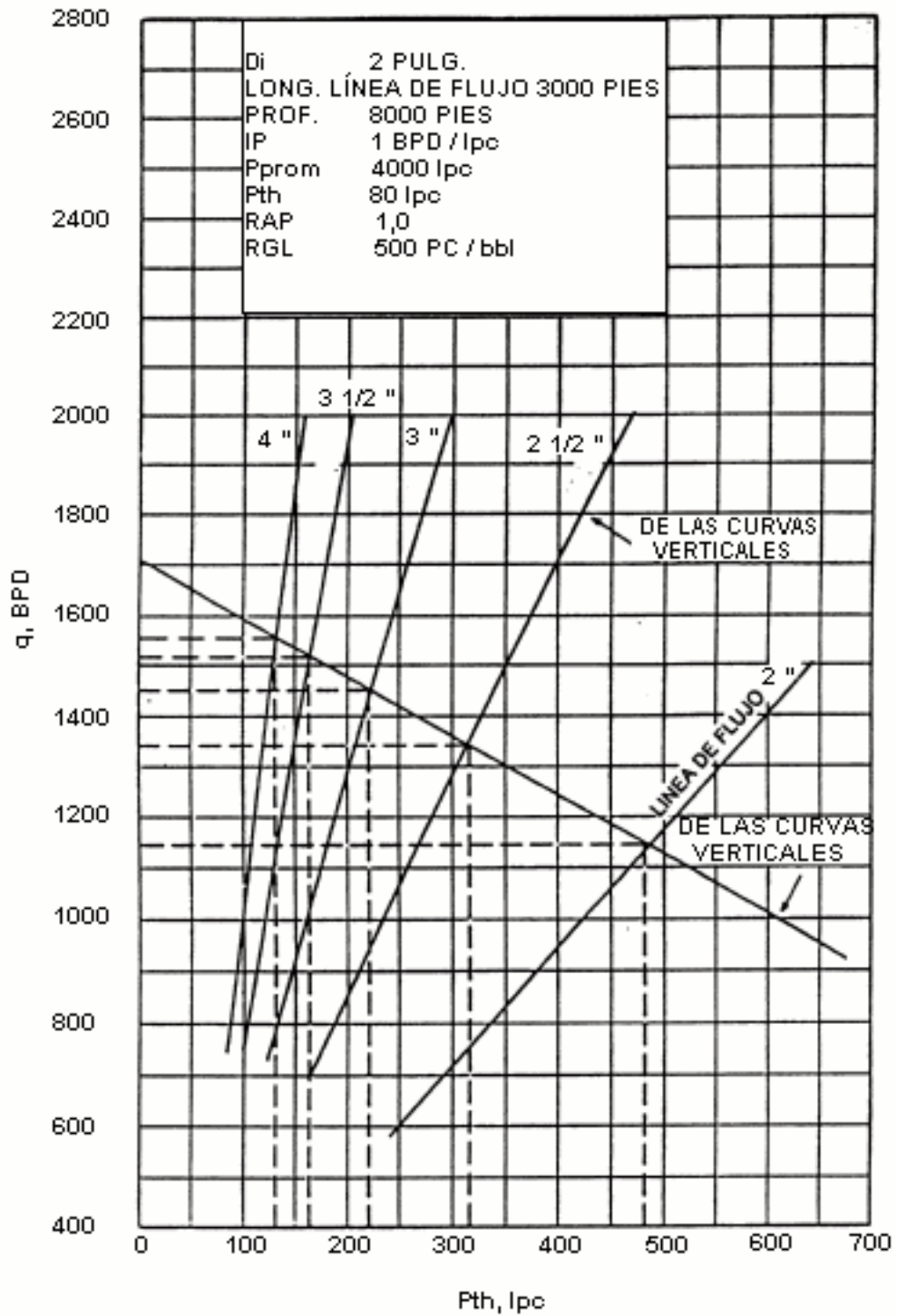


Fig. 3.29 Efecto de la Línea de Flujo

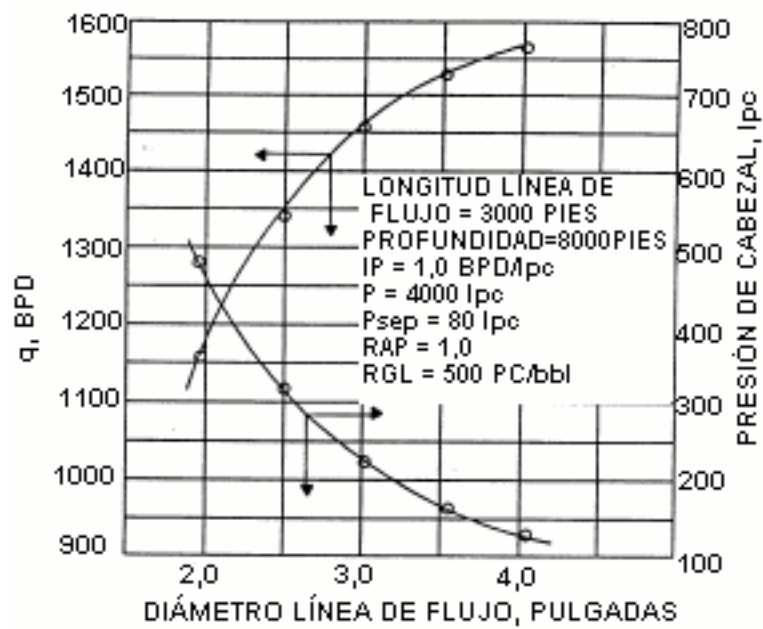


Fig. 3.30 Efecto de la Línea de Flujo

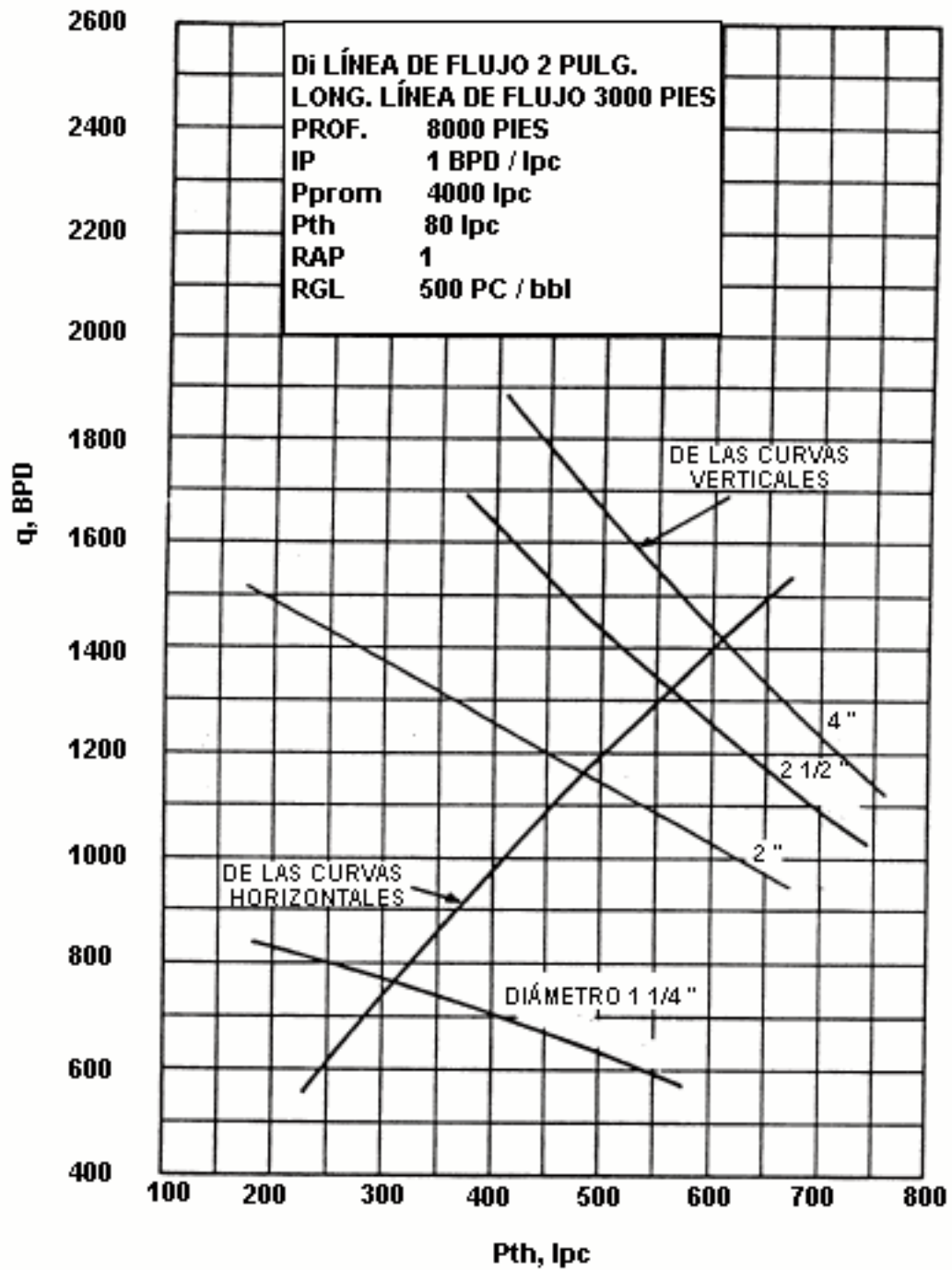


Fig. 3.31 Efecto del Diámetro (Pozo Fluyendo)

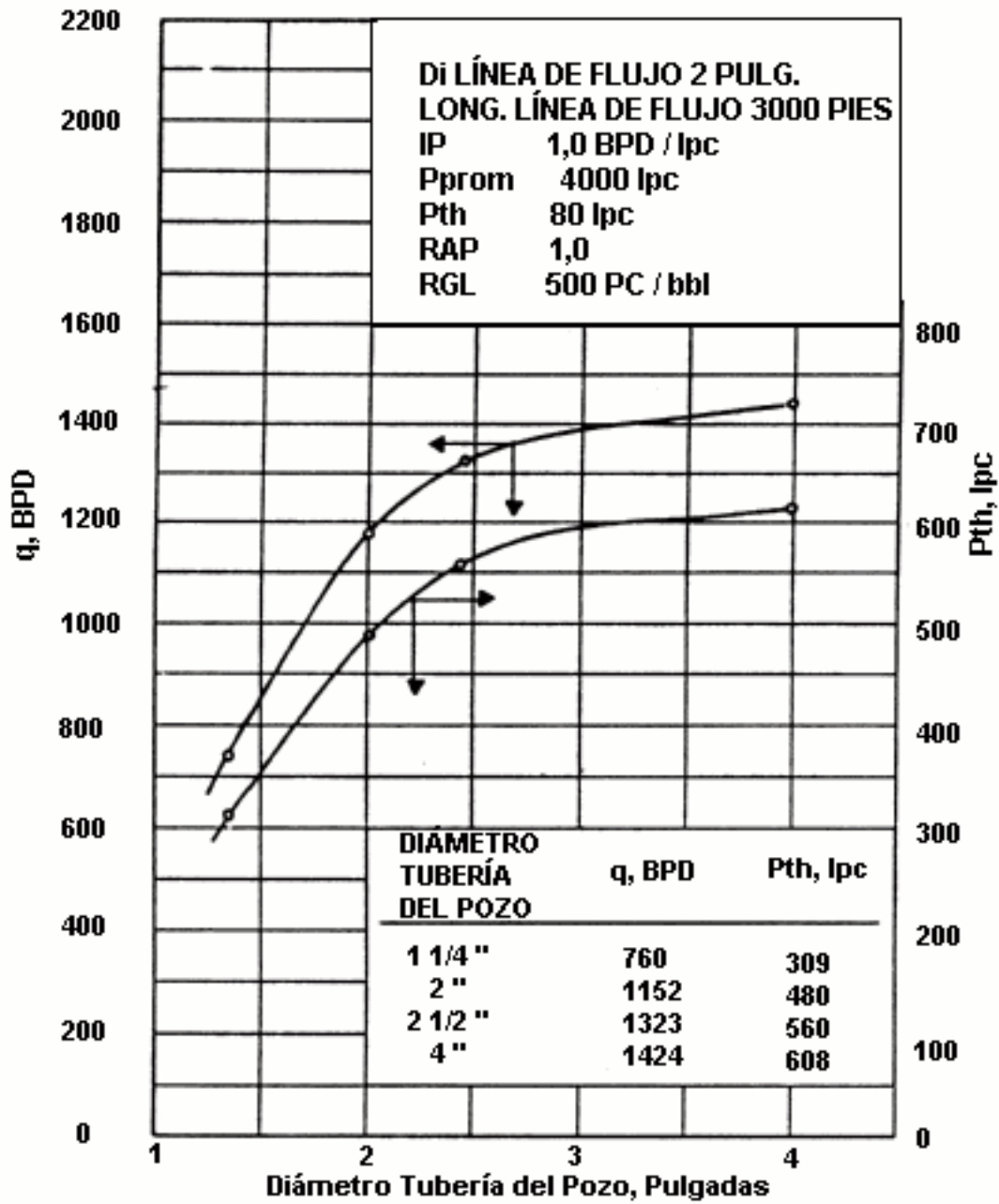


Fig. 3.32 Efecto del Diámetro de la Tubería (Pozo Fluyendo)

3.6 COMPORTAMIENTO DE LAS CURVAS IPR Y TPR

La diferencia entre el valor de *IPR* y *TPR* representa una medida del comportamiento del pozo.

En la figura 3.33 se presentan cuatro casos del comportamiento de las curvas *IPR* y *TPR*. El análisis de estos casos es el siguiente:

Caso 1

Las curvas no se interceptan. La curva *TPR* está por encima de la *IPR*. Esto indica que el pozo no fluirá bajo las condiciones dadas. En este caso se puede tratar de implementar algún método de levantamiento artificial. Para la tasa de flujo (q) la diferencia de presión (ΔP) entre las curvas *TPR* e *IPR*, representa la presión adicional que debe suministrar el sistema de levantamiento.

Caso 2

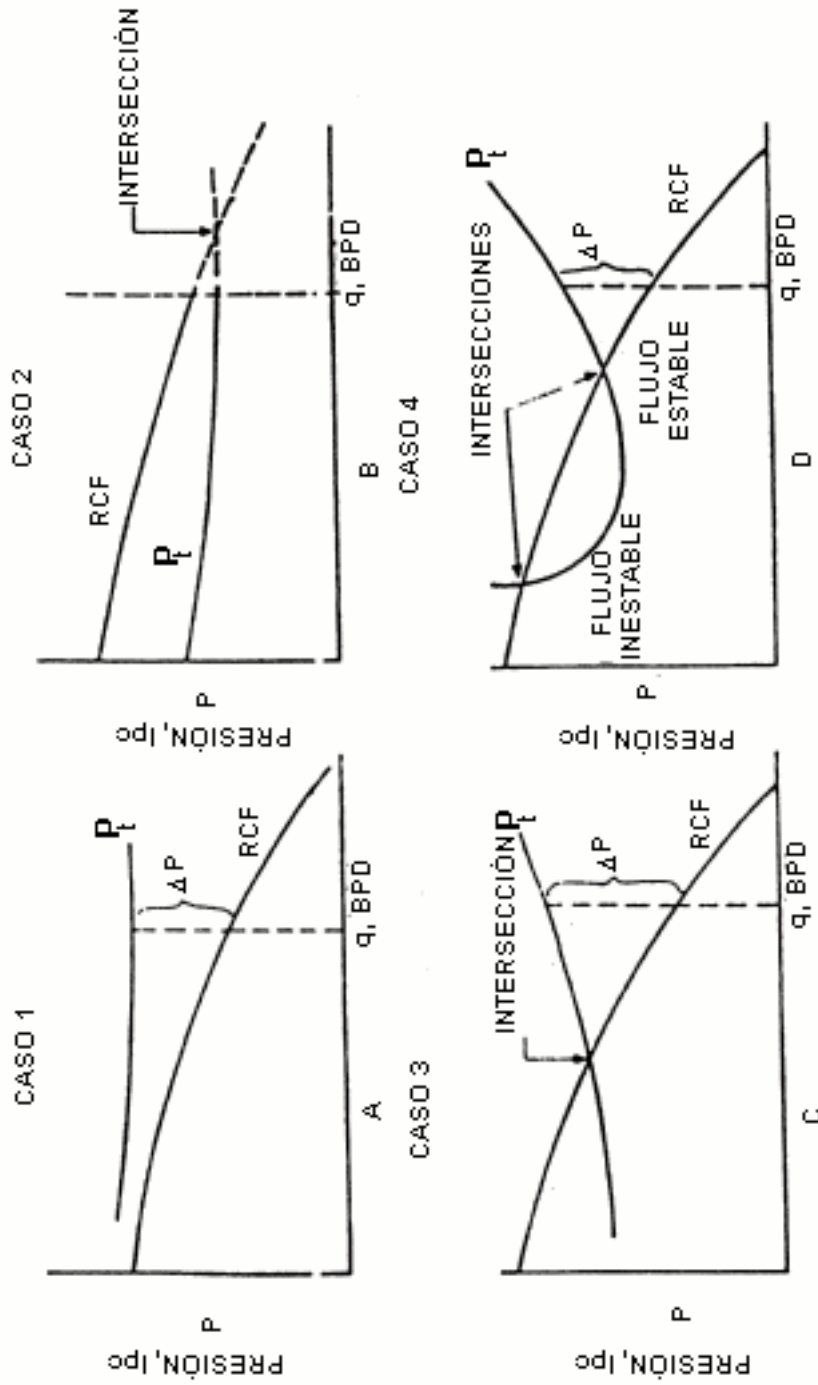
No hay intersección de las curvas en el gráfico. Esto es una indicación de que no se selecciono la escala apropiada. Como la *IPR* está por encima de la *TPR*, el pozo fluirá a cualquier tasa donde se cumpla esta condición. Se requerirá un estrangulador para controlar la producción.

Caso 3

Las curvas se interceptan a una tasa dada, que corresponde a la tasa de flujo natural. Sin embargo, en este caso la producción podría incrementarse con un equipo de levantamiento artificial capaz de proveer el diferencial de presión necesario.

Caso 4

Las curvas se interceptan en dos puntos: a tasa baja y tasa alta. La intersección a tasa de flujo baja, es una zona de flujo inestable. La segunda intersección ocurre en una zona de flujo estable. El pozo debe ser puesto a producir con una tasa de flujo mayor que la tasa de flujo baja, de lo contrario el pozo fluirá por cabezadas y dejará de fluir. Es aconsejable que este tipo de pozo opere con levantamiento artificial con el objeto de aumentar la tasa de flujo.



" P_t " PRESIÓN EN EL EXTREMO INFERIOR DE LA TUBERÍA " PARA UNA q DADA, RELACION DE COMPORTAMIENTO DE FLUJO EN EL EXTREMO INFERIOR DE LA TUBERÍA

Fig. 3.33 Uso de las Curvas IPR y TPR

Ejemplos

1.) En un yacimiento con $K_h = 8,2$ md, $K_v = 0,9$ md, $h = 53$ pies, $P_i = 5651$ lpc, $P_b = 1323$ lpc, $C_o = 1,4 \times 10^{-5}$ lpc $^{-1}$, $C_f = 2,8 \times 10^{-6}$ lpc $^{-1}$, $C_w = 3 \times 10^{-6}$ lpc $^{-1}$, $C_T = 1,29 \times 10^{-5}$ lpc $^{-1}$, $\mu = 1,7$ cPs, $\beta_o = 1,1$ by/BN, $\phi = 0,19$, $R_S = 150$ pcN/BN, $S_w = 0,34$, ° API = 28, $r_w = 0,328$ pies ($7^{7/8}$ pozo). Asumir que la profundidad es 8000 pies, $GE_o = 0,88$, $\rho_o = 55$ lbm/pc, el tamaño de tubería es $2^{3/8}$ pulgadas ($d_i \approx 2$ “), con una rugosidad $\varepsilon = 0,0006$. ¿ Cual sería la tasa de producción y la presión de fondo fluvente correspondiente, si la presión en el cabezal es igual a 0 ? (asumir para este problema que $P_b = 0$). Las condiciones de operación del yacimiento están bajo condiciones estables.

Solución:

Para calcular el *IPR* se tiene: $r_e = 2980$ pies, $Pe = 5651$ lpc, $S = 0$. La ecuación es:

$$Pe - P_{wf} = \frac{141,2 * q * \beta_o * \mu}{K * h} * \left(\ln \left(\frac{re}{rw} \right) + S \right) \Rightarrow P_{wf} = \frac{Pe - 141,2 * q * \beta_o * \mu}{K * h} * \left(\ln \left(\frac{re}{rw} \right) + S \right)$$

$$P_{wf} = 5651[lpc] - \frac{141,2 * q * 1,1[by/BN] * 1,7[cPs]}{8,2[md] * 53[pies]} * \left(\ln \left(\frac{2980[pies]}{0,328[pies]} \right) + 0 \right) = 5651[lpc] - 5,54 * q$$

Despreciando las caídas de presión por energía cinética debido a la uniformidad del diámetro de la tubería, el potencial y las caídas de presión por fricción deberán ser calculadas para cada tasa de flujo.

Para este ejemplo se tomará como si fuera fluido monofásico, debido a que este es subsaturado y no a liberado gas, y altamente incompresible, la caída de presión por energía potencial (presión hidrostática) sería la misma, indiferentemente de la presión de cabezal y las tasas. Entonces de la siguiente ecuación se tiene:

$$P_h = 0,433 * GE_o * \Delta h = (0,433 * 0,88)[lpc / pies] * 8000[pies] = 3048[lpc]$$

La caída de presión por fricción debe también calculada para cada tasa de flujo. Por ejemplo si q_o es igual a 100 BPD, el *Re* es:

$$Re = \frac{1,48 * q * \rho}{d_i * \mu} = \frac{1,48 * 100[BPD] * 55[lbm / pc]}{2[pu] * 1,7c[Ps]} = 2400$$

Lo cual implica flujo turbulento.

De la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f_f}} = -4 * \log \left\{ \left(\frac{\varepsilon}{3,7065} \right) - \left(\frac{5,0452}{\text{Re}} \right) * \log \left[\left(\frac{\varepsilon^{1,1098}}{2,8257} \right) + \left(\frac{7,149}{\text{Re}} \right)^{0,8981} \right] \right\}$$

Despejando f_f de la ecuación anterior y teniendo $\varepsilon = 0,0006$, queda $f_f = 0,0117$. La velocidad v es:

$$v = \frac{q}{A} = \frac{4 * 100 [\text{BPD}] * 5,615 [\text{pc} / \text{bbl}] * \left(\frac{\text{día}}{86400 \text{s}} \right)}{\pi * \left(\frac{2}{12} \right)^2} = 0,3 [\text{pies} / \text{s}]$$

Y además:

$$\Delta P_{Fricc} = \frac{2 * f_f * \rho * v^2 * h}{g_C * d_i} = \frac{2 * 0,0117 * 55 [\text{lbm} / \text{pies}] * (0,3 [\text{pies} / \text{s}])^2 * 8000 [\text{pies}]}{32,17 [(\text{lbm} * \text{pies}) / (\text{lbf} * \text{s}^2)] * \left(\frac{2}{12} \right) [\text{pies}]}$$

$$\Delta P_{FRICC} = 173 [\text{lbf} / \text{pies}^2] = 1,2 [\text{lpc}]$$

Lo cual es insignificante cuando se compara con la caída de presión hidrostática.

La caída de presión total es la suma de ΔP_{FRICC} y P_h , que es, 3049 lpc. Esto es igual a P_{wf} , desde $P_{th} = 0$. Cálculos similares realizados con tasas de flujo de 300, 500 y 700 BPD resultan en ΔP_{FRICC} iguales a 8, 20 y 35 lpc respectivamente.

La figura 3.34 es la combinación de las curvas IPR y TPR (líneas rectas) para este problema. La intersección de estas curvas es en $P_{wf} = 3060$ lpc con $q = 468$ BPD.

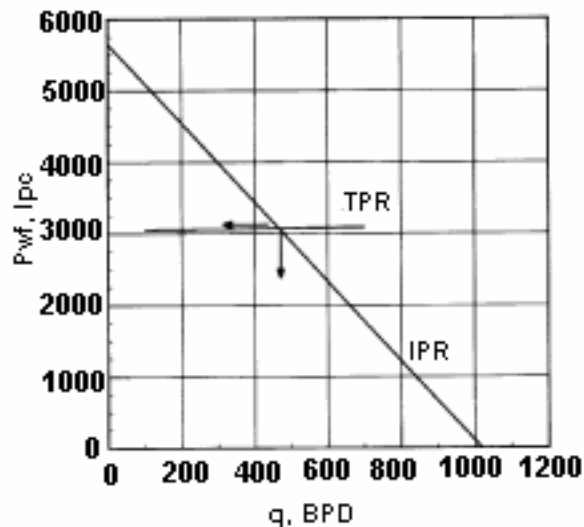


Fig. 3.34 Desempeño del Pozo Para un Fluido Monofásico

2.) Un yacimiento con $K_h = 8,2$ md, $K_v = 0,9$ md, $h = 53$ pies, $P_i = 5651$ lpc, $P_b = 1323$ lpc, $C_o = 1,4 \times 10^{-5}$ lpc⁻¹, $C_f = 2,8 \times 10^{-6}$ lpc⁻¹, $C_w = 3 \times 10^{-6}$ lpc⁻¹, $C_T = 1,29 \times 10^{-5}$ lpc⁻¹, $\mu = 1,7$ cPs, $\beta_o = 1,1$ by/BN, $\phi = 0,19$, $R_S = 150$ pcN/BN, $S_w = 0,34$, ° API = 28, $r_w = 0,328$ pies ($7^{7/8}$ pozo), completado con un pozo de 2 “ de diámetro interno. Desarrollar las curvas *TPR* para presiones de cabezal de 0,100 y 500 lpc, respectivamente. ¿Cuál sería la tasa de producción? (utilizando la curva *IPR* del ejemplo anterior).

Solución:

La tabla que a continuación se presenta contiene los valores calculados de las presiones de fondo fluyente para un rango de tasas de flujo utilizando las correlaciones de Hagedorn y Brown modificada.

Tabla 3.6

q (BPD)	Pth = 0 lpc	Pth = 100 lpc	Pth = 500 lpc
	Pwf (lpc)	Pwf (lpc)	Pwf (lpc)
100	2150	2618	3383
300	2156	2639	3473
500	2305	2697	3547
700	2426	2750	3603

Estos resultados demuestran el efecto de cambio de fase de los fluidos en un pozo que esta presurizado. Un aumento de la presión de cabezal de 100 lpc (de 0 a 100 lpc), resulta en un aumento en la presión de fondo fluyente cerca de los 500 lpc cuando la tasa de flujo es de 100 BPD, haciendo el impacto de los componentes de la presión hidrostática en la caída de presión total.

La combinación de la curva *IPR* con las tres curvas de *TPR* mostradas en la figura 3.35 resulta en tasas de flujo de 600, 530 y 390 BPD, para presiones de cabezales de 0, 100 y 500 lpc, respectivamente.

Este problema demuestra la necesidad de un diseño apropiado de cabezal un equipo de superficie que esta inherentemente relacionado por la presión de cabezal del pozo.

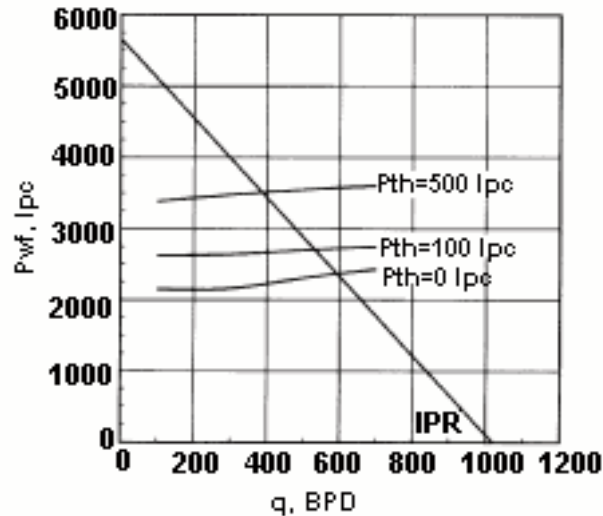


Fig. 3.35 Efecto de la Presión de Cabezal en el Desempeño de un Pozo

3) El recobro de un pozo es afectado tanto por la estimulación por gas lift como por el influjo del yacimiento, el ejemplo anterior probó la influencia del *RGL* y la presión de cabezal en la producción del pozo y de allí el desempeño del mismo. El influjo del yacimiento es afectado por el entorno del pozo (daño o estimulación) y por la evolución de la presión promedio del yacimiento.

En este ejemplo, se construirán curvas *IPR* las cuales mostrarán diferentes efectos de daño, declinación de la presión del yacimiento combinada con la curva *TPR* para $P_{th} = 100$ lpc dada en el ejemplo anterior, para mostrar los efectos del daño y la declinación de la presión de yacimiento en la producción del pozo.

Solución:

Un yacimiento con $K_h = 8,2$ md, $K_v = 0,9$ md, $h = 53$ pies, $P_i = 5651$ lpc, $P_b = 1323$ lpc, $C_o = 1,4 \times 10^{-5}$ lpc $^{-1}$, $C_f = 2,8 \times 10^{-6}$ lpc $^{-1}$, $C_w = 3 \times 10^{-6}$ lpc $^{-1}$, $C_T = 1,29 \times 10^{-5}$ lpc $^{-1}$, $\mu = 1,7$ cPs, $\beta_o = 1,1$ by/BN, $\phi = 0,19$, $R_s = 150$ pcN/BN, $S_w = 0,34$, ° API = 28, $r_w = 0,328$ pies ($7^{7/8}$ pozo), completado con un pozo de 2 " de diámetro interno.

Para las *IPR*:

Se asumirá la presión inicial de yacimiento como 5651, y también la presión externa de yacimiento como constante (estado estable). Dibujar las curvas *IPR* para efectos de daños iguales a 0, 10 y 50 respectivamente, usar radio de drenaje de 2980 pies (área = 640 acres).

Por la siguiente ecuación:

$$P_e - P_{wf} = \frac{141,2 * q * \beta_o * \mu}{K * h} * \left(\ln \left(\frac{r_e}{r_w} \right) + S \right) \Rightarrow P_{wf} = \frac{P_e - 141,2 * q * \beta_o * \mu}{K * h} * \left(\ln \left(\frac{r_e}{r_w} \right) + S \right)$$

Con daño $S = 0$.

$$P_{wf} = 5651[lpc] - \frac{141,2 * q * 1,1[by / BN] * 1,7[cPs]}{8,2[md] * 53[pies]} * \left(\ln \left(\frac{2980[pies]}{0,328[pies]} \right) + 0 \right) = 5651[lpc] - 5,54 * q$$

Con daño $S = 10$.

$$P_{wf} = 5651[lpc] - 11,61 * q$$

Con daño $S = 50$.

$$P_{wf} = 5651[lpc] - 35,92 * q$$

Con la variación de la tasa de producción se consiguen los diferentes P_{wf} y así se construye las curvas de IPR , incluyendo la curva TPR del ejemplo anterior se obtiene la figura 3.36.

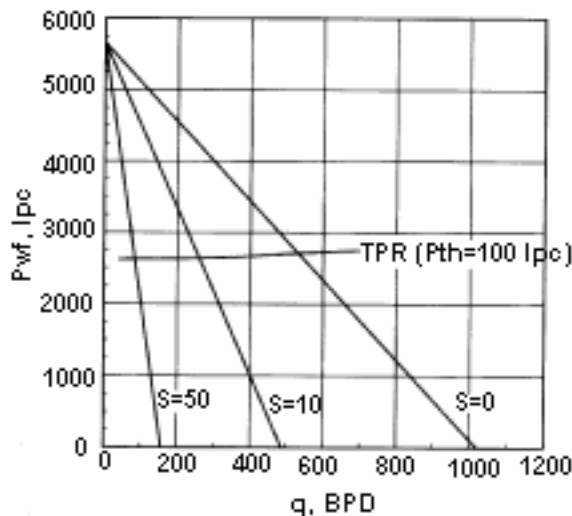


Fig. 3.36 Efecto del Daño en el Desempeño del Pozo

Ahora se construye la IPR para el efecto de declinación de la presión del yacimiento, con un efecto de daño igual a cero.

Fijando el daño como constante en $S = 0$ y declinando la presión de 1000 lpc en 1000 lpc, se obtienen las siguientes ecuaciones para la construcción de las curvas IPR de la figura 3.37:

Para $Pe = 5651$ y $S = 0$.

$$Pe - P_{wf} = \frac{141,2 * q * \beta_o * \mu}{K * h} * \left(\ln \left(\frac{re}{rw} \right) + S \right) \Rightarrow P_{wf} = \frac{Pe - 141,2 * q * \beta_o * \mu}{K * h} * \left(\ln \left(\frac{re}{rw} \right) + S \right)$$

$$P_{wf} = 5651[lpc] - \frac{141,2 * q * 1,1[by / BN] * 1,7[cPs]}{8,2[md] * 53[pies]} * \left(\ln \left(\frac{2980[pies]}{0,328[pies]} \right) + 0 \right) = 5651[lpc] - 5,54 * q$$

Para $Pe = 5000$ y $S = 0$.

$$P_{wf} = 5000[lpc] - 5,54 * q$$

Para $Pe = 4000$ y $S = 0$.

$$P_{wf} = 4000[lpc] - 5,54 * q$$

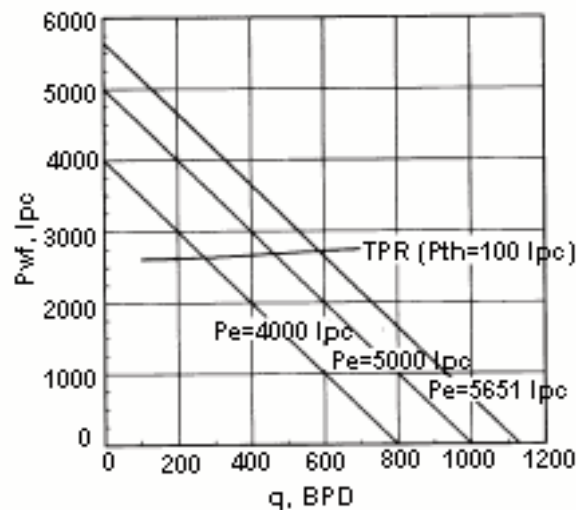


Fig 3.37 Declinación de la Presión de Yacimiento y TPR

De la figura 3.36 se tiene que la tasa de producción para el daño igual cero es 530 BPD, estas tasas se reducirían a 270 y a 90 BPD con el aumento de los daños iguales a 10 y 50 respectivamente.

El impacto de la declinación de la presión en la tasa se muestra en la figura 3.37. La tasa de flujo varía de 580 a 470 y a 270 BPD con la variación de las presiones de 5651, 5000 y 4000 lpc respectivamente.

De la figura 3.36 y la 3.37 la intersección de la *TPR* con las *IPR* proporciona el q_{MAX} al cual puede producir el pozo.

4.) En un yacimiento con: $K_h = 13$ md, $h = 115$ pies, $P_i = 4350$ lpc, $P_b = 4350$ lpc, $C_o = 1,2 \times 10^{-5}$ lpc $^{-1}$, $C_w = 3 \times 10^{-6}$ lpc $^{-1}$, $C_f = 3,1 \times 10^{-6}$ lpc $^{-1}$, $C_T = 1,25 \times 10^{-5}$ lpc $^{-1}$, μ_o promedio = 1,7 cPs, \circ API = 32, $GE_G = 0,71$, $T = 180$ $^\circ$ F, $T_{ES} = 395$ $^\circ$ R, $P_{ES} = 667$ lpc, $S_w = 0,3$, $\phi = 0,21$ y $r_w = 0,406$ pies. Un $r_e = 1490$ pies, y un efecto de daño $S = 2$. Desarrollar una curva *IPR* para la presión promedio del yacimiento (inicial). Mostrar la influencia de la presión de cabezal, con $P_{th} = 100$ lpc y $P_{th} = 300$ lpc.

Solución:

Debido a que el flujo es bifásico (yacimiento saturado) la ecuación para calcular la curva *IPR* es la Vogel:

$$\frac{q}{q_{M\acute{A}X}} = 1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{pe} \right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{pe} \right)^2$$

Donde por ser estado pseudo-estable

$$q_{M\acute{A}X} = \left(\frac{1}{1,8} \right) * \frac{K * h * \bar{P}}{141,2 * \beta_o * \mu_o * \left[\ln \left(\frac{0,472 * r_e}{r_w} \right) + S \right]}$$

Donde:

$$q_{M\acute{A}X} = \frac{13[md] * 115[pies] * 4350[lpc]}{254,2 * \beta_o * 1,7[cPs] * \left[\ln \left(\frac{0,472 * 1490[pies]}{0,406[pies]} \right) + 2 \right]} = \frac{1591}{\beta_o}$$

Entonces:

$$q = \frac{1591}{\beta_o} * \left[1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{Pe} \right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{Pe} \right)^2 \right] = \frac{1591}{\beta_o} * \left[1 - 0,2 * \left(\frac{P_{wf}}{4350} \right) - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{4350} \right)^2 \right]$$

La curva de *IPR* con valores promedios de factor volumétrico de la formación, β_o , es graficada en la figura 3.38. También en esta figura están dos curvas de *TPR* para presiones de cabezal de 100 y 300 lpc. Las correspondientes tasas de producción son 995 y 925 BPD respectivamente. Las presiones de fondo fluyente son aproximadamente 1535 y 1835 lpc.

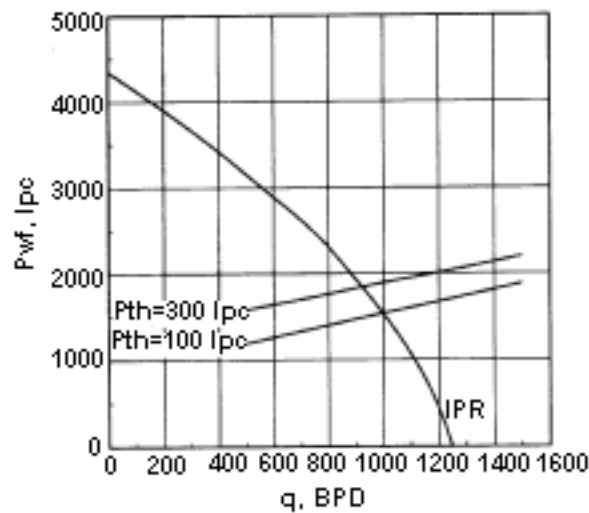


Fig. 3.38 IPR y TPR Para dos Presiones de Cabezal en un Yacimiento Bifásico

3.7 ESTRANGULADORES

El estrangulador o reductor de flujo consiste básicamente en un dispositivo con un orificio de diámetro menor al de la tubería donde será instalado (fig. 3.39 y 3.40) y su objetivo es el restringir y controlar la tasa de producción del pozo en cuestión. El estrangulador por lo general se instala en la línea de flujo superficial inmediatamente a la salida del árbol de navidad.

3.7.1 Tipos de estranguladores

Existen dos tipos:

- El estrangulador tipo positivo
- El estrangulador tipo ajustable

3.7.1.1 Estrangulador tipo positivo: esta compuesto de cuerpo o caja en cuyo interior se instalan o reemplazan, manualmente, orificios de diámetro diferente, (ver fig. 3.39).

3.7.1.2 Estrangulador tipo ajustable: es similar al positivo con la excepción de que, para ajustar el diámetro del orificio de flujo, posee un vástago con graduaciones visibles que indican el diámetro efectivo del orificio. Esta característica lo hace ser versátil para los fines de cambios en la tasa de producción, (ver fig. 3.40).

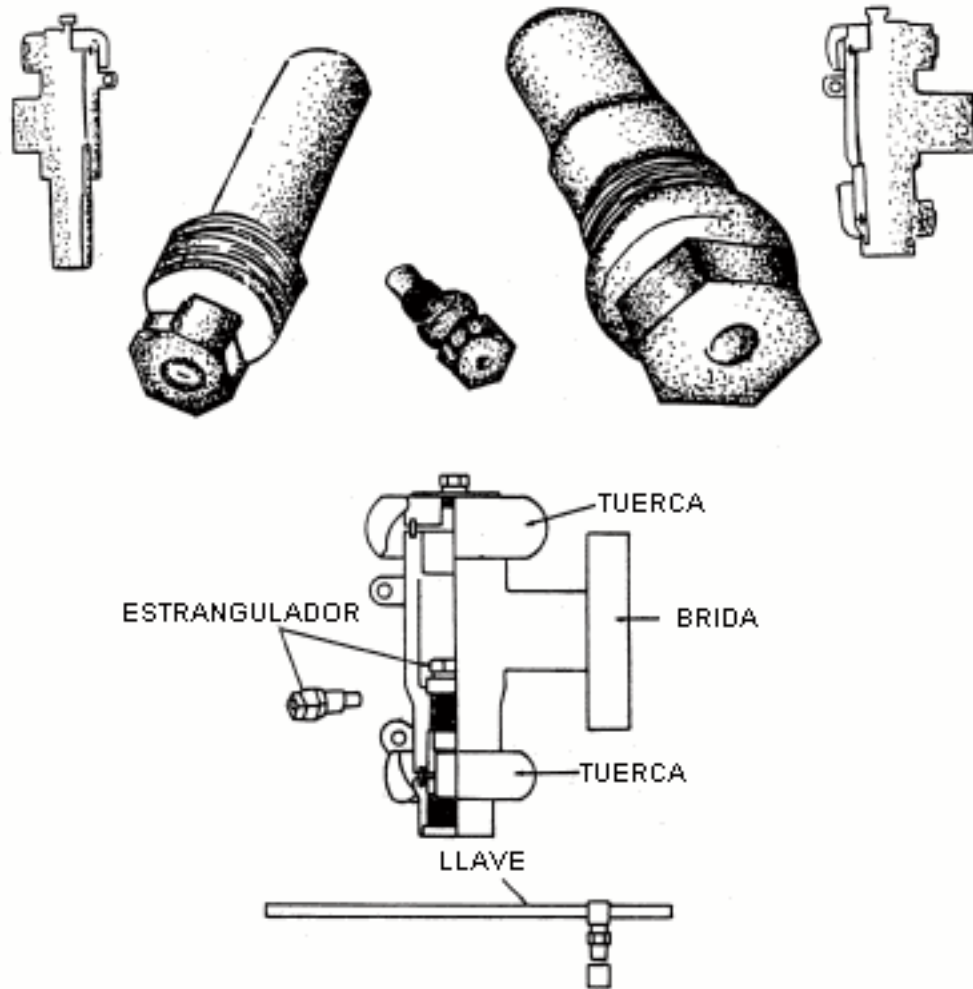


Fig. 3.39 Esquema de Estrangulador Fijo

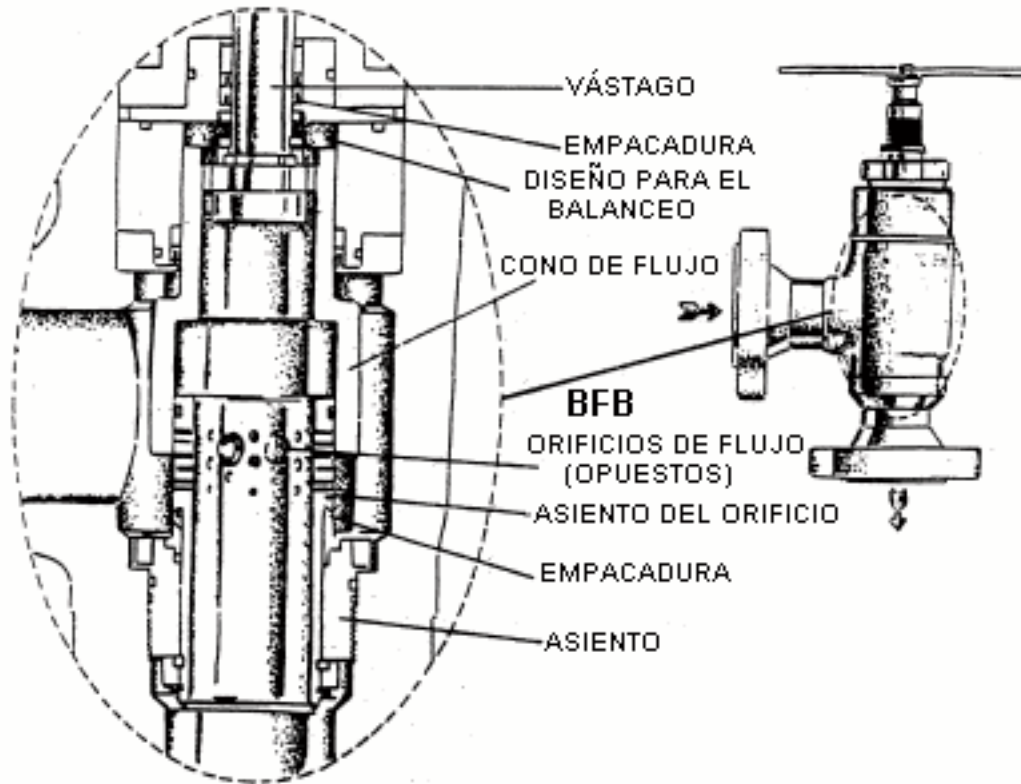


Fig. 3.40 Estrangulador de Flujo Tipo Ajustable

3.7.2 Razones por las cuales se utilizan reductores en los cabezales de pozos

Estas razones son las siguientes:

- Seguridad.
- Aprovechamiento eficiente de la energía natural del yacimiento.
- Evitar problemas de producción:
 1. Arenamiento
 2. Conificación de gas

3. Conificación de agua

- Mercado.
- Conservación de hidrocarburos.
- Proteger los equipos de procesamiento de superficie de Slugging.
- Proveer la necesaria contrapresión al yacimiento para evitar daños de formación por excesivo draw down.

3.7.3 Razones para utilizar reductores óptimos

- Mantener estable la producción.
- Evitar fluctuantes de presión corriente arriba del reductor.

La tasa de flujo siempre es controlada a través de toda la tubería por un estrangulador de cabezal, Esto causa una restricción en la línea de flujo (fig. 3.41). Una variedad de factores se pueden considerar para la restricción de la tasa de producción en un pozo fluyendo, incluyendo la prevención de conificación o la reducción de arena, satisfactoriamente los límites de la tasa de producción se colocan autoritariamente, y conociendo las limitaciones de tasa y presión impuesta de los equipos de superficie.

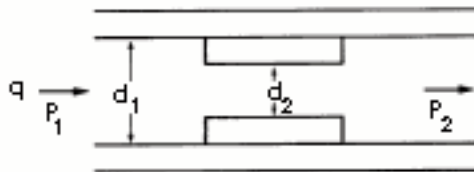


Fig. 3.41 Esquema de un Estrangulador

Cuando gas o mezcla gas-líquido fluyen a través del estrangulador, los fluidos pueden ser acelerados suficientemente para alcanzar una velocidad sónica a través de estrangulador. Cuando estas condiciones ocurren el flujo es llamado **crítico**, y cambios en la presión aguas abajo del estrangulador no afectan la tasa de flujo, porque la distribución de presiones no pueden viajar aguas arriba más rápido que la velocidad sónica. (Nota: el flujo crítico no puede ser relacionado con el punto crítico del fluido) de este modo, para predecir la relación entre tasa de flujo y caída de presión para fluidos compresibles fluyendo a través del estrangulador se debe determinar si el flujo es o no es crítico. La figura 3.42 muestra la dependencia de la tasa de flujo a través de un estrangulador para la relación de presión aguas abajo y aguas arriba para un fluido compresible, con la tasa siendo independiente de la relación de presiones cuando el flujo es crítico.

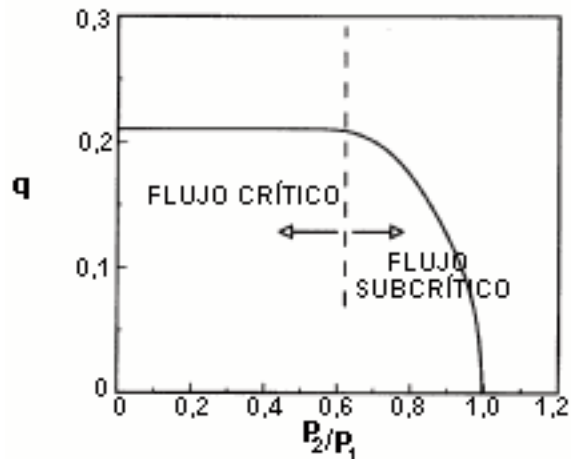


Fig. 3.42 Dependencia de la Tasa de Flujo a través de un Estrangulador Para la Relación de Presión Aguas Abajo y Aguas Arriba Para un Fluido Compresible

En esta sección se examinará el flujo del líquido, gas, mezcla gas-líquido a través de los estranguladores.

3.7.4 Flujo de líquido monofásico

El flujo a través de un estrangulador de cabezal raramente consistirá de una fase líquida, ya que la presión de cabezal esta siempre por debajo del punto de burbuja. Sin embargo, cuando esto ocurre la tasa de flujo esta relacionada para la caída de presión a través del estrangulador de la siguiente manera:

$$q = C * A * \left(\frac{2 * g_c * \Delta P}{\rho} \right) \quad \text{Ec. 3.74}$$

Donde:

C : es el coeficiente de flujo del estrangulador.

A : Es el área transversal del estrangulador.

El coeficiente de flujo a través de la boquilla esta dado en la figura 3.43 (Crane, 1957) como una función del número de Reynolds en el estrangulador y la relación de los diámetros del estrangulador y la tubería. La ecuación 3.74 es derivada asumiendo que la caída de presión a través del estrangulador es igual para la caída de presión por energía cinética dividido entre el cuadrado de un coeficiente de arrastre. Esta ecuación se aplica para fluidos sub-críticos, lo cual usualmente será el caso de un flujo líquido monofásico.

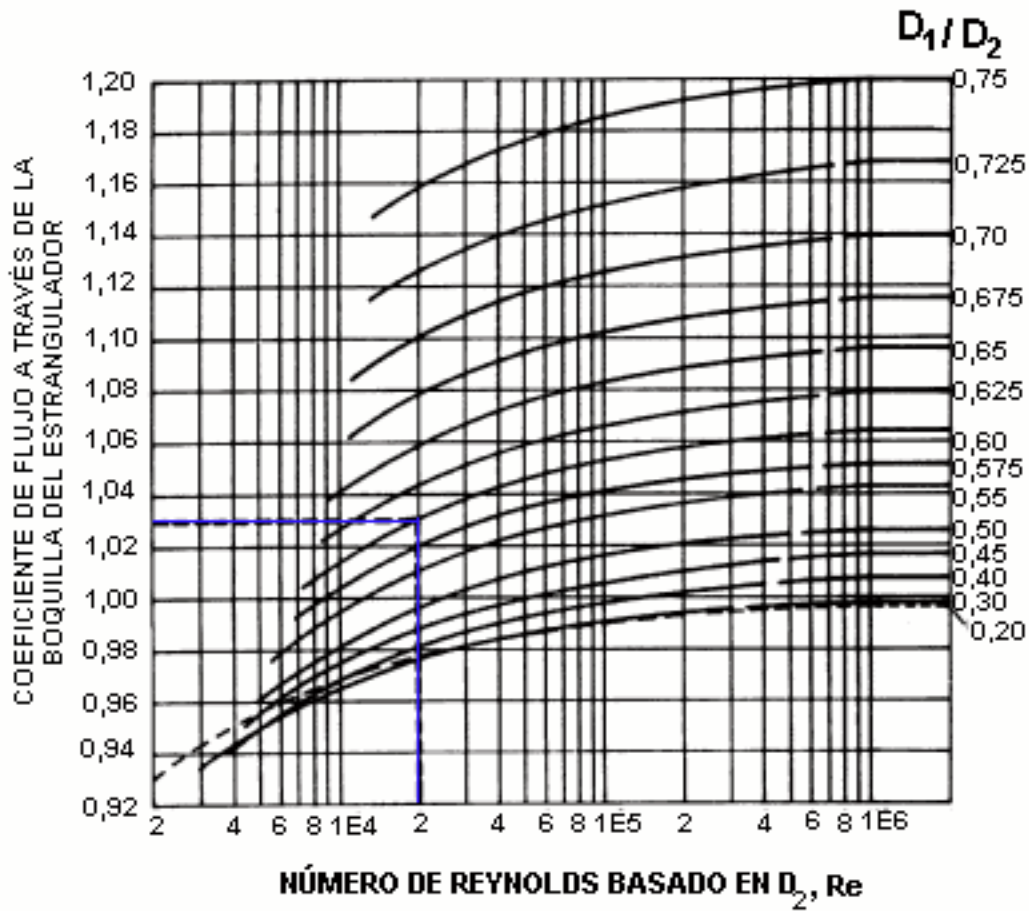


Fig. 3.43 Coeficiente de Flujo Para Líquido que Pasa a través del Estrangulador Según Crane

Para unidades de campo la ecuación viene dada, como:

$$q = 22800 * C * (D_2)^2 * \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \text{Ec. 3.75}$$

Donde:

q : esta en BPD.

D_2 : es el diámetro del estrangulador, pulg.

ΔP : esta en lpc.

ρ : esta lbm/pc.

El diámetro del estrangulador esta siempre referido como el BEAN-SIZE, por que el dispositivo en el estrangulador que restringe el flujo es llamado BEAN.

BEAN-SIZES esta usualmente dado es sesentaycuatroavos de una pulgada, (1/64).

Ejemplo

¿Cuál será la tasa de flujo de un fluido con gravedad específica de 0,8, viscosidad de 2 cPs, a través de un estrangulador de 20/64 “?”, si la caída de presión a través del estrangulador es 20 lpc y el tamaño de las líneas es 1”.

Solución:

La figura 3.43 da el coeficiente de flujo como una función de la relación de diámetros y el número de Reynolds a través del estrangulador. Puesto que, no se conoce el número de Reynolds hasta que se conozca la tasa de flujo, se asume que el número de Reynolds es suficientemente alto, para que el coeficiente de flujo sea independiente de este. Para $\frac{D_2}{D_1} = 0,31$, C es aproximadamente 1.

También de la ecuación 3.75 se tiene:

$$GE = \frac{\rho_f}{\rho_w} \Rightarrow \rho_f = GE * \rho_w = 0,8 * 62,4[lbm / pc] = 49,92[lbm / pc]$$

$$q = 22800 * 1 * \left(\frac{20}{64}\right)^2 * \sqrt{\frac{20}{49,92}} = 1410[BPD]$$

Chequeando el número de Reynolds a través del estrangulador:

$$Re = \frac{1,48 * q * \rho}{d_i * \mu} = 1,67 * 10^5$$

De la figura 3.43, C = 0,99 para este número de Reynolds. Usando este valor, la tasa de flujo es 1400 BPD.

3.7.5 Flujo de gas monofásico

Cuando un fluido compresible pasa a través de una restricción, la expansión del fluido es un factor importante. Para un flujo isentrópico de un gas ideal a través de un estrangulador, la tasa es dependiente de la relación de presiones $\frac{P_2}{P_1}$, para (Szilas, 1975). Ec. 3.76

$$q_G = \frac{\pi}{4} * (D_2)^2 * \left(\frac{T_{SC}}{P_{SC}}\right) * \alpha * \sqrt{\left(\frac{2 * g_c * R}{28,97 * GE_G * T_1}\right) * \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) * \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}}\right]}$$

La cual puede ser expresada en unidades de campo como la Ec. 3.77:

$$q_G = 3,505 * (D_{64})^2 * \left(\frac{P_1}{P_{SC}}\right) * \alpha * \sqrt{\left(\frac{1}{GE_G * T_1}\right) * \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) * \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$$

Donde:

q_G : esta en MPC/D.

D_{64} : es el diámetro del estrangulador (BEAN-SIZE), en 1/64 pulg. (Para un diámetro de ¼ pulg. $D_2 = 16/64$ " y $D_{64} = 16$).

T_1 : es la temperatura aguas arriba del estrangulador, ° R.

γ : es la relación de las capacidades caloríficas, C_P / C_V .

α : es el coeficiente de flujo del estrangulador, adimensional.

GE_G : gravedad específica del gas, adimensional.

P_{ES} : presión estándar, lpc.

P_1 : presión aguas arriba del estrangulador, lpc.

P_2 : presión aguas debajo del estrangulador, lpc.

Las dos ecuaciones antes mencionadas se aplican cuando la relación de presiones es igual o mayor a la relación de presiones críticas, dada por:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{CRÍTICAS} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad \text{Ec. 3.78}$$

Entonces si, la relación de presiones es menor que la relación de presiones críticas, se coloca en vez de la relación $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ la relación $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{CRÍTICAS}$ en la ecuación

3.77 usada, ya que la tasa es insensible para la presión aguas abajo siempre que el flujo sea crítico. Para el aire y otros gases diatómicos, el γ es aproximadamente 1,4 y la relación de presiones críticas es 0,53; En operaciones de ingeniería petrolera esto es asumido comúnmente que el flujo a través del estrangulador es crítico siempre que la presión aguas arriba sea aproximadamente la mitad de la presión aguas abajo.

Ejemplo

Construir un gráfico de flujo de gas vs. relación de presiones para diámetros de estranguladores (BEAN-SIZE) de 8/64, 12/64, 16/64, 20/64 y 24/64 una pulgada. Asumir que el coeficiente de flujo del estrangulador es igual a 0,85 la gravedad específica del gas es 0,7, la relación de capacidades caloríficas es 1,25, y la temperatura del cabezal del pozo y la presión de cabezal son 100 ° F y 600 lpc respectivamente.

Solución:

De la ecuación 3.78 se tiene que la relación de presiones críticas es 0,56 para este gas. Usando la ecuación 3.77 se tiene:

$$q_G = 3,505 * (D_{64})^2 * \left(\frac{600}{14,7}\right) * 0,85 * \sqrt{\left(\frac{1}{0,7 * 560}\right) * \left(\frac{1,25}{1,25 - 1}\right) * \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{1,25}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1,25+1}{1,25}}\right]}$$

$$\text{ó} \quad q_G = 13,73 * (D_{64})^2 * \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1,6} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1,8}}$$

La máxima tasa de gas ocurrirá cuando el flujo es crítico, esto es, cuando $\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0,56$. Para algún valor de relación de presiones por debajo del valor crítico, la tasa de flujo será la tasa de flujo crítica. Usando valores de $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ desde 0,56 hasta 1, para cada tamaño de estrangulador se construye la figura 3.44.

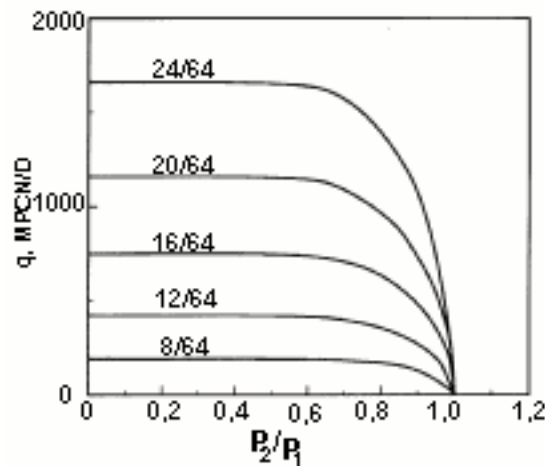


Fig. 3.44 Desempeño del Flujo de Gas Para Diferentes Tamaños de Estranguladores

3.7.6 Flujo gas-líquido

Un flujo bifásico a través de un estrangulador no ha sido descrito teóricamente. Para determinar la tasa de flujo bifásico a través de un estrangulador han sido generalmente usadas correlaciones empíricas para flujo crítico. Algunas de estas correlaciones han sido requeridas para ser valida la relación de presiones por encima de 0,7 (Gilbert, 1964). Un estimado significativo para las condiciones de flujo crítico a través de un estrangulador es la comparación de la velocidad en el estrangulador con la velocidad sónica bifásica, dada por Wallis, 1969, para mezclas homogéneas es:

$$v_C = \left[(\lambda_G * \rho_G + \lambda_L * \rho_L) * \left(\frac{\lambda_G}{\rho_G * (v_{GC})^2} + \frac{\lambda_L}{\rho_L * (v_{LC})^2} \right) \right]^{-1/2} \quad \text{Ec. 3.79}$$

Donde:

v_C : velocidad sónica de una mezcla bifásica.

v_{GC} : velocidad sónica del gas.

v_{LC} : velocidad sónica del líquido.

Las correlaciones empíricas de Gilbert (1964) y Ros (1960) tienen forma similar y se nombra:

$$P_1 = \frac{A * q_L * (RGL)^B}{(D_{64})^C} \quad \text{Ec. 3.80}$$

Se diferencian solo en las constantes empíricas A , B y C dadas en la tabla 3.5. La presión aguas arriba, P_1 , esta en lpc en la correlación de Gilbert y en lpc en la correlación de Ros. En estas correlaciones, q_L , es la tasa de líquido en BPD, el RGL es la relación gas líquido producido PCN/BN y D_{64} es el diámetro del estrangulador en sesentaycuatroavos de una pulgada.

Tabla 3.7

CONSTANTES EMPÍRICAS EN CORRELACIONES DE FLUJO CRÍTICO DE DOS FASES

Correlación	A	B	C
Gilbert	10	0,546	1,89
Ros	17,4	0,5	2

Otra correlación empírica que puede ser óptima para rangos certeros de condiciones es la de Omana (1969). Basado en un análisis dimensional y una serie de pruebas con gas natural y agua, la correlación es:

$$N_{qL} = 0,263 * (N_\rho)^{-3,49} * (N_{P1})^{3,19} * (\lambda_L)^{0,657} * (N_D)^{1,80} \quad \text{Ec. 3.81}$$

Con grupos adimensionales definidos como:

$$N_{\rho} = \frac{\rho_G}{\rho_L} \quad \text{Ec. 3.81.a}$$

$$N_{P_1} = (1,74 \times 10^{-2}) * P_1 * \left(\frac{1}{\rho_L * \sigma_L} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 3.81.b}$$

$$N_D = 0,1574 * D_{64} * \sqrt{\frac{\rho_L}{\sigma_L}} \quad \text{Ec. 3.81.c}$$

$$N_{q_L} = 1,84 * q_L * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{1,25} \quad \text{Ec. 3.81.d}$$

Para las constantes dadas, las unidades de campo son: q en BPD, ρ en lbm/pc, σ_L en dinas/cm, D_{64} en sesentaycuatroavos de una pulgada y P_1 en lpca. La correlación de Omana es restringida para flujo crítico, requiriendo que $\frac{q_G}{q_L} > 1$ y.

Esto es mejor para líquidos de bajas viscosidades (cerca de la viscosidad del agua) y diámetros de estranguladores (BEAN-SIZES) de 14/64 pulgadas o menores. Las propiedades de los fluidos son evaluadas en condiciones aguas arriba.

Ejemplo

Para el flujo de 2000 BPD de petróleo y 1 MMPCN/D en una presión de cabezal de 800 lpca, encontrar el diámetro del estrangulador (BEAN-SIZE) usando las correlaciones de Gilbert, Ros y Omana. Otros datos son: λ_L es igual a 0,35, ρ_L es igual a 49,92 lbm/pc, ρ_G es igual a 2,6 lbm/pc, σ_L es igual a 30 dinas/cm.

Solución:

Para las correlaciones de Gilbert y Ros, de la Ec. 3.80 se despeja D_{64} como sigue a continuación:

$$D_{64} = \left(\frac{A * q_L * (RGL)^B}{P_1} \right)^{1/C}$$

Para la tasa de flujo dada de 2000 BPD, una RGL de 500 PCN/BN, y una presión absoluta de 800 lpc aguas arriba del estrangulador, de la correlación de Gilbert se tiene:

$$D_{64} = \left(\frac{10 * 2000 [BPD] * (500 [PCN / BN])^{0,546}}{(800 - 14,7) [lpc]} \right)^{1/1,89} = 33 / 64''$$

Y de la correlación de Ros se tiene:

$$D_{64} = \left(\frac{17,4 * 2000 [BPD] * (500 [PCN / BN])^{0,5}}{800 [lpc]} \right)^{1/2} = 31 / 64''$$

Con la correlación de Omana se resuelve la ecuación 3.81 despejando N_D como se muestra a continuación:

$$N_D = \left(\frac{1}{0,263} * N_{qL} * (N_\rho)^{3,49} * (N_{P1})^{-3,19} * (\lambda_L)^{-0,657} \right)^{1/1,8}$$

De donde:

$$N_\rho = \frac{\rho_G}{\rho_L} = \frac{2,6}{49,92} = 0,0521$$

$$N_{P1} = (1,74 \times 10^{-2}) * P_1 * \left(\frac{1}{\rho_L * \sigma_L} \right)^{1/2} = (1,74 \times 10^{-2}) * 800 * \left(\frac{1}{49,92 * 30} \right)^{1/2} = 0,36$$

$$N_{qL} = 1,84 * q_L * \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{1,25} = 1,84 * 2000 * \left(\frac{49,92}{30} \right)^{1,25} = 6,95 \times 10^3$$

Entonces:

$$N_D = \left[\left(\frac{1}{0,263} \right) * (6,95 \times 10^3) * (0,0521)^{3,49} * (0,36)^{-3,19} * (0,35)^{-0,657} \right]^{1/1,8} = 8,35$$

Resolviendo de la ecuación 3.81.c para el diámetro del estrangulador se tiene:

$$D_{64} = \frac{N_D}{0,1574 * \sqrt{\frac{\rho_L}{\sigma_L}}} = \frac{8,35}{0,1574 * \sqrt{\frac{49,92}{30}}} = 41 / 64''$$

Las correlaciones de Gilbert y Ros predicen un tamaño de estrangulador cercano a 1/2 " (32/64 "), mientras que la correlación Omana predice un tamaño de estrangulador más grande de 41/64 ". Para esto, ya que, la correlación de Omana fue basada para tasas de flujo de 800 BPD o menos, las correlaciones de Gilbert y Ros son probablemente las más exactas para este caso.

Cuando un pozo esta siendo producido con flujo crítico a través del estrangulador la relación entre la presión de cabezal y la tasa de flujo es controlada por el estrangulador ya que la distribución de presiones aguas abajo no afecta el desempeño del flujo a través del estrangulador. Por esto, la tasa más acertada de un pozo para un estrangulador dado puede ser determinada por el desempeño de una pareja de estranguladores y con el desempeño del pozo, como para una determinada combinación del *IPR* del pozo y el desempeño del levantamiento vertical. La curva del desempeño del estrangulador es un trabajo de la presión de cabezal vs. la tasa de líquido y puede ser obtenida de la correlación de estranguladores de flujo bifásico, asumiendo que el flujo es crítico.

Ejemplo

Construir las curvas para diámetro de estranguladores para un pozo de 16/64 ", 24/64" y 32/64 ", con un *RGL* de 500 PCN/BN, usando la correlación de Gilbert, para una tasa de 2000 BPD.

Solución:

La correlación de Gilbert predice que la presión de cabezal es una función lineal de la tasa líquida, con una intersección en el origen utilizando la Ec. 3.80:

Para un diámetro de estrangulador de 16/64 "

$$P_{th} = \frac{A * q_L * (RGL)^B}{(D_{64})^C} = \frac{10 * 2000 * (500)^{0,546}}{(16)^{1,89}} = 1,57 * q_L$$

Para un diámetro de estrangulador de 24/64 "

$$P_{th} = 0,73 * q_L$$

Para un diámetro de estrangulador de 32/64 "

$$P_{th} = 0,43 * q_L$$

Estas relaciones están graficadas en la figura 3.45, solo con una curva del desempeño del pozo. Las intersecciones de las curvas de desempeño del estrangulador con las de desempeño del pozo son las tasas de flujo que ocurrirían con estos tamaños de estranguladores. Se observa que la correlación del

estrangulador es válida solo cuando el flujo a través del mismo es crítico; Para cada estrangulador si la tasa de flujo esta por debajo el flujo es sub-crítico. Esta región esta indicada para la porción de las curvas de desempeño del estrangulador. (Las predicciones no son validas para estas condiciones).

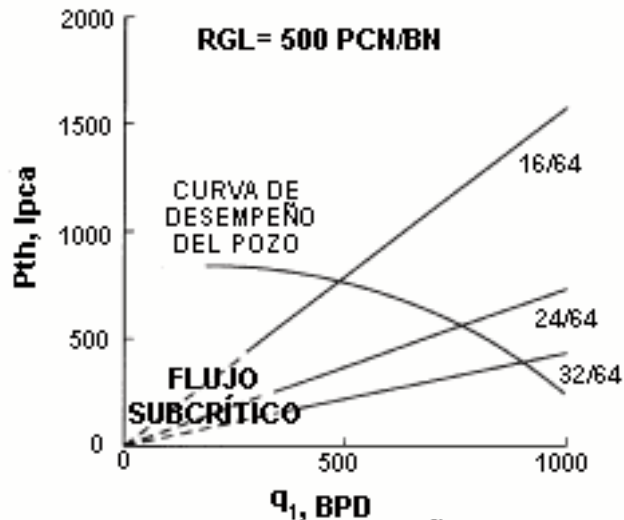


Fig. 3.45 Curvas de Desempeño de los Estranguladores

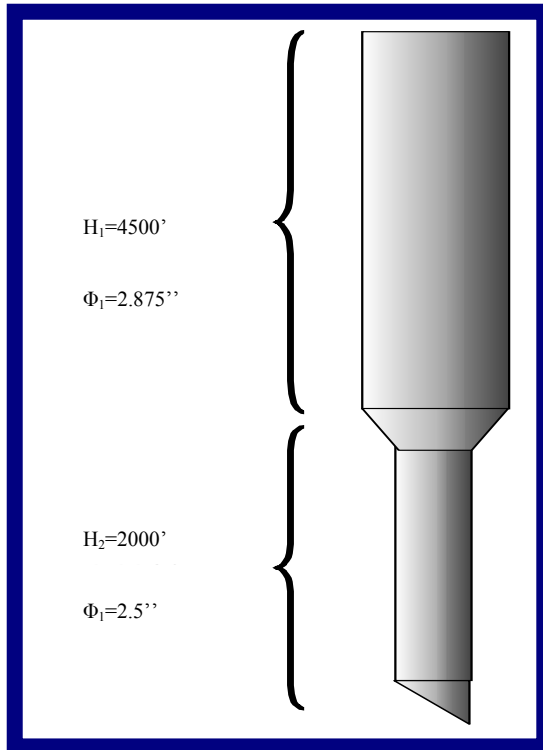
Problema propuesto:

1. Se tiene un yacimiento con una presión normal y la producción de petróleo durante un mes en el pozo UCV-3 fue estable a una tasa entre 275 y 250bbl/D a condiciones de separador, o un promedio de 265 bbl/D con una variación del 5%. Las medidas realizadas durante este periodo de flujo fueron:

- ▶ Presión fluyente de cabezal.....200 psia.
- ▶ Temperatura fluyente en el cabezal.....95 °F.
- ▶ Tasa de flujo de gas en el separador.....90MSCF/D.
- ▶ Factor volumétrico del petróleo separador/stock-tank.....1.15bbl/STB.
- ▶ Presión del separador.....100 psia.
- ▶ Temperatura del separador.....85 °F.
- ▶ Relación gas petróleo del petróleo del separador.....25 SCF/BPF.
- ▶ Gravedad del gas del separador.....0.64

- ▶ Gravedad del vapor (gas) @ stock-tank.....0.89
- ▶ Gravedad del petróleo @ stock-tank.....35 API.
- ▶ Relación agua-petróleo @ stock-tank.....0.15

El pozo está completado de la siguiente manera:



Determinar:

- a) La tasa que se obtendría si toda la tubería fuese de $\Phi=2.875''$. Discuta sus resultados en base a la completación actual del pozo.
- b) La tasa que se obtendría si la presión del yacimiento disminuye en un 10%; manteniéndose la misma RGP y %AyS.
- c) Dada la siguiente información:

$Q_o(BNP/D)$	200	400
$\Delta P_{fricción} \Phi_i=2.5''$ (LPCA/100')	2	3.4
$\Delta P_{fricción} \Phi_i=2.875''$ (LPCA/100')	1.8	3

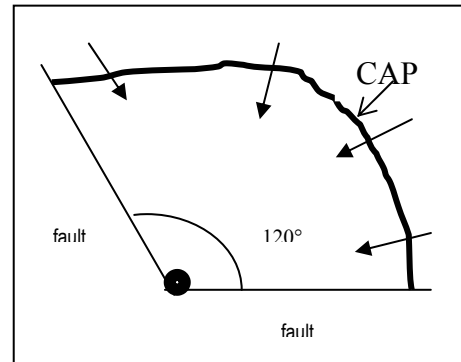
,y asumiendo $RGL=0$ SCF/BF. Compare la Pwf dada en forma analítica para fluido monofásico con la obtenida por correlaciones para las tasas respectivas.

Nota: Debe especificar las suposiciones. Asuma que las curvas de gradiente vertical trabajan en función del mismo %AyS del problema.

Problemas:

1. Un yacimiento subsaturado con empuje hidráulico ha producido por varios años sin cambio sustancial en la presión de yacimiento. Una curva de presión buildup en el pozo UCV-1 indica una permeabilidad, sin daño, al petróleo de 10 md, y un cierre en el pozo indicó una presión estática de 2000 psia. La presión fluyente en el pozo es de 900 psia mientras fluye a una tasa de 80 BNPD. Si los siguientes datos de yacimiento son conocidos:

Radio efectivo de drenaje = 700 pies.
 Radio del pozo = 0.7 pies.
 Espesor de arena neta = 20 pies.
 Viscosidad del petróleo = 0.708 cp.
 β_0 = 1.25 v/v.
 Ángulo de contacto entre las fallas (θ) = 120°.



- a. ¿Cuál es la caída de presión ΔP_{skin} ?
- b. Si $r_s = 2$ pies, radio de la zona dañada, ¿Cuál es la permeabilidad en la zona dañada?
- c. ¿Cuál debería ser la tasa de producción de este pozo si la caída de presión es reducida a cero por tratamientos al pozo, manteniendo la misma presión de fondo fluyente?
- d. Repita las preguntas a y b, asumiendo $\theta = 360$.

1.a Para calcular ΔP_{skin} usando la Ecuación de Darcy.

$$q\beta_0 = \frac{7.08 * 10^{-3} k_{undamaged} h (P_e - P_{wf} - \Delta P_{skin})}{\mu \ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)}$$

Pero como $\theta=120$ y Darcy-radial $\theta=360$ tenemos,

$$80 * 1.25 = \frac{7.08 * 10^{-3} * 10 * 20 * (2000 - 900 - \Delta P_{skin})}{0.708 \ln\left(\frac{700}{0.7}\right)} * 120/360$$

$\Delta P_{skin} = 65$ psia

1.b Permeabilidad en la zona dañada.

$$k_{average} = \frac{\ln(re/rw)}{\sum_{j=1}^{j=n} [\ln(r_o/r_i)_j / k_j]} \quad k_{average} = \frac{\ln(re/rw)}{\frac{\ln(re/rs)}{k_{undamage}} + \frac{\ln(rs/rw)}{k_{damage}}}$$

$$q \beta_o = \frac{7.08 * 10^{-3} k_{average} h (P_e - P_{wf})}{\mu \ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)}$$

$$80 * 1.25 = \frac{7.08 * 10^{-3} k_{average} * 6.9 (2000 - 900)}{0.708 \ln\left(\frac{700}{0.7}\right)} * 120/360$$

Solución:

a. $\Delta P_{skin} = ?$

$$q = \frac{7,08x10^{-3} * K * h * (P_e - P_{wf} - \Delta P_{skin})}{\beta_o * \mu * Ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)}$$

... como $\angle 120^\circ \rightarrow 360/3 = 120^\circ$

$$q = \frac{2,36x10^{-3} * K * h * (P_e - P_{wf} - \Delta P_{skin})}{\beta_o * \mu * Ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)}$$

$$\Delta P_{skin} = (P_e - P_{wf}) - \frac{q * \mu * Ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right) * \beta_o}{2,36x10^{-3} * 10 * 20}$$

$$\Delta P_{skin} = (2000 - 900) - \frac{80 * 0,708 * Ln\left(\frac{700}{0,7}\right) * 1,25}{2,36x10^{-3} * 10 * 20} = 63,84 \text{ lpc}$$

$$\Delta P_{SKIN} \cong 64 \text{ lpc}$$

b. Radio de la zona dañada = 2 ft

c. Permeabilidad de la zona dañada.

$$q = \frac{7,08x10^{-3} * \bar{K} * h * (P_e - P_{wf} - \Delta P_{skin})}{\beta_o * \mu * Ln\left(\frac{r_e}{r_w}\right)}$$

$$\bar{K} = \left[\frac{80 * 1,25 * 0,708 * \text{Ln}\left(\frac{700}{0,7}\right)}{2,36 * 10^{-3} * 20 * (2000 - 900)} \right] = 9,42 \text{ md}$$

$$\bar{K} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{re}{rw}\right)}{\sum_{j=1}^n \left[\frac{\text{Ln}\left(\frac{ro}{r_1}\right)_j}{K_j} \right]} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{re}{rw}\right)}{\frac{\text{Ln}\left(\frac{re}{rs}\right)}{K} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{rs}{rw}\right)}{Ks}}$$

$$\bar{K} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{700}{0,7}\right)}{\frac{\text{Ln}\left(\frac{700}{2}\right)}{10} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{2}{0,7}\right)}{Ks}}$$

$$9,42 \text{ md} = \frac{6,9}{0,585 + \frac{1,05}{Ks}} \Rightarrow \left(\frac{6,9}{9,42} \right) - 0,585 = \frac{1,05}{Ks}$$

$Ks = 7,12 \text{ md}$, permeabilidad de la zona dañada.

d.

$$q = \frac{2,36 * 10^{-3} * K * h * (Pe - Pwf - \Delta P_{skin})}{\beta_o * \mu * \text{Ln}\left(\frac{re}{rw}\right)}$$

$$q = \frac{2,36 * 10^{-3} * 10 * 20 * (2000 - 900)}{1,25 * 0,708 * \text{Ln}\left(\frac{700}{0,7}\right)} \cong 85 \text{ BPD}$$

e. si $\angle = 360 \rightarrow$ cual es el ΔP_{skin}

$$q = \frac{7,08 * 10^{-3} * K * h * (Pe - Pwf - \Delta P_{skin})}{\beta_o * \mu * \text{Ln}\left(\frac{re}{rw}\right)}$$

$$\Delta P_{skin} = (Pe - Pwf) - \frac{q * \mu * \text{Ln}\left(\frac{re}{rw}\right) * \beta_o}{7,08 * 10^{-3} * 10 * 20}$$

$$\Delta P_{skin} = (2000 - 900) - \frac{80 * 0,708 * \ln\left(\frac{700}{0,7}\right) * 1,25}{7,08 * 10^{-3} * 10 * 20} = 754,61 lpc$$

$$\Delta P_{skin} \approx 755 lpc$$

2. Una prueba de flujo fue obtenida de un pozo fracturado en un yacimiento por gas en solución.

Pwf (psia)	qo (STB/d)
2660	90
2380	165
1980	270
1600	330
1195	373

Este pozo ha producido por un mes y drena cerca de 40 acres, teniendo un $r_w = \frac{1}{3}$ ft. La permeabilidad, sin daño, al petróleo se determinó de un DST _{buildup}, $k = 20.5$ md, y $\beta_o = 1.25$ v/v. El espesor neto de arena es de 14 ft y $\mu_o = 1.2$ cp.

- Grafique tasa vs. Pwf.
- Estime la máxima tasa que puede aportar el yacimiento.
- Cual sería la máxima tasa de bombeo si la prueba se lleva a cabo con tasas menores de 270 STB/d. Compárela con la respuesta b.
- Se estimó que a una producción de 35000 BNP de este yacimiento se obtendría una $P_e = 2800$ psia y una saturación de gas de 5 %. A este tiempo $k_{ro} = 0.5$, $k_{rg} = 0$, $\mu_o = 1.1$ cp, y $\beta_o = 1.15$. Use $k_{ro_{inicial}} = 1$. Grafique q vs. Pwf a este tiempo y estime la máxima tasa que puede aportar el yacimiento.

a.

Pwf (psia)	Qo (stb/d)
2660	
2380	
1980	
1600	
1195	

* Ha producido por un mes:

$$A_{\text{DRENAJE}} = 40 \text{ acres}$$

$$r_w = 1/3 \text{ ft.}$$

$$K_{\text{skin da\~{n}o}} = 20,5 \text{ md-}$$

$$\beta_o = 1,25$$

$$h = 14 \text{ ft.}$$

$$\mu_o = 1,2 \text{ cP}$$

b. Para estimar la máxima tasa de bombeo se usa la ecuación de la gráfica de la pregunta 2.a

$$Pwf = -3 \times 10^{-8} * q^4 - 4 \times 10^{-5} * q^3 + 0,02449 * q^2 - 7,861 * q + 3198,4$$

$$Q_{\text{MÁX}} \Rightarrow Pwf = 0 \Rightarrow Q_{\text{MÁX}} = 455 \text{ BPD}$$

c. La tasa máxima de bombeo sp, la prueba se lleva a cabo con tasas menores de 270 STB/D se estima usando solo los tres primeros datos de la tabla, es decir:

Pwf (psia)	Qo (stb/d)
2660	90
2380	165
1980	270

Por medio de (Hp) la tendencia es una recta de ecuación:

$$\Rightarrow \text{cuando } Pwf = 0 \Rightarrow Q_{\text{MÁX}} = 794 \text{ BPD.}$$

d. $P_e = 800 \text{ psia}$; $S_g = 5 \%$; $K_{ro} = 0,5$; $K_{rg} = 0$; $\mu_o = 1,1 \text{ cP}$; $\beta_o = 1,15$ $K_{ro_{\text{inicial}}}=1$

Suponiendo que el comportamiento inicial de las pruebas anteriores es lineal \Rightarrow usando la tendencia de la pregunta 2.c.

$$\Rightarrow Pwf = 3001,467 - 3,7798 * Q \text{ cuando } Q = 0$$

$$P_e = 3001,467 \text{ lpc} \rightarrow \text{para las primeras pruebas.}$$

Hay que pronosticar los IP para un $N_p = 35000 \text{ BPD}$ y $P_e = 2800 \text{ psia}$.

$$\Rightarrow 1 * P_f = \frac{1 * P_p * (K_{ro} / \mu_w * \beta_o)}{(K_{ro} / \mu_o * \beta_w)_p} = \frac{1 * P_p * \left(\frac{0,5}{1,1 * 1,5} \right)}{\left(\frac{1}{1,2 * 1,25} \right)} = 0,59288 * 1P_p$$

$$\Rightarrow \text{se calculan los } 1 P_p = \frac{Q_p}{P_e - P_{wf}} = \frac{Q_p}{3001,467 - P_{wf}}$$

Con

Pwf (lpc)	Qo (STB/D)	1P _p
2660	90	0,2635
2380	165	0,2654
1980	270	0,2643
1600	330	0,2354
1195	373	0,2064

1 P _p	Q(BPD)
0,1562 →	21,875
0,1574 →	66,109
0,1567 →	128,5
0,1396 →	167,52
0,12241 →	196,479

Con los 1P_F calculados $\Rightarrow 1 P_F = \frac{Q}{P_e - P_{wf}} = \frac{Q}{2800 - P_{wf}}$

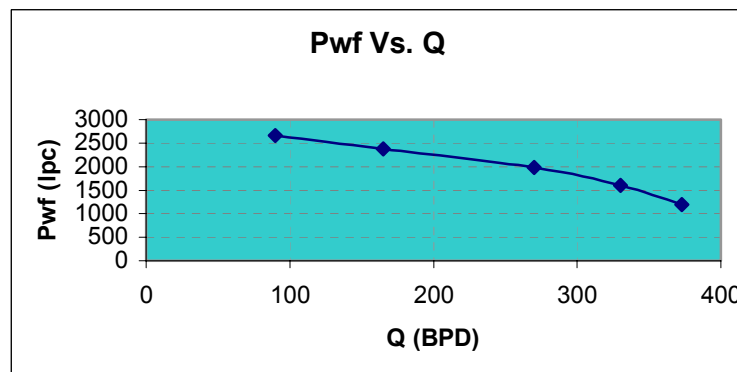
Asumiendo los mismas Pwf que en el presente

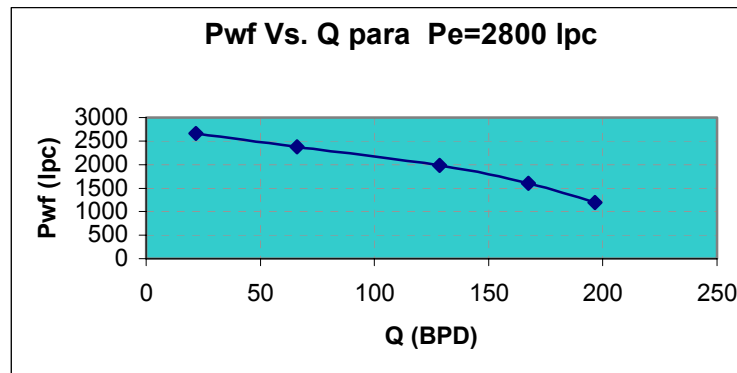
\Rightarrow Se calculan los Q $\Rightarrow Q = 1 P_p = (2800 - P_{wf})$ (ver tabla superior)

\Rightarrow Con la ecuación de la curva

$$P_{wf} = -4 \times 10^{-8} * q^4 - 0,0002 * q^3 + 0,0448 q^2 - 8,979 + 2836,9$$

\Rightarrow con Pwf = 0 $\rightarrow Q_{M\acute{A}X} = 255$ BPD.





3. Se ha perforado un pozo en un yacimiento nuevo, y en base a las dos pruebas de producción que se presentan a continuación e información adicional, el grupo de yacimientos, recomienda diseñar las facilidades de producción tomando como producción por pozo 1500 BNP/d. Estaría Ud. de acuerdo con esa recomendación, sabiendo que la presión de fondo (P_{wf}) mínima requerida para producir los pozos es de 1600 psig.

$P_{promedio} = 3595$ psig.
 $P_{burbujeo} = 3690$ psig.

Prueba	1	2
Q (BNP/d)	500	650
Pwf (psig)	3000	2800

Se recomienda $q = 1500$ BPD sabiendo $P_{wf_{MIN}} = 1600$ lpc, como se tienen dos datos de prueba, se comienza probando con Vogel ya que es un yacimiento saturado:

$$\frac{q_o}{q_{MÁX}} = 1 - 0,2 * \frac{P_{wf}}{P_e} - 0,8 * \left(\frac{P_{wf}}{P_e} \right)^2$$

Para la prueba 1

$$\frac{500}{q_{MÁX1}} = 1 - 0,2 * \frac{3000}{3595} - 0,8 * \left(\frac{3000}{3595} \right)^2$$

$$q_{MÁX1} = 1811,6 \text{ BPD.}$$

Para la prueba 2

$$\frac{650}{q_{MÁX2}} = 1 - 0,2 * \frac{2800}{3595} - 0,8 * \left(\frac{2800}{3595} \right)^2$$

$$q_{MÁX2} = 1810,93 \text{ BPD.}$$

Como $q_{MÁX1} \approx q_{MÁX2}$ se aplica Vogel y se toma como $q_{MÁX} \approx 1811 \text{ BPD}$.

$$q_o = 1811 * \left(1 - 0,2 * \frac{Pwf}{Pe} - 0,8 * \left(\frac{Pwf}{Pe} \right)^2 \right)$$

Con la $Pwf_{MÍN} = 1600 \text{ lpc}$, los valores de Pwf no pueden bajar de este valor, por esto se tiene:

$$q_o = 1811 * \left(1 - 0,2 * \frac{1600}{3595} - 0,8 * \left(\frac{1600}{3595} \right)^2 \right)$$

$q_o = 1362,82 \text{ BPD}$ esta es la tasa máxima que puede aportar el yacimiento, por lo tanto, no se recomienda una tasa de 1500 BPD porque no puede bajarse la Pwf , y el yacimiento no puede aportar tasa mayores a 1362, 82 BPD con esa misma presión de fondo fluyente.

REFERENCIAS GRÁFICAS

Fig. 3.1 Etapas de Producción. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.2 Pozo Fluyendo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 3.3 Perfil de Presión en un Pozo Productor. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.4 Componentes de las Pérdidas de Presión en la Tubería de Producción. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.5 Cambios de Estado en la Tubería de Producción. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.6 Regímenes de Flujo Vertical Ascendente. Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 3.7 Regímenes de Flujo más Comunes en las Líneas Horizontales. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.8 Perfiles de Velocidad en Flujo Laminar y Turbulento. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.9 Variación del Número de Reynolds con Tasa de Flujo Volumétrico. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.10 Variación del Número de Reynolds con la Tasa de Flujo, Viscosidad y Tamaño de Tubería. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.11 Entrampamiento (Holdup) de Líquido y Gas. Cortesía del Trabajo Especial de Grado Realizado por Martha Elena Celis.

Fig. 3.12.a y 3.12.b Formas de las Curvas de Gradiente. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.13 Curvas de Gradiente de Presión Fluyente. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.14 .a Curvas de Gradiente de Gilbert. Cortesía de API Drill. Prod. Practice.

Fig. 3.14.b Curvas de Gradiente de K.E. Brown. Cortesía del Brown, Kermit.

Fig. 3.14.c Curvas de Gradiente de Cía. CAMCO. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.14.d Curvas de Gradiente de Cía. Shell. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.15 Correlación para el Coeficiente del Número de Viscosidad Líquida según Hagedorn y Brown. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 3.16 Correlación para el Factor de Corrección según Hagedorn y Brown. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 3.17 Correlación para el Entrampamiento entre el Factor de Corrección según Hagedorn y Brown. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 3.18 Diagrama del Factor de Fricción según Moody. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.19 Gráfico de Regímenes de Flujo según Duns y Ros. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.20 Gráfico de Regímenes de Flujo según Taitel y Dukler. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.21 Gráfico de los Regímenes de Flujo para Gas-Líquido según Govier y Aziz. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.22 Correlación del Factor de Fricción de Eaton. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.23 Correlación de Entrampamiento de Eaton. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.24 Correlación de Entrampamiento de Dukler. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.25.a y 3.25.b Variables que Afectan las Curvas de Gradiente. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.25.c y 3.25.d Variables que Afectan las Curvas de Gradiente. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.25.e y 3.25.f Variables que Afectan las Curvas de Gradiente. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.26.a Procedimiento para Trabajar con las Curvas de Gradiente. Cálculo de P_{wf} . Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.26.b Procedimiento para Trabajar con las Curvas de Gradiente. Cálculo de Pth. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.27 Determinación del Punto de Flujo Natural. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.28 Tasa de Producción Máxima Posible. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.29 Efecto de la Línea de Flujo. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.30 Efecto de la Línea de Flujo. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.31 Efecto de Diámetro (Pozo Fluyendo). Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.32 Efecto del Diámetro de la Tubería (Pozo Fluyendo). Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.33 Uso de las Curvas IPR y TPR. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 3.34 Desempeño del Pozo para un Fluido Monofásico. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.35 Efecto de la Presión de Cabezal en el Desempeño de un Pozo. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.36 Efecto del Daño en el Desempeño del Pozo. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.37 Declinación de la Presión de Yacimiento y TPR. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.38 IPR y TPR para dos Presiones de Cabezal en un Yacimiento Bifásico. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.39 Esquema de Estrangulador Fijo. Cortesía del CIED, Estranguladores, Curso de 1995.

Fig. 3.40 Estrangulador de Flujo Tipo Ajustable. Cortesía del CIED, Estranguladores, Curso de 1995.

Fig. 3.41 Esquema de un Estrangulador. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.42 Dependencia de la Tasa de Flujo a través de un Estrangulador para la Relación de presión Aguas Arriba y Aguas Abajo para un Fluido Compresible. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.43 Coeficiente de Flujo para Líquido que pasa a través del Estrangulador según Crane. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.44 Desempeño del Flujo de Gas para diferentes Tamaños de Estranguladores. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 3.45 Curvas de Desempeño de los Estranguladores. Cortesía del Economides. M, A. y Ehlig Economides, C.

4. BOMBEO MECÁNICO

Este es el método de levantamiento artificial más usado en el ámbito mundial y nacional, tanto en la producción de crudos pesados como en la de extrapesados, aunque también se usa en la producción de crudos medianos y livianos.

El método consiste en la instalación de una bomba de subsuelo de acción recíprocante que es abastecida con energía transmitida a través de una sarta de cabillas; esta energía proviene a su vez de un **motor eléctrico** o de **combustión interna** el cual moviliza la unidad de superficie mediante un sistema de engranajes y correas. El movimiento rotativo en la unidad de superficie se convierte en movimiento recíprocante en el subsuelo.

Por experiencia de campo, obtenida de una cantidad importante de pozos productores, se ha demostrado que una bomba de subsuelo tiene un desplazamiento real de 80 % a 90 % de su desplazamiento teórico.

4.1 MECANISMOS DE PRODUCCIÓN DE POZOS POR BOMBEO MECÁNICO

Existen muchas teorías que explican el comportamiento de producción de pozos por bombeo mecánico. Algunos operadores prefieren producir el pozo con el revestidor abierto a la atmósfera y otros con el revestidor cerrado; realmente este mecanismo depende del volumen de producción de gas, asociado al petróleo.

La figura 4.1 muestra tres métodos diferentes de producción de un pozo por bombeo mecánico. En los tres casos la presión de fondo fluyente es similar, de manera que al pozo entran los mismos volúmenes de gas y líquido.

En el **caso A**, la presión en el fondo del revestidor resulta del mantenimiento de cierta presión en el revestidor (P_C), más la presión hidrostática debido a la columna de gas y líquido. Cuando el revestidor está cerrado, la parte del gas que emigra del petróleo va al espacio anular, produciendo una baja en el nivel de líquido de dicho espacio. La bomba de subsuelo está cerca de las perforaciones, por lo tanto si el nivel de líquido se estabiliza a la profundidad de la bomba, se obtiene una presión en el fondo del pozo, aproximadamente igual al punto de burbujeo. En este caso, el gas entra en solución con el petróleo y la presión del fondo fluyente es superior a la presión en el cabezal del revestidor, más la presión de la columna de gas, de manera que se forma una columna de petróleo sobre la bomba, para aportar la presión del fondo fluyente requerida.

En el **caso B**, la presión de fondo fluyente es similar a la del **caso A** y es resultante de cierto nivel de líquido (H_L) sobre las perforaciones. En la producción del pozo, la presión del cabezal del revestidor se mantiene a la presión atmosférica. En este caso, con la ubicación de la bomba, también cerca de las perforaciones, existe una sumersión de bombeo igual a ($H_B - H_L$).

En el **caso C**, la bomba de subsuelo se instala a la misma profundidad del nivel de líquido dinámico (H_L), el cual aporta una presión de fondo fluyente similar a la de los casos **A** y **B**, cuando la presión de cabezal de revestidor es igual a la presión atmosférica. En este caso, gas y líquido se producen a través de la tubería de producción y el exceso de gas se desprende por el espacio anular.

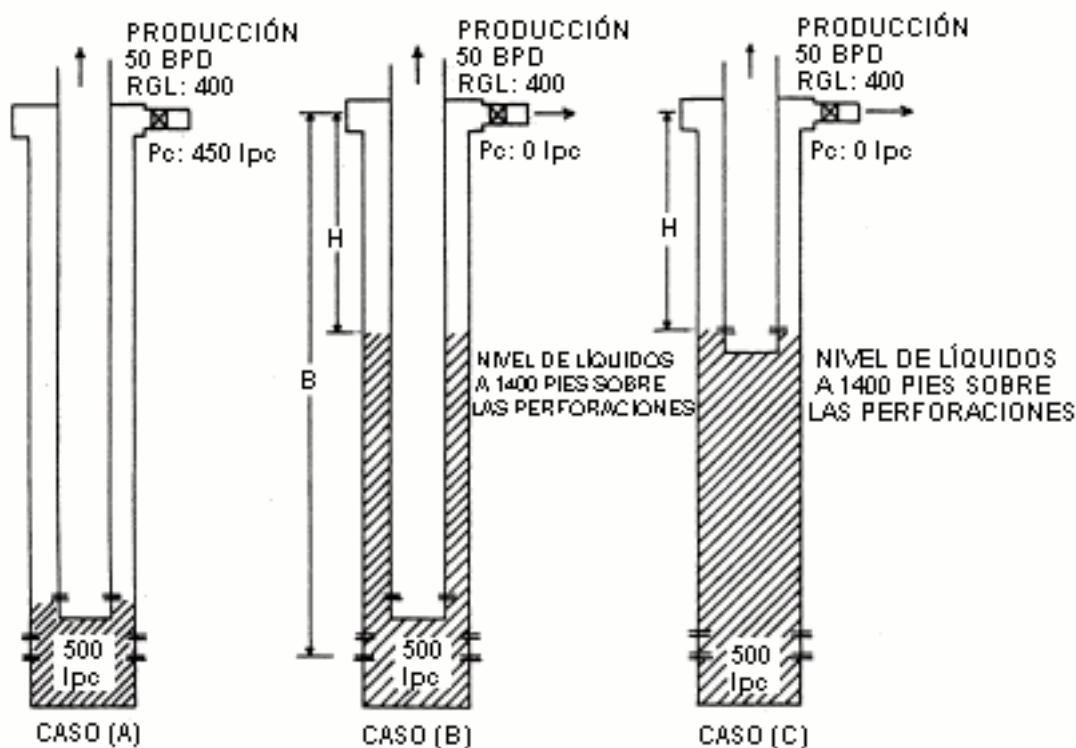


Fig. 4.1 Mecanismos de Producción por Bombeo Mecánico

Estos mecanismos se aplican en el caso de que la completación de los pozos sea sin anclaje de tubería o con ancla de gas y con empacadura de producción.

La capacidad de desplazamiento requerida para bombear un pozo depende de factores tales como: producción de petróleo, gas y agua, eficiencia de ventilación del gas en el pozo, el factor de merma y las propiedades de los fluidos.

El gas que se produce conjuntamente con el petróleo crea un problema en las instalaciones de bombeo mecánico. Esto se debe a que un petróleo muy volátil

y la merma del crudo, desde el subsuelo al tanque, hacen que el petróleo en superficie represente sólo una fracción de un barril en condiciones de subsuelo.

La producción de gas libre afecta los requerimientos de la capacidad de bombeo, ya que su manejo por la bomba de subsuelo redundaría en una pérdida de eficiencia de bombeo y por ende en una reducción de la producción.

La situación más deseable es ventilar el gas libre por el espacio anular, para minimizar su efecto negativo en la bomba. La relación del gas libre venteadado con respecto al bombeado varía ampliamente. Cuando la bomba está asentada debajo de una empacadura, no es posible ventear el gas, por lo que baja su eficiencia volumétrica. Por otro lado, si se logra una buena condición de bombeo que permita ventear el gas por el anular, entonces la capacidad de bombeo será mayor, permitiendo de esta manera manejar más eficientemente la producción de líquido. De allí, que para el diseño de una instalación de bombeo mecánico, deben considerarse factores tales como: presión de burbujeo, factores volumétricos de la formación y la relación gas-petróleo en solución.

4.2 FUNCIONAMIENTO

El bombeo mecánico se fundamenta en la aplicación de una fuerza torsional, que convierte el movimiento rotacional del **motor-caja de engranaje** en movimiento reciprocante, a través del sistema de **bielas-manivelas**; Con el propósito de accionar una bomba de subsuelo reciprocante, mediante una sarta de cabillas.

La energía utilizada para accionar el sistema la aporta un motor eléctrico o de combustión interna, el cual transmite la energía de movimiento al mecanismo de engranajes, a través de correas instaladas en las poleas del motor y de la caja de engranaje. En la figura 4.2 se muestra un esquema del sistema descrito para el funcionamiento del bombeo mecánico.

En este método se distinguen dos clases de elementos:

- a.) Subterráneos y
- b.) Superficiales.

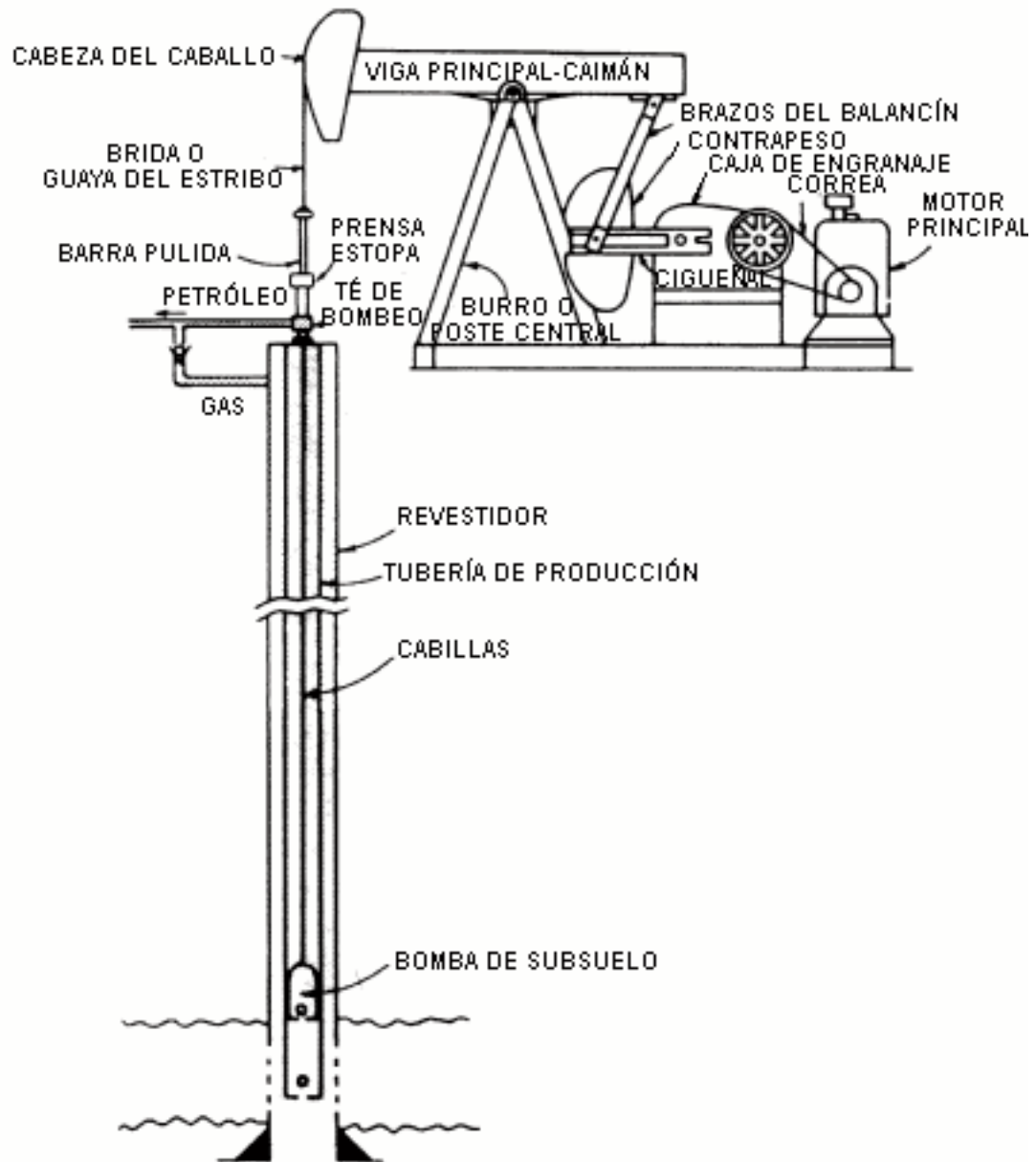


Fig. 4.2 Sistema de Bombeo Mecánico

4.3 ELEMENTOS SUBTERRÁNEOS

4.3.1 Equipos de subsuelo

Sus principales componentes son:

A.) Bombas de subsuelo.

B.) Cabillas de succión.

4.3.1.1 Bombas de subsuelo: es una bomba pistón de desplazamiento positivo, desde su profundidad de instalación hasta la superficie que funciona por diferencias de presión, mediante **bolas y asientos**, para permitir la entrada y sello de fluidos en círculos periódicos sincronizados.

4.3.1.1.1 Principales elementos de la bomba de subsuelo

4.3.1.1.1.1 El cilindro o barril: el cilindro o barril de la bomba es la parte por donde se mueve el pistón en sus recorridos ascendentes y descendentes, debe ser suficientemente largo para adaptarse a la carrera del pistón. La dureza del cilindro debe ser mayor a la del pistón.

4.3.1.1.1.2 El émbolo o pistón: el émbolo o pistón de la bomba generalmente es la parte móvil. Posee una resistencia menor que la del cilindro o camisa, y casi siempre es cromado para incrementar la resistencia a la abrasión. En él se encuentra la válvula viajera que controla la entrada de fluidos de la bomba al interior del pistón.

4.3.1.1.1.3. La válvula viajera: está regulada por las diferencias de fuerzas sobre ella y por debajo de ella.

4.3.1.1.1.4 La válvula fija: controla la entrada de fluidos desde el pozo al interior de la bomba.

En la figura 4.3 se muestran: un cilindro, un pistón y una válvula, respectivamente. En la figura 4.4 se muestra el ensamblaje de la válvula fija.

En la figura 4.5 se muestra: una bomba de doble etapa. Ésta posee, además de los componentes ya nombrados, una válvula de acción similar a las descritas. Esta válvula está ubicada en el extremo superior del pistón y su funcionamiento permite la compresión de los fluidos manejados por la bomba en dos etapas.

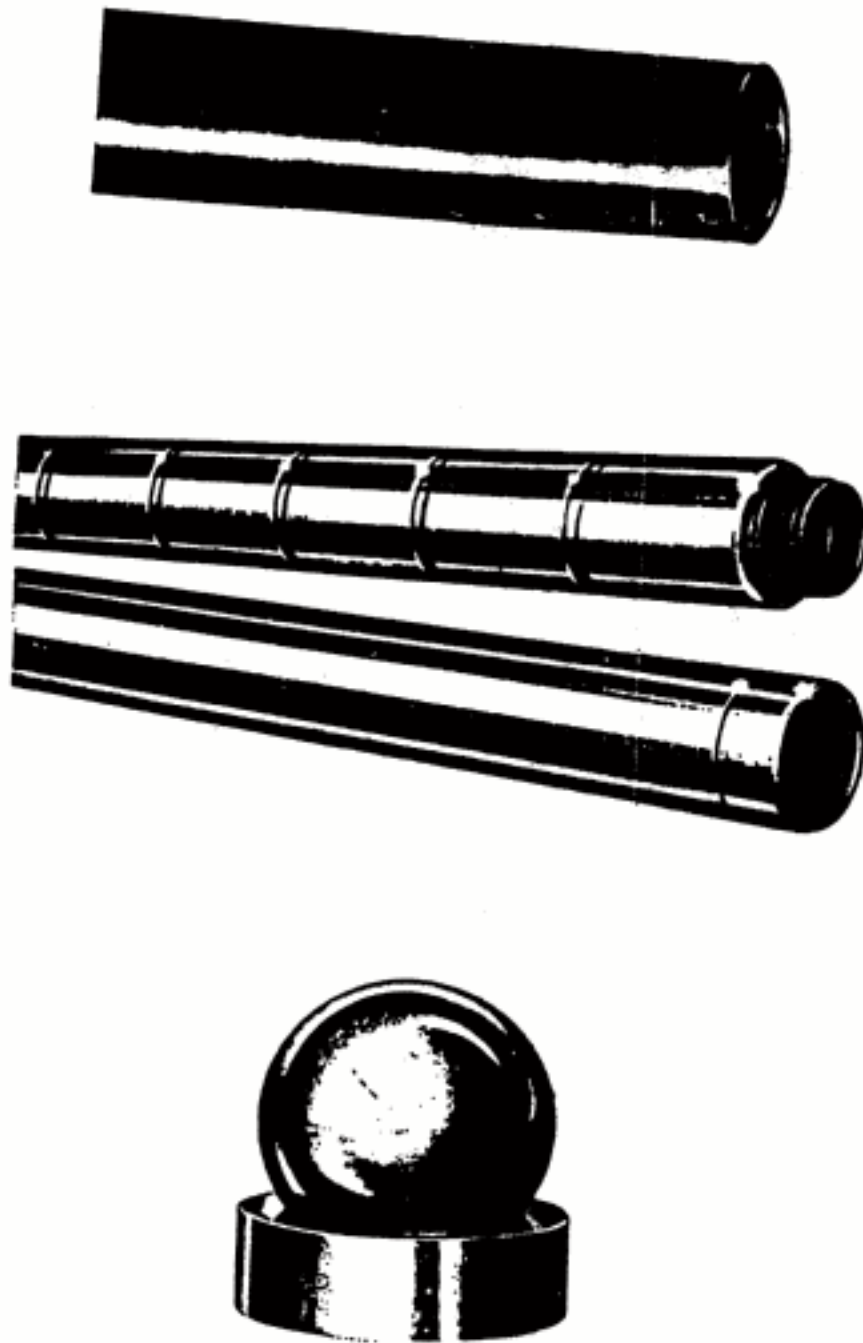


Fig. 4.3 Válvula Viajera o Válvula Fija

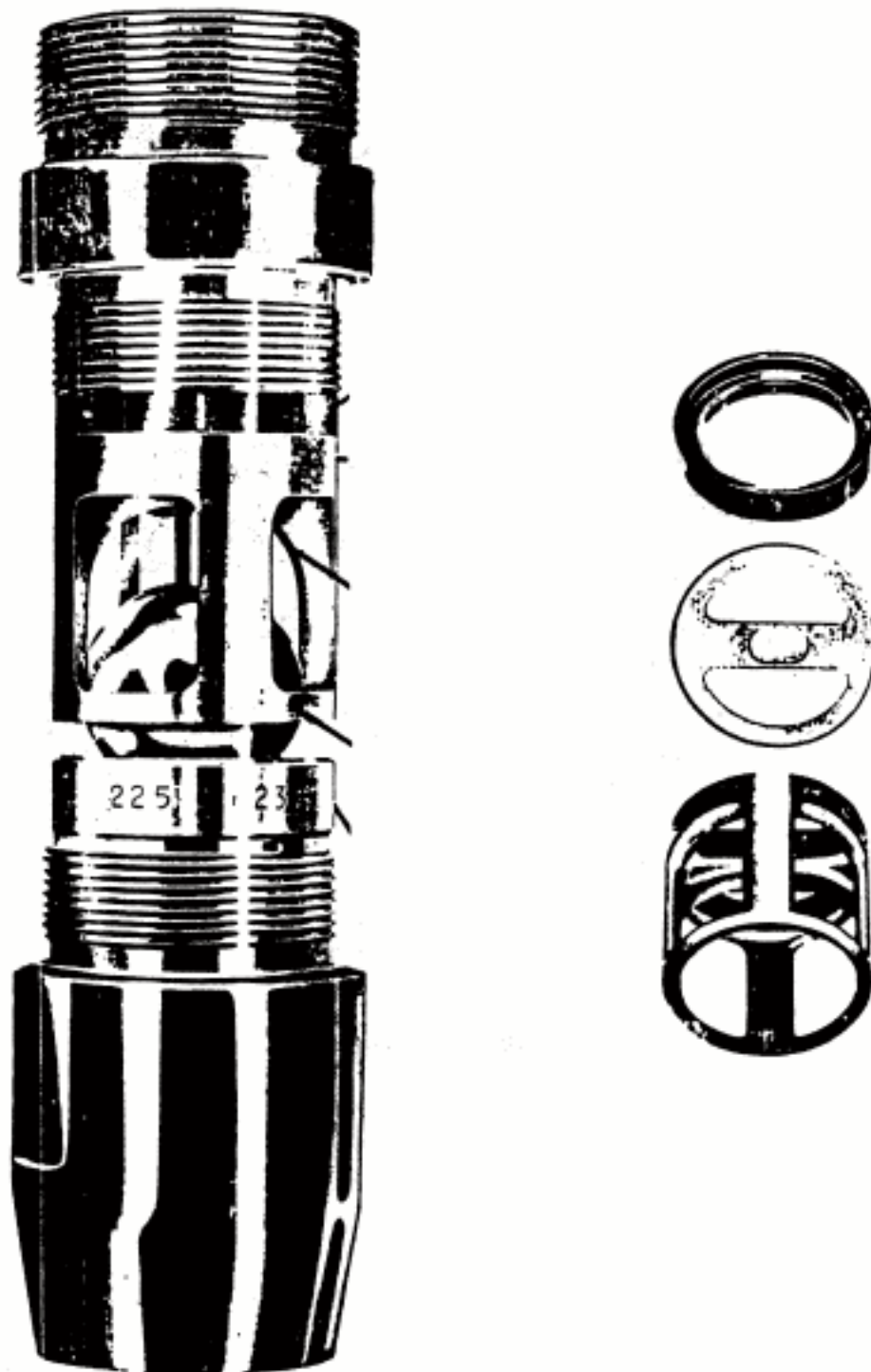


Fig. 4.4 Ensamblaje de la Válvula Fija

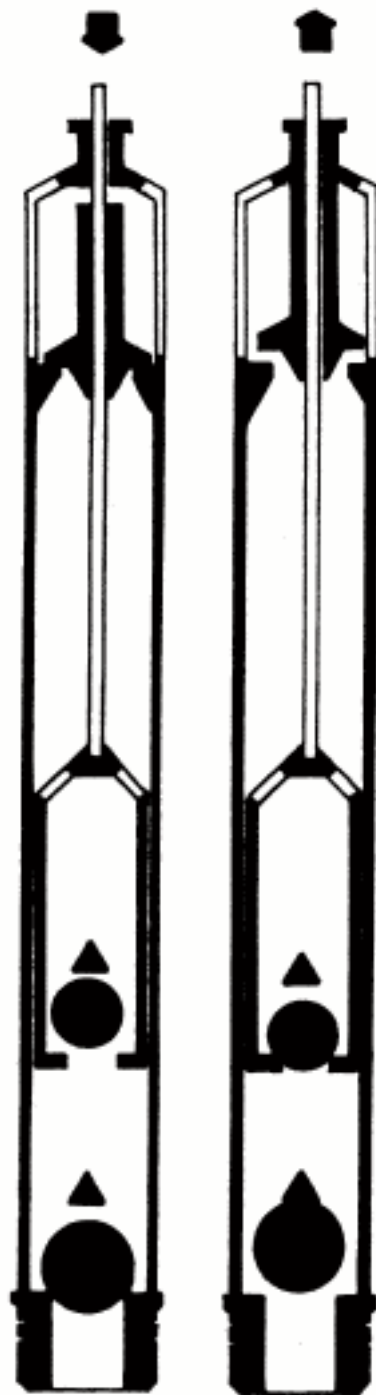


Fig. 4.5 Bomba de Doble Etapa

4.3.1.1.2 Funcionamiento del equipo de subsuelo

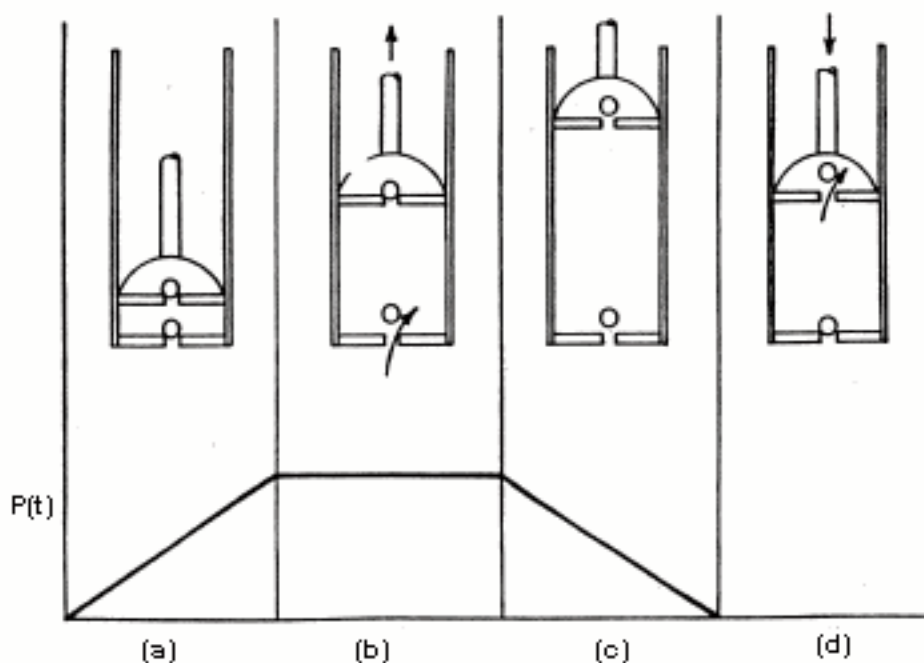


Fig. 4.6 Etapas en el Funcionamiento de una Bomba de Subsuelo

En la figura 4.6 **a** se muestra el comportamiento de cargas en las cabillas en función del desplazamiento del pistón. La carga se transfiere de la tubería a las cabillas. La válvula viajera está cerrada y soporta todo el peso del fluido en la tubería de producción, mientras que la válvula fija está comenzando a abrirse para dejar el fluido del pozo a la bomba. Esta situación ocurre inmediatamente al comienzo de la carrera o recorrido ascendente del pistón.

En la figura 4.6 **b** el pistón se mueve hacia arriba levantando la carga total de la columna de fluido. La válvula viajera permanece cerrada mientras que la válvula fija permanece abierta. En estas condiciones la presión debida al nivel de fluido en el revestidor, actúa directamente sobre la parte inferior del pistón.

En la figura 4.6 **c** se ilustra el extremo superior del recorrido del pistón en la cual la carga se transfiere de la bomba a la tubería de producción; la válvula viajera comienza a abrirse y la válvula fija a cerrarse.

Finalmente la figura 4.6 **d** muestra el pistón en su recorrido descendente moviéndose a través del fluido contenido en el cilindro de la bomba. La válvula viajera permanece abierta y la fija cerrada. La carga final en esta etapa es igual a cero. Una vez concluida esta etapa el ciclo se repite sucesivamente.

4.3.1.1.3 Clasificación del equipo de subsuelo

Las bombas de subsuelo se clasifican en tres grupos:

4.3.1.1.3.1 Las de tipo de tubería: las bombas de tubería deben su nombre a que éstas se instalan dentro de la tubería y además el cilindro forma parte integral de las mismas. Generalmente, estas bombas se aplican a pozos de alta productividad con profundidades menores a 4500 pies y las condiciones de producción no son severas, es decir, baja producción de gas y pocos fluidos abrasivos y corrosivos. (ver fig. 4.7).

4.3.1.1.3.2 Las insertables o de cabillas: las bombas de cabillas o insertables se instalan en los pozos mediante el uso de la sarta de cabillas y sin necesidad de extraer la tubería. Se aplica en pozos de baja productividad con profundidades de aproximadamente 7000 pies. Su remoción y reparación es más económica que la de las bombas de tubería. Para su anclaje en la tubería se utiliza un sistema mecánico a presión y pueden ser ancladas por el fondo, por el tope o por ambos extremos de la bomba. (ver fig. 4.8).

4.3.1.1.3.4 Las bombas de revestidor: las bombas de revestidor presentan como característica primordial, que permiten utilizar el revestidor como tubería de producción. Por lo tanto, se pueden usar diámetros más grandes para mayores volúmenes de producción. (ver fig. 4.9)

Una variación y mejora en el sistema mecánico de las bombas de subsuelo lo constituyen las bombas del tipo **doble etapa**. Con ellas se logra reducir apreciablemente la liberación del gas dentro de la bomba, lo cual permite mejorar la eficiencia de bombeo. Entre las principales características de estas bombas se mencionan las siguientes:

- Mayor área de flujo a través de la válvula fija, ya que se mejoró su diseño.
- Mayor peso de la bola de las válvulas, lo cual permite un cierre más rápido en la carrera descendente del pistón y reduce el efecto de flotabilidad en crudos pesados y extrapesados.
- Pistones de menor longitud que los utilizados en las bombas convencionales. Esto reduce la fricción metal-metal entre el pistón y el cilindro.
- La presencia de una válvula adicional en el extremo superior del pistón permite un mejor llenado de la bomba en la carrera descendente del pistón, ya que aísla a la válvula viajera del efecto de contrapresión de la columna de fluidos sobre la bomba.

- El espacio del pistón dentro de la bomba es más reducido que en una bomba convencional, esto permite reducir el espacio muerto durante la compresión que realiza el pistón.
- El anclaje de las bombas de doble etapa insertables es del tipo fricción, lo cual permite aumentar la fuerza de sujeción de la bomba a la tubería.

En la tabla 4.1 se presenta un cuadro comparativo de ventajas y desventajas de las bombas de subsuelo de tubería e insertable.

Tabla 4.1
COMPARACIÓN ENTRE BOMBAS DE TUBERÍA Y BOMBAS INSERTABLES

Tipo de Bombas	Ventajas	Desventajas
Tubería	Mayor capacidad que las bombas insertables o de cabillas	Para reparar el barril de la bomba debe sacarse de la tubería
	Simple, resistente en servicios severos	Incrementa los costos de instalación de la tubería
	Grandes áreas para el flujo de fluido	Presenta relaciones de compresión de gas menores que en las bombas insertables
	Se adapta para la producción de fluidos viscosos	La producción de arena daña la bomba
Insertables	Pueden manejar pequeños volúmenes de arena fina	Presenta una débil unión entre el pistón y la sarta de cabilla (varilla viajera)
	El barril de la bomba puede actuar como separador de gas	No recomendable para pozos profundos con elevadas cargas sobre el barril de la bomba
	Excelente para pozos de bajos niveles de líquidos	Presentan menores capacidades que las bombas de tubería para el mismo diámetro de tubería
	Excelente para el diseño de flujo de fluidos	
	Recomendables para diseño donde necesitan bombas largas	Presentan un punto adicional de falla: el anclaje en la tubería
	Menores costos de remoción y reparación	

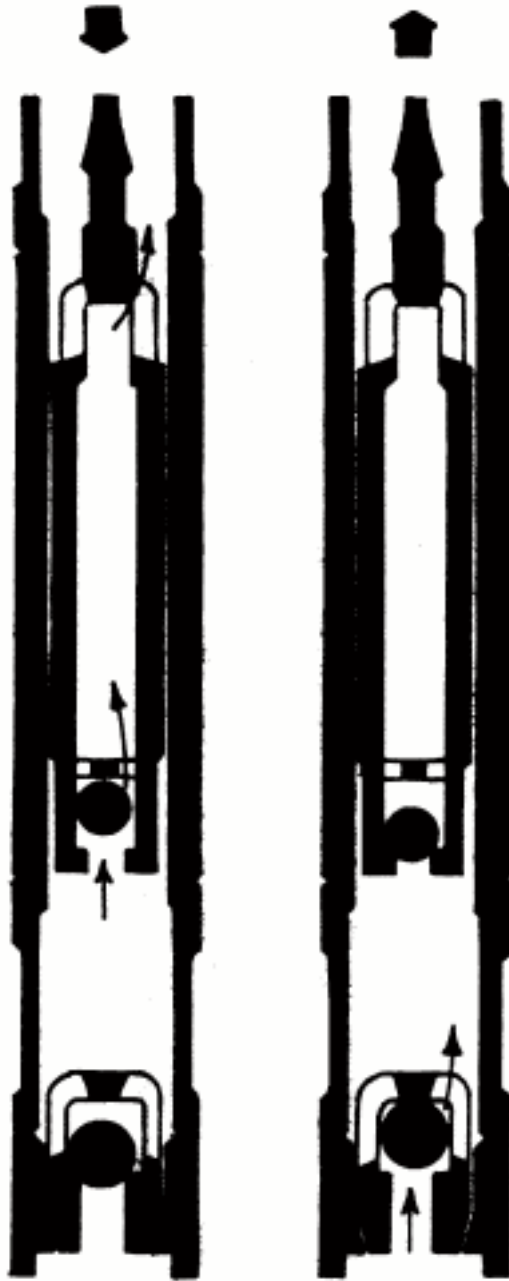


Fig. 4.7 Bomba de Tubería

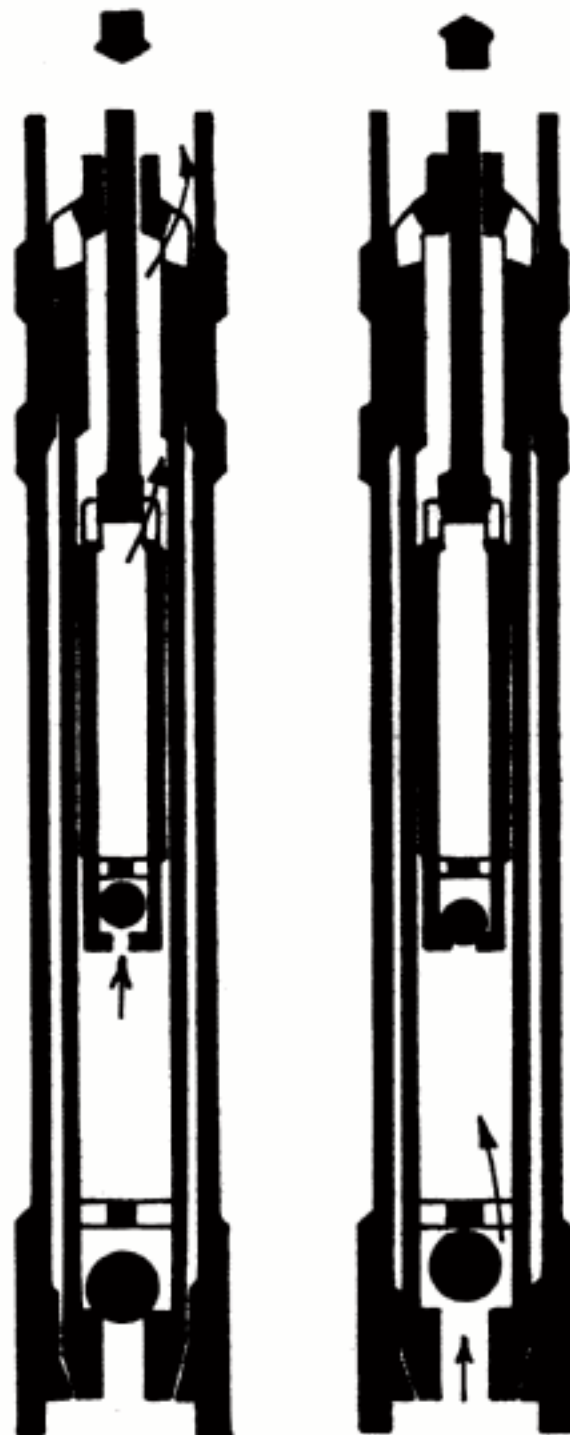


Fig. 4.8 Bomba de Cabillas
Anclaje Inferior



Fig. 4.9 Bomba de Revestidor

4.3.1.1.4 Criterios de selección de bombas de subsuelo

4.3.1.1.4.1 Profundidad de la arena productora: las consideraciones que se deben tomar en cuenta son:

- Presiones a la que se somete el barril de la bomba por cargas hidrostáticas de fluido.
- Facilidad y costos de manejo en la reparación.
- Temperaturas de fondo.
- Ubicación óptima de la bomba con mínima pérdida de recorrido del pistón.
- Determinar los esfuerzos a los que serán sometidos los equipos de producción durante el ciclo de bombeo. Esto permitirá la selección de materiales de acuerdo a los esfuerzos de cedencia.
- Tolerancia entre el pistón y el barril de la bomba de subsuelo.

4.3.1.1.4.2 Tipos de fluidos bombeados: éste criterio toma en cuenta las siguientes consideraciones:

- Manejo de crudos viscosos que ocasionan pérdidas por fricción.
- Presiones que originan la producción de altos volúmenes de agua.
- Efectos de flotabilidad de cabillas por manejo de crudos viscosos.
- Efecto drástico sobre las eficiencias de bombeo por manejo de crudos de alta viscosidad.
- Efectos sobre las eficiencias de bombeo al manejar elevados volúmenes de gas libre.
- Presencia de parafinas y otros componentes sólidos que causan atascamiento de válvulas y muestran resistencia al flujo normal.

4.3.1.1.4.3 Productividad del pozo: las consideraciones a tomar en cuenta son:

- Determinar la capacidad de bombeo requerida y el tamaño de bomba a instalar.
- Determinar las condiciones de bombeo y los equipos de superficie.
- Ubicación y sumergencia óptima de la bomba de subsuelo.

4.3.1.1.4.4 Temperatura del fluido: Las consideraciones a seguir son:

- Calidad y composición química de las partes integrantes de las bombas de subsuelo.
- Tolerancia entre el pistón y el barril de la bomba de subsuelo.
- Producción de elevados volúmenes de fluidos, después de la inyección de vapor.

4.3.1.1.4.5 Costos del equipo y costos del mantenimiento: las consideraciones son las siguientes:

- Costos por tipo de bomba (tubería o insertable), para un mismo diámetro de tubería.
- Costos por reparación de los tipos de bombas existentes.
- Costos de servicios al cambiar un tipo por otro.

Otro aspecto necesario a considerar en este criterio, para la selección de una bomba de subsuelo, es su profundidad de colocación en el pozo. En este sentido es recomendable instalar bombas de menor diámetro cuanto mayor sea su profundidad, ya que ésta influye sobre los efectos de cedencia de los materiales que constituyen la bomba.

Los esfuerzos máximos a los que se someten los materiales durante el ciclo de bombeo se estiman mediante el diseño del equipo de producción del pozo. Luego, usando el valor estimado del esfuerzo máximo, se selecciona el tipo de material del cual debe fabricarse la bomba. Esta selección se realiza mediante tablas, de donde también se obtiene el valor del esfuerzo de cedencia mínima del material de fabricación de la bomba. Posteriormente, usando esta información se determina la profundidad máxima de asentamiento de la bomba y para lo cual debe aplicarse el factor de seguridad adecuado.

En la tabla 4.2 se muestra un cuadro que permite hacer una selección preliminar de una bomba de subsuelo, tomando en cuenta la profundidad de levantamiento y la tasa de producción.

Tabla 4.2
TAMAÑOS DE PISTÓN DE BOMBA RECOMENDADOS PARA CONDICIONES ÓPTIMAS

		Tasa de Producción (BCP) a 80 % de Producción												
		100 BPD	200 BPD	300 BPD	400 BPD	500 BPD	600 BPD	700 BPD	800 BPD	900 BPD	1000 BPD	1100 BPD	1200 BPD	1300 BPD
Profundidad de Levantamiento (pies)	1000	1 1/2 "	1 3/4 "	2" 1 3/4"	2 1/4 "	2 1/2 " 2 1/4 "	2 3/4 " 2 1/2 "	2 3/4 "	3 1/4 " 2 3/4 "	3 1/4 "	3 1/2 " 3 1/4 "	3 1/2 "	3 1/2 "	3 3/4 "
	2000	1 1/2 "	1 3/4 "	2" 1 3/4"	2 1/4 "	2 1/2 " 2 1/4 "	2 3/4 " 2 1/2 "	2 3/4 "	3 1/4 " 2 3/4 "	3 1/4 "	3 1/2 " 3 1/4 "	3 1/2 "	3 1/2 "	3 3/4 "
	3000	1 1/2 "	1 3/4 "	2" 2"	2 1/4 "	2 1/2 " 2 1/4 "	2 3/4 " 2 1/2 "	2 3/4 "	3 1/4 " 2 3/4 "	3 1/4 "	3 1/2 " 3 1/4 "	3 1/2 "	3 1/2 "	3 3/4 "
	4000	1 1/2 "	1 3/4 "	2"	2 1/4 "	2 1/2 " 2 1/4 "	2 3/4 " 2 1/2 "	2 3/4 "	3 1/4 " 2 3/4 "	3 1/4 "	3 1/2 " 3 1/4 "	3 1/2 "	3 1/2 "	
	5000	1 1/2 "	1 3/4 "	2"	2 1/4 "	2 1/2 " 2 1/4 "	2 3/4 " 2 1/2 "	2 3/4 "	3 1/4 " 2 3/4 "	3 1/4 "	3 1/2 " 3 1/4 "	3 1/2 "	3 1/2 "	
	6000	1 1/2 "	1 3/4 "	2"	2 1/4 "	2 1/2 " 2 1/4 "	2 3/4 " 2 1/2 "	2 3/4 "	3 1/4 " 2 3/4 "	3 1/4 "	3 1/2 " 3 1/4 "	3 1/2 "	3 1/2 "	

4.3.1.1.5 Capacidades y eficiencia de las bombas de subsuelo

El desplazamiento teórico total o caudal de la bomba en BPD (Pd) se determina mediante la ecuación:

$$Pd = K * Sp * N \quad \text{Ec. 4.1}$$

En donde:

K = constante de la bomba.

Sp = carrera del pistón de la bomba, Pulg/carrera y

N = velocidad de la bomba, carreras/min.

La constante de la bomba se calcula teniendo en consideración que el área de sección del pistón (Ap) ha de multiplicarse por 0,1484, es decir:

$$K = 0,1484 * Ap \quad \text{Ec. 4.2}$$

4.3.1.1.5.1 Eficiencia volumétrica Ev

Se expresa mediante la ecuación:

$$Ev = \frac{q}{Pd} \quad \text{Ec. 4.3}$$

En donde:

q = tasa actual de producción, BPD.

Esta tasa puede ser menor que el desplazamiento teórico total de la bomba a causa de la eficiencia volumétrica de la bomba (Ev), es decir:

$$q = Ev * Pd \quad \text{Ec. 4.4}$$

$70\% \leq Ev \leq 80\%$ Para los campos de Occidente.

$50\% \leq Ev \leq 65\%$ Para los algunos campos del oriente del país, (pesados y extrapesados).

4.3.1.1.5.2 Factores que afectan la eficiencia volumétrica

1-) Factores primarios

- a.) Condiciones de bombeo en superficie N y S.
- b.) Diámetro del pistón de la bomba.
- c.) Profundidad de asentamiento de la bomba.

- d.) Sumersión de la bomba.
- e.) Tipos de fluidos bombeados.
- f.) Presión de entrada a la bomba.

2-) Factores secundarios

- a.) Luz del pistón de la bomba.
- b.) Longitud del pistón.
- c.) Espacio muerto de la bomba.

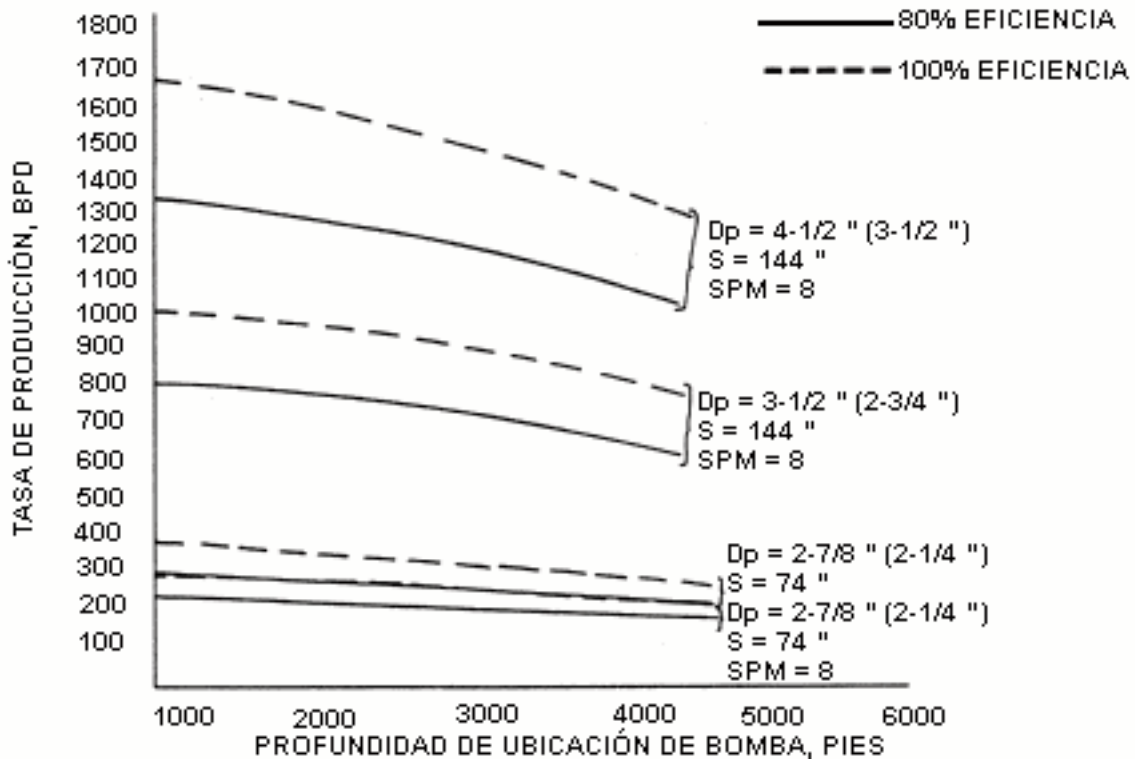


Fig. 4.10 Desplazamiento de la Bomba vs. Profundidad de Ubicación de la Bomba

El desplazamiento de la bomba disminuye a medida que se incrementa su profundidad de ubicación. Esto se debe a los incrementos de los esfuerzos y las elongaciones de las cabillas y de las tuberías. La eficiencia de bombeo varía en función de la profundidad de asentamiento de la bomba describiendo una trayectoria parabólica, es decir, aumenta a medida que se profundiza la bomba hasta alcanzar un punto o región de profundidad de bombeo (sumersión de la bomba), donde la eficiencia decae a medida que se continúa profundizando la

bomba. Esto se debe fundamentalmente al cambio de gradiente del líquido con la consecuente variación de presión fluyente de fondo; Ejemplo de este comportamiento se observa en la figura 4.10.

4.3.1.1.6 Aplicaciones de bombas de subsuelo

Con base en escritos bibliográficos y experiencias acumuladas por años de operación, se presentan las aplicaciones más comunes que se le dan a los diferentes tipos de bombas de subsuelo, considerando los siguientes factores:

- Productividad de los pozos.
- Profundidad de las arenas productoras.
- Tipos de crudos bombeados.
- Unidades de bombeo.

4.3.1.1.7 Selección del tamaño de la bomba de subsuelo

Para una profundidad dada de la bomba y para un volumen de fluido ha producirse existe un tamaño óptimo del diámetro de la bomba.

El factor básico de la selección del tamaño adecuado de la bomba es el volumen de fluido que debe desplazar la bomba por pulgada de cada carrera. Este volumen dependerá del diámetro de la bomba.

También el desplazamiento teórico Pd de la bomba puede ser determinado mediante la fórmula:

$$Pd = Ap * Sp * N * 0,1484 \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$0,1484 = \frac{1440}{9702}$$

Otros elementos importantes a describir en los equipos de subsuelo, son las cabillas de succión.

4.3.1.2 Cabillas de succión: Las principales funciones de la sarta de cabilla de succión en un sistema de bombeo mecánico son las siguientes: Transferir energía, soportar cargas y accionar la bomba. Todo esto es posible, ya que éstas, sirven de conexión entre la bomba de subsuelo y la unidad de bombeo instalada en la superficie. **La barra pulida** es la primera cabilla del sistema, y opera con una empaadura de goma llamada **prensa-estopa**. Esta empaadura se instala en el cabezal del pozo con el fin de impedir el derrame de petróleo por la acción del

movimiento de la barra pulida. Existen diversas clases de cabillas de succión de las cuales las más conocidas y utilizadas son:

- Las convencionales (API).
- Las continuas.
- Las de fibra de vidrio.

Las primeras y las últimas se caracterizan por presentar uniones entre unas y otras a través de dispositivos mecánicos llamados **cueros**, mientras que las continuas carecen de conexiones entre cabillas. Como su nombre lo indica, consiste en un carrete de cabillas uniforme y continuo (ver fig. 4.11.a y 4.11.b).

Sus principales funciones:

- Transferir energía.
- Soportar cargas y
- Accionar la bomba.

Para seleccionar el tipo de cabilla se sigue en criterio de escoger la más liviana entre los diferentes tipos que pueden realizar un trabajo efectivo en un tamaño dado de tubería de producción. De esta manera se logra reducir los esfuerzos sobre la unidad de bombeo.

Las sargas de cabillas pueden ser instaladas en combinaciones de dos y tres tamaños dependiendo de factores tales como:

- La profundidad de asentamiento de la bomba.
- El tamaño de la tubería de producción.
- La tasa de producción.
- La unidad de bombeo instalada y
- Las características de los fluidos a ser bombeados.

Las cabillas convencionales se fabrican en longitudes de 25 a 30 pies unidas por acoples. Existen en varios tipos que dependen fundamentalmente de los trabajos que realizan y de los materiales utilizados en su elaboración. Por ejemplo, existen cabillas convencionales de grado "API", "C", "D", "K".

4.3.1.2.1 Características operacionales de las cabillas de succión

Grado C: este grado presenta como característica una composición de carbón-manganeso, recomendada para bombeo de crudos pesados en ambientes no corrosivos manufacturadas con especificaciones API AISI 1036 modificada con acero al carbón y templada para máxima resistencia a la fatiga.

Grado D: tiene como característica una composición níquel-cromo, recomendada para el bombeo de crudos pesados en ambientes corrosivos y en pozos que producen CO₂, manufacturadas en especificaciones API con una aleación especial de acero inoxidable y templadas para obtener con excelente balance de resistencia a la fatiga y esfuerzo.

Grado K: se caracteriza por tener una composición níquel-molibdeno, para el bombeo de crudos pesados en ambientes corrosivos manufacturadas con especial API AISI 4620 de acero inoxidable para obtener con excelente balance de esfuerzos, dureza y resistencia a la fatiga.

Las experiencias de campo han demostrado que las cabillas grado “ C ” son las más versátiles, aunque las de grado “ K ” son las más recomendables para ambientes corrosivos.

Las cabillas continuas (ver fig. 4.11.a y 4.11.b) se han usado con relativo éxito en algunas zonas de la faja del Orinoco, en Venezuela, en el levantamiento de crudos pesados y extrapesados, y especialmente en pozos de bombeo mecánico, direccionales o desviados. En esta última aplicación han sido ampliamente satisfactorias. Se logró reducir apreciablemente las fallas ocurridas por rupturas de cabillas y dobladuras de barras pulidas. También se eliminaron los problemas causados por desenrosque y rupturas de los cuellos de las cabillas convencionales.

Los principales problemas presentados por la sarta de cabillas son las partiduras y el desenroscado de las mismas lo cual se debe a las siguientes causas:

- Por estar extremadamente apretadas.
- Por efectos de corrosión.
- Por aplicación de esfuerzos que exceden el límite de tolerancia.
- Daños causados por manejos.
- Flexión seguida del enderezamiento lo cual crea esfuerzos de tensión y compresión.

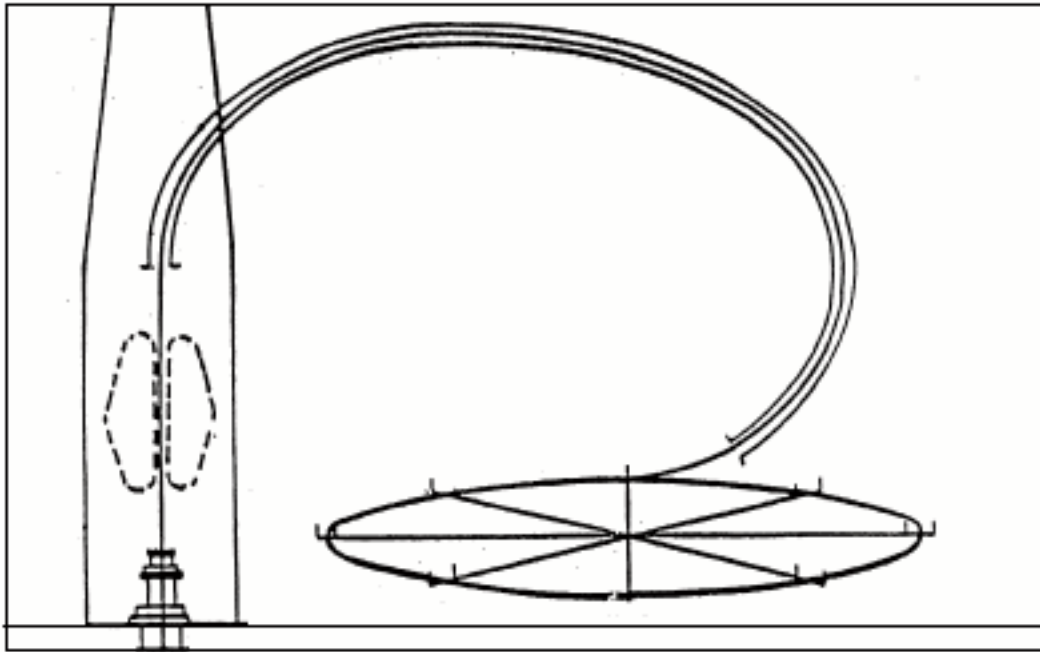


Fig. 4.11.a Manejo de Cabillas Continuas

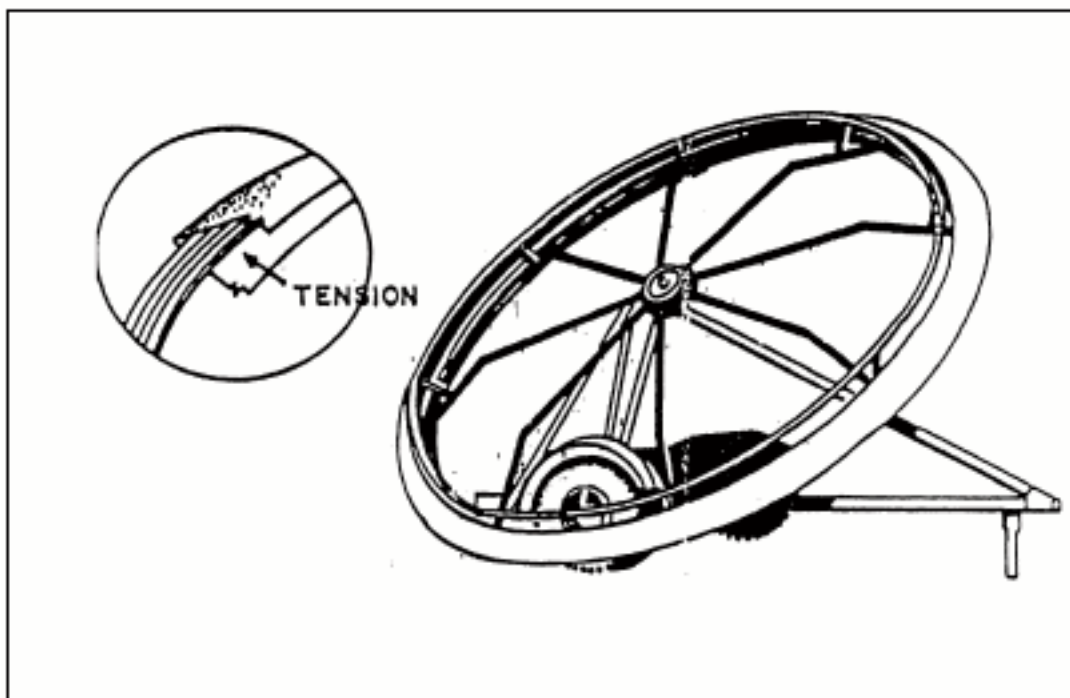


Fig. 4.11.b Transporte de Cabillas Continuas

Tabla 4.3
SARTAS DE CABILLAS RECOMENDADAS POR TAMAÑO DE BOMBAS

Prof. Levantamiento Pies	Diam. Cabillas Pulg.	% DE CABILLAS									
		(1) 2 ^{3/8} "	(1) 2 ^{7/8} "		(1) 3 ^{1/2} "			(1) 4 ^{1/2} "			
		(2) 1 ^{1/2} "	(2) 1 ^{3/4} "	(2) 2 "	(2) 2 ^{1/4} "	(2) 2 ^{1/4} "	(2) 2 ^{1/2} "	(2) 2 ^{3/4} "	(2) 3 ^{1/4} "	(2) 3 ^{1/2} "	(2) 3 ^{1/4} "
1000	3/4 7/8 1	100,0	100,0	100,0	56,9 43,1	56,9 43,1	51,7 48,3	45,9 54,1	100,0	100,0	40,0 60,0
2000	3/4 7/8 1	100,0	100,0	61,5 38,5	56,9 43,1	56,9 43,1	51,7 48,3	45,9 54,1	100,0	50,0 50,0	40,0 60,0
3000	3/4 7/8 1	69,1 30,9	65,7 34,3	61,5 38,5	56,9 43,1	56,9 43,1	62,8 37,2	59,0 41,0	55,0 45,0	50,0 50,0	40,0 60,0
4000	3/4 7/8 1	69,1 30,9	65,7 34,3	61,5 38,5	56,9 43,1	56,9 43,1	68,3	59,0	55,0	50,0	40,0
5000	3/4 7/8 1	69,1 30,9	65,7 34,3	61,5 38,5		66,3 33,7	62,8 37,2		50,0 50,0	40,0 60,0	
6000	3/4 7/8 1	69,1 30,9	65,7 34,3	100,0							
(1) DIÁMETRO DE TUBERÍA DE PRODUCCIÓN											
(2) DIÁMETRO DE PISTÓN DE LA BOMBA											

Tabla 4.4
PESOS Y DIMENSIONES DE CABILLAS CONVENCIONALES Y CONTINUAS

Tamaño (pulg.)	Área (pulg ²)	Cabillas Continuas	Cabillas Convencionales	Reducción de peso de las continuas con respecto a las convencionales	
		Peso (lbs/pie)	Peso (lbs/pie)	Lbs/pie	%
3/4	0,4418	1,502	1,63	0,13	8
13/16	0,5185	1,763			
7/8	0,6013	2,044	2,22	0,18	8,2
15/16	0,6903	2,347			
1	0,7854	2,670	2,90	0,23	7,9

Tabla 4.5
CARACTERÍSTICAS DE LAS CABILLAS DE PRODUCCIÓN

	Cabillas Convencionales	Cabillas continuas
Sección transversal	Circular	Semi-elíptica
Velocidad de instalación	30 pies en 2 minutos	100 pies en 1 minuto
Conexiones (cuellos-pines)	Cada 25 pies ó 30 metros	Uno en superficie y otro en el fondo
Longitud	25 ó 30 pies	La profundidad del pozo
Forma de entrega	Piezas de 25 ó 30 pies	Enrolladas en carretes de 18 pies de diámetro y capacidad máxima para 12000 pies de cabilla
Diámetros y Pesos	$1^{3/8}$ " 3,422 lbs/pie 1" 2,904 lbs/pie 7/8 " 2,224 lbs/pie 3/4 " 1,634 lbs/pie	$1^{1/16}$ " 3,015 lbs/pie 1 " 2,670 lbs/pie 15/16 " 2,347 lbs/pie 7/8 " 2,044 lbs/pie 13/16 " 1,763 lbs/pie 3/4 " 1,502 lbs/pie

Otros equipos o dispositivos de subsuelo son: anclas de gas, acoples y centralizadores.

Los centralizadores impiden el roce de las cabillas con la tubería de producción y evitan de esta forma el desgaste de uno o de los dos componentes del sistema. También se usan dispositivos para controlar las parafinas.

4.4 ELEMENTOS SUPERFICIALES

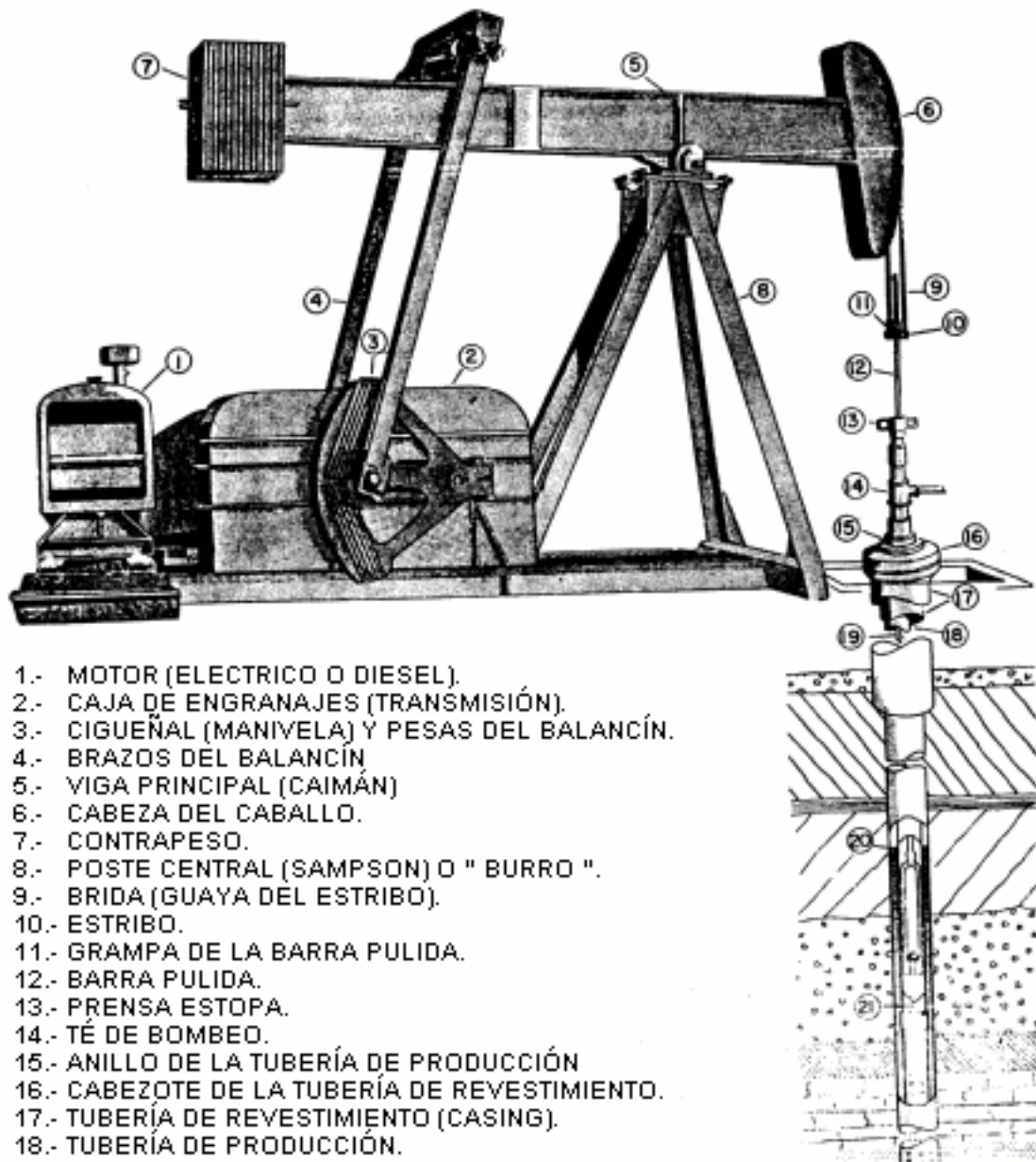
Unidades de superficie de bombeo mecánico con cabillas

Las unidades de superficie transmiten la energía desde la superficie hasta el fondo del pozo, donde se encuentra ubicada la bomba de subsuelo, con el fin de elevar los fluidos hacia la superficie.

Estas unidades se dividen en:

- Unidad de balancín y
- Unidad hidráulica.

4.4.1 Unidad de balancín:



- 1.- MOTOR (ELECTRICO O DIESEL).
- 2.- CAJA DE ENGRANAJES (TRANSMISIÓN).
- 3.- CIGUEÑAL (MANIVELA) Y PESAS DEL BALANCÍN.
- 4.- BRAZOS DEL BALANCÍN
- 5.- VIGA PRINCIPAL (CAIMÁN)
- 6.- CABEZA DEL CABALLO.
- 7.- CONTRAPESO.
- 8.- POSTE CENTRAL (SAMPSON) O " BURRO ".
- 9.- BRIDA (GUAYA DEL ESTRIBO).
- 10.- ESTRIBO.
- 11.- GRAMPA DE LA BARRA PULIDA.
- 12.- BARRA PULIDA.
- 13.- PRENSA ESTOPA.
- 14.- TÉ DE BOMBEO.
- 15.- ANILLO DE LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN
- 16.- CABEZOTE DE LA TUBERÍA DE REVESTIMIENTO.
- 17.- TUBERÍA DE REVESTIMIENTO (CASING).
- 18.- TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.
- 19.- CABILLAS.
- 20.- NIVEL DEL FLUIDO.
- 21.- BOMBA DE SUBSUELO.

Fig. 4.12 Elementos Básicos que Constituyen un Pozo Petrolero en Bombeo Mecánico

Su función principal es proporcionar el movimiento recíprocante apropiado con el propósito de accionar la sarta de cabillas y consecuentemente a la bomba de subsuelo.

Las velocidades de rotación se controlan mediante la acción de correas y engranajes. El movimiento rotatorio se transforma en un movimiento recíprocante a través de la **manivela**, la **biela** y el propio **balancín**.

La velocidad del balancín depende de las revoluciones por minuto de la máquina motriz, así como también de la longitud de la carrera y del contrapeso que actúa frente a las cargas de las cabillas y fluido del pozo.

En la unidad de balancín se encuentra el embrague, el cual inicia o detiene el movimiento. También posee un freno que detiene la unidad de inmediato en la posición deseada.

En la figura 4.12 se muestra las principales partes de un balancín, aunque hay diferentes tipos en general todos están basados en el mismo principio.

4.4.1.1 Aspectos esenciales del diseño de la unidad de balancín.

1.) **Sistema reductor de velocidades:** el cual se utiliza para convertir la energía del momento rotacional sometido a las altas velocidades del motor primario a energía de momento rotacional de baja velocidad. La máquina motriz se somete al reductor de velocidad (caja de engranaje) mediante correas. El reductor de velocidad puede ser de tres tipos: simple, doble y triple. La reducción doble es la más usada cuya relación de engranajes es 30:1.

2.) **Sistema de articulación:** éste tiene por objeto trasladar el movimiento rotatorio primario a recíprocante, lo cual se lleva a cabo a través de la **manivela-biela-viga-balancín**.

3.) **Sistema de contrapeso:** proporciona una distribución equilibrada de las cargas durante el ascenso y descenso a fin de reducir la potencia máxima efectiva y el momento máximo rotacional. Algunas unidades utilizan contrapeso en el balancín, otras utilizan cilindros de aire comprimidos para compensar las cargas en ambas carreras.

Tradicionalmente, en la industria petrolera se han utilizado los balancines convencionales del tipo contrapeso tipo **C**, balancines balanceados por aire tipo **A** y unidades de unitorque (MARK II) tipo **M**. Las unidades de unitorque poseen un diseño geométrico avanzado, el cual permite reducir los efectos de carga sobre los extremos, distribuir las cargas en forma más eficiente que una unidad convencional y por lo tanto se reducen los esfuerzos de torsión o torque sobre dicha unidad. (ver figuras 4.13, 4.14, 4.15)

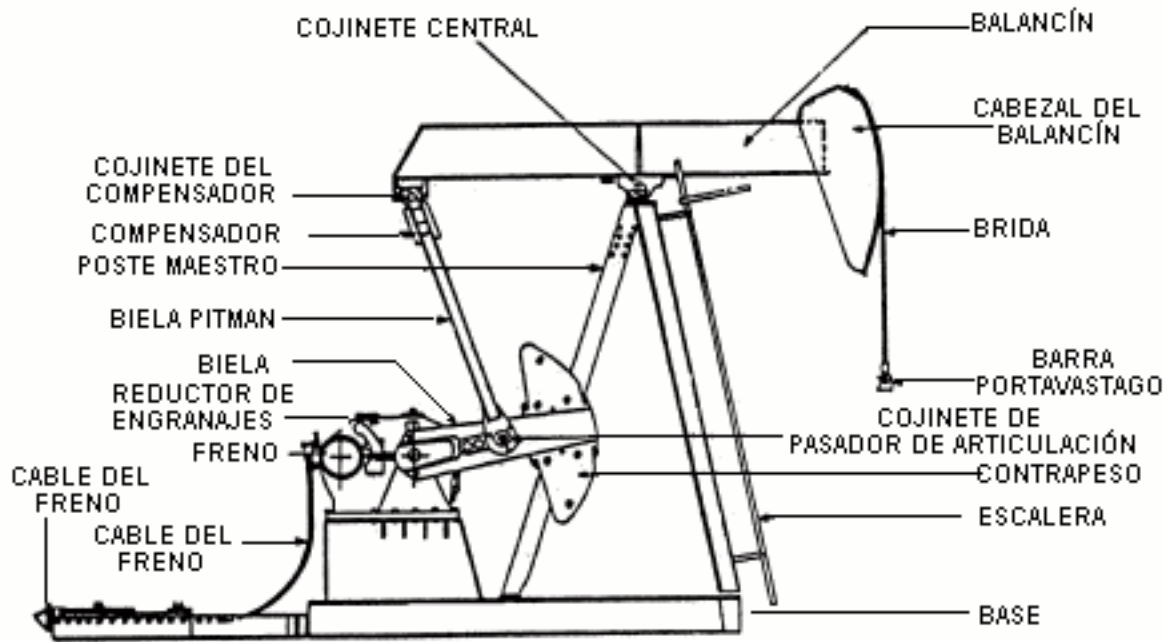
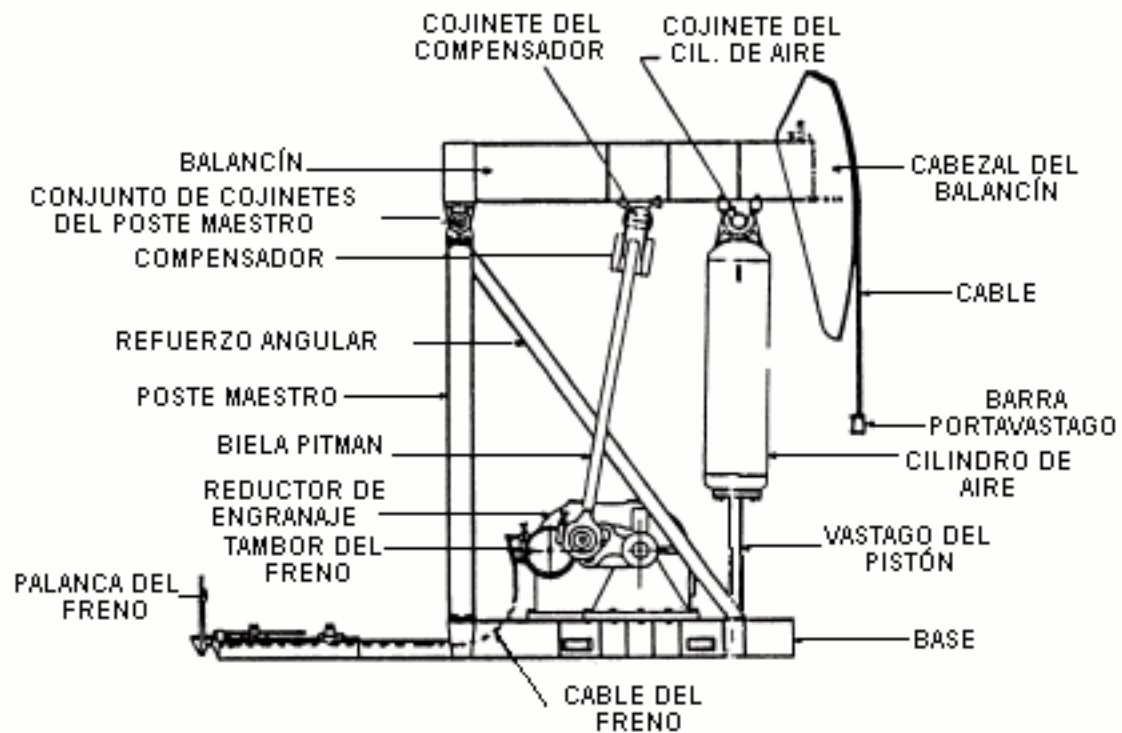
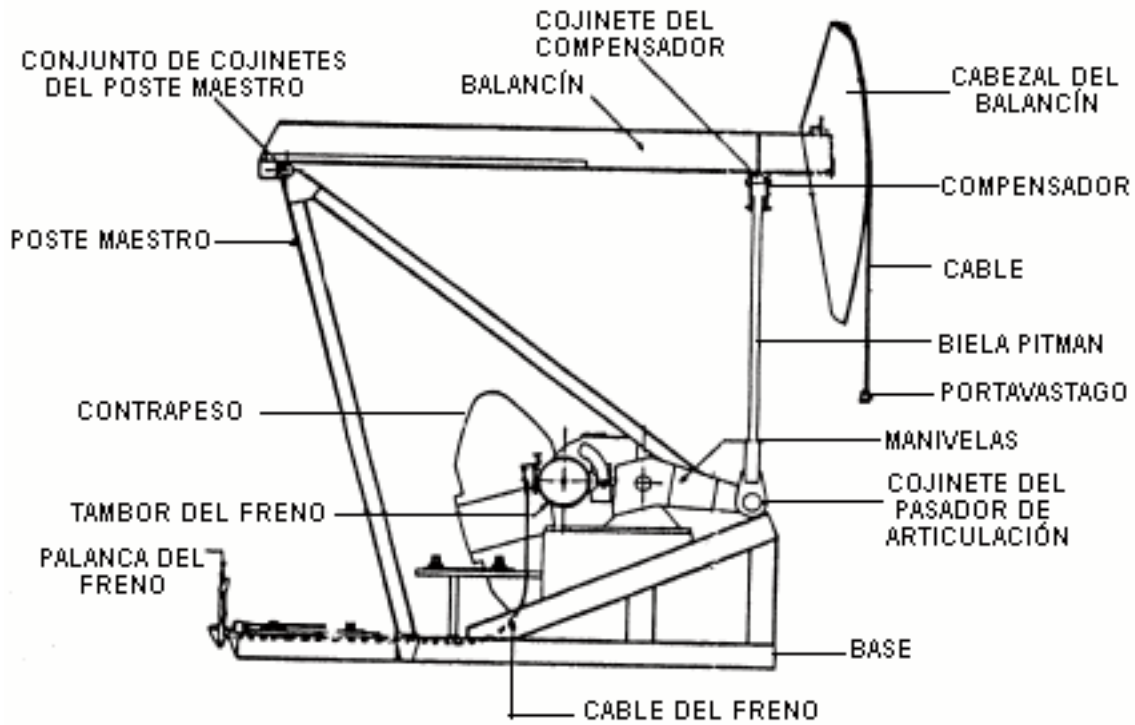


Fig. 4.13 Balancín Convencional del Tipo Contrapeso "Tipo C"



**Fig. 4.14 Balancín Balanceado por Aire
" Tipo A "**



**Fig 4.15 Unidad de Unitorque MARK II
" Tipo M "**

Tabla 4.6
VENTAJAS DE LAS DIFERENTES UNIDADES DE BALANCINES

Convencional	Balancedos por aire	Mark II
Fácil de manejar	El sistema de balanceo por aire comprimido permite controlar mejor el balanceo	Reduce los picos de torsión por su forma y contrapeso
Requiere mínimo de mantenimiento	Menor peso de la unidad	Requiere de menos caballaje
Usada en diversas condiciones de bombeo en las que la confiabilidad, la recidumbre y la sencillez son factores primordiales	Los costos de transporte de instalación bajan notablemente	La embolada ascendente algo más lenta y la descendente más rápida redundan en menores cargas máximas y mayor duración de las varillas de succión
	Recomendados en unidades de altos torques	
	Balaneo sencillo con control manual	
La unidad de balanceo mecánico (pesas) no se repara	Recomendada para usarse en tareas cercanas a las operaciones	
	Ideal para probar pozos	

Tabla 4.7
DESVENTAJAS DE LAS DIFERENTES UNIDADES DE BALANCINES

Convencional	Balancedos por aire	Mark II
No se logran balanceos correctos	Altos costos de mantenimiento	Iguales a su similar convencional balanceados por contrapeso
Se requiere de una cuadrilla para su balanceo	Pérdidas de producción considerables por reparación de la unidad de balanceo	
Su elevado peso dificulta su manejo		Altos costos de transporte e instalaciones
Altos costos de transporte e instalación	Restringido su uso de áreas cercanas	

Tabla 4.8
CARACTERÍSTICAS DE UNIDADES DE SUPERFICIE USADAS EN BOMBEO MECÁNICO

Marca	Tipo	Torque Lbs-pulg.x M	Max. Carga en la Barra Pulida lbsxM	Max. Recorrido de la Barra Pulida Pulg.
LUFKIN	Convencional	160	20,0	74
		228	20,0	74
		320	24,6	74
		456	30,6	144
	Balanceada por Aire	228	24,6	86
		456	30,5	144
	Mark II	160	20,0	74
		320	21,3	120
456		25,6	144	
PARBUG	Convencional	160	20,0	54
		160	16,0	54
		228	21,0	74
		259	29,0	74
		456	30,0	120
	B. por Aire	228	20,0	74
AMER.	Convencional	228	20,0	74
		320	21,3	144
		456	25,6	144
BETHL.	Convencional	228	20,0	74
CONT.		228	20,0	74
OIL W.		228	20,0	74
WUEL.		456	30,0	120
JOSCO		228	21,3	74
		320	21,3	144
BIG-M	Convencional	228	20,0	74
		320	21,3	144
TORMR	Unte	320	21,3	144
		456	25,6	144
HYW	HYDC		17,7	168
			32,9	168

4.4.1.2 Criterios básicos en la selección de balancines

4.4.1.2.1 Productividad del pozo

- 1.) Los equipos de superficie deben ser capaces de manejar la producción disponible.
- 2.) Los equipos de superficie deben soportar las cargas originadas por los fluidos y equipos de bombeo en el pozo.
- 3.) Factibilidad de disponer las condiciones de bombeo en la superficie adecuada.

4.4.1.2.2 Profundidad

- 1.) La profundidad es el factor determinante de los esfuerzos de tensión, elongación y del peso.
- 2.) La profundidad afecta las cargas originadas por los equipos de producción en el pozo.
- 3.) Grandes profundidades requieren uso de bombas de subsuelo de largos recorridos.

4.4.1.2.3 Disponibilidad de balancines

- 1.) Balancines subdiseñados, que limitan las dimensiones del equipo de producción y a su vez la tasa de producción del pozo.
- 2.) Balancines sobrediseñados, pueden poseer capacidad, carga, torque y carrera muy por encima de lo requerido y pueden resultar anti-económico.

4.4.1.2.4 Gravedad API

- 1.) La gravedad API determina el peso del fluido sobre la bomba y afecta el torque máximo aplicado sobre la barra pulida.

4.4.1.2.5 Costos

- 1.) Costo de la unidad de bombeo y de su mantenimiento determinan su instalación en pozos donde pueden usarse modelos de varios tamaños.

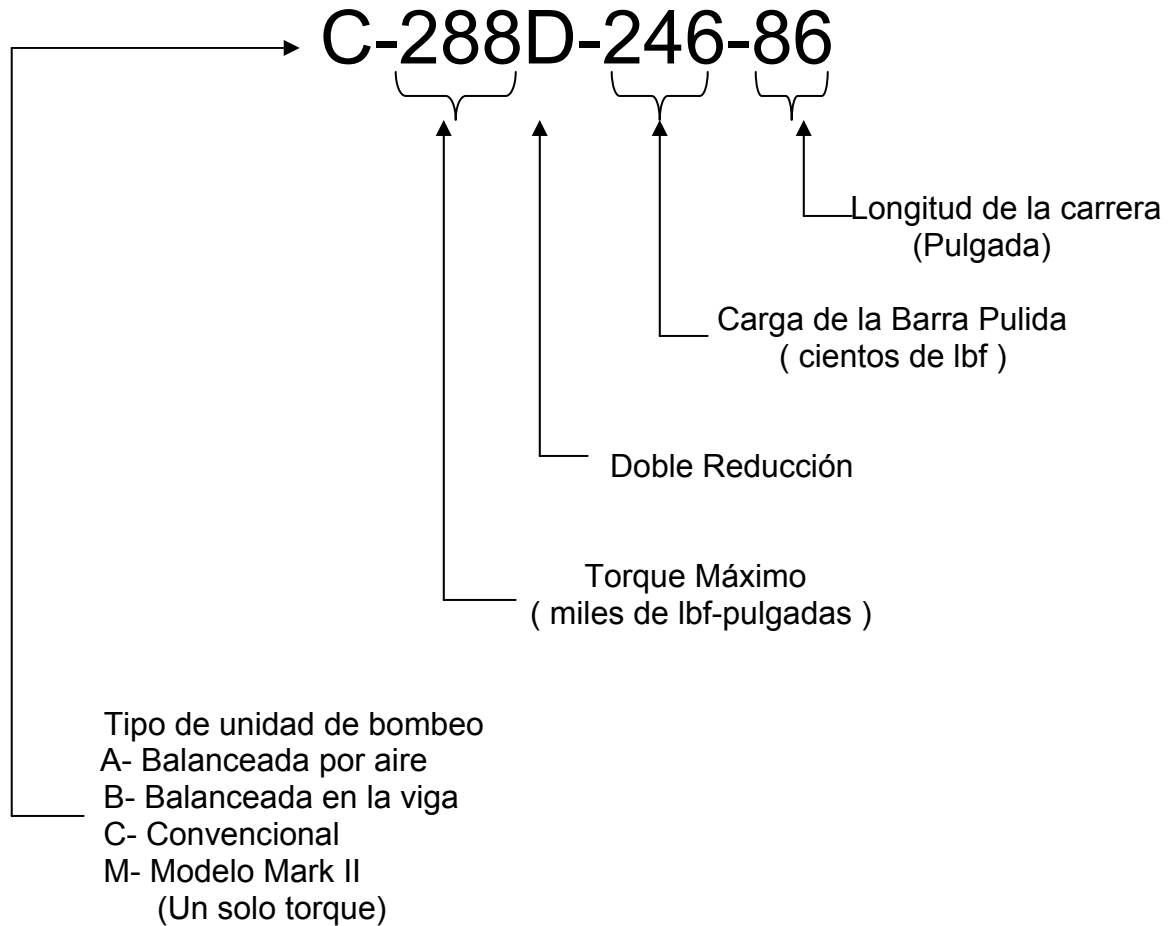
4.4.1.3 Criterios secundarios

- 1.) Longitud de la línea de flujo.
- 2.) Diámetro de la línea de flujo.

3.) Condiciones ambientales, tales como: temperatura, humedad, etc..

Todos ellos influyen sobre el consumo de energía del motor.

En el cuadro siguiente se explica la nomenclatura utilizada para las unidades de superficie del tipo balancín:



4.4.2 Unidades hidráulicas de superficie usadas en el bombeo mecánico con cabilla

El uso de unidades hidráulicas de superficie para el bombeo mecánico con cabillas es relativamente menor comparado con el uso de unidades de balancín. Por lo tanto, la experiencia que se posee en el país sobre estas unidades es muy limitada.

Existe una clase de unidades hidráulicas de superficie que se fabrican en el país: (ver fig. 4.16), fabricadas por *Hydrowell*, C.A. (Anaco, Edo. Anzoátegui).

Además, se han usado unidades importantes como, por ejemplo, los *HEP* que se fabrican en Canadá.

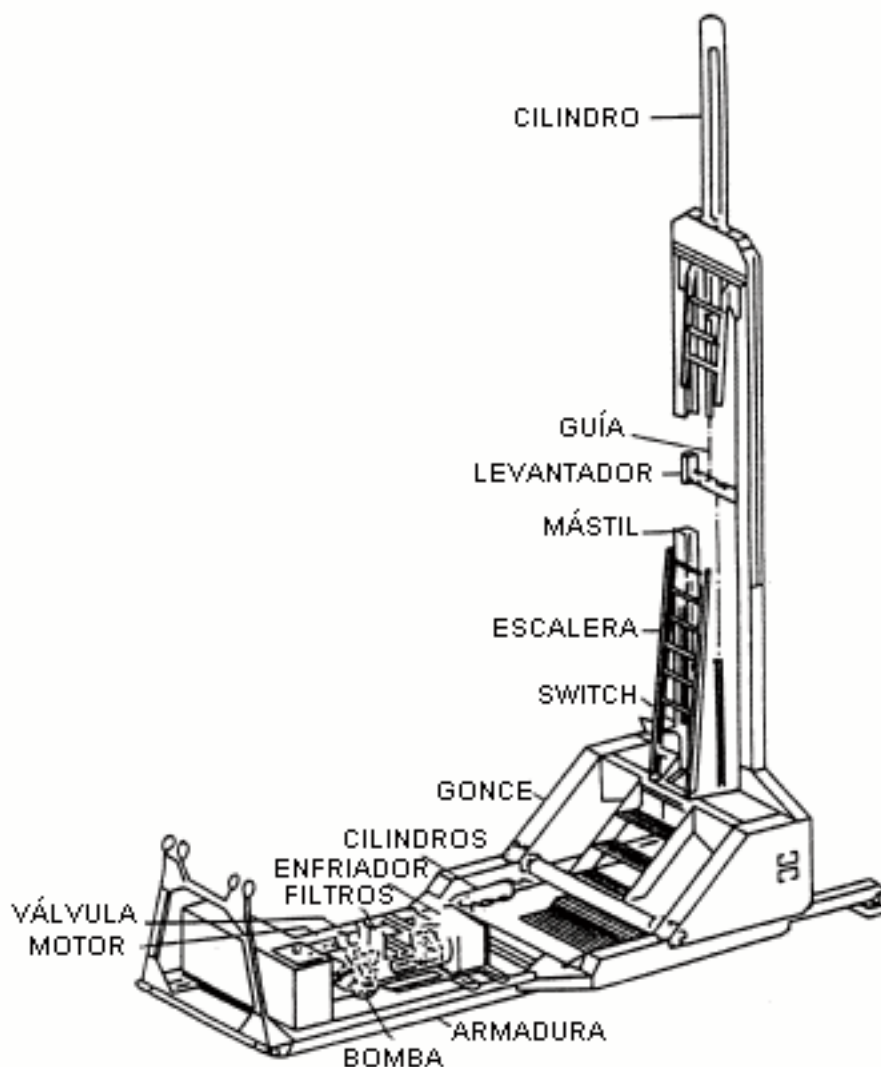


Fig. 4.16 Unidad Hidráulica

4.4.2.1 Principales características de las unidades hidráulicas de superficie

Los equipos hidráulicos no poseen caja reductora y otros mecanismos. Por lo tanto, lucen más sencillos que las unidades de balancín.

En las unidades hidráulicas de superficie no se aplica el efecto de torque. Por esta razón, el parámetro fundamental para la selección de estas unidades lo representa la carga máxima que puede soportar la barra pulida.

La longitud de la carrera en las unidades hidráulicas de superficie es generalmente mayor que las obtenidas con las unidades de balancín. Por lo tanto, se logra la misma producción con menor velocidad de bombeo.

La velocidad de bombeo en las unidades hidráulicas *Hydrowell* esta limitada en su carrera ascendente por el caudal de la bomba hidráulica. La carrera

descendente depende fundamentalmente del peso de las cabillas. Por lo tanto, para crudos muy viscosos, las velocidades de bombeo son bajas y los requerimientos de presión son altos. En este caso los caudales requeridos por la bomba son bajos.

4.4.2.2 Identificación de las unidades hidráulicas de superficie

Actualmente no existe nomenclatura oficial o estandarizada para designar las unidades hidráulicas de superficie. Por esta razón, los fabricantes usan sus propios códigos para identificar sus unidades. Un ejemplo de las unidades hidráulicas *Hydrowell* es el siguiente:

HWIL-160-60E-C D

Nomenclatura:

W : *Hydrowell*

I : *pozo inclinado*

L : *ángulo de rotación del mástil de 0° -135° (2 = 0° - 90°)*

160 : *longitud máxima de la carrera, pulg.*

60 : *potencia requerida, HP*

E : *motor eléctrico*

D : *motor diesel*

C : *unidad contrabalanceada*

4.4.3 Motores eléctricos y de combustión interna

Los motores eléctricos y de combustión interna suministran la fuerza requerida en la operación de la unidad de superficie de un sistema de bombeo mecánico.

A. Motores eléctricos

La corriente eléctrica es proporcionada por estaciones generadoras a través de líneas de transmisión.

La instalación de motores eléctricos requiere de un equipo de arranque, control y protección.

Los motores eléctricos se instalan en rieles deslizadores que permiten mantener la rigidez adecuada de las correas, ya que la tensión excesiva de las correas puede acortar la duración del motor y producir desgastes en los cojinetes.

Un motor eléctrico es razonablemente eficiente cuando opera dentro de su rango de capacidad y con un torque relativamente uniforme.

La capacidad de los motores eléctricos para realizar el trabajo se encuentra afectada por la cantidad de calor disipada en un intervalo de tiempo dado la pérdida de calor se debe principalmente a que el motor impulsa una carga cíclica muy variable.

Cuando se logra una carga torsional uniforme disminuyen los requerimientos de corriente eléctrica.

Los criterios de selección de los motores eléctricos dependen fundamentalmente de las características de los equipos de bombeo seleccionados, las propiedades de los fluidos del pozo y las características del pozo.

En la tabla 4.9 se muestra una selección preliminar de un motor eléctrico, basada en los criterios de profundidad de levantamiento y tasa de producción esperada y en la tabla 4.10 se presentan los criterios más importantes para la selección de un motor eléctrico.

Tabla 4.9
SELECCIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS
POTENCIA (HP)

Profundidad (Pies)	Tasa de Producción BPD					
	0-300	300-600	600-900	900-1200	1200-1500	1500-1800
1500	6	10	25	35	40	50
2000	8	15	30	40	55	60
2500	12	20	35	45	65	70
3000	12	25	40	55	70	80
3500	13	30	45	60	75	85
4000	15	35	50	70	85	125
4500	18	40	60	75	90	140
5000	18	40	65	85	105	160

Tabla 4.10
CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS

Condiciones de Producción	Características de Equipo de Subsuelo	Características de la Unidad de Bombeo	Características de los Fluidos
Equipos adecuados para el manejo de la producción del pozo.	Levantamiento neto de la carga de fluido y equipo de producción.	Torque de la unidad de bombeo instalada.	Gravedad y viscosidad del crudo bombeado, afectan los gradientes de carga y las pérdidas por fricción en el transporte vertical y horizontal del fluido.
Capacidad para manejar las cargas originadas por el fluido y equipos de producción.	Área efectiva de levantamiento de la bomba de subsuelo	Contrabalance estructural	Presencia de altas relaciones gas-líquido en la producción del pozo afectan negativamente el bombeo
Volúmenes de agua, petróleo y gas.			
Caídas de presión por pérdidas de fricción en el transporte de los fluidos.			

B. Motores de combustión interna

Estos motores se han utilizado en Venezuela durante muchos años, sin embargo, la mayoría de los motores usados para bombeo mecánico son eléctricos.

El principio de funcionamiento de los motores de combustión interna se basa en la ignición de una mezcla aire-combustible de un cilindro.

Es de hacer notar que estos motores tienen características similares a los eléctricos, por ejemplo, el motor de combustión interna trabaja más eficientemente cuando opera dentro de su capacidad promedio y con una carga de torque relativamente uniforme. En este caso, se requiere menor cantidad de combustible para realizar un trabajo dado.

4.5 COMPLETACIONES TÍPICAS UTILIZADAS EN POZOS POR BOMBEO MECÁNICO

En la producción de un pozo por el método de bombeo mecánico, tradicionalmente se han utilizado dos tipos de completaciones: las de **flujo por tuberías** y las de **flujo por el espacio anular**. Adicional a éstas, se han aplicado otras variaciones con la finalidad de solucionar problemas específicos en la producción de un pozo.

4.5.1 Completación para flujo por tuberías

Este tipo de completación se usa cuando se requiere producir los fluidos con la tubería de producción. La tubería se instala **con o sin anclaje**.

Es recomendable anclar la tubería en aquellos pozos verticales de arenas de profundidad mayor a los 4000 pies y en tuberías de diámetros de 2 ^{3/8} “, 2 ^{7/8} “ y hasta 3 ^{1/2} “. El anclaje permite reducir los efectos del pandeo y vibraciones de la tubería que son ocasionadas por el movimiento alterno de las cabillas y bomba de subsuelo. En los pozos direccionales es imprescindible la instalación de un anclaje de tubería. La bomba se ubica a profundidades menores de 4000 pies, el peso de la sarta de tubería de 2 ^{3/8} “, 2 ^{7/8} “, 3 ^{1/2} “ y 4 ^{1/2} “ es suficiente para compensar el pandeo y las vibraciones de la tubería, si el bombeo se realiza a velocidades promedio entre 6-10 *EPM* (emboladas por minuto) y con recorridos del pistón entre 44 “ y 144 “.

Los componentes fundamentales en una completación para flujo por tubería son los siguientes:

- Tubería de producción.
- Ancla de gas, si es necesario.
- Bomba de subsuelo.
- Sarta de cabilla.

El ancla de gas se usa para servir de anclaje o sostén de la tubería y para disgregar el gas hacia el espacio anular. Esto facilita la operación de la bomba y permite la transferencia de fluidos de la zona inferior a la zona superior del pozo y viceversa.

La tubería de producción contiene en su interior los dispositivos de bombeo, tales como: la bomba, cabillas, etc.. Se utilizan diámetros acordes con el diámetro de los revestidores y con la producción aportada con el pozo. Por ejemplo, se instalan tubería de 2 ^{3/8} “ en revestidores de 5 ^{1/2} “, tuberías de 2 ^{7/8} “ en revestidores de 7 “ y 7 ^{5/8} “, y tuberías de 4 ^{1/2} “ en revestidores de 9 ^{5/8} “. Generalmente, en completaciones con producción en frío o en caliente se utilizan

las tuberías *J-55*. Sin embargo, con la inyección de vapor, las completaciones más comunes utilizan tubería *N-80*.

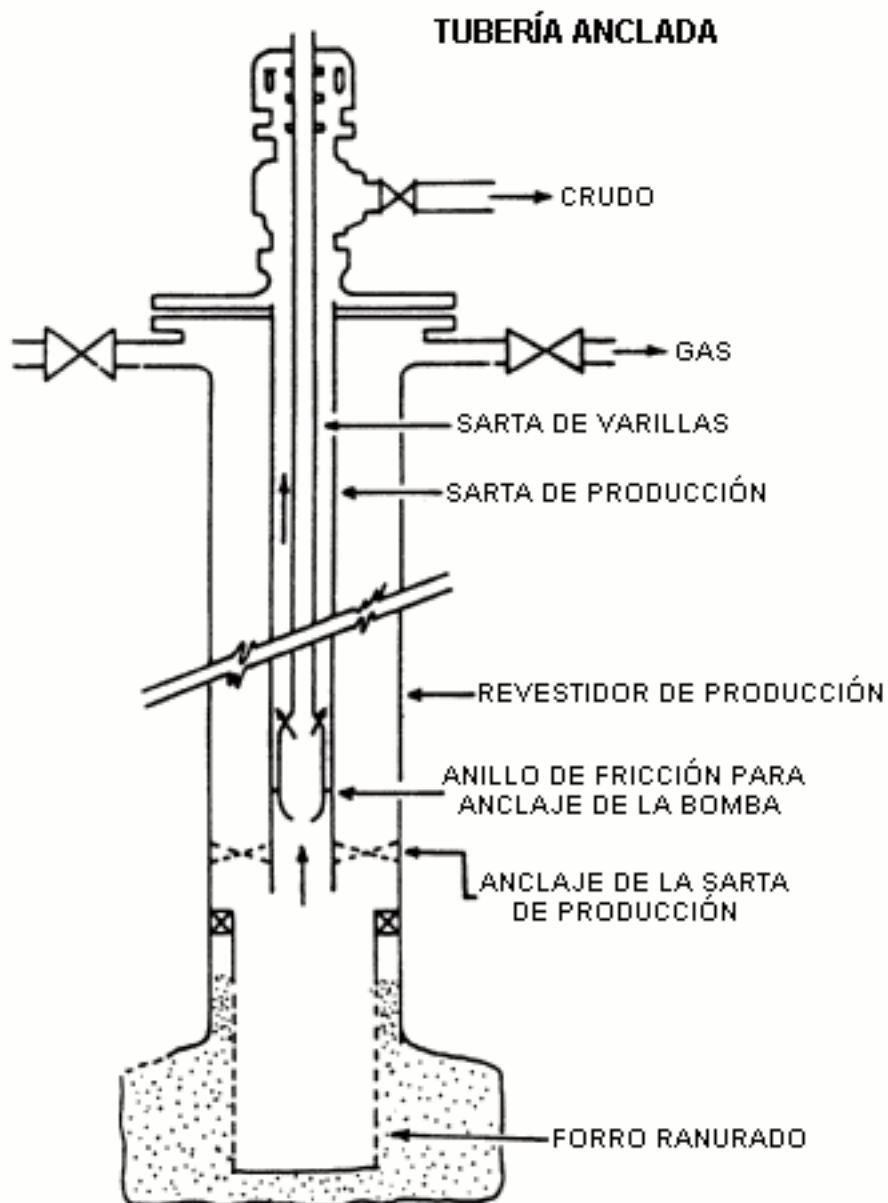


Fig. 4.17 Completación Típica Flujo Tubería con Anclaje

En las figuras 4.17 y 4.18 se muestran esquemas típicos de estas completaciones por flujo tubería.

USO DE DILUENTE SIN EMPACADURA DE PRODUCCIÓN

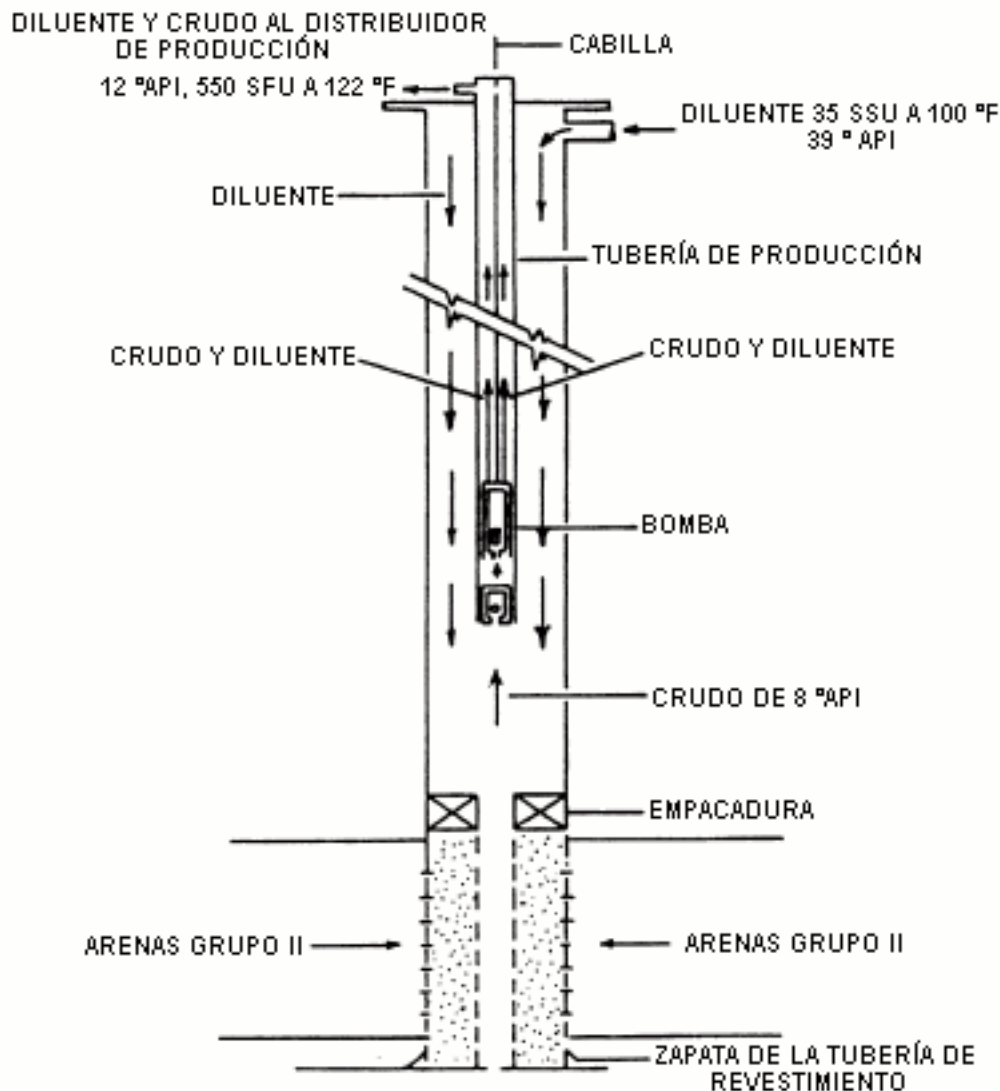


Fig. 4.18 Completación Típica Flujo Tubería sin Anclaje

4.5.2 Completación para flujo por el espacio anular

En este tipo de completación, el levantamiento de los fluidos se efectúa a través del espacio anular: **tubería-revestidor**.

Su principal aplicación consiste en la producción de crudos pesados y extrapesados. Esta completación permite la inyección por la tubería de un crudo liviano o mediano el cual se utiliza como diluyente para reducir la viscosidad de los crudos pesados y extrapesados. La reducción de la viscosidad del crudo permite su levantamiento vertical y su transporte a través de la línea de producción. En ocasiones este tipo de completación se usa sin diluyente. Sin embargo, para ellos

es necesario lubricar los equipos existentes en el pozo, con un fluido liviano que puede ser gas-oil o crudo.

USO DE DILUENTE CON EMPACADURA DE PRODUCCIÓN

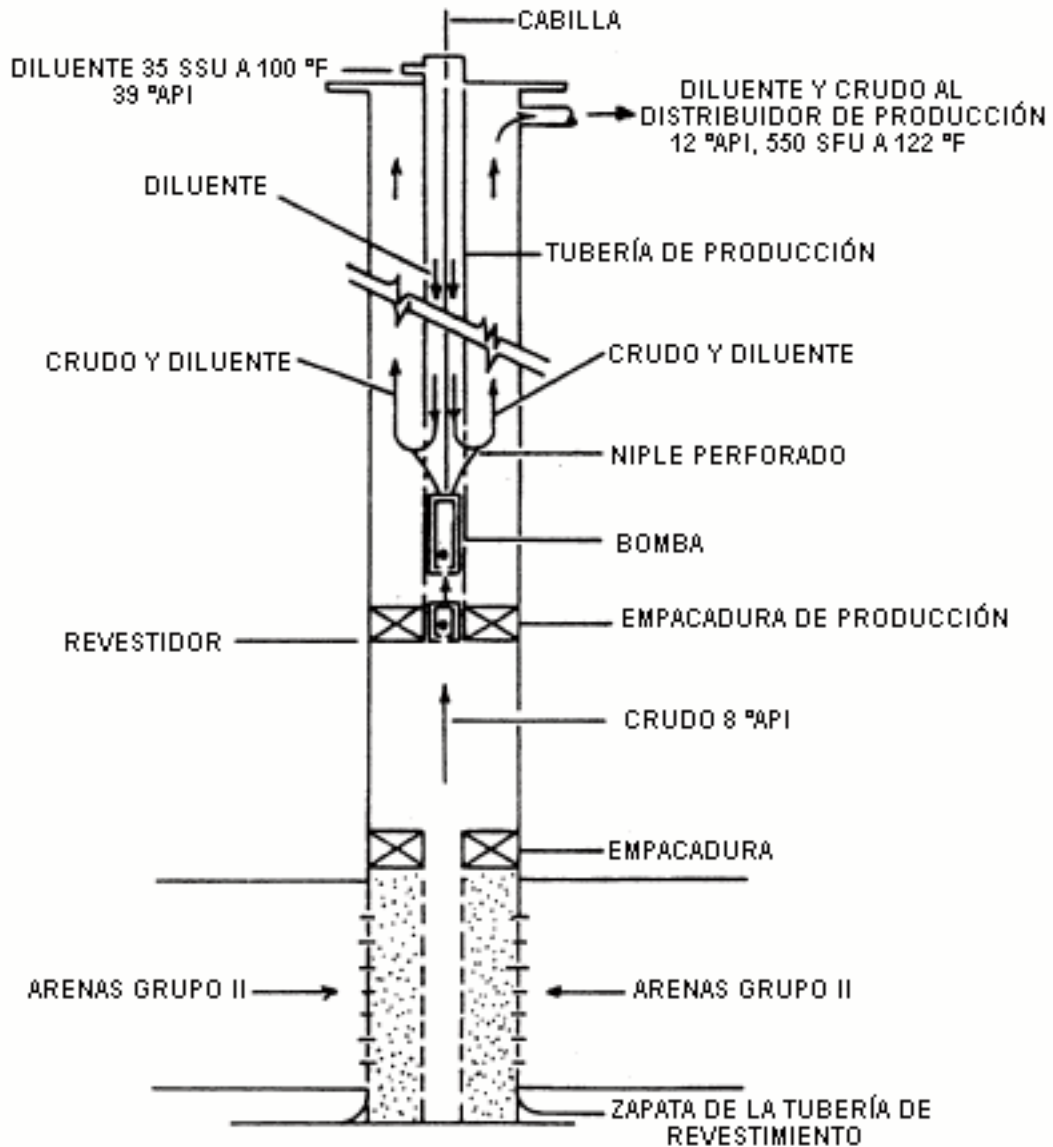
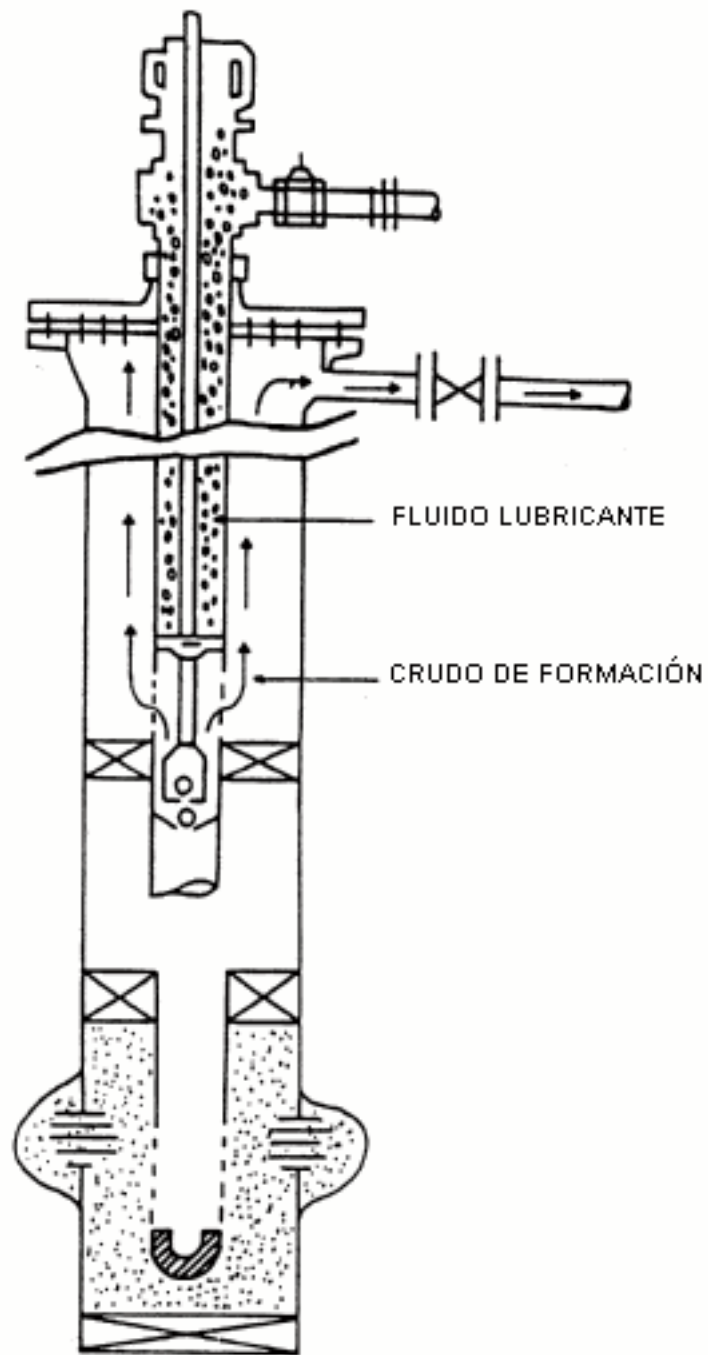


Fig. 4.19 Completación Típica Flujo Anular con Inyección de Diluyente

Este sistema se ha utilizado en pozos que no disponen de facilidades para la inyección de diluyente. En las figuras 4.19 y 4.20 se muestran diagramas de completación de pozos, tipo flujo anular, en sus dos aplicaciones: **con inyección de diluyente y con cabillas lubricadas.**



COMPLETACIÓN CON CABILLAS LUBRICADAS

Fig. 4.20 Completación Típica Flujo Anular con Cabillas Lubricadas

En este tipo de completación se utiliza el equipo de subsuelo siguiente:

- Tubería de producción.
- Empacadura mecánica.
- Niple de tubería perforado.

4.6 PROBLEMAS FRECUENTES EN POZOS DE BOMBEO MECÁNICO

4.6.1 Producción excesiva de fluidos indeseables

Es frecuente encontrar en pozos sometidos en levantamiento artificial por bombeo mecánico altas producciones de fluidos indeseables (gas y agua) asociados al petróleo. Este no es un hecho extraño tratándose de yacimientos con un alto nivel de agotamiento y generalmente sometidos a recuperación secundaria.

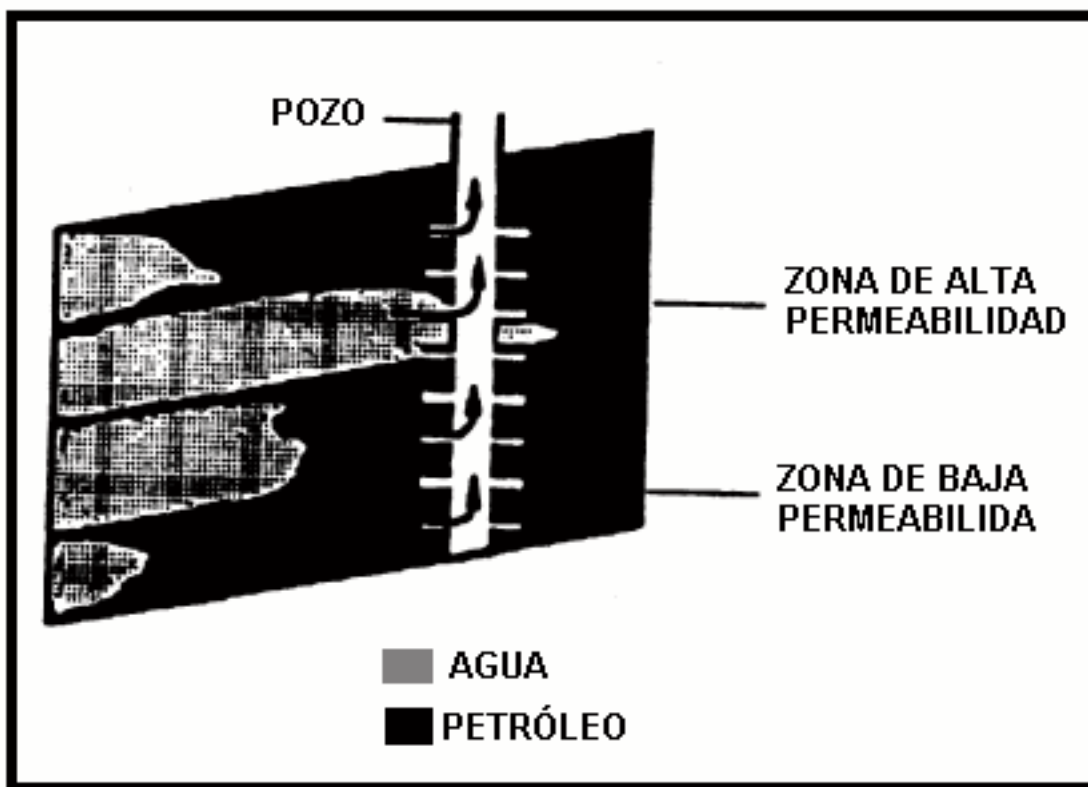


Fig. 4.21 Irrupcion de Agua en un Pozo

Cuando un yacimiento está, por ejemplo, sometido a un proceso de inyección de vapor, el agua condensada tiende a fluir preferiblemente por las zonas de mayor permeabilidad, irrumpiendo de forma irregular en pozo (fig. 4.21). De manera similar, los yacimientos que tienen capa de gas asociada pueden presentar este comportamiento.

La producción de agua o gas también puede deberse a canalizaciones detrás del revestidor (fig. 4.22) por la ausencia de un buen aislamiento de las zonas que aportan estos fluidos, producto de una cementación deficiente.

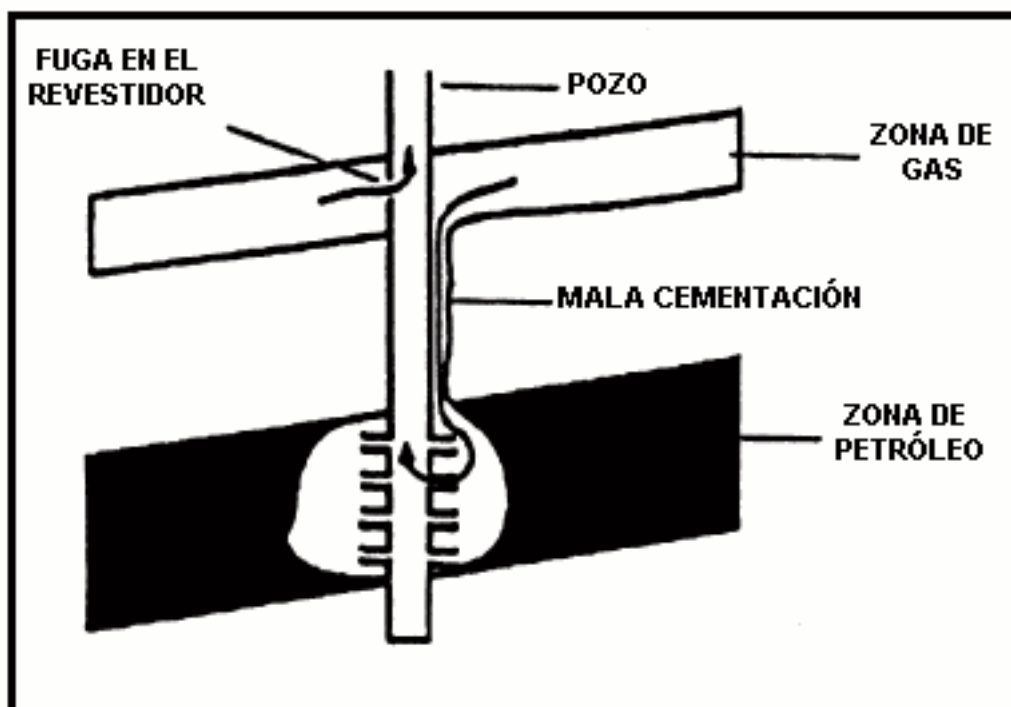


Fig. 4.22 Canalización de Fluidos Detrás del Revestidor

Independientemente de cual será la causa del problema, el efecto se traduce en deficiencias del método de levantamiento por bombeo mecánico ya que se tiene que emplear capacidad volumétrica en el manejo de fluidos distintos al petróleo. Incluso, en ocasiones es necesario cerrar el pozo por que se hace antieconómico levantar cantidades excesivas de gas y/o agua en comparación con la tasa de crudo extraída.

Generalmente el problema se detecta cuando se evidencian en la superficie los altos cortes de agua o relaciones gas-petróleo excesivas desconociéndose la

zona específica responsable del aporte de tales fluidos (zona ofensiva). Esto impide la aplicación de medidas correctivas.

4.6.2 Arenamiento

La mayoría de los pozos de bombeo mecánico en el país, están completados a profundidades que no exceden los 5000 pies. En pozos poco profundos las arenas no son consolidadas por carecer de cementación y estar poco compactadas, por lo cual se originan derrumbes en las inmediaciones del hoyo o el arrastre de los granos inducido por el mismo proceso de producción del pozo.

El arenamiento ocasiona taponamiento de los poros de la formación, obstruyendo la salida del crudo y atentando contra la productividad de los pozos. En cuanto al equipo de bombeo, un alto porcentaje de las fallas de bombas de subsuelo, obedecen a la presencia de arena en el crudo, esto ocasiona desgaste y abrasión en la superficie de deslizamiento entre el pistón y el barril. El desgaste, a su vez, produce pérdidas de fluido a través de la tolerancia, hasta eliminar la acción del bombeo o causar la obstrucción total del pistón dentro del barril.

La producción de arena es evidenciada por el desgaste de cabezales de producción debido a su gran efecto erosivo. También, los dinagramas son herramientas que pueden aportar información sobre el mal funcionamiento de los componentes de la bomba por la presencia de arena, identificando problemas como atascamiento y erosión del pistón, taponamiento del tubo de succión, entre otros.

Las soluciones a este problema están orientadas a la implantación de completaciones mecánicas adecuadas y a un diseño de bombeo que tome en consideración las tasas máximas de producción de petróleo asociadas a volúmenes de arena manejables. Estas medidas usualmente van acompañadas del uso de dispositivos mecánicos instalados a ambos extremos del pistón de la bomba, conocidos como **raspadores de arena**, cuyas copas de goma “ barren “ la arena acumulada en el anular pistón-barril. Las **gomas**, que son recambiables, finalmente son erosionadas, pero retardan el efecto abrasivo.

4.6.3 Problemas mecánicos asociados al sistema de bombeo

Frecuentemente, se presentan problemas operacionales en el sistema de bombeo mecánico, haciéndose necesario su pronta identificación y corrección con miras a mantener la eficiencia del método de levantamiento.

La herramienta destinada al diagnóstico de estos problemas es la **carta dinagráfica**. A partir de la interpretación cualitativa de las cartas de fondo se puede obtener información acerca de las condiciones de producción del pozo, funcionamiento o estado de los equipos de subsuelo, entrada de fluidos a la

bomba, fugas en los componentes del equipo de bombeo, esfuerzos sobre las cabillas y otras características del comportamiento de los equipos de superficie.

El conocimiento y dominio que se tiene sobre esta herramienta es bastante amplio. Es entonces práctica común dentro de la industria petrolera la toma de dinagramas en pozos con bombeo mecánico, siendo parte fundamental de los procesos de automatización de los mismos. Como ejemplo, en la parte de diagnóstico, se tiene la combinación de técnicas de reconocimiento de patrones de las cartas con sistemas expertos y redes neuronales artificiales. Esto ha permitido la creación de controladores de bombeo, los cuales automatizan los ciclos de producción de los pozos, optimizando los tiempos de operación, maximizando la producción y reduciendo el consumo de energía.

En general, no existe ningún mecanismo 100% eficiente que permita hacer un diagnóstico, oportuno y preciso, de aquellas fallas presentadas en pozos de bombeo mecánico, relacionadas directamente con la situación global del yacimiento; esto imposibilita la aplicación de medidas preventivas y/o correctivas.

4.7 MÉTODO DE CÁLCULO DEL SISTEMA DE BOMBEO SEGÚN API

A continuación se mostrará el método recomendado por el **Instituto Americano del Petróleo** (API) para diseñar un sistema de bombeo mecánico. Comparando los resultados arrojados por este método con valores medidos en el campo y se puede concluir que es bastante preciso. Dentro de los principales parámetros que se pueden calcular se encuentran los siguientes:

- El desplazamiento de la bomba.
- La carga máxima y mínima de la barra pulida.
- El torque máximo.
- La potencia del motor.
- El contrapeso requerido.

Durante el desarrollo de este método, las investigaciones se limitaron a la simulación de problemas en los cuales la tubería de producción estaba anclada a nivel de la bomba, por lo tanto, sólo son confiables los resultados obtenidos bajo tal condición. Sin embargo, para los casos en que la tubería de producción no está anclada, se incluye una fórmula para el cálculo de la carrera del pistón (S_p). La inclusión de la misma arroja buenos resultados según lo demuestra la experiencia.

El diseñador debe asegurarse que en el proyecto no existan factores que puedan convertir los cálculos del método en números no representativos de lo que realmente ocurre en el sistema. Entre estos factores se encuentran:

- Fluido muy viscoso.
- Producción excesiva de arena.
- Producción excesiva de gas a nivel de la bomba y
- Cabeceo del pozo.

4.7.1 Discusión del método

Para familiarizarse mejor con las fórmulas utilizadas en el método, se aconseja ver la figura 4.23, donde se ilustran algunas variables.

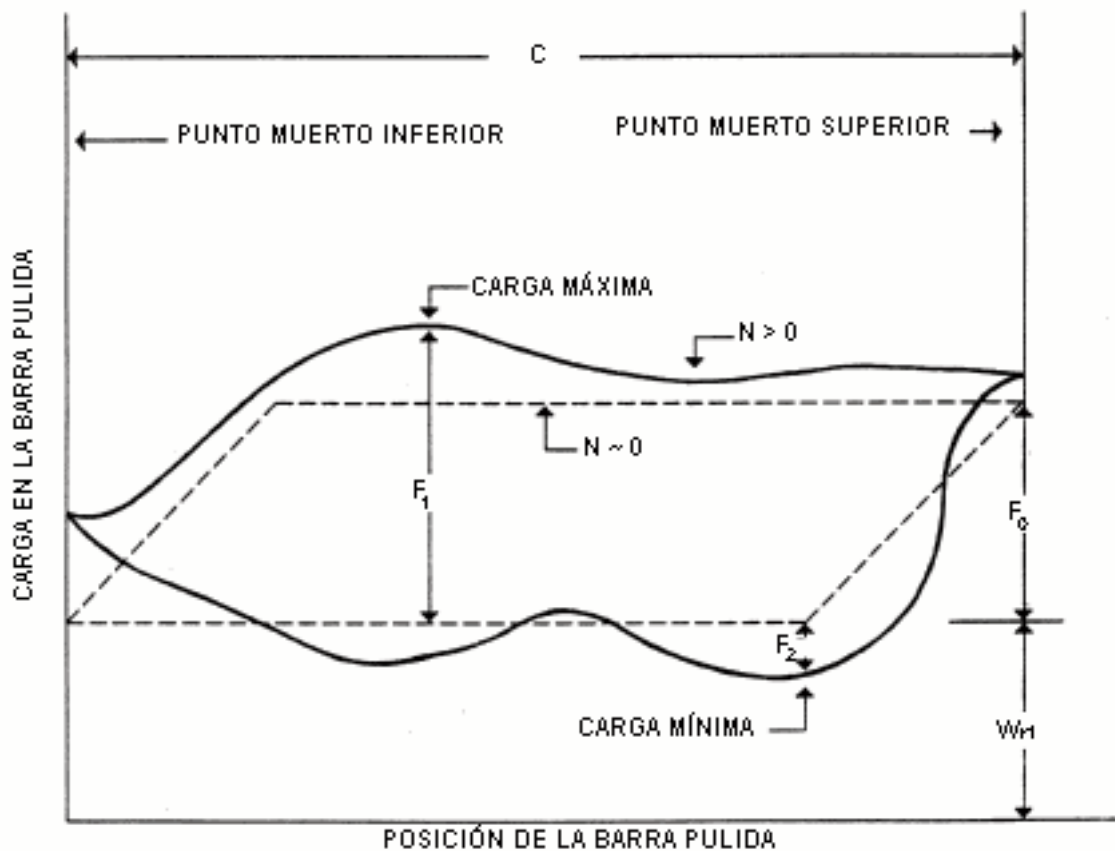


Fig. 4.23 Carga en Función de la Posición de la Barra Pulida

En la figura 4.23 se muestra la variación de la carga sobre la barra pulida, a medida que ésta cumple su recorrido. Para una velocidad muy pequeña, es decir, cercana a cero, obteniéndose de la figura lo siguiente:

$$N \rightarrow 0$$

$$PPRL = Wrf + F_0$$

$$MPRL = Wrf$$

Donde:

N = la velocidad de la bomba.

PPRL = carga máxima en la barra pulida.

Wrf = Es un factor que expresa el peso del fluido y está en función de la gravedad específica del fluido, el peso de las barras y de la profundidad de la bomba.

F₀ = es un parámetro que se obtiene a partir del diámetro de la bomba y del nivel del fluido, y

MPRL = la carga mínima en la barra pulida.

Para una velocidad mayor que cero se tiene que:

$$N > 0$$

$$PPRL = Wrf + F_1$$

$$MPRL = Wrf - F_2$$

Donde:

F₁ y *F₂* = Parámetros que dependen de la velocidad de la bomba, la cual puede variar para el mismo sistema de bombeo.

Para generalizar el problema se utilizan parámetros adimensionales, los cuales pueden ser dependientes e independientes.

Los parámetros independientes son:

$$\frac{N}{N_0} \text{ y}$$

$$\frac{F_0}{Sk_r}$$

Los parámetros dependientes son:

$$F_1 / Skr,$$

$$F_2 / Skr,$$

$$2 * T / S^2 kr,$$

$$F_3 / Skr \text{ y}$$

$$Sp / S.$$

La definición de estos parámetros adimensionales es útil por cuanto permite expresar las ecuaciones en términos de valores conocidos o independientes.

Por ejemplo:

$$PPRL = Wrf + F_1$$

El valor de Wrf es función de la gravedad específica del fluido, del peso de las barras y de la profundidad de la bomba. Como se verá más adelante, todos estos valores son conocidos. Sin embargo, el factor F_1 depende de la velocidad de la bomba, lo cual puede variar para el mismo sistema de bombeo. Para solucionar esta dificultad y presentar la ecuación fácilmente utilizable para cualquier velocidad, se utiliza un artificio matemático, multiplicando y dividiendo F_1 por el valor de Skr que es una variable independiente. El resultado es:

$$F_1 * (Skr / Skr) = \left(F_1 / Skr \right) * Skr$$

Donde los valores de (F_1 / Skr) se representan en forma gráfica para cualquier valor de velocidad de la bomba.

Aplicando este criterio a los siguientes parámetros se llega a las siguientes fórmulas:

1. Desplazamiento de la bomba o caudal (Pd)

$$Pd = 0,1166 * Sp * N * D^2 \quad \text{Ec. 4.6}$$

2. Carga máxima en la barra pulida ($PPRL$)

$$PPRL = Wrf + \left[\left(F_1 / Skr \right) * Skr \right] \quad \text{Ec. 4.7}$$

3. Carga mínima en la barra pulida (*MPRL*)

$$MPRL = W_{rf} - \left[\left(\frac{F_2}{S_{kr}} \right) * S_{kr} \right] \quad \text{Ec. 4.8}$$

4. Torque máximo (*PT*)

$$PT = \left(2 * T / S^2_{kr} \right) * S_{kr} * \left(S / 2 \right) * Ta \quad \text{Ec. 4.9}$$

5. Potencia en la barra pulida (*PRHP*)

$$PRHP = \left(\frac{F_3}{S_{kr}} \right) * S_{kr} * S * N * 2,53 * 10^{-6} \quad \text{Ec. 4.10}$$

6. Contrapeso requerido (*CBE*)

$$CBE = 1,06 * (W_{rf} + 0,5 * F_o) \quad \text{Ec. 4.11}$$

7. Carrera del pistón (*Sp*)

$$Sp = \left[\left(\frac{Sp}{S} \right) * S \right] - F_o * \left(1 / K_t \right) \quad \text{Ec. 4.12}$$

Si la tubería está anclada se tiene que:

$$1 / K_t = 0 \text{ y por lo tanto,}$$

$$Sp = \left[\left(\frac{Sp}{S} \right) * S \right] \quad \text{Ec. 4.13}$$

4.7.2 Procedimiento del diseño

La solución final de este método implica un proceso iterativo. Generalmente, el diseño del equipo de bombeo se hace en las siguientes etapas:

1. Se efectúa una selección preliminar de los componentes de la instalación.
2. Se calculan las características de operación de los componentes seleccionados mediante ecuaciones, figuras y tablas.
3. Se compara el desplazamiento de la bomba con los valores reales que limitan los componentes seleccionados. Si hay discordancia entre los

valores calculados y las limitaciones reales, es necesarios nuevos componentes.

La cantidad mínima de información conocida o asumida que se requiere para los cálculos de la instalación de equipo de bombeo viene dada por:

- Nivel de fluido, H .
- Profundidad de la bomba, L .
- Velocidad de la bomba, N .
- Longitud de la carrera, S .
- Diámetro del embolo de la bomba, D .
- Gravedad específica del fluido, G .
- Diámetro nominal de la tubería de producción.
- Si la tubería de producción está anclada o libre.
- Diámetros de las cabillas.

Con toda esta información el diseñador está en condiciones de determinar:

- La carrera del pistón, Sp .
- El caudal de la bomba, Pd .
- La carga máxima de la barra pulida, $PPRL$.
- La carga mínima de la barra pulida, $MPRL$.
- El torque máximo en la manivela, PT .
- La potencia en la barra pulida, $PRHP$.
- En contrapeso requerido, CBE .

El formulario API contiene datos conocidos o supuestos, cálculos de variables necesarias en los cálculos subsiguientes, parámetros adimensionales y valores finales de diseño.

4.7.2.1 Uso de tablas y figuras empleadas en los cálculos

Tablas

1. Con la identificación apropiada de las cabillas y el diámetro del pistón, dados en las columnas 1 y 2 de la tabla 4.11.a, 4.11.b o 4.11.c, se leen los siguientes parámetros: W_r , E_r y F_c en las columnas 3, 4 y 5 respectivamente. Con el número de cabillas se determina el diámetro máximo y mínimo en octavos de pulgada. Si va de la columna 6 a la 11, entonces el porcentaje de longitud de las cabillas tiene diferentes diámetros.
2. Conocido el tamaño nominal (diámetro nominal) de la tubería de producción se obtiene el valor de E_t en la tabla 4.12.
3. Con el tamaño nominal (diámetro nominal) de las cabillas también se puede leer los valores de W_r , E_r respectivamente en la tabla 4.13, donde el valor de F_c se consigue en las tablas 4.11.a, 4.11.b o 4.11.c con los valores de W_r y E_r conseguidos en esta tabla.
4. Dado el diámetro del pistón se obtienen los valores de $0,34 * D^2$ y $0,166 * D^2$ para luego utilizarlos en el calculo de F_o y P_d (ver tabla 4.14). Esta tabla es opcional ya que sólo es usada para fluidos con gravedad específica igual a 1.

Figuras

1. Con el valor de N/N_o se lee el valor de Sp/S para varios valores de F_o/Skr (ver figura 4.24).
2. A partir de N/N_o se determinan los valores de F_1 /Skr , F_2 /Skr , $2 * T/S^2kr$ y F_3 / Skr para varios valores de F_o /Skr (ver figuras 4.25, 4.26, 4.27 y 4.28).
3. Con los valores conocidos de F_o /Skr y N_o /N_o' se lee en la figura 4.29 un valor expresado en términos de porcentaje, y a partir de éste se denomina la **constante de ajuste del torque** (T_a), para luego calcular el torque máximo. T_a viene dada por:

$$T_a = 1 + \frac{(\%leido) * \left[\left(\frac{W_{rf}}{Skr} \right) - 0,3 \right]}{10} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Siempre que W_{fr}/Skr sea diferente a 0,3.

A continuación se presentan las tablas y figuras usadas en el método API.

Tabla 4.11.a
DATOS DE CABILLAS Y BOMBAS

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nº Cabillas	Diámetro del Pistón pulg.	Peso de Las Cabillas lb/pie	Constante Er pulg./lb-pie	Factor Frecuencia Fc	SARTA DE CABILLAS % (CADA TAMAÑO)						
Nº	D	Wr	Er	Fc	1 1/3	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	½
44	Todos	0,726	1,990 x 10-6	1,000	-	-	-	-	-	-	100,0
54	1,06	0,892	1,697 x 10-6	1,128	-	-	-	-	-	40,5	59,5
54	1,25	0,914	1,659 x 10-6	1,139	-	-	-	-	-	45,9	54,1
54	1,50	0,948	1,597 x 10-6	1,142	-	-	-	-	-	54,5	45,5
54	1,75	0,990	1,525 x 10-6	1,130	-	-	-	-	-	64,6	35,4
54	2,00	1,037	1,442 x 10-6	1,095	-	-	-	-	-	76,2	23,8
55	Todos	1,135	1,270 x 10-6	1,000	-	-	-	-	-	100,0	-
64	1,06	1,116	1,441 x 10-6	1,224	-	-	-	-	28,1	33,1	38,8
64	1,25	1,168	1,368 x 10-6	1,222	-	-	-	-	31,1	37,5	30,7
64	1,50	1,250	1,252 x 10-6	1,191	-	-	-	-	37,7	44,5	17,8
64	1,75	1,347	1,116 x 10-6	1,137	-	-	-	-	44,7	52,7	2,6
65	1,06	1,291	1,150 x 10-6	1,085	-	-	-	-	31,3	68,7	-
65	1,25	1,306	1,138 x 10-6	1,093	-	-	-	-	34,4	65,6	-
65	1,50	1,330	1,119 x 10-6	1,103	-	-	-	-	39,2	60,8	-
65	1,75	1,359	1,097 x 10-6	1,111	-	-	-	-	45,0	55,0	-
65	2,00	1,392	1,071 x 10-6	1,114	-	-	-	-	51,6	48,4	-
65	2,25	1,429	1,042 x 10-6	1,110	-	-	-	-	59,0	41,0	-
65	2,50	1,471	1,010 x 10-6	1,097	-	-	-	-	67,4	82,6	-
65	2,75	1,517	0,974 x 10-6	1,074	-	-	-	-	76,6	23,4	-
66	Todos	1,634	0,883 x 10-6	1,000	-	-	-	-	100,0	-	-
75	1,06	1,511	1,030 x 10-6	1,168	-	-	-	22,6	26,1	51,3	-
75	1,25	1,548	1,006 x 10-6	1,179	-	-	-	24,8	28,6	46,6	-
75	1,50	1,606	0,969 x 10-6	1,179	-	-	-	28,3	32,6	39,1	-
75	1,75	1,674	0,924 x 10-6	1,180	-	-	-	32,4	37,4	30,2	-
75	2,00	1,754	0,874 x 10-6	1,160	-	-	-	37,2	42,8	20,0	-
75	2,25	1,843	0,816 x 10-6	1,128	-	-	-	42,5	49,2	8,3	-
76	1,06	1,787	0,822 x 10-6	1,061	-	-	-	25,9	74,1	-	-
76	1,25	1,798	0,818 x 10-6	1,066	-	-	-	27,8	72,2	-	-
76	1,50	1,816	0,811 x 10-6	1,073	-	-	-	30,9	69,1	-	-
76	1,75	1,836	0,803 x 10-6	1,080	-	-	-	34,3	65,7	-	-
76	2,00	1,861	0,793 x 10-6	1,087	-	-	-	38,5	61,5	-	-
76	2,25	1,888	0,782 x 10-6	1,094	-	-	-	43,1	56,9	-	-
76	2,50	1,919	0,770 x 10-6	1,096	-	-	-	48,3	51,7	-	-
76	2,75	1,953	0,756 x 10-6	1,096	-	-	-	54,1	45,9	-	-
76	3,75	2,121	0,690 x 10-6	1,043	-	-	-	82,5	17,5	-	-
77	Todos	2,224	0,649 x 10-6	1,000	-	-	-	100,0	-	-	-
85	1,06	1,709	0,957 x 10-6	1,237	-	-	15,9	17,7	20,1	46,3	-
85	1,25	1,780	0,919 x 10-6	1,250	-	-	17,9	19,9	22,5	39,7	-

Tabla 4.11.b
DATOS DE CABILLAS Y BOMBAS

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nº Cabillas	Diámetro del Pistón pulg.	Peso de las Cabillas lb/pie	Constante Er pulg./lb-pie	Factor Frecuencia	SARTA DE CABILLAS % (CADA TAMAÑO)						
Nº	D	Wr	Er	Fc	1 1/3	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
85	1,50	1,893	0,858 x 10-6	1,242	-	-	21,0	23,4	26,5	29,1	-
85	1,75	2,027	0,786 x 10-6	1,218	-	-	24,8	27,5	31,0	16,7	-
85	2,00	2,181	0,703 x 10-6	1,180	-	-	29,0	32,3	36,3	2,4	-
86	1,06	2,008	0,757 x 10-6	1,127	-	-	19,3	21,9	58,8	-	-
86	1,25	2,035	0,748 x 10-6	1,136	-	-	20,7	23,5	55,8	-	-
86	1,50	2,079	0,733 x 10-6	1,148	-	-	23,0	26,0	51,0	-	-
86	1,75	2,130	0,716 x 10-6	1,157	-	-	25,6	29,0	45,4	-	-
86	2,00	2,190	0,696 x 10-6	1,162	-	-	28,7	32,5	38,8	-	-
86	2,25	2,257	0,674 x 10-6	1,158	-	-	32,1	36,5	31,4	-	-
86	2,50	2,334	0,650 x 10-6	1,146	-	-	35,8	41,6	22,6	-	-
86	2,75	2,415	0,621 x 10-6	1,125	-	-	40,3	45,6	14,1	-	-
87	1,06	2,375	0,615 x 10-6	1,048	-	-	22,3	77,7	-	-	-
87	1,25	2,384	0,613 x 10-6	1,051	-	-	23,5	76,5	-	-	-
87	1,50	2,397	0,610 x 10-6	1,055	-	-	25,5	74,5	-	-	-
87	1,75	2,414	0,606 x 10-6	1,061	-	-	27,9	72,1	-	-	-
87	2,00	2,432	0,602 x 10-6	1,066	-	-	30,6	69,4	-	-	-
87	2,25	2,453	0,598 x 10-6	1,072	-	-	33,7	66,3	-	-	-
87	2,50	2,477	0,592 x 10-6	1,077	-	-	37,2	62,8	-	-	-
87	2,75	2,503	0,586 x 10-6	1,082	-	-	41,0	59,0	-	-	-
87	3,75	2,632	0,558 x 10-6	1,082	-	-	60,0	40,0	-	-	-
87	4,75	2,800	0,520 x 10-6	1,035	-	-	84,7	15,3	-	-	-
88	Todos	2,904	0,497 x 10-6	1,000	-	-	100,0	-	-	-	-
96	1,06	2,264	0,698 x 10-6	1,181	-	14,8	16,7	19,7	48,8	-	-
96	1,25	2,311	0,685 x 10-6	1,203	-	16,0	17,8	21,0	45,8	-	-
96	1,50	2,385	0,664 x 10-6	1,215	-	17,7	19,9	23,3	39,1	-	-
96	1,75	2,472	0,639 x 10-6	1,218	-	19,9	22,0	25,9	32,2	-	-
96	2,00	2,572	0,610 x 10-6	1,213	-	22,1	24,8	29,2	23,9	-	-
96	2,25	2,686	0,577 x 10-6	1,197	-	24,9	27,7	32,6	14,8	-	-
96	2,50	2,813	0,540 x 10-6	1,168	-	27,9	31,0	36,6	4,5	-	-
97	1,06	2,601	0,576 x 10-6	1,103	-	17,0	19,1	63,9	-	-	-
97	1,25	2,622	0,572 x 10-6	1,109	-	18,0	20,1	61,9	-	-	-
97	1,50	2,653	0,568 x 10-6	1,117	-	19,3	21,9	58,8	-	-	-
97	1,75	2,696	0,558 x 10-6	1,125	-	21,4	23,8	54,8	-	-	-
97	2,00	2,742	0,549 x 10-6	1,132	-	23,4	26,2	50,4	-	-	-
97	2,25	2,795	0,539 x 10-6	1,139	-	25,8	28,9	45,3	-	-	-
97	2,50	2,853	0,528 x 10-6	1,144	-	28,5	31,7	39,8	-	-	-
97	2,75	2,916	0,515 x 10-6	1,143	-	31,4	35,0	33,6	-	-	-
97	3,75	2,239	0,453 x 10-6	1,108	-	45,9	51,2	2,9	-	-	-

Tabla 4.11.c
DATOS DE CABILLAS Y BOMBAS

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nº Cabillas	Diámetro del Pistón In	Peso de las Cabillas lb/pie	Constante Er pulg./lb-pie	Factor Frecuencia Fc	SARTA DE CABILLAS % (CADA TAMAÑO)						
Nº	D	Wr	Er	Fc	1 1/3	1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
98	1,75	3,086	0,472 x 10-6	1,046	-	23,6	76,4	-	-	-	-
98	2,00	3,101	0,470 x 10-6	1,050	-	25,5	74,5	-	-	-	-
98	2,25	3,118	0,468 x 10-6	1,054	-	27,7	72,3	-	-	-	-
98	2,50	3,136	0,465 x 10-6	1,058	-	30,1	69,9	-	-	-	-
98	2,75	3,157	0,463 x 10-6	1,063	-	32,8	67,2	-	-	-	-
98	3,75	3,259	0,449 x 10-6	1,076	-	46,0	51,0	-	-	-	-
98	4,75	3,393	0,431 x 10-6	1,070	-	63,3	36,7	-	-	-	-
99	Todos	3,676	0,393 x 10-6	1,000	-	100,0	-	-	-	-	-
107	1,06	2,977	0,524 x 10-6	1,184	16,9	16,8	17,1	49,1	-	-	-
107	1,25	3,019	0,517 x 10-6	1,189	17,9	17,8	18,0	46,3	-	-	-
107	1,50	3,035	0,506 x 10-6	1,195	19,4	19,2	19,5	41,9	-	-	-
107	1,75	3,158	0,494 x 10-6	1,197	21,0	21,0	21,2	36,9	-	-	-
107	2,00	3,238	0,480 x 10-6	1,195	22,7	22,8	23,1	31,4	-	-	-
107	2,25	3,336	0,464 x 10-6	1,187	25,0	25,0	25,0	25,0	-	-	-
107	2,50	3,435	0,447 x 10-6	1,174	26,9	27,7	27,1	18,2	-	-	-
107	2,75	3,537	0,430 x 10-6	1,156	29,1	30,2	29,3	11,3	-	-	-
108	1,06	3,325	0,447 x 10-6	1,097	17,3	17,8	64,9	-	-	-	-
108	1,25	3,345	0,445 x 10-6	1,101	18,1	18,6	63,2	-	-	-	-
108	1,50	3,376	0,441 x 10-6	1,106	19,4	19,9	60,7	-	-	-	-
108	1,75	3,411	0,437 x 10-6	1,111	20,9	21,4	57,7	-	-	-	-
108	2,00	3,452	0,432 x 10-6	1,117	22,6	23,0	54,3	-	-	-	-
108	2,25	3,498	0,427 x 10-6	1,121	24,5	25,0	50,5	-	-	-	-
108	2,50	3,548	0,421 x 10-6	1,124	26,5	27,2	40,3	-	-	-	-
108	2,75	3,603	0,415 x 10-6	1,126	28,7	29,6	41,6	-	-	-	-
108	3,25	3,731	0,400 x 10-6	1,123	34,6	33,9	31,0	-	-	-	-
108	3,75	3,873	0,383 x 10-6	1,108	40,6	39,5	19,9	-	-	-	-
109	1,06	3,889	0,378 x 10-6	1,035	18,9	81,1	-	-	-	-	-
109	1,25	3,845	0,378 x 10-6	1,036	19,6	81,4	-	-	-	-	-
109	1,50	3,855	0,377 x 10-6	1,038	20,7	79,3	-	-	-	-	-
109	1,75	3,867	0,376 x 10-6	1,040	22,1	77,9	-	-	-	-	-
109	2,00	3,880	0,375 x 10-6	1,043	23,7	76,3	-	-	-	-	-
109	2,25	3,896	0,374 x 10-6	1,046	25,4	74,6	-	-	-	-	-
109	2,50	3,911	0,372 x 10-6	1,048	27,2	72,8	-	-	-	-	-
109	2,75	3,930	0,371 x 10-6	1,051	29,4	70,6	-	-	-	-	-
109	3,25	3,971	0,367 x 10-6	1,057	34,2	65,8	-	-	-	-	-
109	3,75	4,020	0,363 x 10-6	1,063	39,9	60,1	-	-	-	-	-
109	4,75	4,120	0,354 x 10-6	1,066	51,5	48,5	-	-	-	-	-

Tabla 4.12
DATOS DE LA TUBERÍA

1	2	3	4	5
Tamaño Nominal	Diámetro ext. Pulg.	Diámetro int. Pulg.	Área Metálica Pulg ² .	Et Const. Elasticidad Pulg./lb*pie
1,900	1,900	1,610	0,800	$0,500 \times 10^{-6}$
2 ³ / ₈	2,375	1,995	1,304	$0,807 \times 10^{-6}$
2 ⁷ / ₈	2,875	2,441	1,812	$0,221 \times 10^{-6}$
3 ¹ / ₂	3,500	2,992	2,590	$0,154 \times 10^{-6}$
4	4,000	3,476	3,077	$0,130 \times 10^{-6}$
4 ¹ / ₂	4,500	3,958	3,601	$0,111 \times 10^{-6}$

Tabla 4.13
DATOS DE CABILLA

1	2	3	4
Tamaño Nominal	Área Metal Pulg ² .	Wr Pesos Cabillas en el Aire lb/pie	Er Constante Elasticidad Pulg. /lb/pie
1/2	0,196	0,72	$1,990 \times 10^{-6}$
5/8	0,307	1,13	$1,270 \times 10^{-6}$
3/4	0,442	1,63	$0,883 \times 10^{-6}$
7/8	0,601	2,22	$0,649 \times 10^{-6}$
1	0,785	2,90	$0,497 \times 10^{-6}$
1 ¹ / ₈	0,994	3,67	$0,393 \times 10^{-6}$

Tabla 4.14
CONSTANTES DE LA BOMBA

1	2	3	4
D	D ²	0,340* D ²	0,1166* D ²
1	1,1289	0,384	0,132
1 ¹ / ₄	1,5625	0,531	0,182
1 ¹ / ₂	2,2500	0,765	0,262
1 ³ / ₄	3,0625	1,041	0,357
2 ¹ / ₄	4,0000	1,360	0,466
2 ¹ / ₂	5,0635	1,721	0,590
2 ⁵ / ₂	6,2500	2,125	0,728
2 ³ / ₄	7,5625	2,571	0,881
3 ³ / ₄	14,0625	4,781	1,640
4 ³ / ₄	22,5625	7,671	2,630

Para Fluidos con Gravedad Específica = 1,00

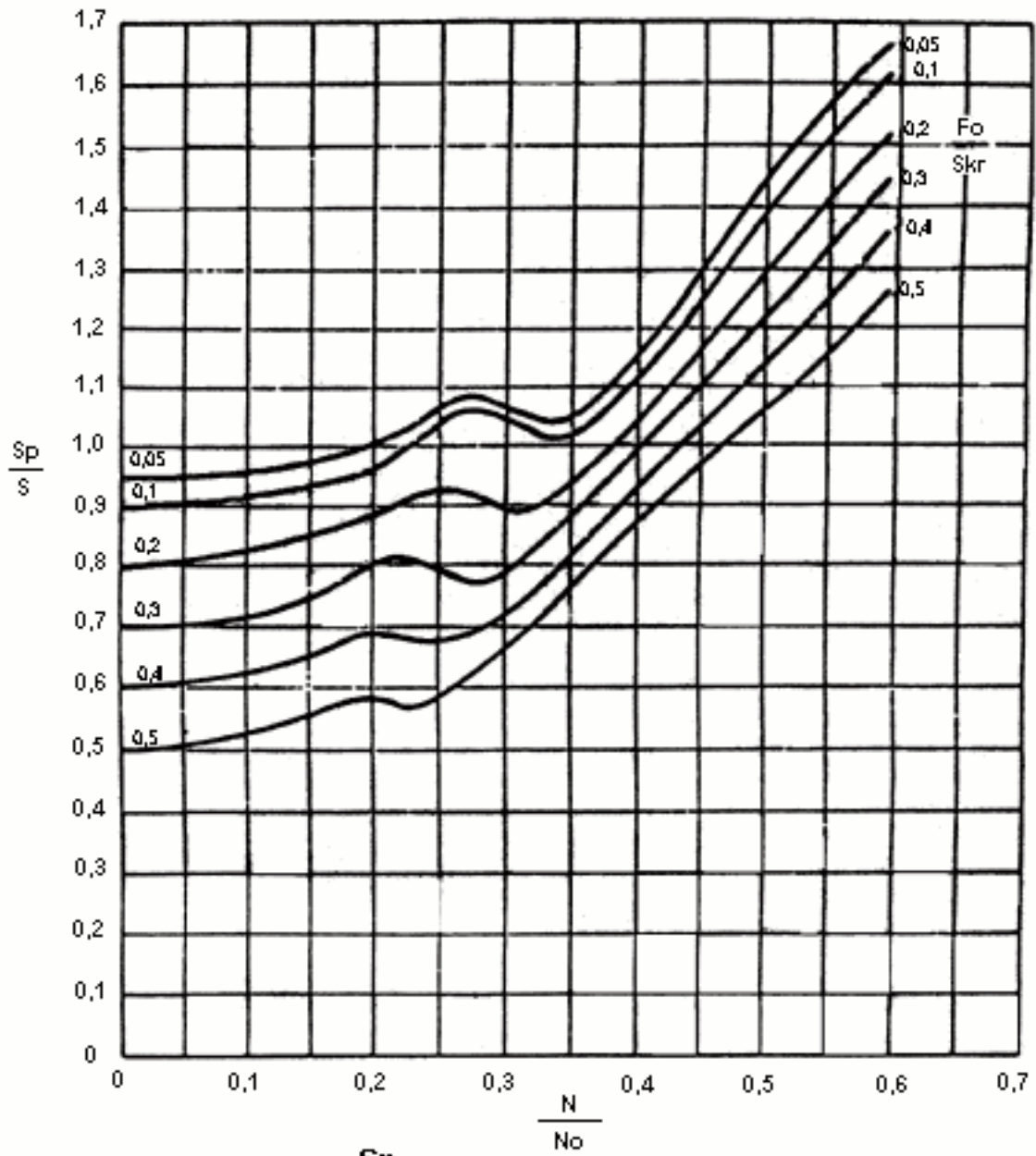


Fig. 4.24 $\frac{Sp}{S}$, Factor de la Carrera del Pistón

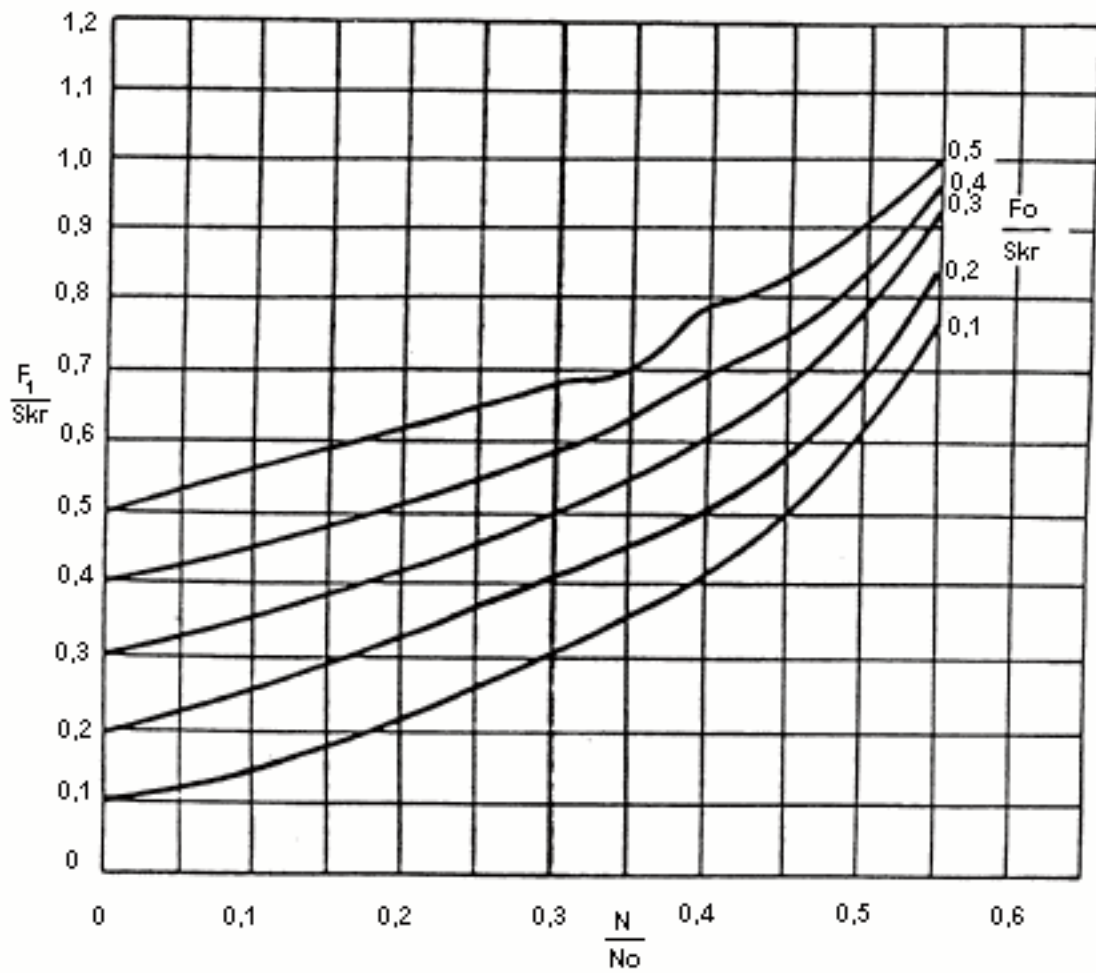


Fig. 4.25 $\frac{F_1}{Skr}$, Carga Máxima de la Barra Pulida (Adimensional)

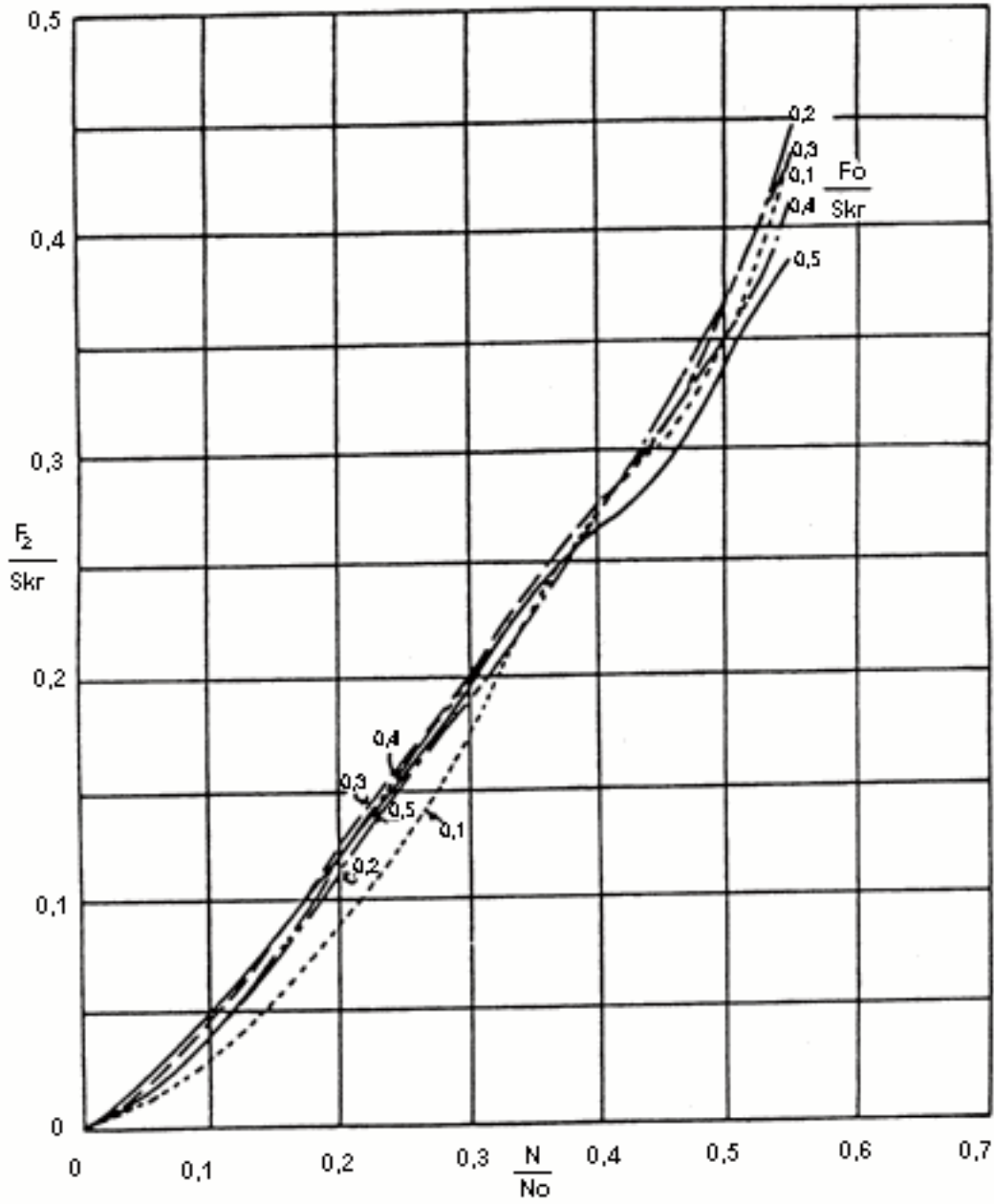


Fig. 4.26 $\frac{F_2}{Skr}$, Carga Mínima de la Barra Pulida (Adimensional)

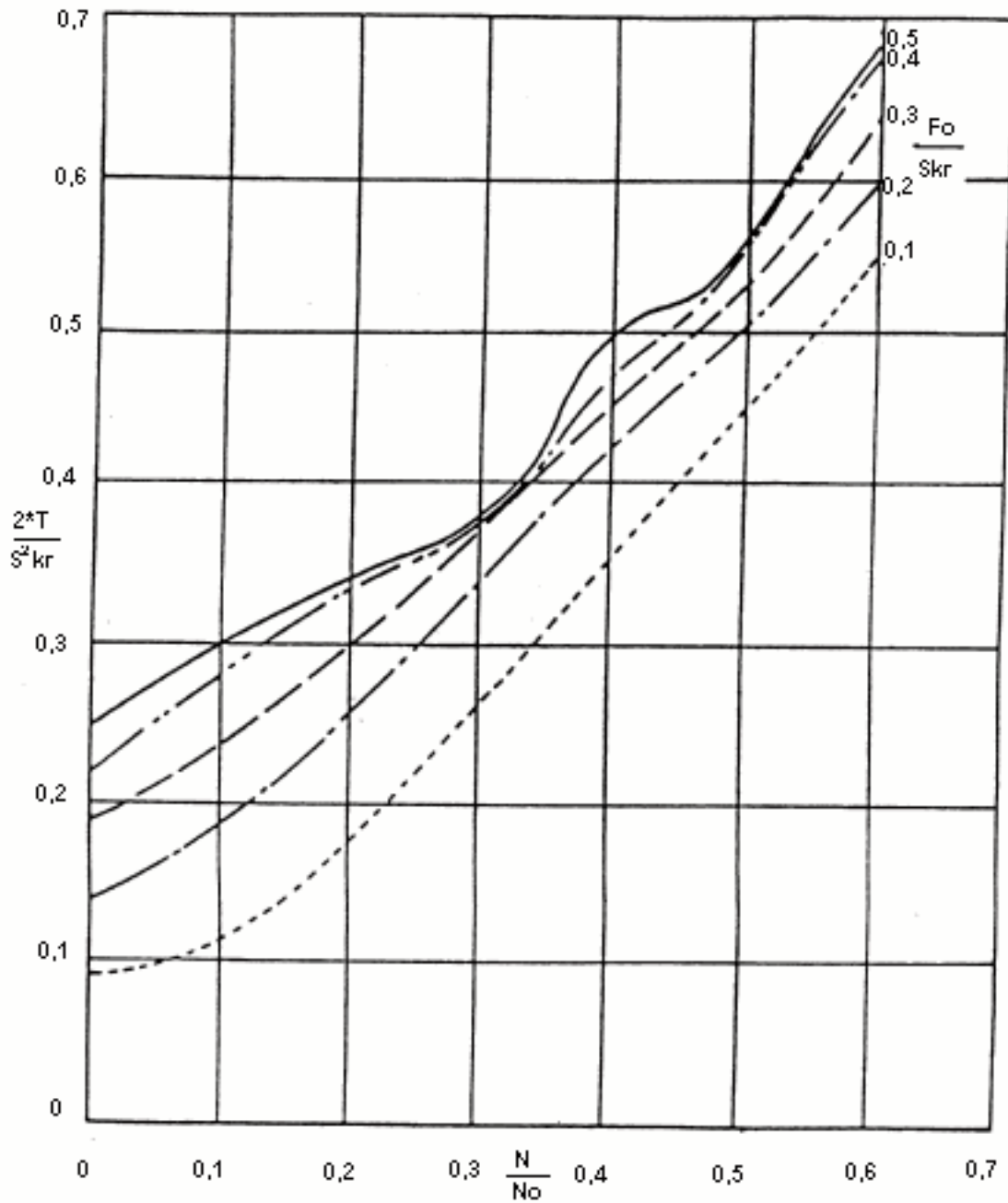


Fig. 4.27 $\frac{2 \cdot T}{S^2 \cdot k_r}$, Torque Máximo (Adimensional)

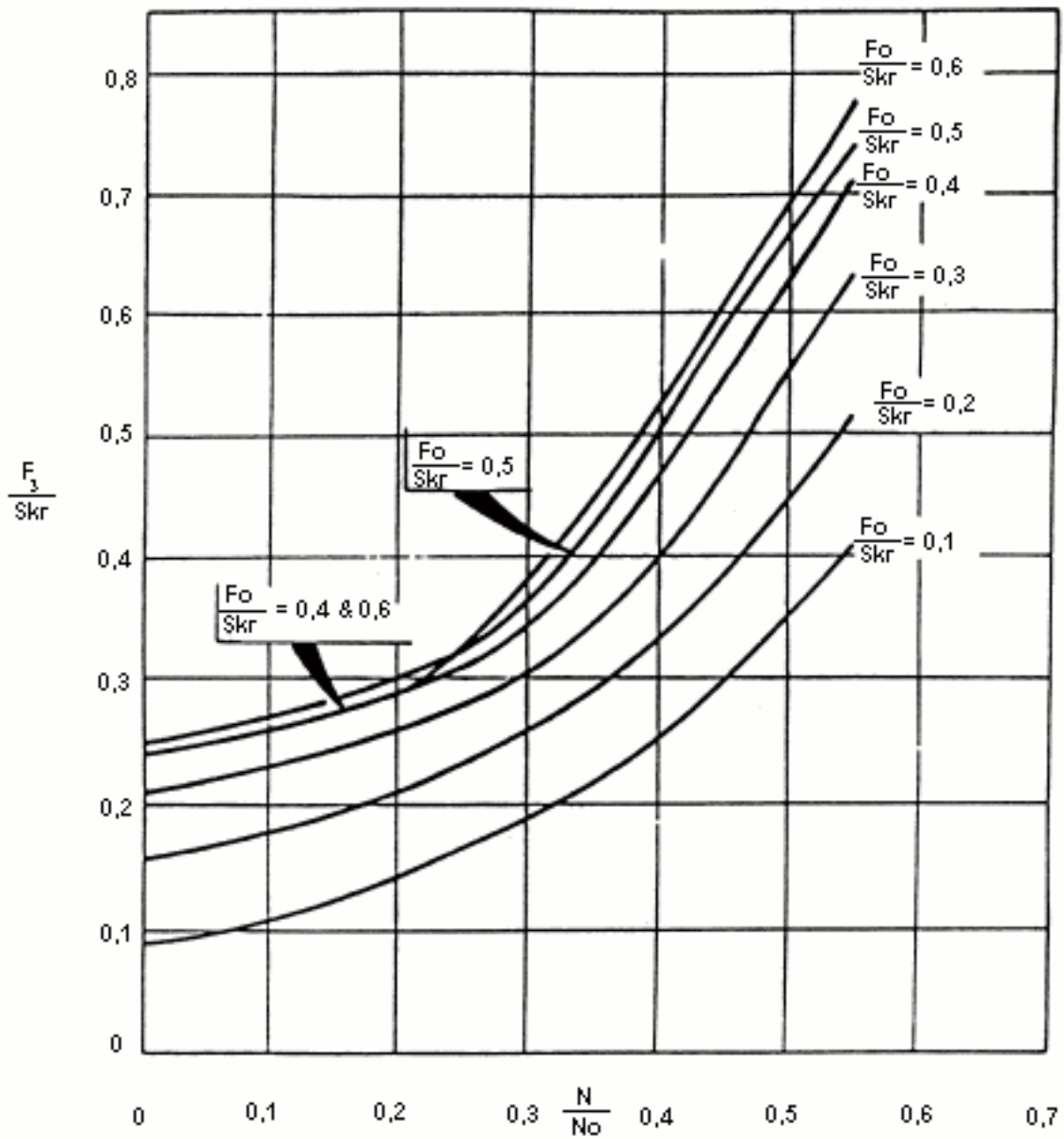


Fig. 4.28 $\frac{F_3}{Skr}$, Potencia de la Barra Pulida (Adimensional)

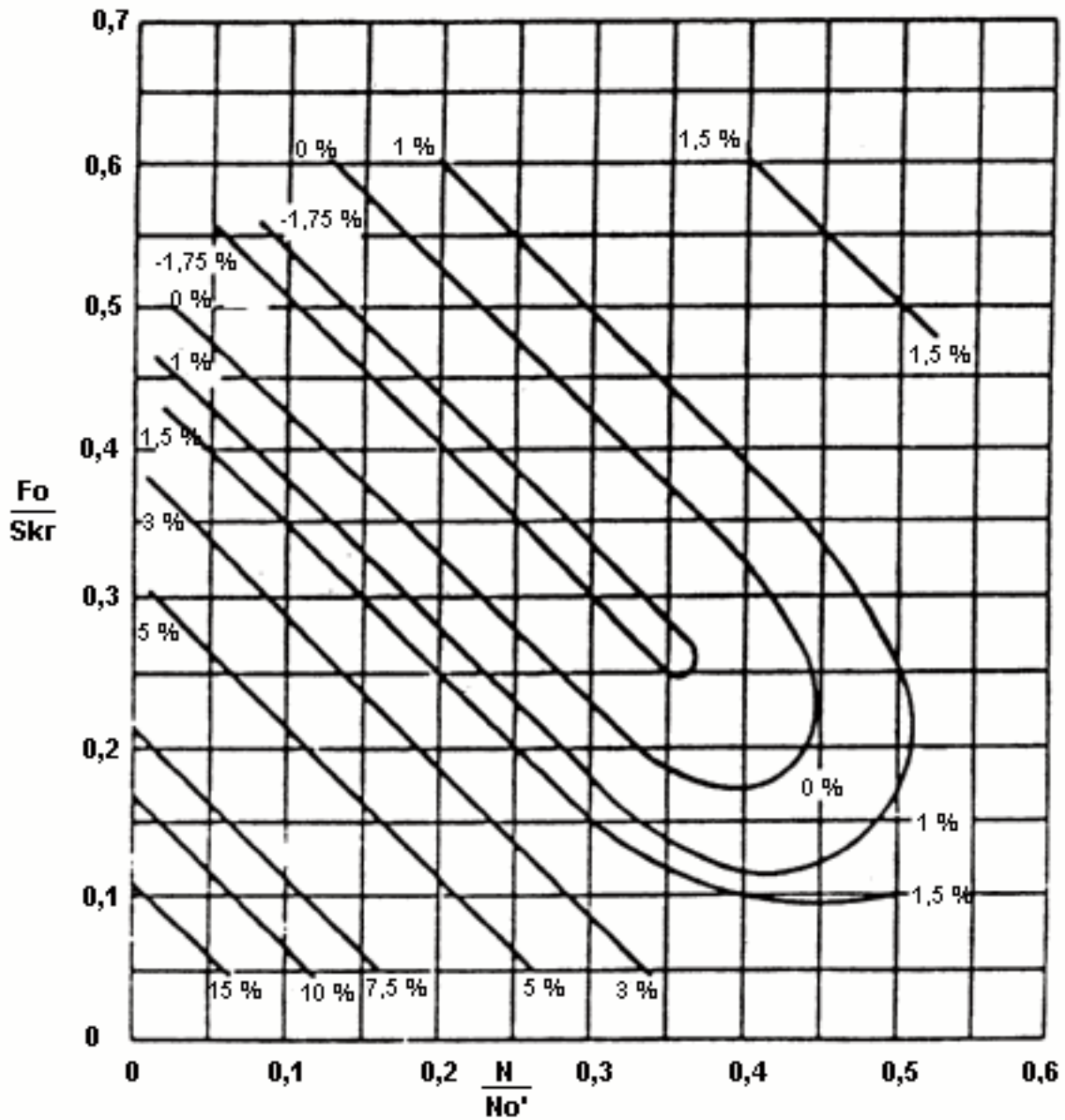


Fig. 4.29 Ajuste del Torque Máximo (T_a) Para (Wrf / Skr) diferente a 0,3
 $T_a = 1 - ((\% \text{ Leído}) * ((Wrf / Skr) - 0,3)) / (0,1 * 100)$

Ejemplos del método del cálculo API de bombeo mecánico

Ejemplo N° 1

Se desea calcular una unidad de bombeo que sea capaz de desplazar 200 BPD de petróleo. La bomba se halla a una profundidad de 5200 pies y el nivel de crudo es de 4700 pies. La tubería de producción tiene un diámetro de 2 ^{7/8} y no está anclada. La gravedad específica del crudo es de 0,8 y la carrera de la barra pulida es de 60 ". El acero de las cabillas tiene un esfuerzo máximo admisible de 35000 lpc y el número de cabillas es 87. La eficiencia volumétrica es de 0,85.

Se suponen los siguientes datos adicionales:

Velocidad de la bomba: $N = 12$ carr/min

Diámetro del pistón : $D = 1,75$ pulg.

Cabillas de succión: 30,3 % de 1 " y 69,7 % de 7/8 ".

Solución:

1.- $Wr = 2,414$ lb/pie tabla (4.11.b)

2.- $Er = 0,606 \times 10^{-6}$ pulg./lb-pie tabla (4.11.b)

3.- $Fc = 1,061$ tabla (4.11.b)

4.- $Et = 0,221 \times 10^{-6}$ pulg./lb-pie tabla (4.12)

5.- Cálculo de F_o :

$$F_o = 0,340 * G * D^2 * H = 0,340 * 0,8 * (1,75)^2 * 4700$$

$$F_o = 3915 \text{ lbs}$$

6.- Cálculo de $1/Kr$:

$$1/Kr = Er * L = 0,606 \times 10^{-6} * 5200$$

$$1/Kr = 3,1512 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

7.- Cálculo de Skr :

$$Skr = \frac{S}{\left(\frac{1}{Kr}\right)} = \frac{60}{3,1512 \times 10^{-3}}$$

$$Skr = 19040,366 \text{ lbs}$$

8.- Cálculo de F_o/Skr :

$$F_o/Skr = 3915/19040,366$$

$$F_o/Skr = 0,2056$$

9.- Cálculo de N/N_o :

$$N/N_o = \frac{(N * L)}{245000} = \frac{(12 * 5200)}{245000}$$

$$N/N_o = 0,2546$$

10.- Cálculo de N/N_o ':

$$N/N_o' = \frac{\left(\frac{N}{N_o}\right)}{Fc} = \frac{0,2546}{1,061}$$

$$N/N_o' = 0,23996$$

11.- Cálculo de $1/Kt$:

$$1/Kt = Et * L = 0,221 \times 10^{-6} * 5200$$

$$1/Kt = 1,1492 \times 10^{-3} \text{ pulg./lb}$$

12.- $Sp/S = 0,91$

Figura (4.24)

13.- Cálculo de Sp :

$$Sp = \left(\frac{Sp}{S}\right) * S - F_o * \left(\frac{1}{Kt}\right) = 0,91 * 60 - 3915 * 1,1492 \times 10^{-3}$$

$$Sp = 50,1 \text{ pulg.}$$

14.- Cálculo de Pd :

$$Pd = 0,1166 * Sp * N * D^2 = 0,1166 * 50,1 * 12 * (1,75)^2$$

$$Pd = 214,68BPD$$

$$Ev = \frac{q}{Pd_{TEÓRICO}} \Rightarrow Pd_{TEÓRICO} = \frac{q}{Ev}$$

$$Pd_{TEÓRICO} = \frac{200}{0,85} = 235,29BPD$$

$$\begin{array}{l} 235,29BPD \rightarrow 100\% \\ 214,68BPD \rightarrow X \end{array} \quad X = 91,24 \%$$

$$\text{Error} = 91,24 \% - 100 \% = - 8,76 \% \text{ por debajo}$$

Comparando este desplazamiento de la bomba con el caudal requerido de 235,29 BPD, se observa que esta unidad de bombeo es apropiada debido a que su porcentaje de error es menor que $\pm 10\%$. (porcentaje de error favorable para este tipo de diseño). En caso contrario, habría que modificar la selección preliminar del equipo (N , D , S y en última instancia el número de la cabilla) y comenzar de nuevo el cálculo.

15.- Cálculo de W :

$$W = Wr * L = 2,414 * 5200$$

$$W = 12552,8lbs.$$

16.- Cálculo de Wrf :

$$Wrf = W * (1 - 0,128 * G) = 12552,8 * (1 - 0,128 * 0,8)$$

$$Wrf = 11267,39lbs.$$

17.- Cálculo de Wrf/Skr :

$$\frac{Wrf}{Skr} = \frac{11267,39}{19040,37}$$

$$\frac{Wrf}{Skr} = 0,5918$$

18.- $F_1 / Skr = 0,38$

Figura (4.25)

19.- $F_2 / Skr = 0,159$ Figura (4.26)

20.- $2 * T / S^2 kr = 0,305$ Figura (4.27)

21.- $F_3 / Skr = 0,249$ Figura (4.28)

22.- Cálculo de Ta :

$\% \text{ Leído} = 1,5 \%$ Figura (4.29)

$$\frac{\left(\% \text{Leído} * \left[\left(\frac{Wrf}{Skr} \right) - 0,3 \right] \right)}{10} = \frac{(1,5\% * (0,5918 - 0,3))}{10} = 0,04377$$

$$Ta = 1 + 0,04377 = 1,04377$$

23.- Cálculo de $PPRL$:

$$PPRL = Wrf + \left(\frac{F_1}{Skr} \right) * Skr = 11267,39 + 0,38 * 19040,366$$

$$PPRL = 18502,73 \text{ lbs.}$$

24.- Cálculo $MPRL$:

$$MPRL = Wrf - \left(\frac{F_2}{Skr} \right) * Skr = 11267,39 - 0,159 * 19040,366$$

$$MPRL = 8239,98 \text{ lbs.}$$

25.- Cálculo de Pt :

$$Pt = \left(2 * T / S^2 kr \right) * Skr * \left(\frac{S}{2} \right) * Ta = 0,305 * 19040,366 * 30 * 1,04377$$

$$Pt = 181844,93 \text{ lbs} * \text{ pulg.}$$

26.- Cálculo de $PRHP$:

$$PRHP = \left(\frac{F_3}{Skr} \right) * Skr * S * N * 2,53 \times 10^{-6} = 0,249 * 19040,366 * 60 * 12 * 2,53 \times 10^{-6}$$

$$PRHP = 8,636 \text{ HP.}$$

27.- Cálculo de CBE:

$$CBE = 1,06 * (W_{rf} + 0,5 * F_o) = 1,06 * (11267,39 + 0,5 * 3915)$$

$$CBE = 14018,39 \text{ lbs.}$$

Ahora bien, la carga máxima a la que está sometida la barra es de 18502,73lbs y el diámetro menor de la barra es 7/8 ", lo cual indica un esfuerzo de:

$$\sigma_{\max} = \frac{PPRL}{A} = \frac{18502,73}{\left(\frac{\pi}{4}\right) * (7/8")^2} = 30770,17 \text{ lpc} < \text{a } 35000 \text{ lpc.}$$

Este esfuerzo es inferior al máximo admisible, por lo tanto, se pueden usar las cabillas seleccionadas para los cálculos.

Ejemplo N° 2

Hoja de diseño de bombeo mecánico según el método API

Desplazamiento de la bomba requerido, Pd = _____ BPD.

Esfuerzo máximo admisible, $\sigma_{\max.}$ = _____ lpc.

Nivel de fluido, H = _____ pie.

Velocidad de la bomba, N = _____ carr / min.

Diámetro del pistón, D = _____ pulg.

Profundidad de la bomba, L = _____ pie.

Carrera de la barra pulida, S = _____ pulg.

Gravedad específica del fluido, G = _____ .

Diámetro de la tubería de producción, _____ pulg. Esta anclada? sí ____, no ____.

Cabillas de Succión, _____.

Obtención de parámetro a través de tablas:

1.- $W_r =$ _____

3.- $F_c =$ _____

2.- $E_r =$ _____

4.- $E_t =$ _____

Cálculo de variables adimensionales:

5.- $F_o = 0,340 * G * D^2 * H =$ _____

9.- $N/N_o = \frac{N * L}{245000} =$ _____

6.- $1/K_r = E_r * L =$ _____

10.- $N/N_o' = \frac{(N/N_o)}{F_c} =$ _____

7.- $Skr = \frac{S}{1/K_r} =$ _____

11.- $1/K_t = E_t * L =$ _____

8.- $F_o/Skr =$ _____

Obtención de Sp y Pd:

12.- $Sp/S =$ _____

13.- $Sp = \left(Sp/S \right) * S - F_o * \left(1/Kt \right) =$ _____

14.- $Pd = 0,1166 * Sp * N * D^2 =$ _____

Si el valor de Pd no es el esperado, entonces ajuste los datos y repita de nuevo el procedimiento hasta que obtener el valor deseado.

Determinación de parámetros adimensionales:

15.- $W = Wr * L =$ _____

17. $Wrf/Skr =$ _____

16.- $Wrf = W * (1 - 0,128 * G) =$ _____

Obtención de factores adimensionales a través de figuras:

18.- $F_1/Skr =$ _____

21.- $F_3/Skr =$ _____

19.- $F_2/Skr =$ _____

22.- $Ta =$ _____

20.- $2 * T / S^2kr =$ _____

Cálculos finales:

23.- $PPRL = Wrf + \left[\left(F_1/Skr \right) * Skr \right] =$ _____

24.- $MPRL = Wrf - \left[\left(F_2/Skr \right) * Skr \right] =$ _____

25.- $Pt = \left(2 * T / S^2kr \right) * Skr * \frac{S}{2} * Ta =$ _____

26.- $PRHP = \left(F_3/Skr \right) * Skr * S * N * 2,53x10^{-6} =$ _____

27.- $CBE = 1,06 * (Wrf + 0,5 * F_o) =$ _____

28.- $\sigma_{max} = \frac{PPRL}{A} =$ _____

Comentarios

Ejemplo N° 3

Con la identificación apropiada de las cabillas y el diámetro del pistón dados en las columnas 1 y 2 de la tabla 4.11.b (datos de cabillas y bombas) se leen los parámetros Wr , Er y Fc .

Conocido el tamaño nominal de la tubería de producción se obtiene Et de la tabla 4.12.

A partir del número de cabillas igual a 87 y el diámetro del pistón de 2 “.

Solución:

1.- $Wr = 2,432$ lb/pie tabla (4.11.b)

2.- $Er = 0,602 \times 10^{-6}$ pulg./lb-pie tabla (4.11.b)

3.- $Fc = 1,066$ tabla (4.11.b)

4.- $Et = 0,154 \times 10^{-6}$ pulg./lb-pie tabla (4.12)

5.- Cálculo de Fo :

$$F_o = 0,340 * G * D^2 * H = 0,340 * 0,95 * (2)^2 * 3000$$

$$F_o = 3876lbs$$

6.- Cálculo de $1/Kr$:

$$1/Kr = Er * L = 0,602 \times 10^{-6} * 3400$$

$$1/Kr = 2,046 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

7.- Cálculo de Skr :

$$Skr = \frac{S}{\left(\frac{1}{Kr}\right)} = \frac{120}{2,046 \times 10^{-3}}$$

$$Skr = 58628,10lbs$$

8.- Cálculo de F_o/Skr :

$$F_o/Skr = 3876/58628,10$$

$$F_o/Skr = 0,0661$$

9.- Cálculo de N/N_o :

$$N/N_o = \frac{(N * L)}{245000} = \frac{(11 * 3400)}{245000}$$

$$N/N_o = 0,1526$$

10.- Cálculo de N/N_o' :

$$N/N_o' = \frac{\left(\frac{N}{N_o}\right)}{F_c} = \frac{0,1526}{1,066}$$

$$N/N_o' = 0,1432$$

11.- Cálculo de $1/Kt$:

$$1/Kt = Et * L = 0,154 \times 10^{-6} * 3400$$

$$1/Kt = 0,523 \times 10^{-3} \text{ pulg./lb debido a que la tubería esta anclada } \frac{1}{Kt} = 0$$

12.- $Sp/S = 0,98$

Figura (4.24)

13.- Cálculo de Sp cuando la tubería esta anclada:

$$Sp = \left(\frac{Sp}{S}\right) * S = 0,98 * 120$$

$$Sp = 117,6 \text{ pulg.}$$

14.- Cálculo de Pd :

$$Pd = 0,1166 * Sp * N * D^2 = 0,1166 * 117,6 * 11 * (2)^2$$

$$Pd = 603,33 \text{ BPD}$$

$$E_v = \frac{q}{Pd_{TEÓRICO}} \Rightarrow Pd_{TEÓRICO} = \frac{q}{E_v}$$

$$Pd_{TEÓRICO} = \frac{305}{0,51} = 598,03BPD$$

$$\begin{array}{l} 598,03BPD \rightarrow 100\% \\ 603,33BPD \rightarrow X \end{array} \quad X = 100,886 \%$$

$$\text{Error} = 100,886 \% - 100 \% = 0,886 \% \text{ por encima}$$

Comparando este desplazamiento de la bomba con el caudal requerido de 598,03 BPD, se observa que esta unidad de bombeo es apropiada debido a que su porcentaje de error es menor que $\pm 10\%$. (porcentaje de error favorable para este tipo de diseño). En caso contrario, habría que modificar la selección preliminar del equipo (N, D, S y en última instancia el número de la cabilla) y comenzar de nuevo el cálculo.

15.- Cálculo de W :

$$W = W_r * L = 2,432 * 3400$$

$$W = 8268,8lbs.$$

16.- Cálculo de W_{rf} :

$$W_{rf} = W * (1 - 0,128 * G) = 8268,8 * (1 - 0,128 * 0,95)$$

$$W_{rf} = 7263,31lbs.$$

17.- Cálculo de W_{rf}/Skr :

$$W_{rf}/Skr = 7263,31/58628,10$$

$$W_{rf}/Skr = 0,1238$$

18.- $F_1/Skr = 0,17$

Figura (4.25)

19.- $F_2/Skr = 0,05$

Figura (4.26)

20.- $2*T/S^2kr = 0,14$

Figura (4.27)

21.- $F_3/Skr = 0,125$

Figura (4.28)

22.- Cálculo de Ta :

$$\% \text{ Leído} = 7 \%$$

Figura (4.29)

$$\frac{\left(\% \text{ Leído} * \left[\left(\frac{W_{rf}}{S_{kr}} \right) - 0,3 \right] \right)}{10} = \frac{(7\% * (0,1238 - 0,3))}{10} = -0,124$$

$$Ta = 1 - 0,124 = 0,876$$

23.- Cálculo de $PPRL$:

$$PPRL = W_{rf} + \left(\frac{F_1}{S_{kr}} \right) * S_{kr} = 7263,31 + 0,17 * 58628,10$$

$$PPRL = 17230,10 \text{ lbs.}$$

24.- Cálculo $MPRL$:

$$MPRL = W_{rf} - \left(\frac{F_2}{S_{kr}} \right) * S_{kr} = 7263,31 - 0,05 * 58628,10$$

$$MPRL = 4331,89 \text{ lbs.}$$

25.- Cálculo de Pt :

$$Pt = \left(2 * \frac{T}{S^2_{kr}} \right) * S_{kr} * \left(\frac{S}{2} \right) * Ta = 0,14 * 58628,10 * 60 * 0,876$$

$$Pt = 431764,33 \text{ lbs} * \text{ pulg.}$$

26.- Cálculo de $PRHP$:

$$PRHP = \left(\frac{F_3}{S_{kr}} \right) * S_{kr} * S * N * 2,53 \times 10^{-6} = 0,125 * 58628,10 * 120 * 11 * 2,53 \times 10^{-6}$$

$$PRHP = 24,47 \text{ HP.}$$

27.- Cálculo de CBE :

$$CBE = 1,06 * (W_{rf} + 0,5 * F_o) = 1,06 * (7263,31 + 0,5 * 3876)$$

$$CBE = 9753,38 \text{ lbs.}$$

Ahora bien, la carga máxima a la que está sometida la barra es de 17230,10lbs y el diámetro menor de la barra es 7/8 “, lo cual indica un esfuerzo de:

$$\sigma_{\max} = \frac{PPRL}{A} = \frac{17230,10}{\left(\frac{\pi}{4}\right) * (7/8'')^2} = 28653,75lpc < a 29500 lpc.$$

Este esfuerzo es inferior al máximo admisible, por lo tanto, se pueden usar las cabillas seleccionadas para los cálculos.

Hoja de diseño de bombeo mecánico según el método API

Desplazamiento de la bomba requerido, Pd = 305 BPD.

Esfuerzo máximo admisible, $\sigma_{\max.}$ = 29500 lpc.

Nivel de fluido, H = 3000 pie.

Velocidad de la bomba, N = 11 carr / min. Iterar 8 a 12

Diámetro del pistón, D = 2 pulg.

Profundidad de la bomba, L = 3400 pie.

Carrera de la barra pulida, S = 120 pulg.

Gravedad específica del fluido, G = 0,95.

Diámetro de la tubería de producción, 3^{1/2} pulg. Esta anclada? sí X, no ____.

Cabillas de Succión, 87.

Obtención de parámetro a través de tablas:

1.- $Wr = 2,432 \text{ lbs/pie}$ 3.- $Fc = 1,066$

2.- $Er = 0,606 \times 10^{-6} \text{ pulg./lbs*pie}$ 4.- $Et = 0,154 \times 10^{-6} \text{ pulg./lbs*pie}$

Cálculo de variables adimensionales:

5.- $F_o = 0,340 * G * D^2 * H = 3876 \text{ lbs}$

9.- $N / N_o = \frac{N * L}{245000} = 0,1526$

6.- $\frac{1}{Kr} = Er * L = 2,0468 \times 10^{-3} \text{ pulg./lb}$

10.- $N / N_o' = \frac{(N / N_o)}{Fc} = 0,1430$

7.- $Sk_r = \frac{S}{\frac{1}{Kr}} = 58628,10 \text{ lb}$

11.- $1 / Kt = Et * L = 0,523 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$

8.- $\frac{F_o}{Sk_r} = 6,61 \times 10^{-2}$

Obtención de Sp y Pd:

12.- $\frac{Sp}{S} = 0,98$

$$13.- S_p = \left(\frac{S_p}{S} \right) * S - F_o * \left(\frac{1}{K_t} \right) = \underline{117,6 \text{ pulg.}}$$

$$14.- P_d = 0,1166 * S_p * N * D^2 = \underline{603,33 \text{ BPD}}$$

Si el valor de P_d no es el esperado, entonces ajuste los datos y repita de nuevo el procedimiento hasta que obtener el valor deseado.

Determinación de parámetros adimensionales:

$$15.- W = W_r * L = \underline{8268,8 \text{ lbs}}$$

$$17.- \frac{W_{rf}}{S_{kr}} = \underline{0,1238}$$

$$16.- W_{rf} = W * (1 - 0,128 * G) = \underline{7263,31 \text{ lbs}}$$

Obtención de factores adimensionales a través de figuras:

$$18.- \frac{F_1}{S_{kr}} = \underline{0,17}$$

$$21.- \frac{F_3}{S_{kr}} = \underline{0,125}$$

$$19.- \frac{F_2}{S_{kr}} = \underline{0,05}$$

$$22.- T_a = \underline{0,876}$$

$$20.- \frac{2 * T}{S^2_{kr}} = \underline{0,14}$$

Cálculos finales:

$$23.- PPRL = W_{rf} + \left[\left(\frac{F_1}{S_{kr}} \right) * S_{kr} \right] = \underline{17230,10 \text{ lbs}}$$

$$24.- MPRL = W_{rf} - \left[\left(\frac{F_2}{S_{kr}} \right) * S_{kr} \right] = \underline{4331,89 \text{ lbs}}$$

$$25.- P_t = \left(\frac{2 * T}{S^2_{kr}} \right) * S_{kr} * \frac{S}{2} * T_a = \underline{431409,01 \text{ lbs} * \text{pulg.}}$$

$$26.- PRHP = \left(\frac{F_3}{S_{kr}} \right) * S_{kr} * S * N * 2,53 \times 10^{-6} = \underline{24,47 \text{ HP}}$$

$$27.- CBE = 1,06 * (W_{rf} + 0,5 * F_o) = \underline{9753,38 \text{ lbs}}$$

$$28.- \sigma_{\max} = \frac{PPRL}{A} = \underline{28653,75 \text{ lpc}}$$

Comentarios: el sistema planteado bajo las condiciones iniciales (N=8,9,10 y D=1,75, 1,75, 2), no cumplen con los requerimientos de $P_{d_{\text{Teórico}}}$, por lo tanto los valores de N=11 y D=2 arrojaron valores los cuales comparados con los valores teóricos se corrobora que cumple con los valores iniciales. Luego se compara la tensión calculada con el esfuerzo máximo admisible verificando que sistema se encuentra en condiciones operativas ya que cumple con los requerimientos previstos.

Ejemplo N° 4

Datos:

Desplazamiento de la Bomba Requerido, Pd	220	BPD
Esfuerzo máximo Admisible, $\sigma_{MÁX}$	21000	lpc
Nivel de Fluido, H	2600	Pies
Velocidad de la Bomba, N	De 8 a 11	Carr/min
Diámetro del Pistón, D	1,5	Pulgada
Profundidad de la Bomba, L	3000	Pie
Carrera de la Barra Pulida, S	74	Pulgada
Gravedad API	21	°
Gravedad Específica del Fluido, G	0,9279	
Diámetro de la tubería de Producción, d	3,5	Pulgada
Cabillas de Succión, N°	64	
Eficiencia de la Bomba, Ev	49	%

Cálculos de diseño mecánico de bombas

	Prueba 1	Prueba 2
Introducir		
N° Cabillas =	64	65
D Pistón =	1,5	2,25
N =	10	10
L =	3000	3000

Parámetro a través de las Tablas:

1. $W_r =$	1,250	1,429
2. $E_r =$	$1,252 \times 10^{-6}$	$1,042 \times 10^{-6}$
3. $F_c =$	1,191	1,110
4. $E_t =$	$1,54 \times 10^{-7}$	$1,54 \times 10^{-7}$

Valores Adimensionales:

5. $F_o = 0,34 * G * H * D^2 =$	1845,531	4152,445
6. $1/K_r = E_r * L =$	$3,756 \times 10^{-3}$	$3,126 \times 10^{-3}$
7. $Skr = S / (1/K_r) =$	19701,810	23672,425
8. $F_o / Skr =$	0,09	0,18
9. $N / N_o = (N * L) / 245000$	0,12245	0,12245
10. $N / N_o' = (N / N_o) / F_o$	0,10281	0,11031
11. $1/K_t = E_t * L =$	$4,620 \times 10^{-4}$	$4,620 \times 10^{-4}$

Obtención de Sp y Pd:

12. $Sp/S =$	0,9245	1,0865
13. $Sp = (Sp/S)*S-Fo*(1/Kt) =$	67,563	78,846
14. $Pd = 0,1166*Sp*N*D^2 =$	177,251	423,290
$q = Ev*Pd =$	86,853	227,02
	Error	Correcto

Parámetros adimensionales:

15. $W = Wr*L =$	3750	4287
16. $Wrf = W*(1-0,128*G) =$	3304,623	3777,845
17. $Wrf/Skr =$	0,1677	0,1596

Parámetros adimensionales a través de figuras:

18. $F_1/Skr =$	0,1646	0,2736
19. $F_2 /Skr =$	0,0411	0,0709
20. $2*T/S^2kr =$	0,1295	0,1992
21. $F_3/Skr =$	0,1138	0,1865
22. $Ta =$	0,9008	0,9298

Cálculos finales:

23. $PPRL = Wrf+[(f_1/Skr)*Skr] =$	6547,274	10254,598
24. $MPRL = Wrf+[(f_2/Skr)*Skr] =$	4114,594	5455,983
25. $Pt = (2*T/S^2kr)*Skr*(S/2)*Ta =$	85057,340	162235,607
26. $PRHP = (F_3/Skr)*Skr*S*N*2,53*10^{-3} =$	4,198	8,264
27. $CBE = 1,05*(Wrf+0,5*Fo) =$	4438,758	6146,771
28. $\sigma_{M\acute{A}x} = PPRL/A =$	7419,232	11620,292
	Correcto	Correcto

Figura 4.30

Fo/Skr=0,1		Fo/Skr=0,2	
N/No	(2*T)/(S ² kr)	N/No	(2*T)/(S ² kr)
0	0,085	0	0,14
0,1	0,115	0,1	0,18
0,2	0,183	0,2	0,26
0,3	0,265	0,3	0,34
0,4	0,355	0,4	0,42
0,5	0,45	0,5	0,5

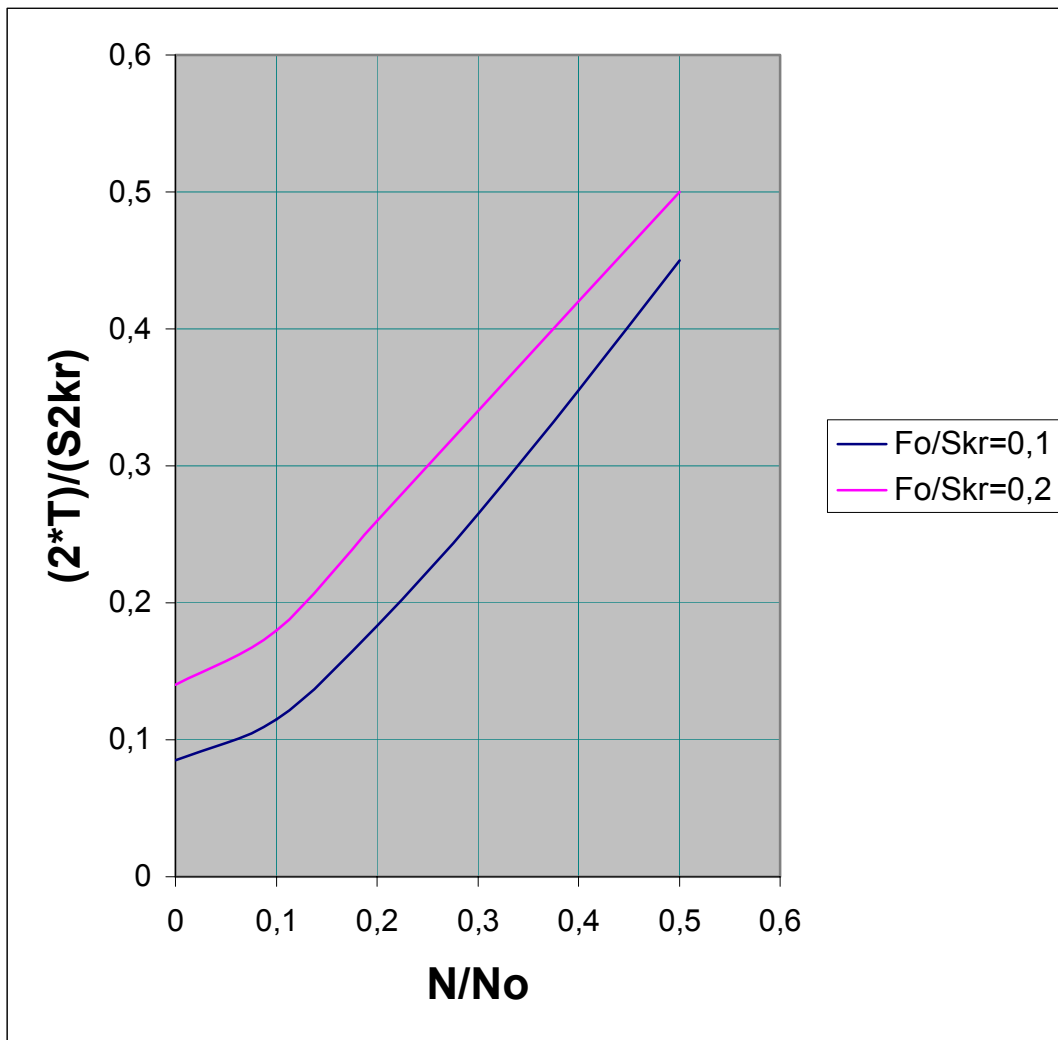


Figura 4.31

Fo/Skr = 0,1		Fo/Skr = 0,2	
N/No	F ₃ /Skr	N/No	F ₃ /Skr
0	0,09	0	0,15
0,1	0,105	0,1	0,18
0,2	0,14	0,2	0,21
0,3	0,19	0,3	0,26
0,4	0,25	0,4	0,33
0,5	0,35	0,5	0,45

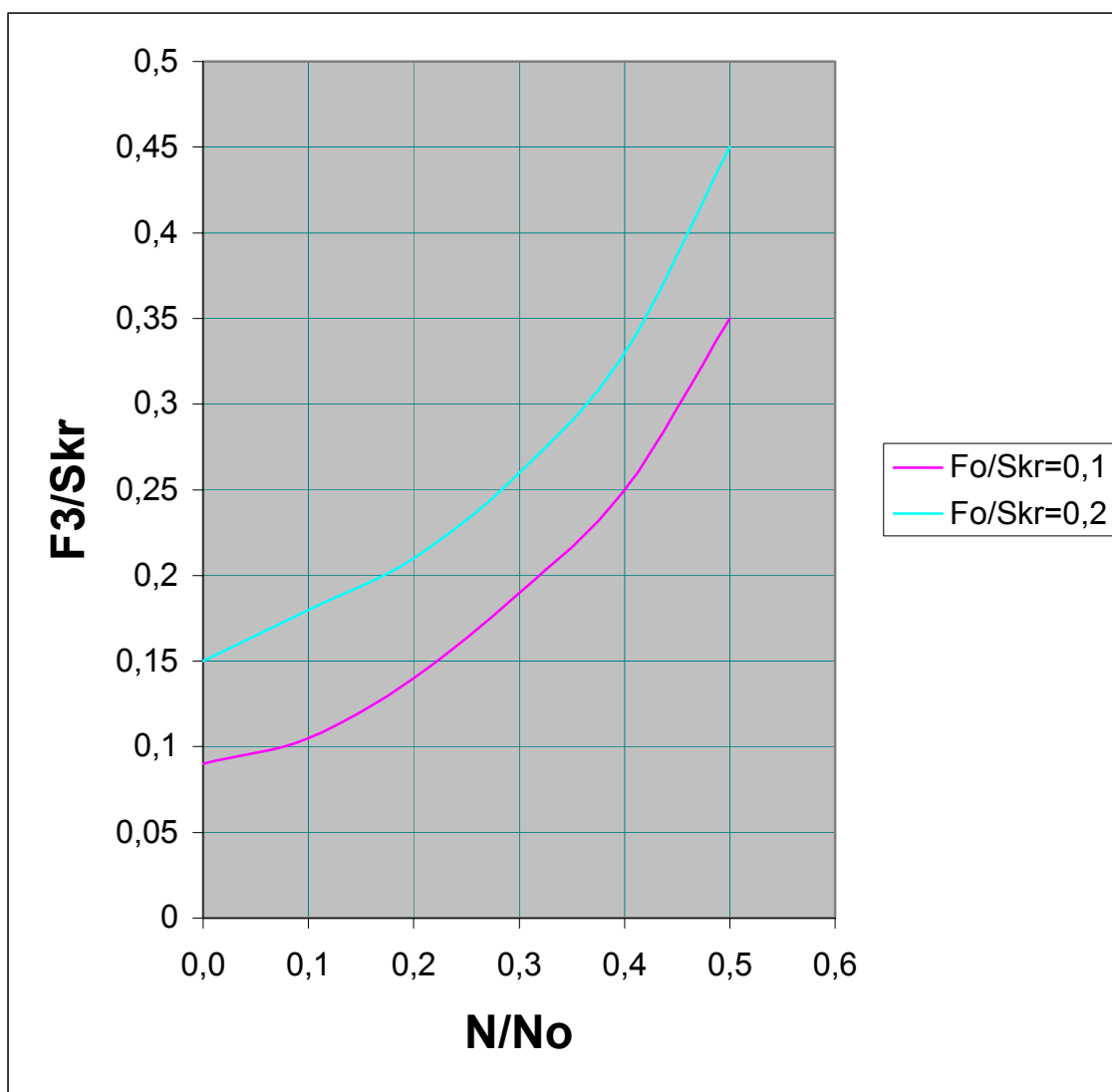


Figura 4.32

Fo/Skr = 0,1		Fo/Skr = 0,2	
N/No	F ₂ /Skr	N/No	F ₂ /Skr
0	0	0	0
0,1	0,03	0,1	0,04
0,2	0,09	0,2	0,114
0,3	0,175	0,3	0,19
0,4	0,274	0,4	0,274
0,5	0,35	0,5	0,365

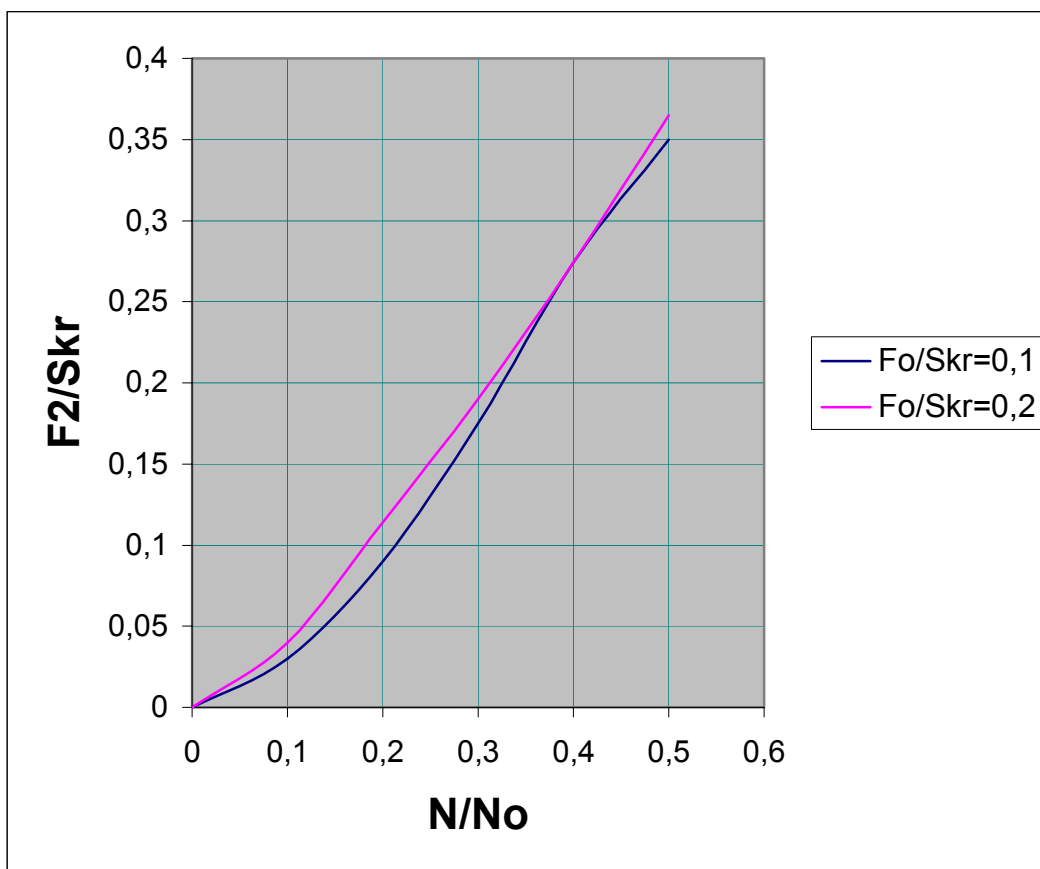


Figura 4.33

Fo/Skr = 0,1		Fo/Skr = 0,2	
N/No	F ₁ /Skr	N/No	F ₁ /Skr
0	0,100	0	0,200
0,05	0,125	0,05	0,230
0,10	0,150	0,10	0,260
0,15	0,180	0,15	0,290
0,20	0,220	0,20	0,325
0,25	0,260	0,25	0,370
0,30	0,310	0,30	0,420
0,35	0,350	0,35	0,450
0,40	0,420	0,40	0,500
0,45	0,500	0,45	0,580
0,50	0,610	0,50	0,690

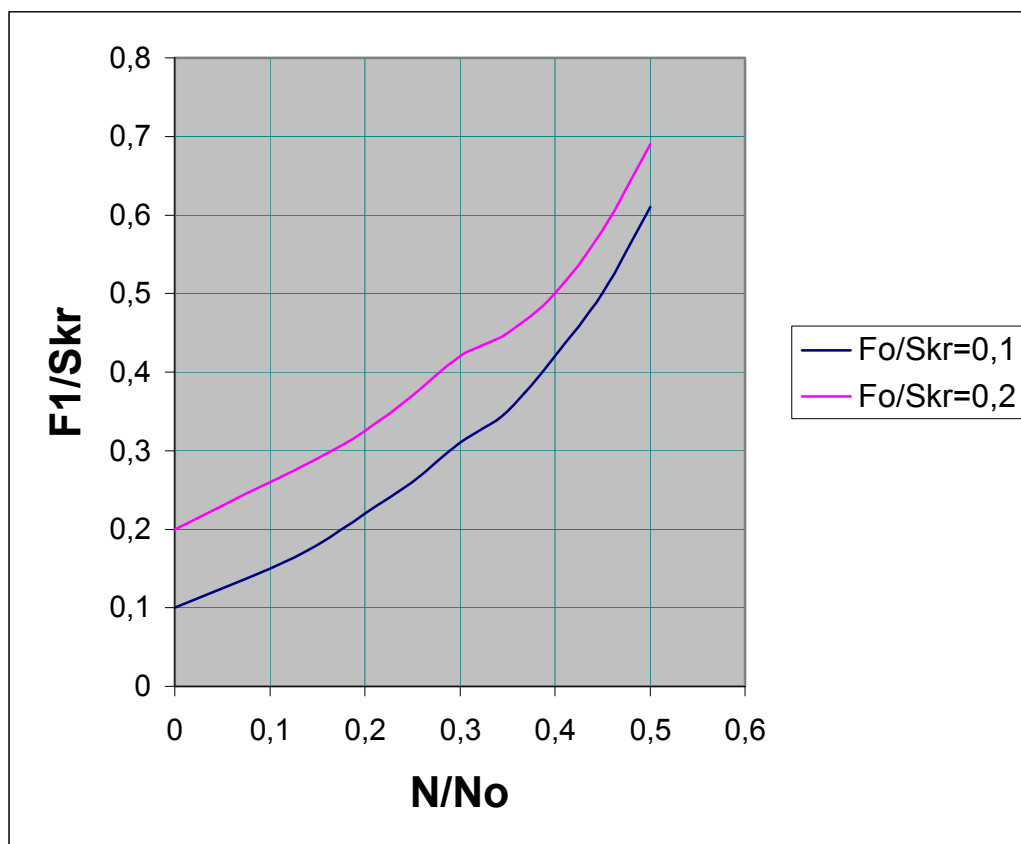
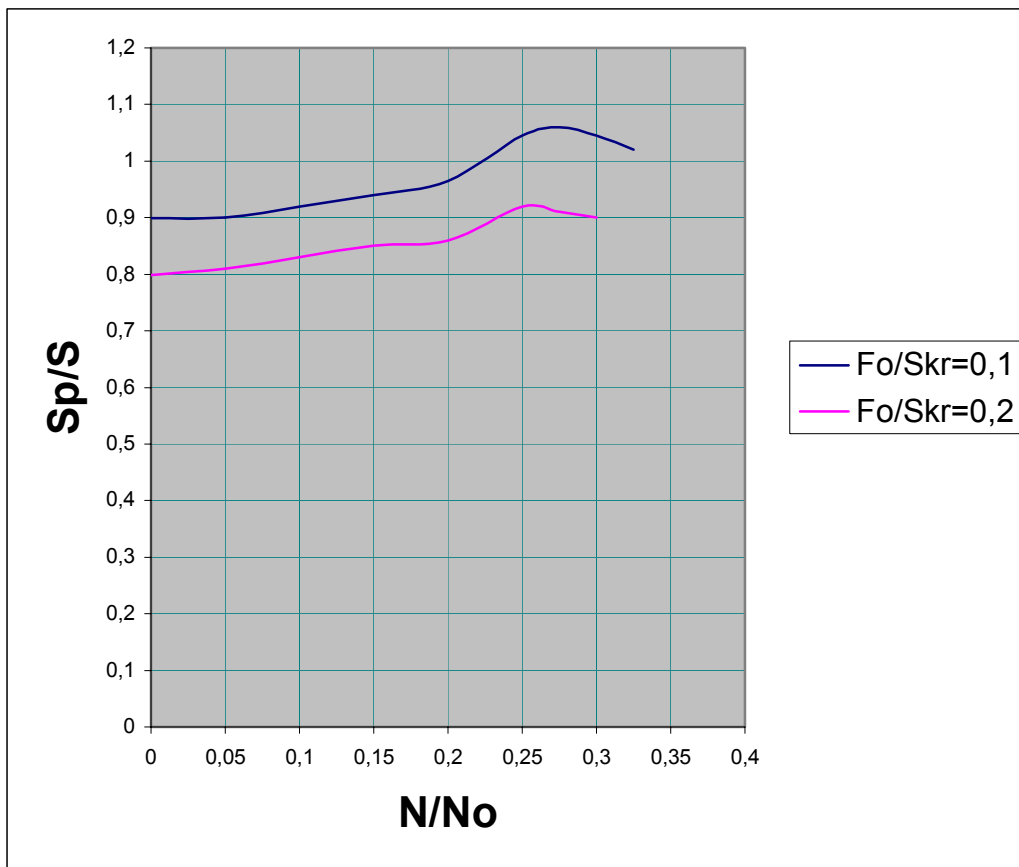


Figura 4.34

Fo/Skr = 0,1		Fo/Skr = 0,2	
N/No	Sp/S	N/No	Sp/S
0,000	0,899	0,000	0,799
0,050	0,900	0,050	0,810
0,100	0,920	0,100	0,830
0,150	0,940	0,150	0,850
0,200	0,965	0,200	0,860
0,250	1,045	0,250	0,920
0,275	1,060	0,275	0,910
0,300	1,045	0,300	0,900
0,325	1,020		



4.8 ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES DE PRODUCCIÓN POR BOMBEO MECÁNICO

El análisis del comportamiento de producción de pozos por el método de bombeo mecánico se realiza usando desde un manómetro hasta equipos sofisticados, que incluyen la interpretación de la información analizada. Un equipo que permite, en forma práctica, determinar cualitativa y cuantitativamente el comportamiento de cargas sobre la unidad de bombeo es el **dinamómetro**. El **sonolog** o **registro de nivel de líquidos** es otro equipo de amplio uso en la producción por bombeo mecánico. A continuación se describen cada uno de ellos: la información que registran y su interpretación cualitativa y cuantitativa.

4.8.1 Dinamómetro

Mide directamente las cargas instantáneas que soporta la barra pulida en función del desplazamiento del pistón de la bomba. El registro que produce este equipo se llama **carta dinagráfica** y en él se imprimen las variaciones de carga en el desplazamiento del pistón. Normalmente, estas cartas son interpretadas después de un análisis visual y el éxito que representa el acertado diagnóstico, dependerá de la experiencia y habilidad del analista. El análisis cuantitativo complementa al anterior y se realiza a través de desarrollo matemático, los cuales serán expuestos más adelante. Entre los diferentes tipos de dinamómetros se encuentran:

1.) **Dinamómetro de la bomba:** se instala en la parte superior de la bomba y permite determinar cargas con bastante exactitud, ya que no incluye los efectos debidos al movimiento de la sarta de cabillas.

2.) **Dinamómetro de la barra pulida:** se instala en la barra pulida y registra las cargas soportadas por ésta en relación con su comportamiento y presenta una ventaja con respecto al dinamómetro de la bomba, ya que su instalación no requiere el paro de producción del pozo. Entre los dinamómetros de barra pulida se encuentran:

2.1-) **Dinamómetro mecánico:** el cual registra las deflexiones que originan las cargas que soporta la barra pulida, midiéndolas a través de las distorsiones de un anillo de acero cargado en compresión.

2.2-) **Dinamómetro hidráulico:** efectúa la medición mientras el pozo está bombeando, sin necesidad de parar la unidad de bombeo para adaptarlo a la barra pulida. Esta característica lo diferencia del dinamómetro mecánico, el cual requiere del paro de la unidad de bombeo para ser instalado.

2.3-) **Dinamómetro electrónico:** no se instala en la barra pulida sino que por transductores de carga, posición y corriente. Se registra la información de carga desplazamiento y consumo eléctrico en una carta dinagráfica.

4.8.2 Carta dinográfica

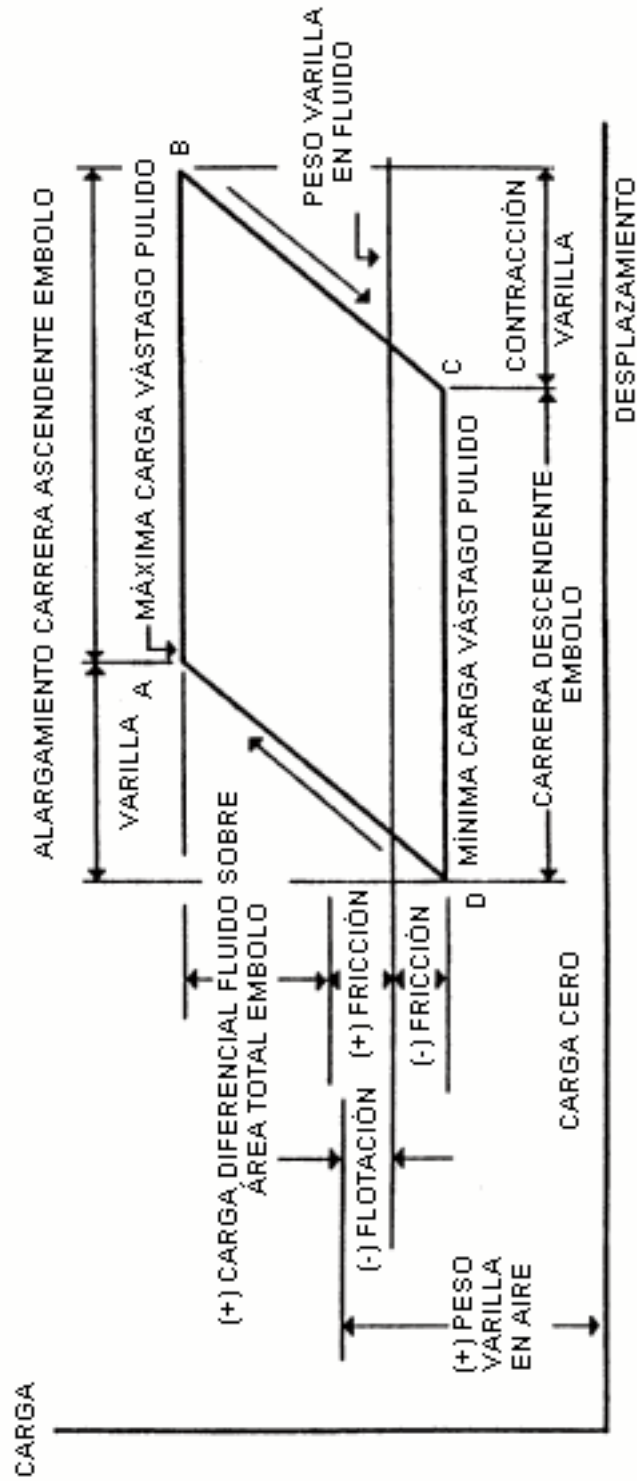


Fig. 4.35 Información Contenida en una Carta Dinográfica de Bombeo Ideal

Una carta dinagráfica es un registro continuo de todas las fuerzas a lo largo del eje de la barra pulida en algún instante peculiar durante el ciclo de bombeo.

Las cartas dinagráficas permiten conocer el estado de funcionamiento de la bomba de subsuelo, las condiciones de producción del pozo y las características de comportamiento de los equipos de superficie. Su forma depende de factores tales como la velocidad de bombeo, profundidad de la bomba, característica de los fluidos, condiciones anormales de la bomba y factores de fricción.

Entre los equipos empleados para obtener una carta dinagráfica se encuentra el dinamómetro. Este mide directamente las cargas instantáneas que soporta la barra pulida en función del desplazamiento del pistón de la bomba.

En la figura 4.35 se presenta un esquema explicativo de la información contenida en una carta dinagráfica en un bombeo ideal.

Debido a que la carta dinagráfica registra en superficie los efectos del movimiento de las cabillas con sus variaciones de carga, se obtiene una carta dinagráfica en condiciones de fondo. Esta carta recoge todas las variaciones de carga registradas en la bomba de subsuelo, cuyo análisis permite interpretar en forma más representativa:

- a. Las variaciones de carga, en función del recorrido del pistón o de la barra pulida.
- b. El estado de funcionamiento de la bomba y
- c. Las condiciones de producción del pozo.

Las cartas dinagráficas de fondo las genera un sistema computarizado con base en la información aportada por la carta de superficie.

4.8.2.1 Interpretación de las cartas dinagráficas

Las cartas dinagráficas se pueden interpretar cualitativa y cuantitativamente.

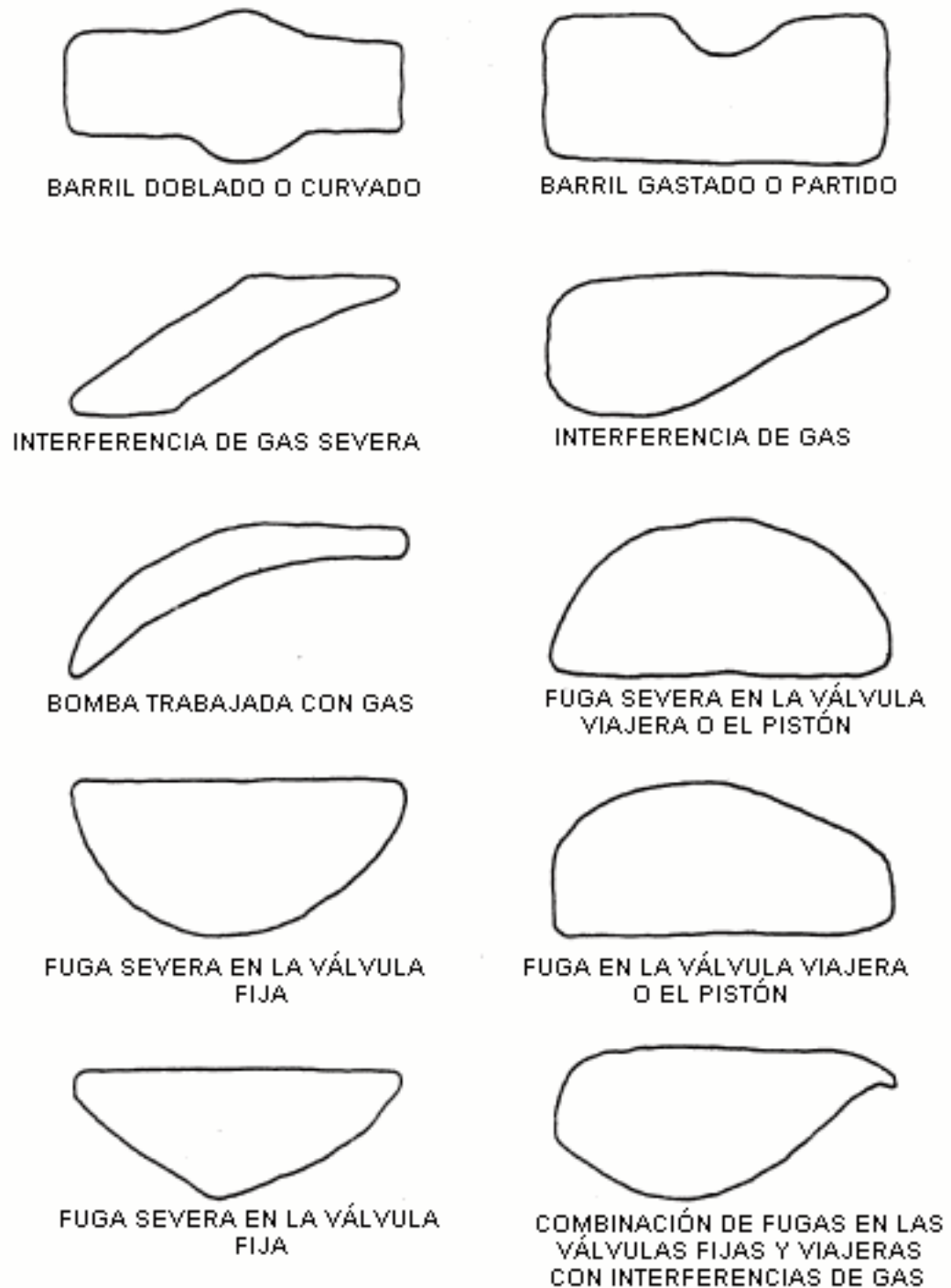
La interpretación cualitativa se fundamenta en las experiencias del personal de campo para confirmar o descartar problemas existentes en el bombeo mecánico. Entre la información que aporta la interpretación cualitativa se encuentra:

- Condiciones o estados de los equipos de subsuelo
- Entrada de fluido a la bomba
- Esfuerzos sobre las cabillas

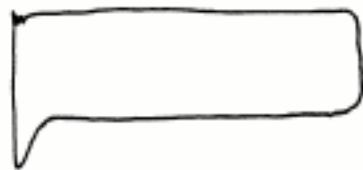
- Condiciones de producción del pozo



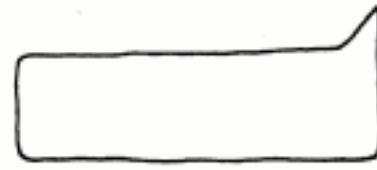
**Fig. 4.36.a Cartas dinagráficas Típicas
(Análisis cualitativo)**



**Fig. 4.36.b Cartas Dinagráficas Típicas
(Análisis Cualitativo)**



BOMBA GOLPEANDO ABAJO
(MUY POCO ESPACIO)



BOMBA GOLPEANDO ARRIBA
(DEMACIADO ESPACIO)



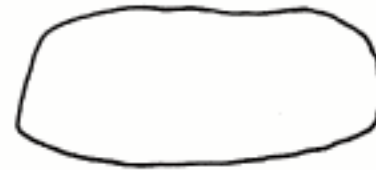
MAL FUNCIONAMIENTO DEL
ANCLA DE TUBERÍA



BOMBA ARENA. PISTÓN ATASCADO



MAL FUNCIONAMIENTO DEL
ANCLA DE TUBERÍA



BOMBA DESGASTADA.
VÁLVULAS FUGANDO



BOMBA DESGASTADA VIAJERA FIJA
O PISTÓN FUGANDO



BOMBA COMPLETAMENTE DESGASTADA
CABILLAS PARTIDAS O POZOS FLUYENDO



BOMBA DESGASTADA.
VÁLVULAS FUGANDO



**Fig. 4.36.c Cartas Dinagráficas Típicas
(Análisis Cualitativo)**

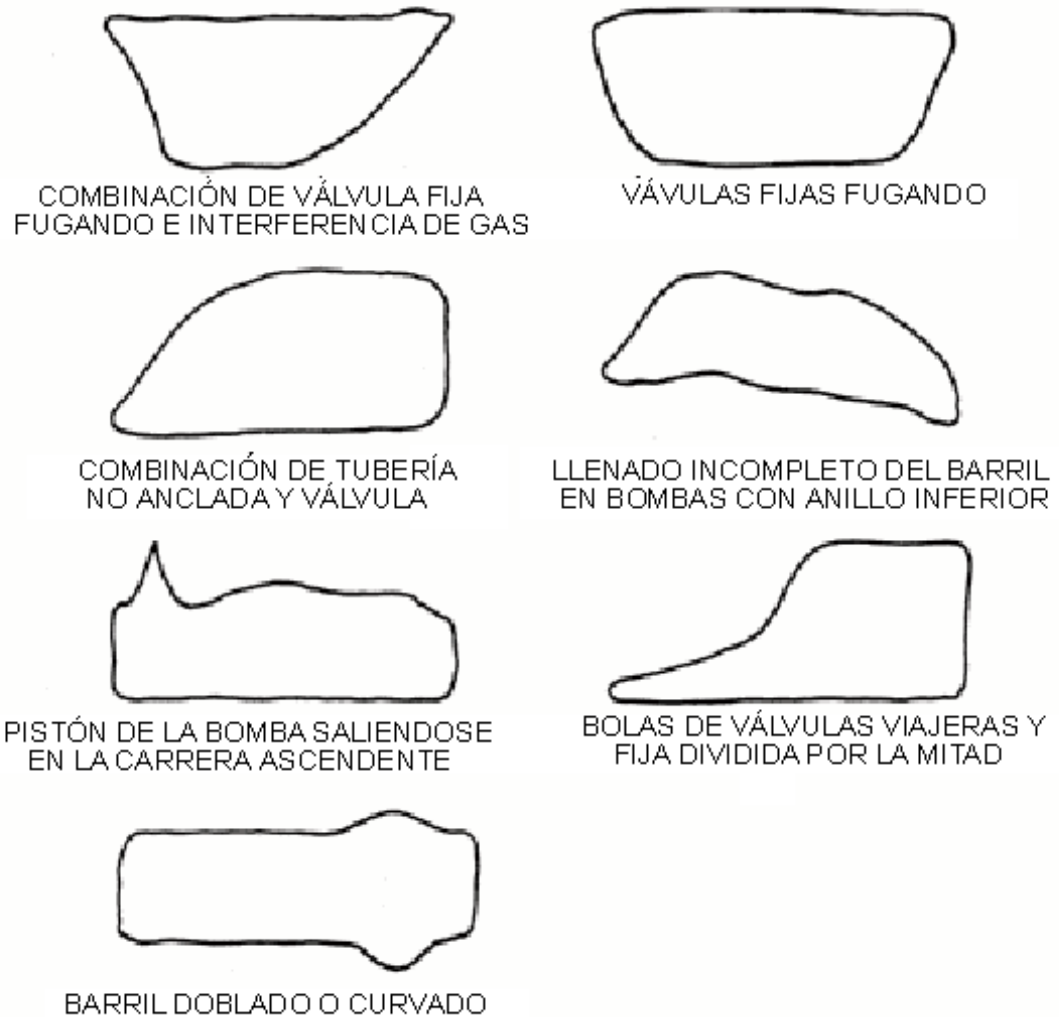


Fig. 4.36.d Cartas Dinagráficas Típicas (Análisis Cualitativo)

En la figuras 4.36.a, 4.36.b, 4.36.c y 4.36.d se muestran ejemplos de análisis cualitativos típicos.

Las figuras 4.37.a, 4.37.b, 4.37.c y 4.37.d muestran resultados arrojados por el dinamómetro y su interpretación de los problemas encontrados en el pozo.

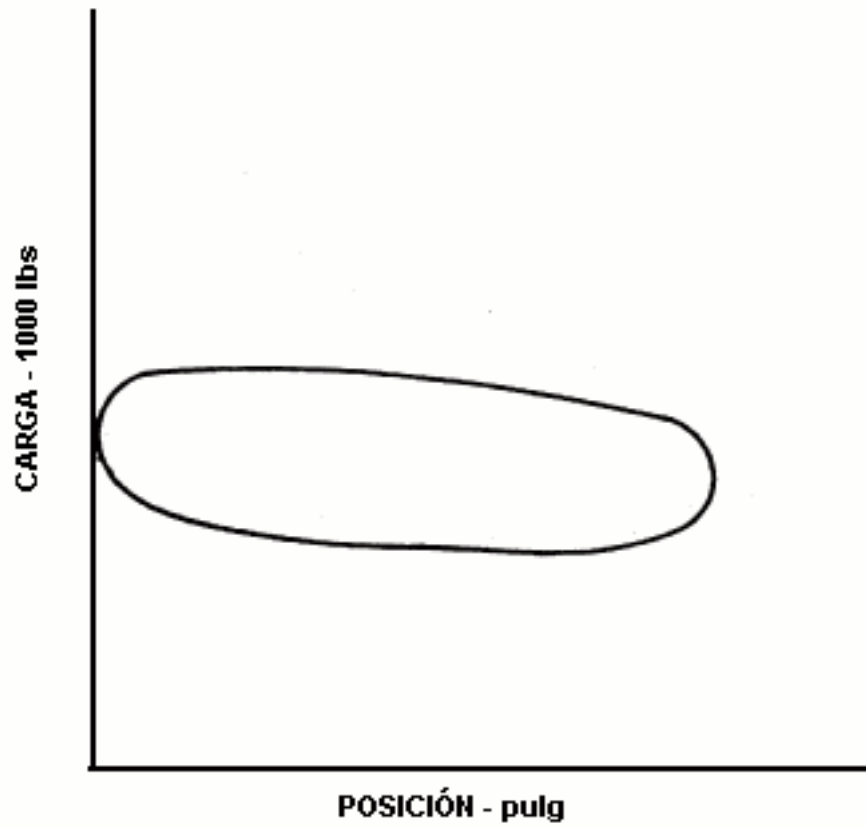


Fig. 4.37.a Bomba Desasentada

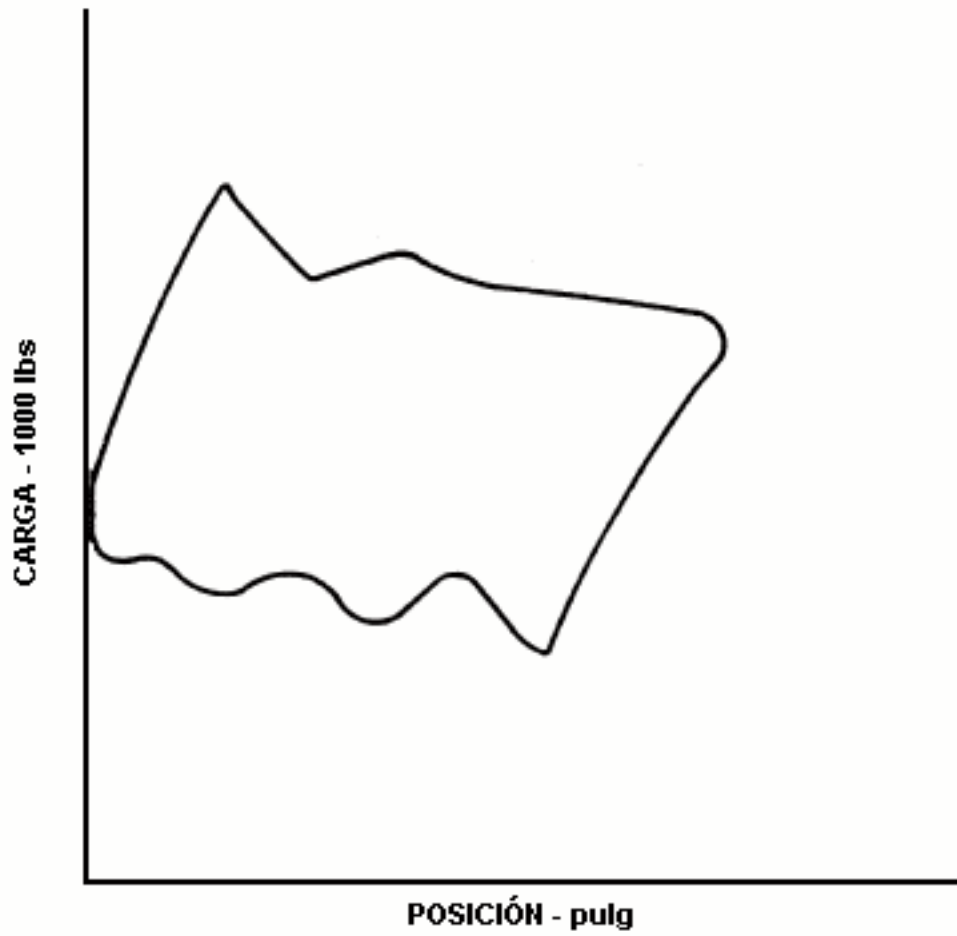


Fig. 4.37.b Después de Asentar y Espaciar la Bomba

CARTA	EXPLICACIÓN
	BOMBA PEGANDO EN LA CARRERA ASCENDENTE SIN SALIR DE LA ZAPATA
	LA ARENA ATASCA O CASI ATASCA EL PISTÓN EN LA BOMBA
	PISTÓN DE LA BOMBA GOLPEANDO EN ARENA
	VÁLVULA FIJA PESCADA EN BOMBA DE TUBERÍA
	EL NIVEL DE FLUIDO COINCIDE CON LA VÁLVULA FIJA
	POZO BOMBEANDO COMPLETO (PUMPING - OFF)
	LÍNEA DE CARGA MOSTRANDO LA VÁLVULA VIAJERA MALA
	LÍNEA DE CARGA MOSTRANDO LA VÁLVULA FIJA MALA
	TUBO DE SUCCIÓN TAPADO POR ARENA
	PISTÓN EROSIONADO O GASTADO. EL FLUIDO ESTA PASANDO ENTRE EL PISTÓN Y LA CAMISA
	ALARGAMIENTO DE LAS CABILLAS DEBIDO A OBSTRUCCIONES EN LA LÍNEA DE FLUJO
	ALARGAMIENTO DE LAS CABILLAS DEBIDO A OBSTRUCCIONES EN LA LÍNEA DE FLUJO

Fig. 4.37.c Resultados de las Cartas Dinográficas




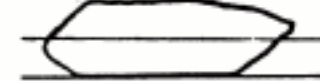





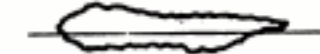


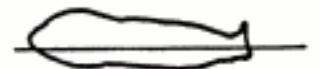
CARTA	EXPLICACIÓN
	BOMBEANDO NORMALMENTE
	BOMBA MANEJANDO MUCHO GAS
	POZO AGITADO. FLUIDO PRODUCIDO CON MUY ALTO RGL. LAS VÁLVULAS VIAJERA Y FIJA PERMANECEN ABIERTAS
	BOMBEO DE CRUDO MUY VISCOSO
	CABILLAS PARTIDAS O DESCONECTADAS
	VÁLVULA VIAJERA DAÑADA
	VÁLVULA FIJA CON FUGAS
	VÁLVULA FIJA CORTADA
	PISTÓN PEGADO
	CAJA DE ENGRANAJE DEL BALANCÍN DAÑADA
	PISTÓN GOLPEADO ABAJO
	PISTÓN GOLPEADO ARRIBA
	BOMBA DE CABILLAS SALIENDOSE DE LA ZAPATA AL FINAL DE CARRERA ASCENDENTE Y REENTRANDO EN LA DESCENDENTE

Fig. 4.37.d (Continuación)

La interpretación cuantitativa proporciona directamente información sobre las cargas que soporta la barra pulida. De esta forma se obtienen valores de:

- Carga máxima sobre la barra pulida
- Carga mínima sobre la barra pulida
- Elongación de las cabillas
- Carga de las cabillas en el fluido
- Carga de las cabillas en el aire
- Flotabilidad de las cabillas en el fluido
- Carga en la válvula viajera
- Carga en la válvula fija
- Carga de contrabalance
- Torque máximo de la unidad de bombeo
- Variación de torque con el recorrido de la barra pulida
- Potencia del motor

Las cargas máximas y mínimas sobre la barra pulida, la carga debida al peso de las cabillas en el fluido, las cargas sobre la válvula viajera y fija y la carga de contrabalance, se leen directamente de una carta dinagráfica. Para ellos se necesita el registro y la constante de compresión del dinamómetro, en caso de ser mecánico o hidráulico, y la constante de carga, en caso de equipo electrónico. En este sentido, la carga sobre la válvula fija representa el peso de flotabilidad de las cabillas en el aire, menos la fuerza de flotabilidad de las cabillas en el fluido. Este parámetro se define como (Wr_f). La carga sobre la válvula viajera es la suma de la carga sobre la válvula fija, más la carga del fluido estático sobre el pistón de la bomba. Entonces, la diferencia entre las cargas de la válvula viajera y la válvula fija, define la carga estática del fluido sobre la bomba (F_0).

La carga máxima sobre la barra pulida ($PPRL$) es igual a la suma de la carga sobre la válvula fija, más (F_1). El valor de F_1 representa la suma de la carga estática de fluido (F_0), más el efecto dinámico de la carrera ascendente. La carga mínima sobre la barra pulida ($MPRL$), es igual a la carga sobre la válvula fija, menos (F_2). El valor de F_2 representa el efecto dinámico del recorrido descendente. En la figura 4.38 se muestra un esquema de una carta dinagráfica con todos los valores y componentes descritos.

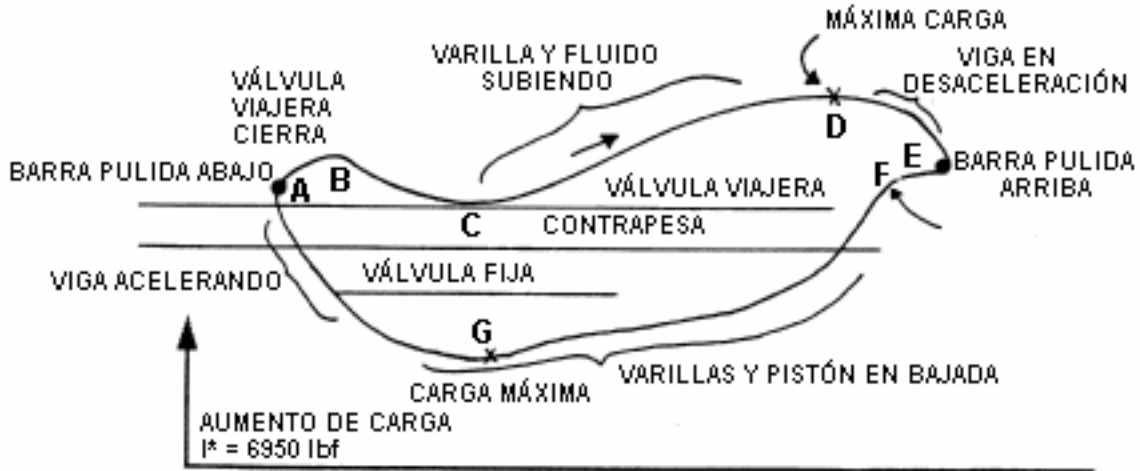


Fig. 4.38 Descripción de una Carta Dinamométrica

4.8.2.1.1 Cargas obtenidas usando un dinamograma

Las cargas impuestas a un sistema de bombeo mecánico con cabillas se determinan mediante un dinamograma. El procedimiento se ilustra en la figura 4.39.

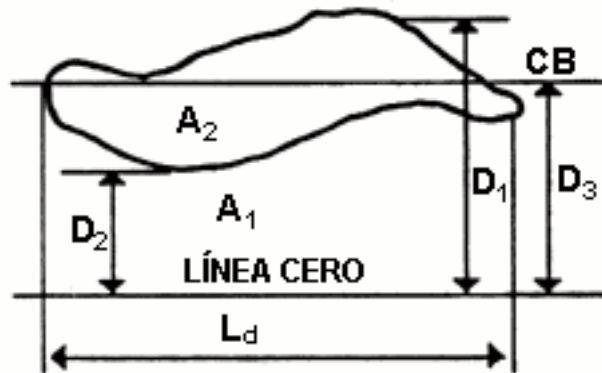


Fig. 4.39 Diagrama Usado en Análisis de Carga

De esta figura se obtiene:

- La carga máxima = $C * D_1$
- La carga mínima = $C * D_2$

- Rango de carga = $C * (D_1 - D_2)$
- Carga promedio en la carrera ascendente = $C * \left(\frac{A_1 + A_2}{L_d} \right)$ (*)
- Carga promedio en la carrera descendente = $C * \left(\frac{A_1}{L_d} \right)$
- Trabajo administrado a la sarta de cabilla en contra de la elevación del fluido y de la fricción por cada carrera = A_2
- Trabajo realizado por la sarta de cabilla en contra de su elevación o caída por cada carrera = A_1

(*) en este caso es necesario convertir las unidades de A_2 y A_1 a unidades de trabajo, lbf*pie.

Donde:

C : carga

D_1, D_2 y D_3 : leído de la carta dinagráfica, figura 4.39

A_1 y A_2 : leído de la carta dinagráfica, figura 4.39

L_d : leído de la carta dinagráfica, figura 4.39

4.8.2.1.2 Efecto de contrapeso obtenido de un dinagrama

El efecto de contrapeso se obtiene de un dinagrama mediante el procedimiento siguiente:

1. La línea de contrapeso (C_1B_1) se dibuja en el dinagrama, parando la unidad de bombeo en una posición, donde el efecto del contrapeso tenga su valor máximo. Lo cual ocurre cuando la manivela se encuentra en la posición horizontal de la carrera. Esto corresponde a un ángulo $\theta = 90^\circ$ en la carrera ascendente y lo cual equivale a un ángulo $\theta = 270^\circ$, si se mide en la dirección de las agujas de un reloj, comenzando las medidas en un ángulo igual a cero, correspondiente a la hora 12 en punto.
2. La contrapesa ideal se obtiene de una manera aproximada, de la ecuación:

$$CB_{IDEAL} = \frac{PPRL + MPRL}{2} \quad \text{Ec. 4.15}$$

3. Por lo tanto, para calcular el efecto de contrapeso se usa la siguiente ecuación:

$$CB_{REAL} = C * D_3 \quad \text{Ec. 4.16}$$

4. El contrapeso correcto se determina de la relación Ec. 4.17:

$$CB_{CORRECTO} = (1/2) * (\text{carga promedio en la carrera ascendente}) + (\text{carga promedio en la carrera descendente})$$

Si la línea de contrapeso CB no ha sido dibujada, el contrapeso aproximado se determina de la relación:

$$CB_{APROXIMADO} = C * \left[\frac{A_1 + \left(\frac{A_2}{2} \right)}{L_d} \right] \quad \text{Ec. 4.18}$$

4.8.2.1.3 Potencia en la barra pulida (PRHP) obtenida de un dinagrama

La potencia en la barra pulida se puede calcular de un dinagrama, usando la siguiente ecuación:

$$PRHP = \frac{C * \left(\frac{A_2}{L_d} \right) * S * N}{12 * 33000} \quad \text{Ec. 4.19}$$

Donde:

S : longitud de la carrera

N : velocidad de la bomba

4.8.2.1.4 Cálculo del torque instantáneo usando un dinagrama

Un método exacto para determinar el torque instantáneo mediante un dinagrama se basa en el método del **factor torque**.

En este método se usan factores de torque y posición de la barra pulida. Las normas API requieren de los fabricantes de las unidades de bombeo con cabillas, la entrega al usuario de los factores de torque y de carrera por cada 15 ° de posición de la manivela. Los factores de torque se obtienen de la geometría de cada unidad de bombeo en particular.

Por lo tanto, para obtener el torque instantáneo que ocasiona una carga neta específica en una posición dada de la manivela, se hace lo siguiente:

1. Obtener el factor de torque correspondiente a la posición deseada de la manivela, TF .
2. Obtener la carga neta correspondiente de la manivela, W_n .
3. El torque instantáneo, T_{Wn} , esta dado por:

$$T_{Wn} = TF * W_n \quad \text{Ec. 4.20}$$

Donde:

W_n : carga neta

$W_n = W - B$

W : peso total de las cabillas en el aire

B : carga requerida para balancear la unidad de bombeo (puede ser negativa o positiva)

El torque que ocasiona el contrapeso = $M * \text{sen}(\theta)$

Donde:

M : momento máximo de la manivela y contrapeso alrededor del eje de la manivela (suministrado por el fabricante).

El torque neto en el reductor de la velocidad, T_{NETO} , es igual a la diferencia entre el torque debido a la carga del pozo y el torque debido a la rotación del contrapeso:

$$T_{NETO} = \overline{TF} * (W - B) - M * \text{sen}(\theta) \quad \text{Ec. 4.21}$$

Donde:

\overline{TF} : factor de torque promedio

4.8.3 Método para determinar el nivel de fluido

Para determinar este nivel en los pozos productores por bombeo mecánico, se utilizan unos equipos llamados **sonolog**. Éstos se basan en el principio de operación que consiste en generar una onda de energía desde la superficie, y luego registrar el tiempo que transcurre entre su misión y su retorno por reflexión a la superficie. La energía se obtiene de la descarga de un cartucho con pólvora. Un aspecto de importancia, por considerar en un registro de nivel de fluidos es el conocimiento de la longitud de la tubería de producción.

Generalmente, la profundidad del nivel de fluido se determina mediante reflexiones secundarias a partir de las uniones de la tubería. Es decir, las reflexiones primarias se usan muy poco en la determinación del nivel de fluido. La aplicación de sonolog se ve limitada por la interpretación de la velocidad del sonido, la cual depende de las variables: temperatura, presión y composición de los fluidos.

Si se conoce la longitud de cada tubería, entonces se establece inmediatamente una escala y se puede determinar la profundidad del nivel de fluido, mediante un registro sónico. Con esta información se tiene una idea representativa de la presión de fondo fluyente, presión estática, índice de productividad y potencial de producción del pozo.

La presión de fondo fluyente se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$P_{wf} = P_c + \left(\frac{P_c * L^{1,5}}{100} \right) + 0,433 * (L - H) * G \quad \text{Ec. 4.28}$$

Donde:

P_c : presión en el cabezal del revestidor

Un valor representante de *P_{wf}* se obtiene cuando se logra mantener una tasa de producción estable en el pozo. Además, la presión en el cabezal del revestidor se debe mantener y la gravedad específica del fluido producido debe ser determinada con cierta precisión.

Otros equipos adicionales utilizados para el análisis del comportamiento de producción de los pozos donde se aplica el bombeo mecánico son: el **potenciómetro**, **amperímetro** y el **voltímetro**. El **potenciómetro** registra la energía requerida en un intervalo de tiempo para un determinado pozo. El propósito general es el de determinar la energía total consumida por el pozo a lo largo de su demanda de kilowatt, y es convertido en costos por consumo de energía. Del caballaje de potencia, registrado en la barra pulida por el dinagrama y los indicados por el potenciómetro, se calcula la pérdida de eficiencia total que ocurre en el motor eléctrico. El **amperímetro** mide las pulsaciones de la corriente unidireccional, cuando se conoce la corriente continua. El sistema se verifica por el sobrecalentamiento de los motores, causado por cargas o voltajes anormales. El registro individual también permite detectar cuando pozos de bombeo mecánico intermitentes alcanzan el estado de golpe de fluido, lo cual se evidencia por algún ascenso en la corriente. El **voltímetro** se encarga de registrar las variaciones de voltaje presentes en la unidad motriz y que son indicadores de problemas de funcionamiento del sistema; su interpretación va acompañada con la carta dinográfica.

4.9 MÉTODO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR BOMBEO MECÁNICO FRENTE A OTROS METODOS DE PRODUCCIÓN

El método de producción por bombeo mecánico es uno de los mayor aplicación a nivel mundial (80 %) y nacional (60 %), de allí la importancia de conocer su principio de funcionamiento, interrelación con los otros métodos de producción tradicionales y sus ventajas y desventajas operacionales.

Interrelación con otros métodos

El bombeo mecánico comparados con los demás métodos de levantamiento artificial es el más utilizado, ya que su funcionamiento además de sencillo cubre un amplio rango de aplicaciones en el campo de producción.

Con el propósito de ilustrar la interrelación existente entre los métodos de levantamiento artificial, a continuación se indican las aplicaciones de los mismos:

- **Bombeo mecánico:** Se usa básicamente en aquellos pozos donde la energía del yacimiento es insuficiente para llevar el crudo hasta la estación recolectora. La relación gas-petróleo (*RGP*) es limitante para el uso este método.

La aplicación de este sistema depende de parámetros operacionales, tales como:

Propiedades de los fluidos, son determinantes la gravedad API y la viscosidad, ya que el bombeo mecánico es ideal para el levantamiento de crudos pesados y/o extrapesados (menor a 15 ° API) y altas viscosidades (mayores de 1000 cPs), aunque se le aplica en menor proporción en crudos con gravedades API mayores de 15 °, hasta un máximo de 35 ° API, lo cual cubre crudos medianos y livianos hasta de viscosidades cercanas a lo 10 cPs.

En cuanto a los **niveles de producción de petróleo,** el bombeo mecánico se ha aplicado en pozos productores de 10 BPD hasta 2000 BPD.

La profundidad de las arenas productoras en los pozos es otro parámetro limitante en la aplicación de este método. La experiencia existente indica que se ha operado desde profundidades de 400 pies hasta un máximo recomendable de 8000 pies.

Considerando como referencia la ubicación de los pozos, el bombeo mecánico se aplica en aquellos cercanos o dentro de áreas urbanas de alta densidad de población, aunque últimamente se evalúa otro método de producción que implica menos riesgos como es la **bomba de cavidad progresiva**. Se aplican también en áreas distantes de los centros operacionales (incluye ambiente acuáticos o terrestres).

El bombeo mecánico se ha aplicado exitosamente en la producción de pozos exploratorios y de avanzada, en donde las condiciones del área son críticas y no existen facilidades de producción. Los sistemas aquí utilizados son portátiles con motores de combustión interna que utilizan como combustible, gas-oil o diesel.

- **Levantamiento artificial por gas (GAS LIFT):** El otro método de producción de gran aplicación es levantamiento artificial por gas, el cual requiere de la disponibilidad de gas comprimido a altas presiones, para la producción de crudos pesados, medianos y livianos con eficiencias altamente positivas. Las profundidades para su aplicación varían desde los 1000 pies hasta los 12000 pies y las tasa de producción desde los 20 a 6000 BPD de petróleo.

- **Bombeo electro centrífugo:** Este método de levantamiento artificial encuentra su mayor aplicación en pozos profundos de altas tasas de producción (5000 a 14000 pies y producciones mayores a 6000 BPD). En Venezuela existen pocas instalaciones con este método, aunque la tendencia es a incrementar su número. Este método requiere de altos consumos de energía eléctrica.

- **Bombeo hidráulico:** Es el de menor aplicación entre los métodos tradicionales. Se ha orientado más a la producción de crudos pesados, ya que el fluido motriz por él utilizado ha servido, además, como medio de dilución. Su mayor aplicación ha sido en pozos profundos (mayores a 7000 pies) donde el bombeo mecánico reduce su eficiencia. Las tasas de producción han oscilado entre los 100 y 1000 BPD, aunque un sistema de bomba tipo jet puede incrementar la producción hasta los 3000 barriles diarios. Requiere para su aplicación de fuentes de fluidos motriz (petróleo, otro hidrocarburo, agua, etc.) a altas presiones (1000-3000 lpc).

- **Bomba de cavidad progresiva:** Otro método de producción actualmente en proceso de evaluación es la bomba de cavidad progresiva, accionado desde la superficie por un motor eléctrico, el cual ha encontrado su aplicación en pozos llanos (menores a 4000 pies) y un máximo de producción de 500 barriles diarios.

Ventajas y desventajas operacionales

De acuerdo a los resultados de la aplicación de los diferentes métodos de producción por levantamiento artificial, se han obtenido una serie de ventajas y desventajas operacionales que permiten tomar decisiones en cuanto a la instalación de uno u otro sistema. En la siguiente tabla (tablas 4.15 y 4.16) se muestran comparativamente las principales ventajas y desventajas operacionales de cada método de producción.

Tabla 4.15
**MÉTODOS DE PRODUCCIÓN POR LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL,
 VENTAJAS OPERACIONALES**

Bombeo Mecánico	Levantamiento Artificial por Gas	Bombeo Electrocentrífugo	Bombeo Hidráulico
Se aplica preferentemente a crudos pesados/extrapesados aunque también se ha aplicado a crudos medianos y livianos	Se aplica en crudos pesados, medianos y livianos.		Recomendable utilizar en pozos de crudos pesados y profundos
Maneja grandes volúmenes de agua	Relativamente bajos costos de instalación y mantenimiento	Maneja grandes volúmenes de fluidos	Puede manejar bajas concentraciones de arena
Diseño sencillo del equipo	No requiere de taladro para la remoción y reemplazo del equipo de subsuelo		
Muy conocido por ingenieros y operadores	La plataforma de superficie es sencilla	Aplicable en pozos de baja y altas profundidades	No requiere de taladro para la remoción o reemplazo del equipo de subsuelo
Aplicable en pozos con bajo nivel de fluido	Aplicable en pozos productores de altos RGP		
Aplicables en área donde no existen facilidades de producción	Flexible en su diseño, ya que puede operar a varias tasas de producción sin necesidad de cambiar elementos en el pozo	Pueden manejar bajas concentraciones de arena	Recomendable su aplicación en pozos de bajas presiones de fondo
	No es afectado por la producción de arena		

Tabla 4.16
**MÉTODOS DE PRODUCCIÓN POR LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL,
 DESVENTAJAS OPERACIONALES**

Bombeo Mecánico	Levantamiento Artificial por Gas	Bombeo Electrocentrífugo	Bombeo Hidráulico
Aplicable en pozos de profundidades menores a 8000 pies	Diseño del equipo relativamente más complicado	No recomendable aplicar en pozos con alto RGP	Instalaciones de superficies presentan mayor riesgo, por presencia de altas presiones
Altos costos por instalación y mantenimiento	Requiere de facilidades de compresión de gas a altas presiones en superficie	Altos consumos de energía eléctrica	Los componentes del sistema son sofisticados (sistema convencional)
Necesidad de una plataforma grande y resistente para soportar el equipo de superficie	No recomendable para la producción de altos volúmenes de agua	Requiere de personal calificado en varias especialidades	Altos costos por reparación de los equipos de subsuelo
Requiere de taladro para reemplazo del equipo de subsuelo	Requiere de personal de ingeniería y de campo más calificado	Diseño del equipo relativamente complicado	Requiere un sistema de fluido de alta potencia en superficie
Uso de equipos pesados para remover y reinstalar la unidad de superficie			
Equipos de subsuelo sensibles a la alta producción de arena	Instalaciones de superficie presentan mayor riesgo por presencia de altas presiones	No aplicable en pozo con bajos índice de productividad	No recomendable aplicar en pozos de alto RGP
No recomendable aplicar en pozos que producen altos volúmenes de gas			

REFERENCIAS GRÁFICAS

Fig. 4.1 Mecanismo de Producción en Pozo por Bombeo Mecánico. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.2 Sistema de Bombeo Mecánico. Cortesía del Economides, M, A. y Ehlig Economides, C.

Fig. 4.3 Válvula Viajera o Válvula Fija. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.4 Ensamblaje de la Válvula Fija. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.5 Bomba de Doble Etapa. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.6 Etapas en el Funcionamiento de una Bomba de Subsuelo. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.7 Bomba de Tubería. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.8 Bombas de Cabillas, Anclaje Inferior. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.9 Bomba de Revestidor. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.10 Desplazamiento de la Bomba vs. Profundidad de Ubicación de la Bomba. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.11.a Manejo de Cabillas Continuas. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.11.b Transporte de Cabillas Continuas. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.12 Elementos Básicos que Constituyen un Pozo Petrolero en Bombeo Mecánico. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.13 Balancín Convencional del Tipo Contra Peso “Tipo C”. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.14 Balancín Balanceado por Aire “Tipo A”. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.15 Unidad de Uñitorque MARK II "Tipo M". Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.16 Unidad Hidráulica. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.17 Completación Típica Flujo Tubería con Anclaje. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.18 Completación Típica Flujo Tubería sin Anclaje. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.19 Completación Típica Flujo Anular con Inyección de Diluyente. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.20 Completación Típica Flujo Anular con Cabillas Lubricadas. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.21 Irrupción de Agua en un Pozo. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.22 Canalización de Fluidos por Detrás del Revestidor. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.23 Carga en Función de la Posición de la Barra Pulida. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.24 Sp/S , Factor de la Carrera del Pistón. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig.4.25 F_1/Skr , Carga Máxima de la Barra Pulida (Adimensional). Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.26 F_2/Skr , Carga Mínima de la Barra Pulida. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.27 $2 \cdot T/S^2kr$, Torque Máximo (Adimensional). Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.28 F_3/Skr , Potencia de la Barra Pulida. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.29 Ajuste del torque Máximo (T_a) para (W_{rf}/S_{kr}) diferente a 0,3;

$$T_a = 1 - \frac{(\%leido) * \left(\frac{W_{rf}}{S_{kr}} - 0,3\right)}{0,1 * 100}$$

Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.35 Información Contenida en una Carta Dinagráfica del Bombeo Ideal. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.36.a Cartas Dinagráficas Típicas (Análisis Cualitativo). Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.36.b Cartas Dinagráficas Típicas (Análisis Cualitativo). Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.36.c Cartas Dinagráficas Típicas (Análisis Cualitativo). Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.36.d Cartas Dinagráficas Típicas (Análisis Cualitativo). Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.37.a Bomba Desasentada. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.37.b Después de Asentar y Espaciar la Bomba. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.37.c Resultados de las Cartas Dinagráficas. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

Fig. 4.37.d Resultados de las Cartas Dinagráficas. Cortesía de la guía de los profesores Víctor Escalona, Ana Castro y José Padilla.

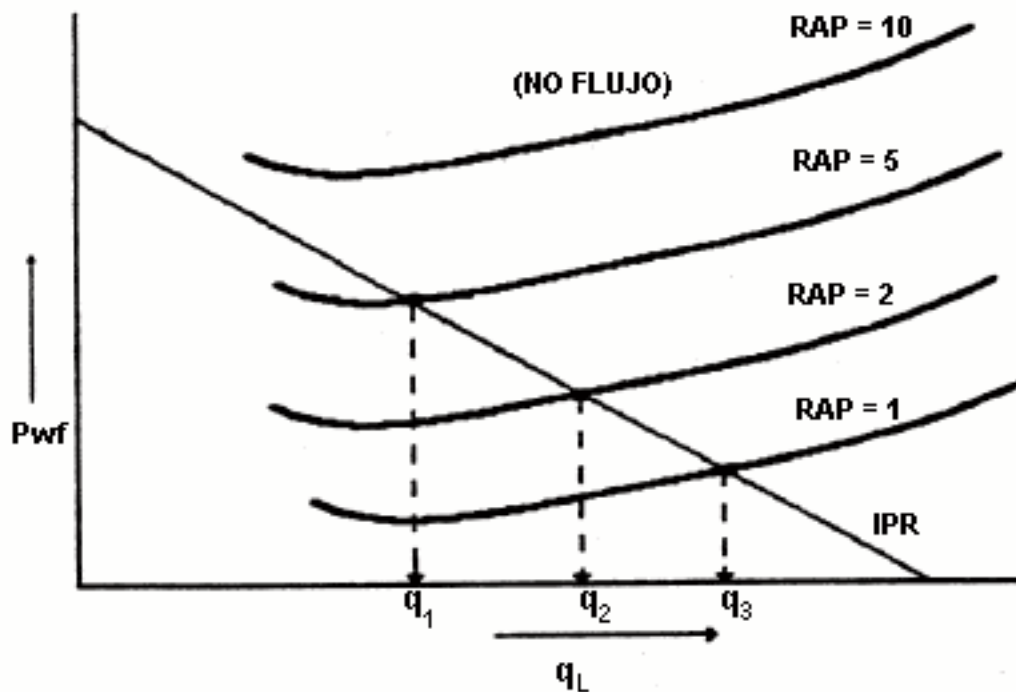
Fig. 4.38 Descripción de una Carta Dinamométrica. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

Fig. 4.39 Dinagrama Usado en Análisis de Carga. Cortesía del CIED, Bombeo Mecánico. Curso de 1995.

5. LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR GAS

Generalmente, existen pozos que dejan de producir naturalmente por un incremento del corte de agua o por declinación de la presión estática del yacimiento. No obstante pueden ser retornados a producción mediante diferentes métodos de levantamiento artificial entre los cuales se encuentra el de **Levantamiento Artificial por Gas** o **gas lift**, considerado como uno de los más efectivos, técnica y económicamente, para producir crudos livianos, medianos y pesados.

El ingeniero de producción debe predecir cuando un pozo dejará de producir naturalmente, de manera que pueda ser reactivado a producción con el método de levantamiento artificial que más convenga. En algunos casos es preferible poner a producir un pozo mediante un método de levantamiento artificial, aún cuando sea capaz de producir naturalmente.



**Fig. 5.1 Declinación de la Tasa de Producción.
Empuje Hidráulico**

La manera de estimar que un pozo deja de producir por flujo natural, consiste en graficar la curva de demanda del pozo y la curva de oferta (como se mencionó en capítulos anteriores); cuando estas ya no se intercepten, el pozo dejará de producir, tal como se muestran en las figuras 5.1 y 5.2 y deberá ser sometido al método de levantamiento artificial que, mejor se adapte a sus condiciones.

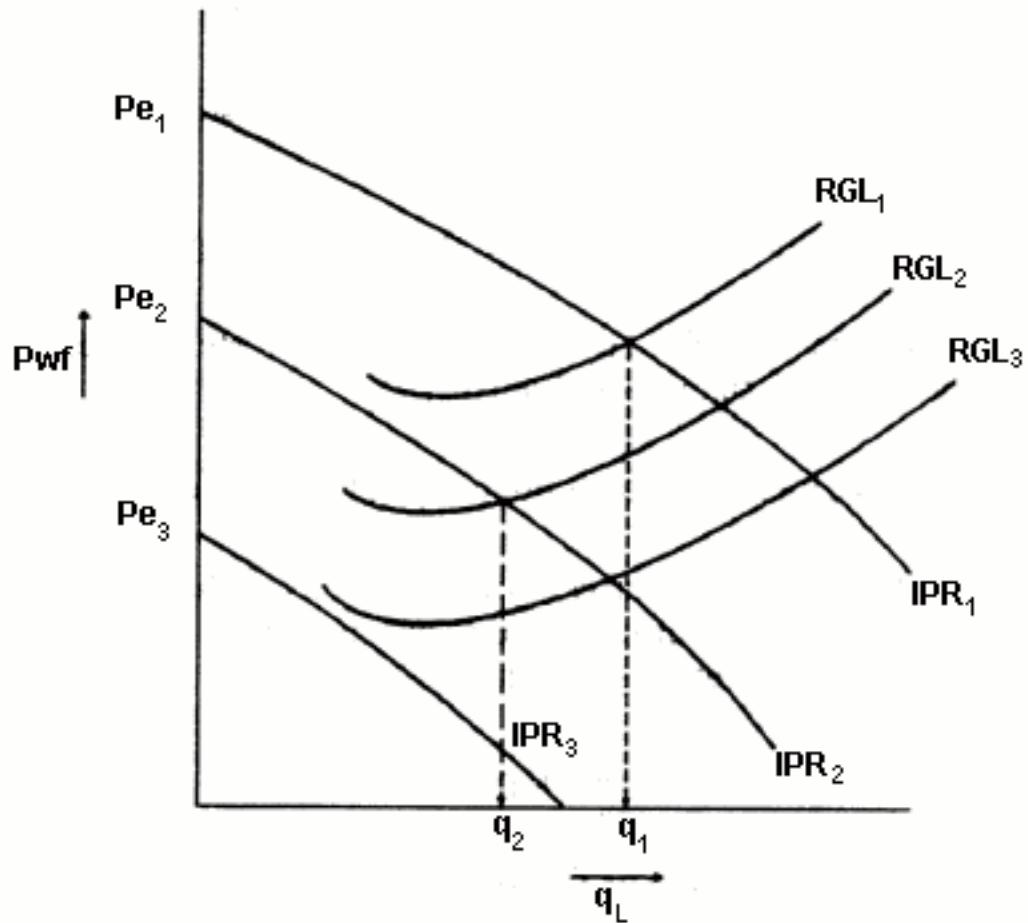


Fig. 5.2 Declinación de la Tasa de Producción Gas en Solución

5.1 DEFINICIÓN

El levantamiento artificial por gas (LAG) es uno de los principales métodos de producción de fluidos de un pozo mediante la inyección continua de gas a alta presión, para aligerar la columna hidrostática en la tubería de producción (flujo continuo); o por inyección de un gas a intervalos regulares, para desplazar los fluidos hacia la superficie en forma de tapones de líquidos (flujo intermitente). La principal consideración en una selección para producir un grupo de pozos petroleros, es la disponibilidad de una fuente rentable de gas a alta presión.

El gas inyectado desplaza al fluido hacia la superficie mediante uno de los siguientes mecanismos o por combinación de ellos:

- Reducción de la presión que ejerce el fluido en la tubería de producción frente a la formación, mediante la disminución de su densidad.
- Expansión de gas inyectado.

- Desplazamiento del fluido por alta presión del gas.

Eventualmente, el LAG se emplea efectivamente para lograr los siguientes objetivos:

- Arrancar los pozos que producen por flujo natural.
- Incrementar la producción de los pozos que declinan naturalmente, pero que aún producen sin necesidad de utilizar métodos artificiales.
- Descargar los fluidos de los pozos de gas.
- Realizar contra flujo de pozos de agua.

Aunque otros tipos de levantamiento artificial puedan ofrecer ciertas ventajas, el LAG es adecuado para casi todo tipo de pozo que requieran de levantamiento artificial, con la ventaja adicional de su versatilidad. Desde que la instalación es hecha, se pueden implantar cambios en el diseño para reflejar cambios en las condiciones del pozo. Esto es particularmente aplicable cuando se utilizan válvulas recuperables con guaya.

5.2 TIPO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR GAS

Básicamente existen dos modalidades:

- Inyectando gas continuamente (flujo continuo).
- Inyectando gas en forma alternada o cíclica (flujo intermitente).

Existen otras modalidades denominadas:

- Flujo pistón.
- Flujo continuo en tres etapas.

5.2.1 Inyectando gas continuamente (flujo continuo): el LAG continuo se considera como una extensión del método de producción por flujo natural y consiste en inyectar constantemente gas hacia la columna de fluidos producido por el pozo. Este gas inyectado se une al producido por la formación, reduciendo la densidad de la columna para levantar el fluido hasta la superficie. Tanto la profundidad de las válvulas, así como el volumen de gas va a depender de las características propias de cada pozo. (fig. 5.3).

En la inyección continua de gas o flujo continuo, el propósito es aligerar una columna de fluido mediante la inyección de gas a través de un punto de la tubería de producción. Esto causa el aumento de la relación gas-líquido por encima del

punto de inyección y con ello, que la curva de demanda de fluidos disminuya interceptándose con la de oferta del yacimiento a una tasa mayor, como se observa en la figura 5.4.

Se utiliza en pozos con un índice de productividad alto y con una presión de fondo alta. Las tasa de producción que se encuentran en este tipo de pozos por lo general también son altas, dependiendo del diámetro de la tubería. Se utiliza en pozo con producción de arena y poco profundos. Este método de levantamiento es el que más se aproxima al comportamiento de un pozo en flujo natural, la diferencia radica en poder controlar la relación gas-líquido en la tubería de producción.

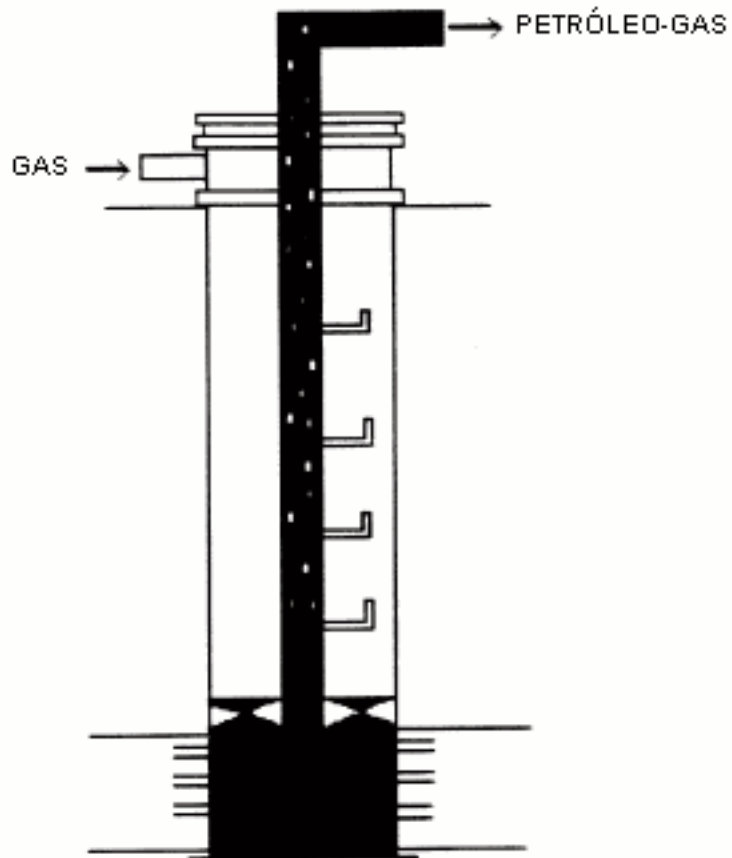


Fig. 5.3 Levantamiento Artificial por Flujo Continuo de Gas

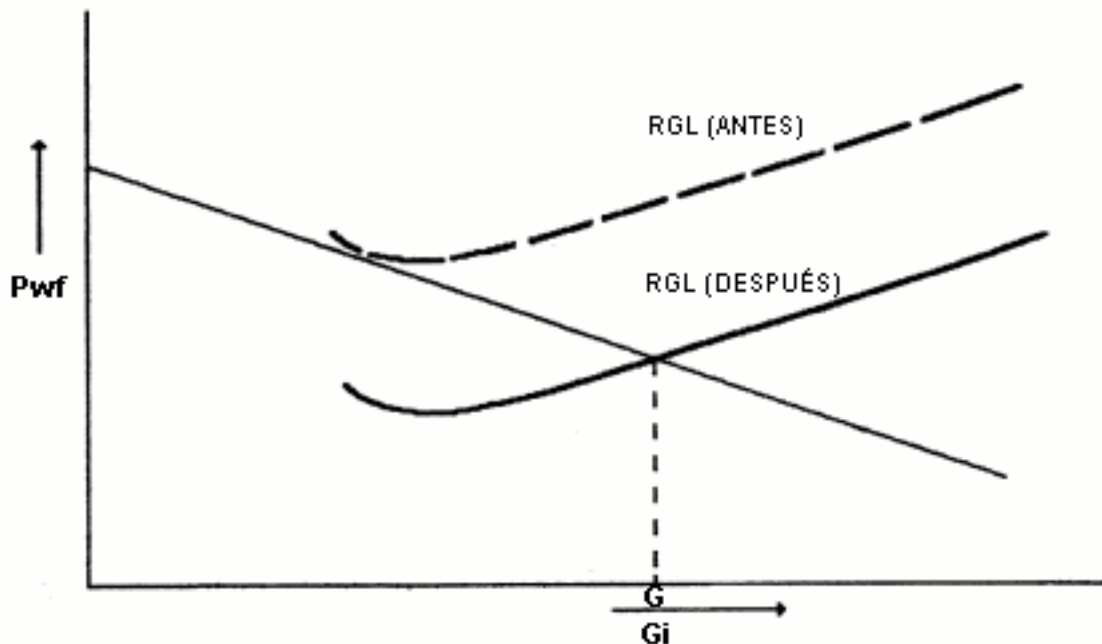


Fig. 5.4 Efecto de la Inyección de Gas

5.2.2 Inyección de gas forma alterna o cíclica (flujo intermitente): el levantamiento mediante este tipo de flujo consiste en inyectar gas a la tubería de producción, a intervalos regulares para desplazar los fluidos a la superficie en forma de tapones de líquido. La frecuencia de la inyección de gas depende del tiempo que tarda un tapón de líquido en acumularse en la tubería, y el tiempo que dura la inyección de gas depende del tiempo requerido para que dicho tapón alcance la superficie. (fig. 5.5).

En flujo intermitente el gas se inyecta a intervalos regulares que coinciden con la tasa de llenado del pozo por la formación productora.

En flujo intermitente, una válvula con un orificio grande permite pasar un volumen alto de gas a la tubería, levantando el fluido acumulado por encima de la válvula para que se desplace a mayor velocidad, de forma tal que logre minimizar el deslizamiento y el retorno del fluido por las paredes de la tubería (FALL BACK). Se puede usar conjuntamente con un controlador de tiempo de ciclo en superficie y en pozos con volúmenes de fluidos relativamente bajos, o que tiene las siguientes características:

- a.) Alto índice de productividad con baja presión de fondo.
- b.) Bajo índice de productividad con baja presión de fondo.

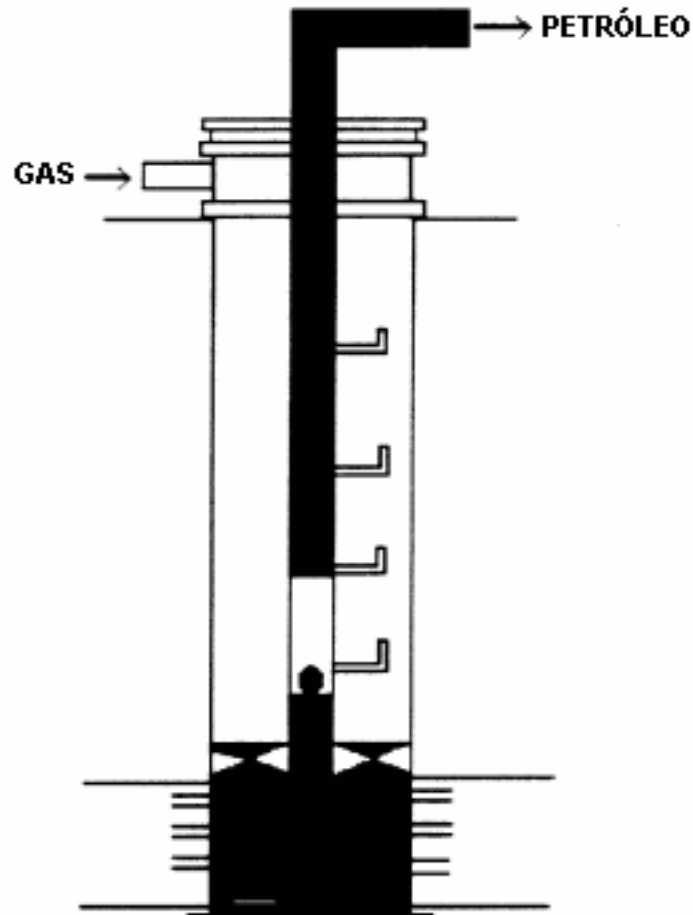


Fig. 5.5 Levantamiento Artificial por Flujo Cíclico de Gas

5.2.3 Flujo pistón: se diferencia del flujo intermitente en que existen dos o más tapones de fluido en la tubería al mismo tiempo. Requiere de una menor cantidad de gas que la utilizada en el levantamiento continuo o intermitente convencional.

5.2.4 Flujo continuo en tres etapas: en este método el líquido es levantado en forma continua en su primera etapa hasta una altura inferior al cabezal del pozo. Luego mediante dos etapas adicionales el líquido es expulsado hasta la superficie.

5.3 APLICACIONES DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL POR GAS

La aplicación de estos métodos depende únicamente de las condiciones del pozo.

5.3.1 Aplicaciones de flujo continuo

Las condiciones que favorecen la eficiencia del flujo continuo son las siguientes:

- Alta tasa de producción.
- Baja densidad del petróleo.
- Alta presión de fondo.
- Alta relación gas-líquido del yacimiento.
- Se puede aplicar en pozo con alta producción de arena.
- Diámetro pequeño de tubería (consumo de gas).

5.3.2 Aplicaciones del flujo cíclico (intermitente)

Las condiciones que favorecen al flujo intermitente son las siguientes:

- Baja tasa de producción.
- Baja relación gas-líquido del yacimiento.
- Alta densidad del petróleo.
- Pozo sin producción de arena.
- Pozos moderadamente profundos con bajo nivel de fluido.
- Baja presión de fondo con bajo índice de productividad.
- Baja presión de fondo con alto índice de productividad.

5.4 TIPOS DE INSTALACIONES

El tipo de instalación de levantamiento artificial que debe usarse en un pozo en particular, depende principalmente de si producirá por flujo continuo o intermitente y de las condiciones propias del pozo, tales como: tipo de completación, posible producción de arena y confinación de agua y gas. Además,

hay que considerar el futuro comportamiento del pozo; incluyendo la declinación en la presión de fondo y el decaimiento del índice de productividad.

Tipos de instalación para LAG:

5.4.1 Instalaciones convencionales:

5.4.1.1 Instalaciones abiertas: en este tipo de instalación la sarta de tuberías esta suspendida dentro del pozo, sin empacaduras ni válvulas estacionarias. El gas se inyecta por el espacio anular y los fluidos se producen en la tubería eductora. Raras veces se recomienda su uso, excepto en operaciones de flujo a través del revestidor o donde una empacadura no pueda ser usada debido a problemas de arena u otras condiciones desfavorables. (fig. 5.6).

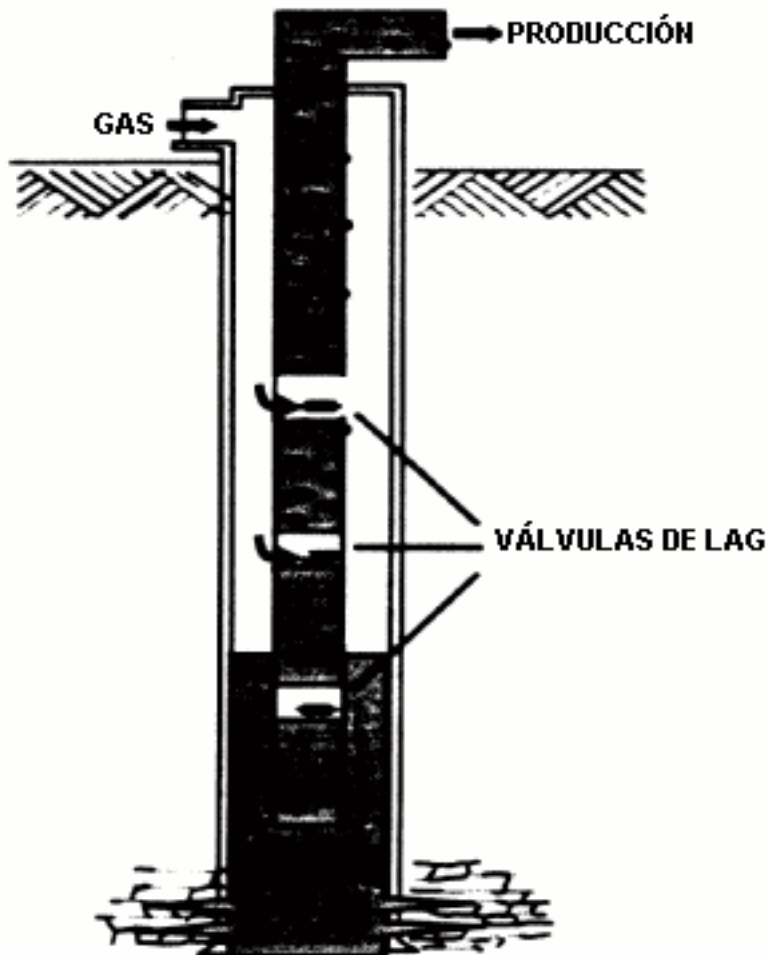


Fig. 5.6 Instalación Abierta

5.4.1.2 Instalación semi-cerrada: la instalación es similar a la descrita anteriormente, sólo que se instala una empacadura que sella la comunicación entre la tubería productora y el espacio anular. Este tipo de instalación se utiliza tanto para el levantamiento por flujo continuo, como intermitente. (fig. 5.7).

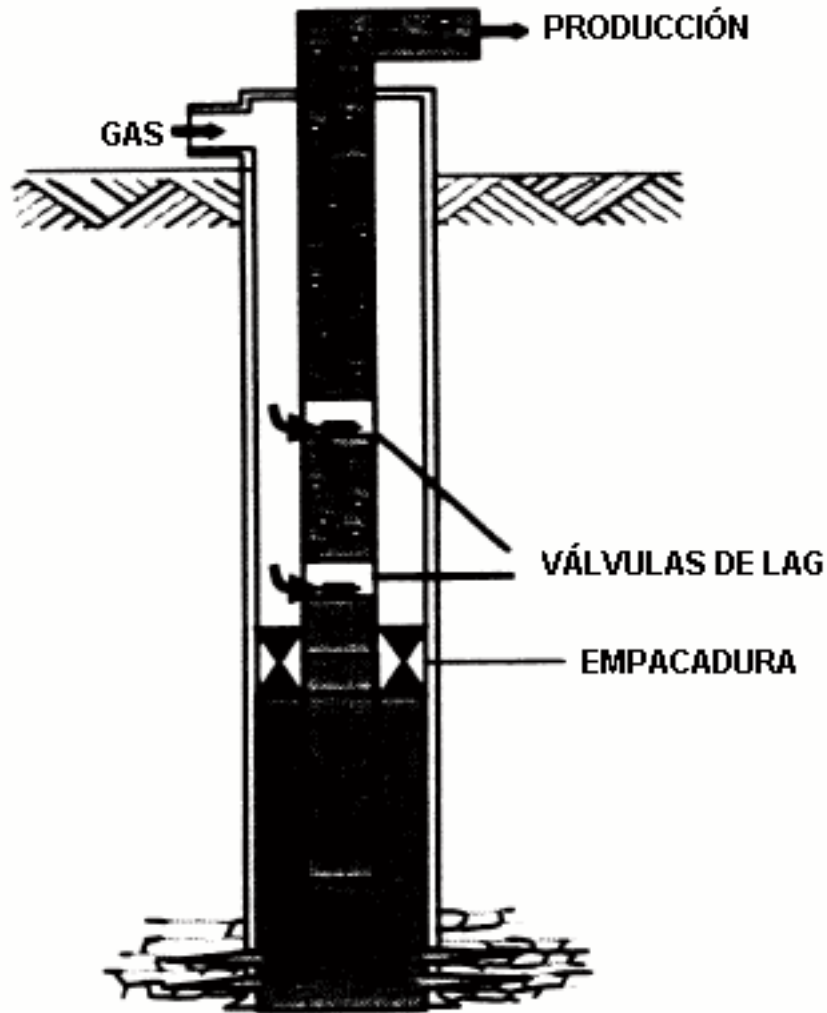


Fig. 5.7 Instalación Semi-Cerrada

5.4.1.3 Instalación cerrada: este tipo de instalación es parecida a la semi-cerrada, excepto que se instala una válvula fija en la sarta de producción, generalmente en el fondo del pozo, aunque también puede ir directamente debajo de la válvula de LAG más profunda. (fig. 5.8).

Entre las funciones de la empacadura se tienen:

- Evitar que el gas inyectado, en los pozos de baja presión de fondo fluyente, penetre por extremo inferior del educor.

- Estabilizar el nivel de fluidos en el espacio anular para proveer un mejor control en la inyección del gas.

La función de la válvula fija es:

- Prevenir que la función del gas (cuando se inyecta en la tubería) actúe contra la formación.

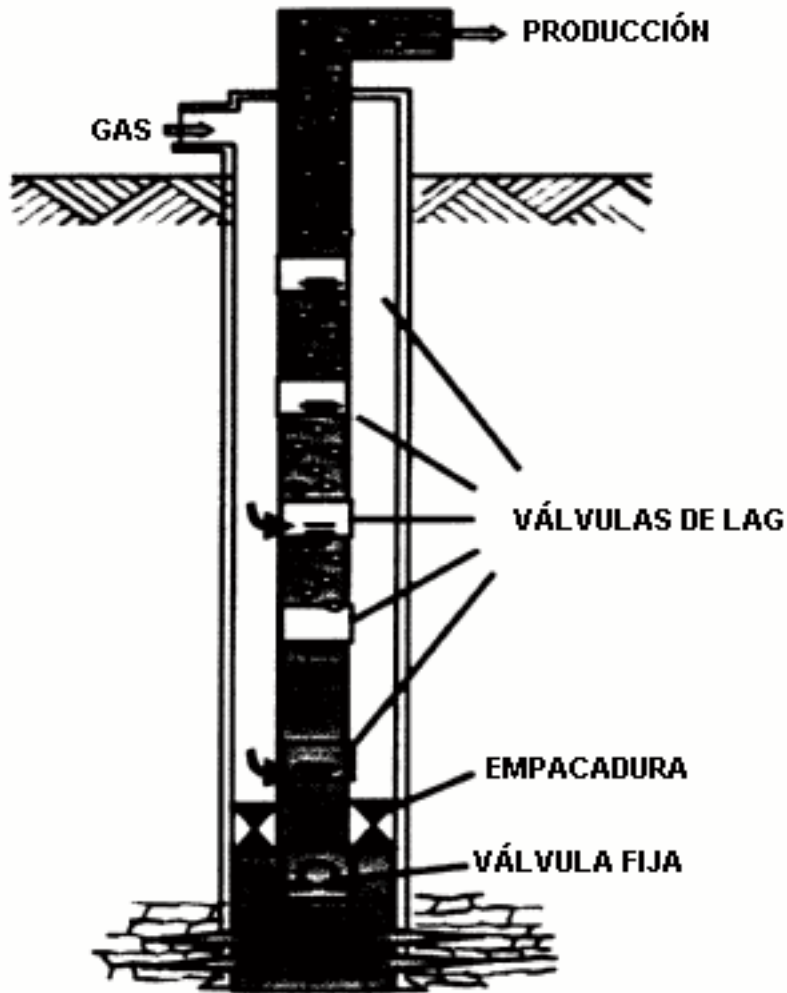


Fig. 5.8 Instalación Cerrada para LAG

5.4.2 Instalaciones intermitentes no convencionales:

5.4.2.1 Instalación con cámara de acumulación de líquido (CHAMBER LIFT): las instalaciones tipo cámara son ideales para pozos con baja presión de fondo y alto índice de productividad, a los cuales incrementa la producción total de fluidos. Estos pozos producen altos volúmenes de fluidos si se crea un alto diferencial de

presión frente a la arena productora. Las cámaras permiten las menores presiones de fondo fluyente que pueden obtener en levantamiento artificial por gas. En la figura 5.9 se presenta una instalación estándar de una cámara de dos empacaduras.

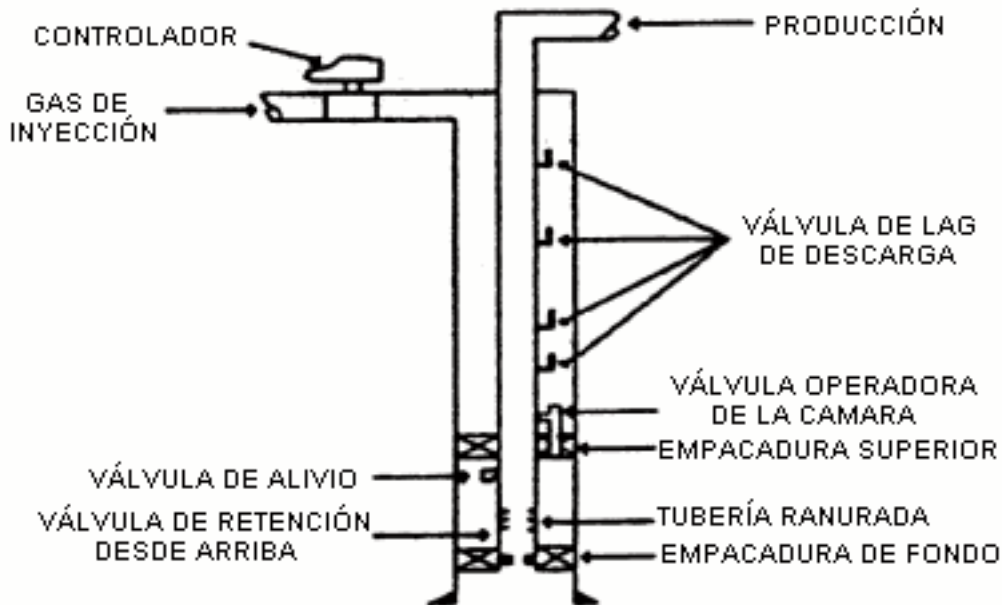


Fig. 5.9 Instalación con Cámara de Acumulación del Líquido

5.4.2.2 Instalación con pistón viajero (PLUNGER LIFT): en la figura 5.10 se muestra una instalación típica de pistón viajero. La válvula de retención es opcional y se utiliza por debajo de la válvula de operación. El pistón viajero tiene copas de retención de líquido; está provisto de una válvula de retención, que abre cuando golpea en superficie y cierra cuando golpea en el fondo. Su caída libre en gas es de unos 200 pies/min; y en líquido, de 200 a 600 pies/min, dependiendo de la viscosidad del petróleo.

Durante el tiempo que el pistón esta en el fondo, el líquido sube por encima de él. Al abrir la válvula de LAG, el gas levanta el pistón y éste el líquido, hasta la superficie. La válvula de retención del pistón se abre de nuevo, el gas de alta presión de la tubería se disipa en la línea de flujo y al estar baja la presión de tubería, el pistón cae por gravedad, para repetir el ciclo anterior.

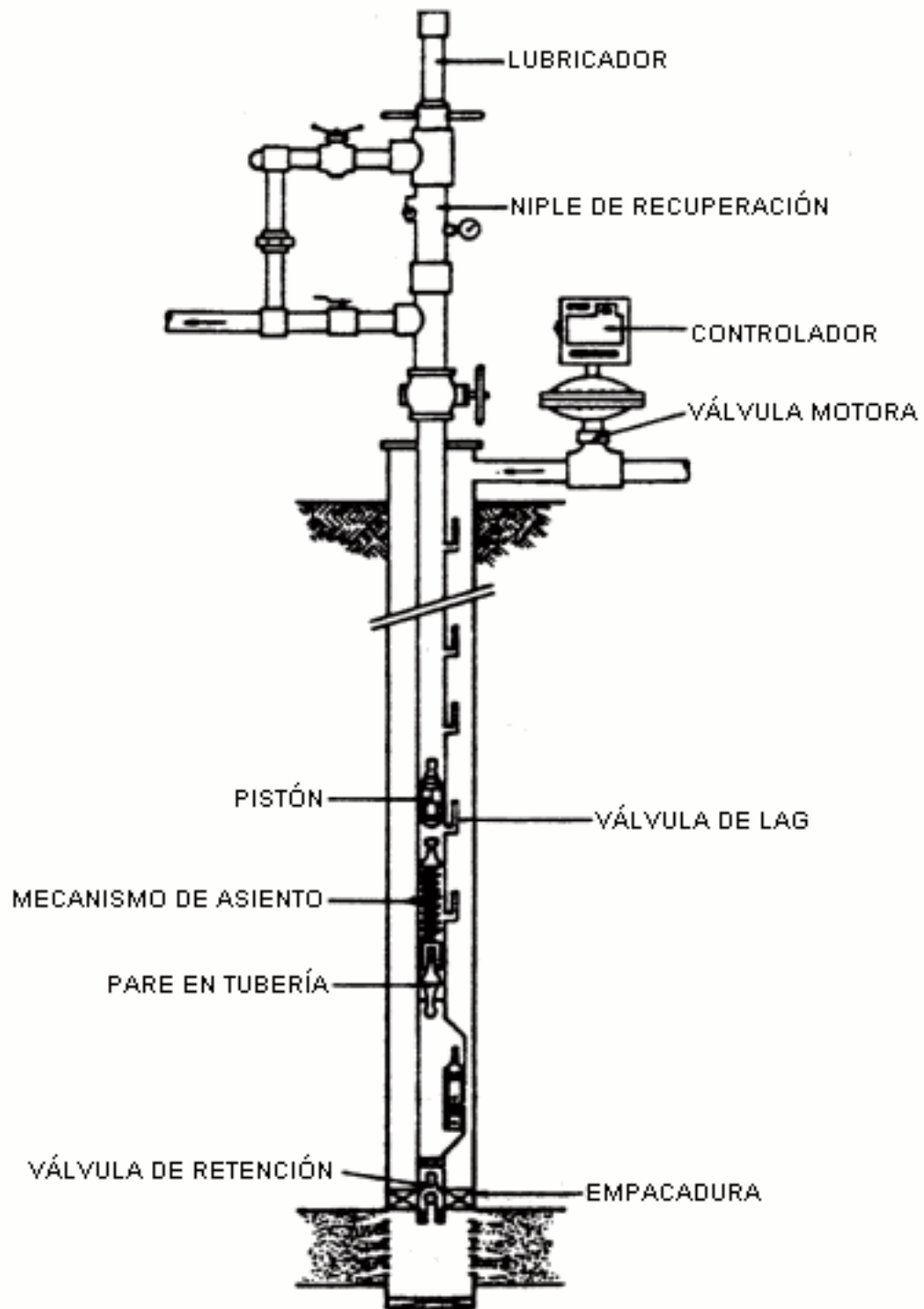


Fig. 5.10 Instalación con Pistón Viajero

5.5 DISEÑO DE INSTALACIONES DE LAG

A continuación se describen varios métodos de diseños de pozos que producen por LAG, además de las diferentes etapas del diseño, tanto como para flujo continuo como para flujo cíclico (intermitente). Para cada método de diseño se presenta su objetivo, criterio de selección y las diferentes etapas del mismo. Esta descripción se limita solo para el método continuo y cíclico, debido a que son los más usados en la industria petrolera nacional.

5.5.1 Objetivos

Cuando un pozo muere o su producción declina por debajo de una tasa aceptable, hay que instalar un sistema de levantamiento artificial. En la figura 5.11.a se ilustran las condiciones de un pozo muerto. No hay flujo y la presión del cabezote es igual a la presión del separador. Esta presión se extenderá hasta el nivel del líquido en la tubería con un gradiente de gas. En el gráfico se muestra el nivel del líquido. El peso del líquido crea una presión al tope del intervalo abierto igual a la presión estática y el pozo no fluye.

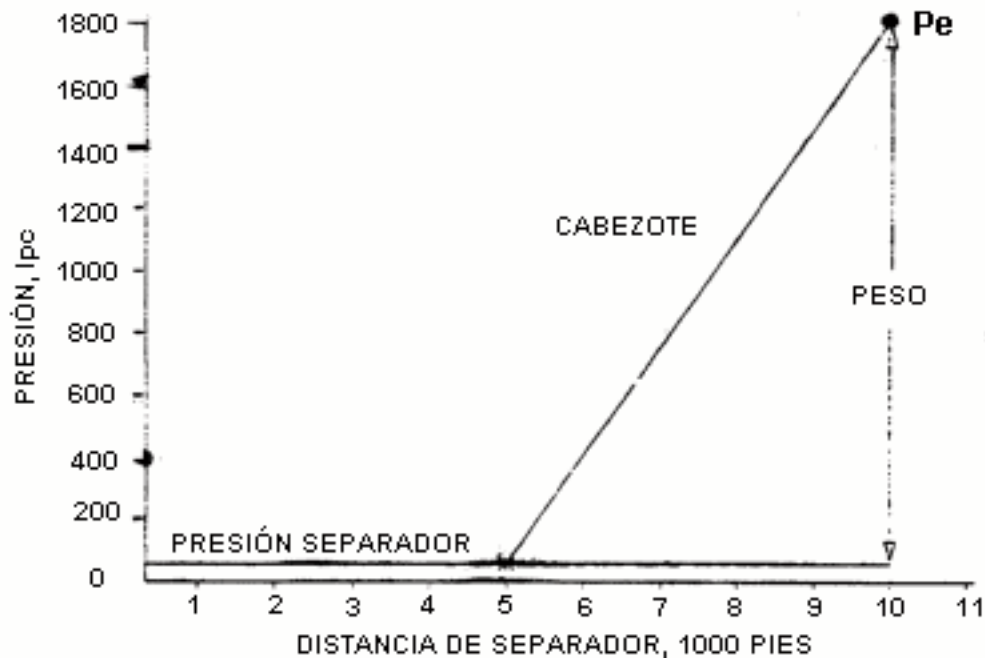


Fig. 5.11.a Pozo Muerto
Reducción de la Presión de Fondo por Inyección de Gas

En la figura 5.11.b se ilustra el mismo pozo en levantamiento artificial. Al inyectar gas al fondo de la tubería el peso de la columna del fluido se reduce, y la presión del tope del intervalo abierto se reduce y el pozo fluye. La presión en el

cabezote se aumenta debido a que la fricción en la línea de flujo. La fricción en la tubería también se aumenta, pero ésta se compensa con la reducción en el peso. Al inyectar más gas, el peso se reduce aún más, pero la fricción también aumenta.

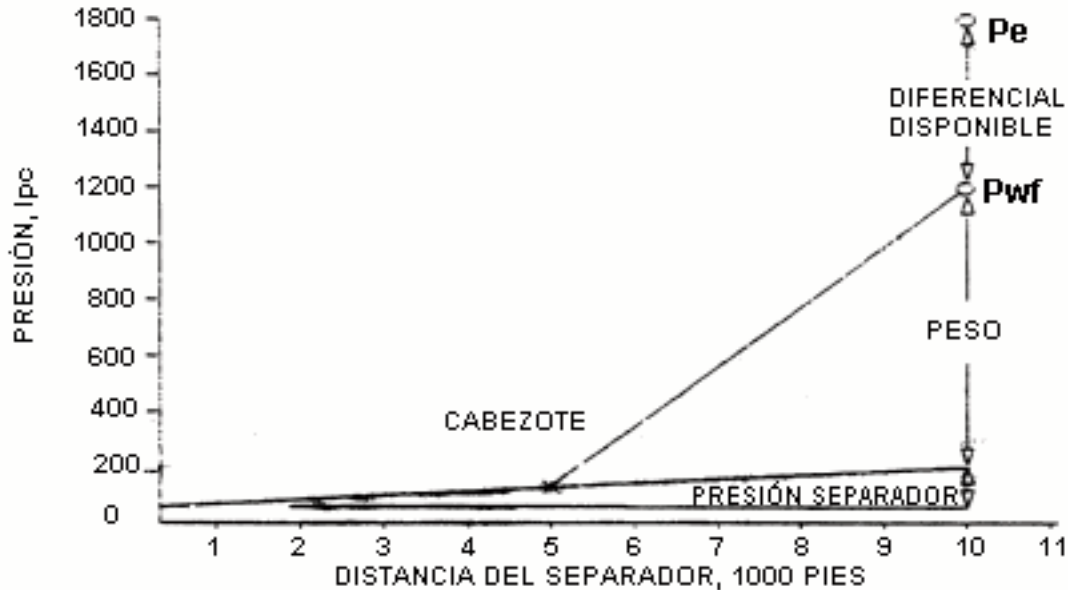


Fig. 5.11.b Pozo Produciendo en la LAG
Reducción de la Presión de Fondo por Inyección de Gas

El punto donde un aumento en la cantidad de gas inyectado causarían un aumento en la fricción, mayor que la reducción en el peso, se llama **gradiente mínimo**. Con el gradiente mínimo se consigue la tasa de producción máxima y la tasa del pozo el flujo natural, variando la cantidad de gas inyectado.

El objetivo fundamental del diseño de las instalaciones de un pozo que producen por levantamiento artificial es el de **aumentar su producción haciendo un uso óptimo del gas de inyección**.

5.5.2 Criterios para la selección del método

Tanto el método intermitente como el continuo tienen sus ventajas, y depende del comportamiento de cada pozo el uso de uno u otro. Las condiciones que favorecen el flujo continuo son las siguientes:

- Alta tasa de producción
- Relación gas-fluido de yacimiento alta
- Diámetro de tubería pequeño

- Densidad de petróleo baja

En adición a las condiciones expuestas, una restricción en la cantidad de gas disponible para levantamiento favorece el flujo intermitente. Si la relación gas-fluido del yacimiento es baja, el flujo intermitente ayuda a evitar la formación de espuma.

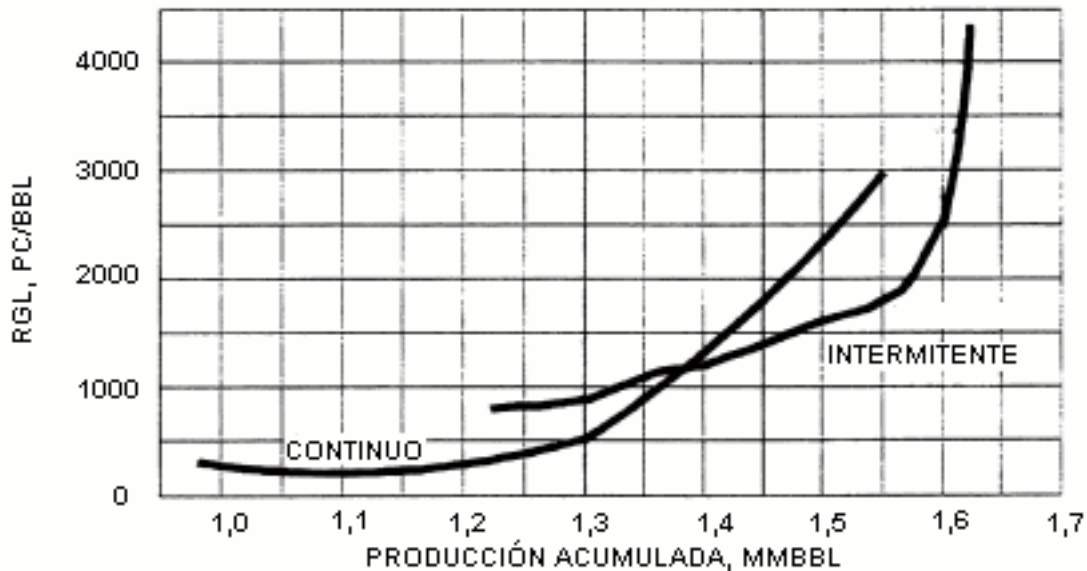
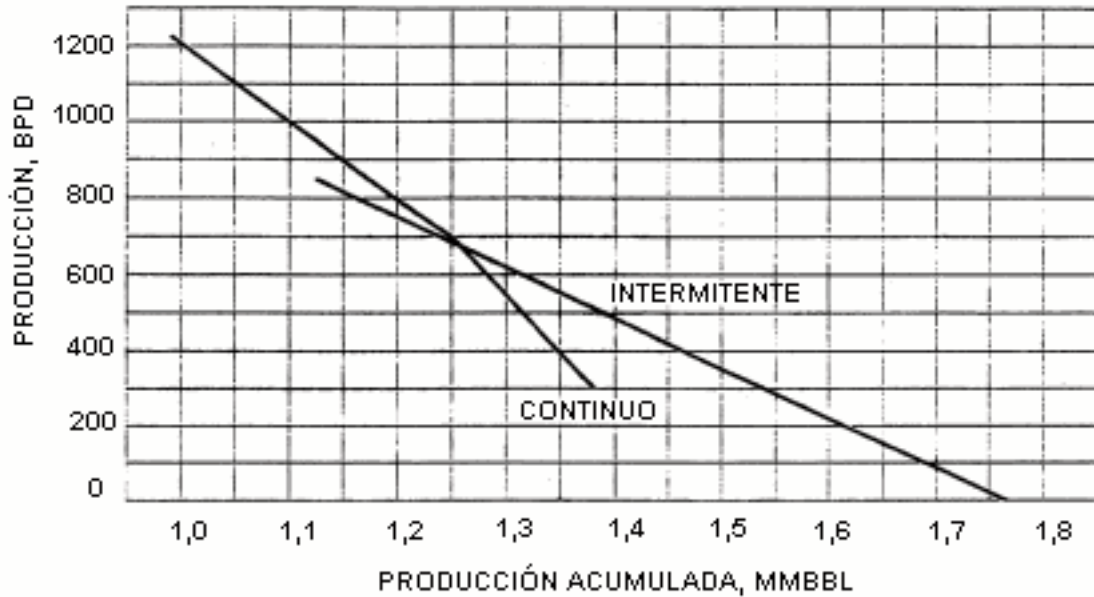


Fig. 5.12 Flujo Intermitente vs. Continuo

En la figura 5.12 se presenta un caso ideal en el cual todos los parámetros se mantuvieron fijos menos la presión estática, la cual se declinó linealmente con la producción acumulada. Al llegar a 1,3 millones de barriles, el flujo intermitente puede igualar la tasa de producción con la del flujo continuo. Y al pasar 1,4 millones, la instalación intermitente es capaz de producir más fluido con menos gas de levantamiento.

Cuando hay duda, es conveniente correr los dos programas para intermitente y continuo utilizando el mismo índice de productividad y la misma presión estática para los dos casos. Comparar la producción y el gas inyectado, y usar el mejor diseño. Restar las tasas de producción y gas inyectado y calcular la relación de gas inyectado y producción de los incrementos. Si la relación es más de 2000 PC/B, el costo del incremento de producción es demasiado alto.

En un pozo típico hay una diferencial de presión que puede variar entre 100 y 400 lpc, entre la tubería y el espacio anular. En flujo continuo no se usa la energía del gas para levantar los líquidos; la única función del gas es aligerar la columna. Al contrario, en flujo intermitente se utiliza la energía del gas para desplazar el líquido de la tubería.

5.5.3 Etapas del diseño

El diseño de una instalación de LAG sigue un proceso lógico que se describe en forma general que se procederá a describir.

El primer paso de un diseño es el efectuar un **análisis nodal**, se da como resultado la selección del diámetro de la tubería y la tasa de flujo óptima, tomando en cuenta el comportamiento del yacimiento. Mediante el análisis nodal, se construye un gráfico de Pwf vs q_L tal como el mostrado en la figura 5.13 con la información tomada de esta figura se elabora el gráfico de optimización de producción (q_L vs q_{Gi}) el cual se muestra en la figura 5.14.

Al analizar cuidadosamente la figura 5.14 se obtiene la tasa de flujo óptima para unas condiciones dadas, la cual se tomará como base para el diseño de la instalación de levantamiento artificial por gas.

El segundo paso, es el de encontrar **el punto de inyección**, el cual se define como el punto más profundo por donde se puede inyectar el gas de levantamiento. En la figura 5.15, el punto de inyección es la intersección de la columna de gas en el anular con la curva de presión para la tasa de fluido dada anteriormente. Se procederá a presentar métodos para encontrar la columna de gas en el espacio anular y la presión en la tubería de producción.

El tercer paso es el de colocar **válvulas superiores**, denominadas **válvulas de descarga**, siguiendo un método de espaciamiento. Estas válvulas son necesarias, ya que el pozo luego de ser completado tiene fluido de completación en la tubería y en el espacio anular, los cuales deben ser

descargados para poder llegar al punto de inyección. En la figura 5.15 la columna estática de los fluidos corta a la columna del gas de inyección por encima del punto de inyección. Si no se coloca una válvula de descarga en ese punto, no se puede llegar al punto de inyección.

El cuarto paso, es el de calibrar las válvulas de descarga y la de inyección, de tal manera que las válvulas superiores permanezcan cerradas cuando se inyecta gas por el punto de inyección óptimo. Esta última válvula se denomina "válvula operadora".

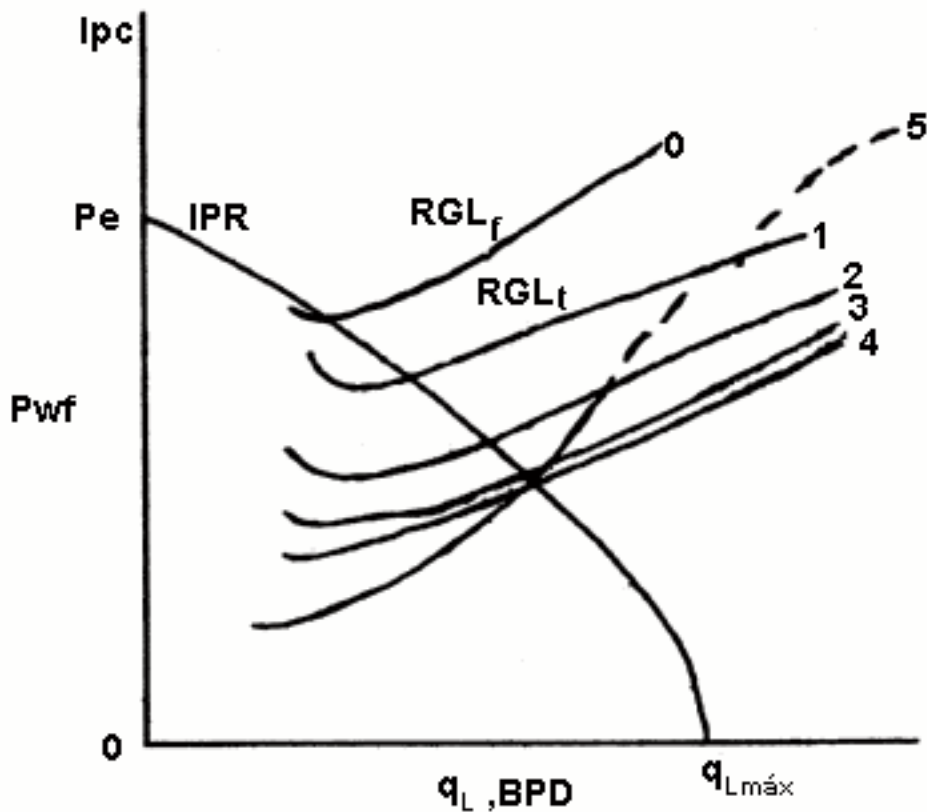


Fig. 5.13 Curva de Comportamiento de Producción

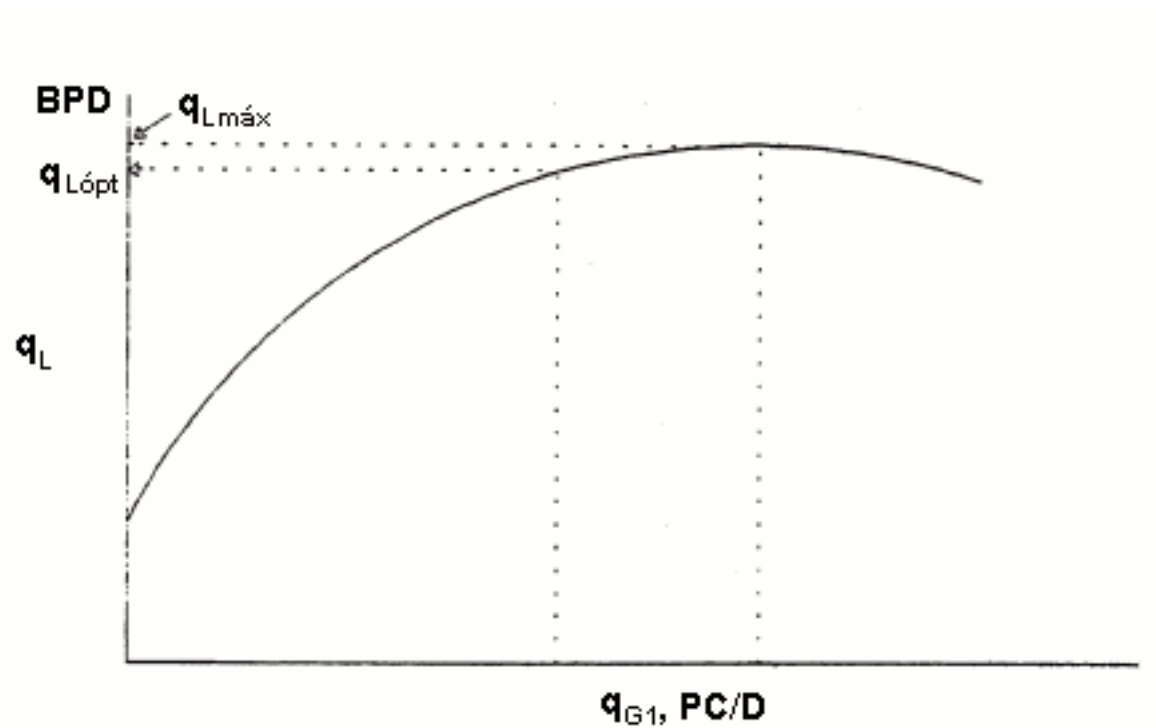


Fig. 5.14 Curva de Optimización

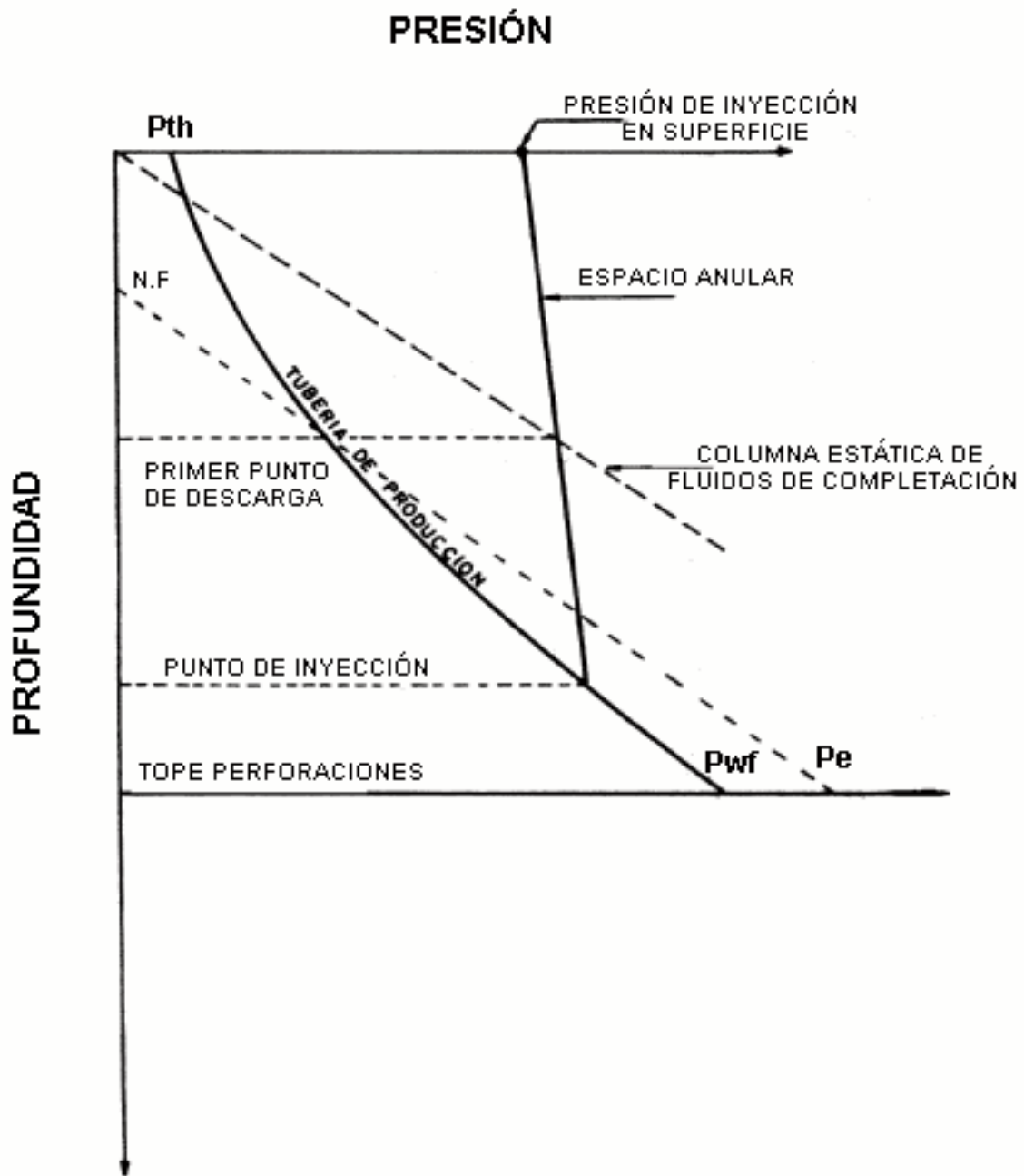


Fig. 5.15 Punto de Inyección

Análisis nodal

Es un método que permite estudiar los diferentes componentes de un sistema de producción e intercambiarlos con el propósito de predecir las tasas de flujo, y posteriormente optimizar los distintos componentes del sistema.

Al aplicar el análisis nodal a todo el sistema de producción del pozo, desde el límite exterior del yacimiento hasta la cara de la arena, pasando por las perforaciones y la terminación del pozo hasta el orificio de entrada a la tubería de producción y a la sarta de tubería ascendente, incluyendo las válvulas de seguridad de subsuelo, estranguladores en superficie, la línea de flujo y el separador.

En todo el sistema de producción pueden ocurrir pérdidas de presión en diferentes puntos desde el yacimiento hasta el separador.

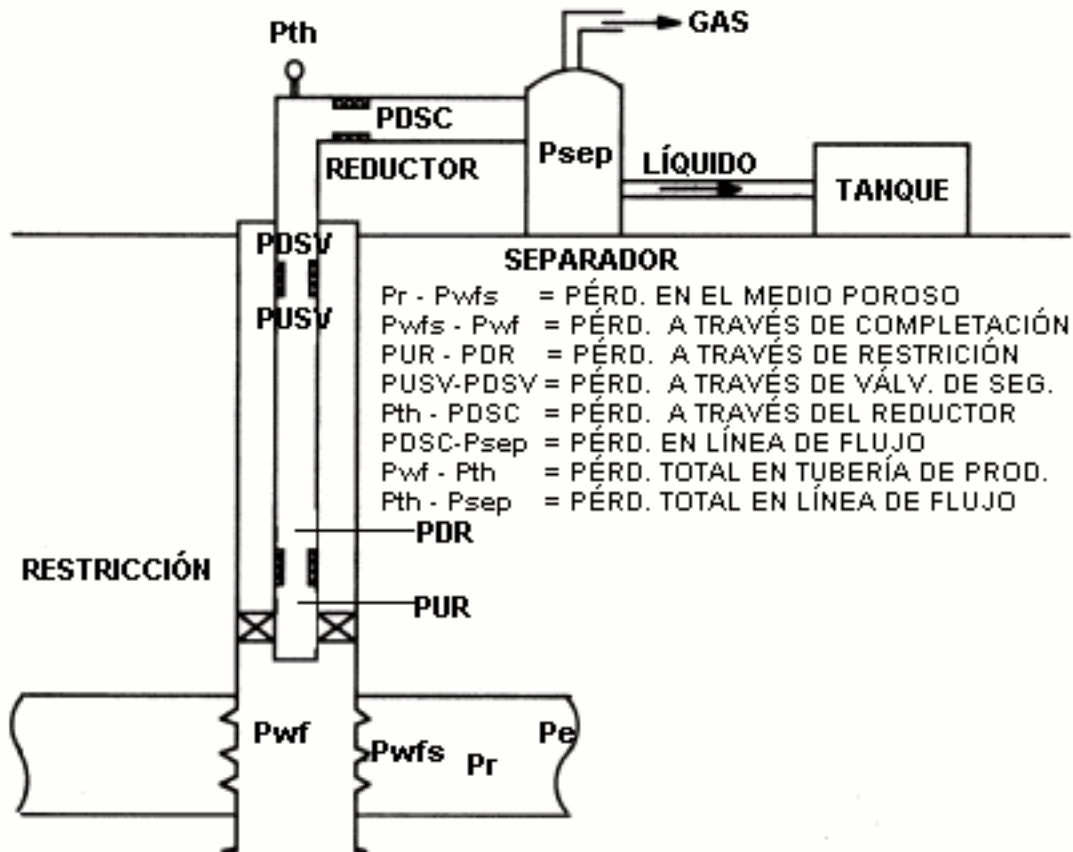


Fig. 5.16 Posibles Pérdidas de Presión en un Sistema Completo

En la figura 5.16 se analizan las pérdidas de presiones desde el yacimiento hasta el separador.

La composición del pozo puede variar desde el sistema más simple hasta el más complejo o cualquier combinación de esta.

Para analizar el problema de producción y resolverlo, se ubican nodos en intervalos definidos para diferentes ecuaciones o correlaciones.

Cuando en un nodo existe una presión diferencial a través de él, la presión o tasa de flujo puede ser representada por una función matemática o física. Por ser práctico se instala un nodo en el fondo del pozo y otro en el tope, como un nodo solución. Una vez que el nodo solución es seleccionado las caídas o aumentos desde el punto de partida son adicionados hasta que el nodo solución es alcanzado.

Una aproximación nodal se presenta para evaluar efectivamente un sistema de producción, considerando todos los componentes del pozo: Comenzando desde el la presión del yacimiento (P_r) y finalizando en la presión del separador (P_{SEP}). Incluyendo flujo a través del medio poroso, flujo a través de las perforaciones y completaciones, a través de las tuberías de producción ascendente con posibles restricciones que existan en el hoyo y válvulas de seguridad y flujo en la línea horizontal con paso a través del estrangulador en superficie y hasta el separador.

Las correlaciones de flujo multifásico y las ecuaciones para las restricciones, estranguladores, etc., deben ser incorporadas a la solución.

5.6 Determinación del punto de inyección

Como se mencionó en las etapas del diseño, el punto de inyección corresponde al punto más profundo por donde se puede inyectar el gas luego de haber realizado la descarga del pozo (ver fig. 5.15). En esta sección se explica detalladamente cómo encontrar la presión de los fluidos en la tubería de producción y la presión del gas en el espacio anular. La intercepción de estas curvas corresponde al punto de inyección.

5.6.1 Gradiente de presión en la tubería de producción

Varias correlaciones se han publicado para el calculo de la presión en la tubería de producción. Las correlaciones de Duns y Ros, de Orkiszewski y Azíz, Govier y Fogarasi son bien conocidas. Todas dan presiones aceptables para el diseño del equipo de levantamiento artificial, cuando la gravedad del petróleo es mayor de 14 ° API y el corte de agua menor de 65 %.

En el tema de flujo natural fueron descritos los cinco regímenes que se encuentran en pozos que producen por flujo continuo. Es posible encontrar un solo régimen o todos los cinco en un pozo. Normalmente, en pozos que producen por levantamiento artificial, el flujo en **neblina** o **espuma** se encuentra por encima del punto de inyección.

En la figura 5.17 se observa lo que pasa cuando a un pozo inicialmente cargado con una columna de líquido estática, se le inyecta gas a una profundidad D_n :

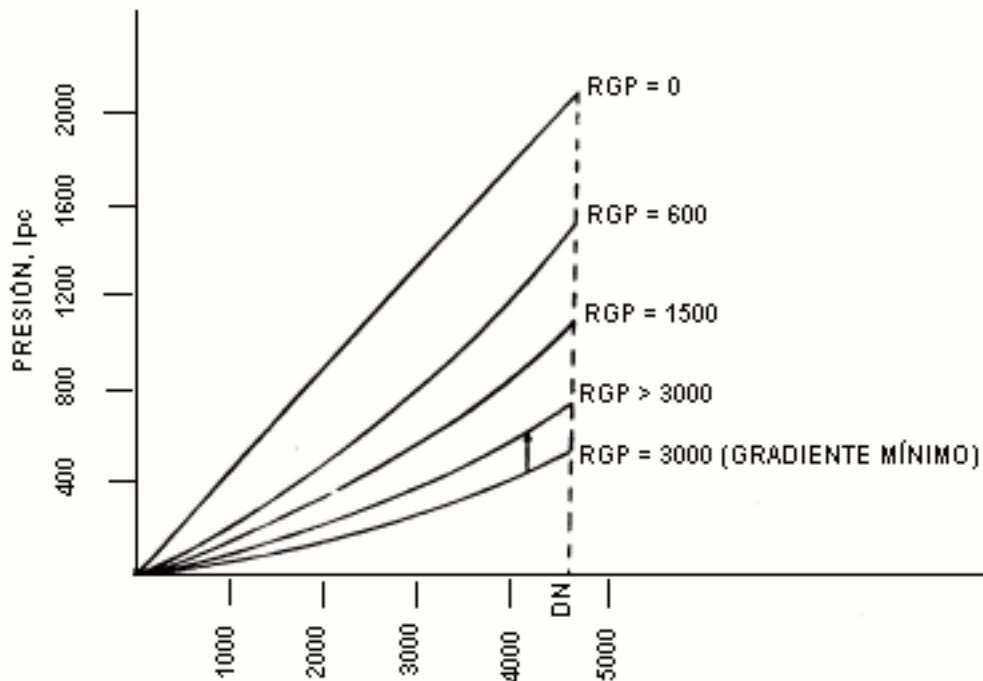


Fig. 5.17 Gradiente de Presión en la Tubería

- Mientras no se inyecta gas a la tubería ($RGL_i = 0$), la distribución de presión es lineal y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$P = g_s * D \quad \text{Ec. 5.1}$$

Donde:

P : presión en la tubería, lpc

g_s : gradiente del fluido, lpc/pie

D : profundidad, pies

RGL_i : relación gas inyectado a líquido, PCN/B

- A medida que se inyecta gas, el peso de la columna se va aligerando hasta que alcanza un valor denominado “**gradiente mínimo**”.
- Si se trata de inyectar gas por encima del valor de RGL_t correspondiente al gradiente mínimo, se tiene que la presión a lo largo de la tubería aumenta en lugar de disminuir. Esto se debe a que con el aumento de la velocidad de la mezcla, la fricción comienza a jugar un papel más importante que el aligeramiento de la columna.

Para determinar la curva de presión en la tubería en forma gráfica, se usan las curvas de gradiente de presión. Estas gráficas se dan estas curvas de presión, correspondiente a diferentes diámetros de tubería, corte de agua, grados API y caudal de fluidos. Para hacer uso de estas de curvas, simplemente se busca el gráfico que corresponda a estos valores y se usa la curva con una relación gas-líquido tal, que sea de menor presión (gradiente mínimo).

Si la presión en superficie está por encima de la presión que se da en el gráfico, existe un procedimiento para dibujar la curva de presión (ver fig. 5.18):

- Primero se coloca el papel transparente con los ejes de presión y profundidad a la misma escala que el gráfico de presión, de tal manera que los ejes coincidan.
- Luego se mueve verticalmente hacia abajo en el papel transparente, hasta que el eje de presión en el papel transparente pase por el punto "A" de la figura 5.18.
- Finalmente, sobre el papel transparente se dibuja el resto de la curva a partir del punto "A". De tal forma que la presión correspondiente al punto "A", es la presión de superficie.

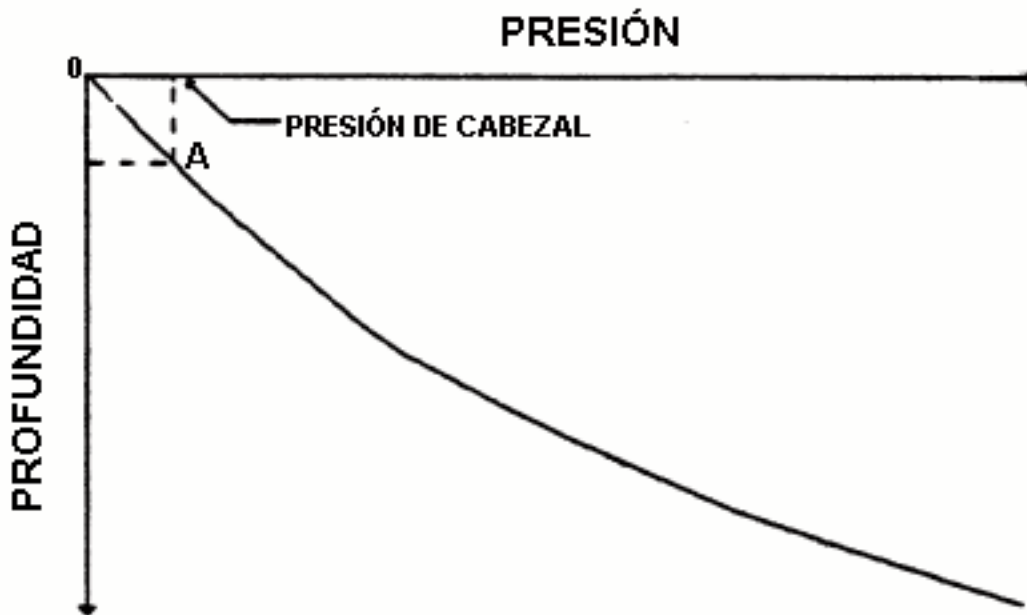


Fig. 5.18 Procedimiento para Ajustar la Presión del Cabezal

5.6.2 Gradiente de gas

Durante la realización del diseño o diagnostico de los equipos de LAG, es necesario conocer la presión ejercida por este a cualquier profundidad. Esto se obtiene en forma gráfica (fig. 5.19), o haciendo uso de los factores de gas, los cuales serán derivados más adelante.

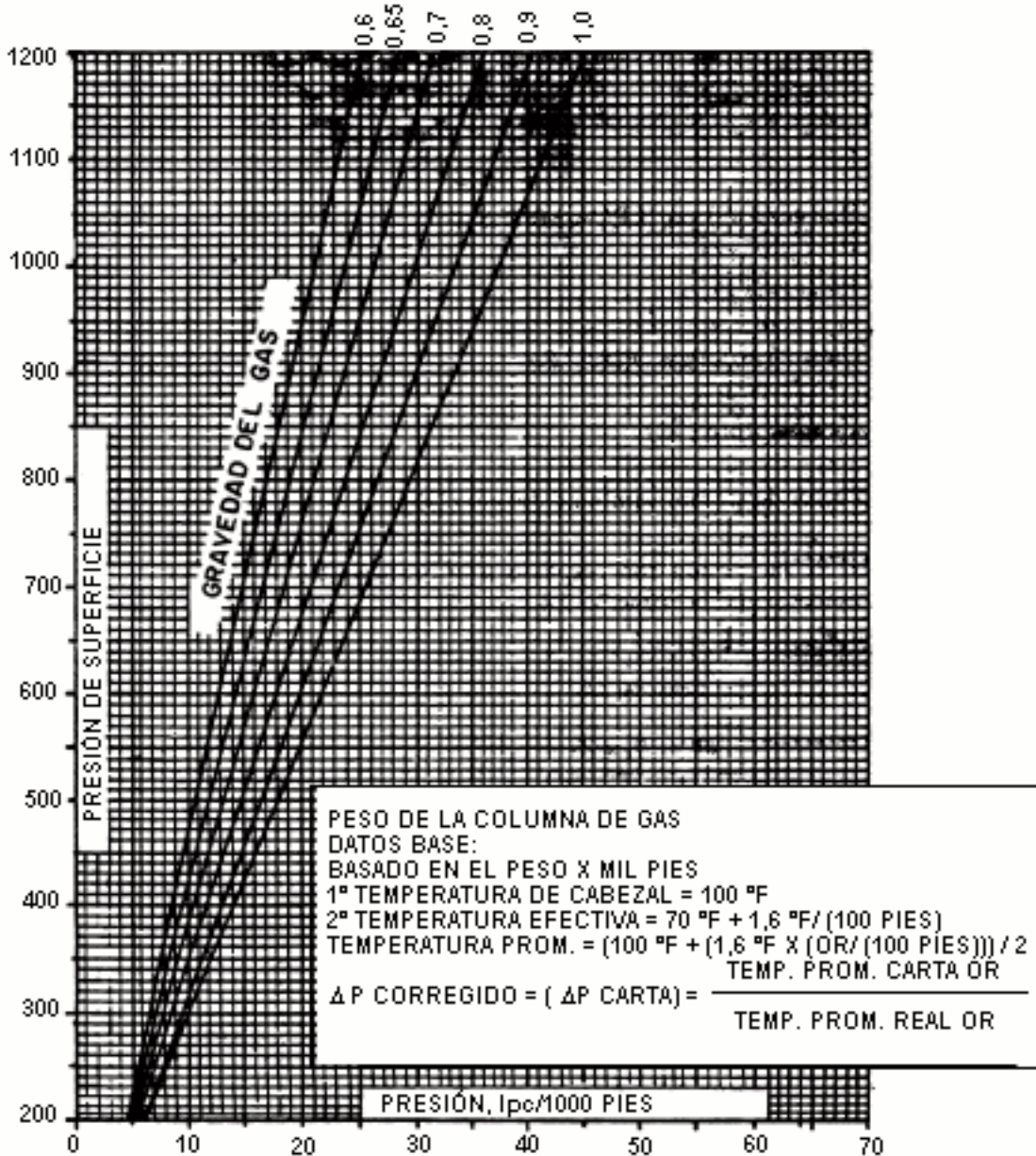


Fig. 5.19 Diagrama para Calcular la Presión del Gas a la Profundidad

El desarrollo de los factores de gas tiene como finalidad el poder conocer la presión de gas a cualquier profundidad a partir del existente en la superficie. La expresión deberá tener la forma de la siguiente ecuación:

$$P_{iOdn} = P_{iOn} * F_G \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde:

P_{iOdn} : presión del gas a la profundidad D_n , lpc

P_{iOn} : presión del gas en la superficie, lpc

F_G : factor del gas, adimensional

$$\rho_G = \frac{P}{R * Z * T} \quad \text{Ec. 5.3}$$

Donde:

ρ_G : densidad del gas, lpc/Mpies

P : presión, lpc

R : constante del gas, pies/°R

T : temperatura, °R

Z : factor de compresibilidad del gas, adimensional

La variación de la presión con respecto a la profundidad se expresa según la siguiente ecuación:

$$dP = \rho_G * dD \quad \text{Ec. 5.4}$$

Donde:

D : profundidad, pies

Sustituyendo la ecuación 5.3 en 5.4 se tiene:

$$dP = \left(\frac{P}{R * Z * T} \right) * dD \quad \text{Ec. 5.5}$$

En la ecuación 5.5 se desconocen los valores de R , Z y T . Como se analizará más adelante, el valor de R depende de la gravedad específica del gas. El de T , de la distribución de la temperatura geotérmica con respecto a la profundidad, la cual es conocida para el área en estudio. Para el de Z se puede tomar un valor promedio asumido, lo cual dará un valor aproximado del gradiente del gas; o se puede derivar una expresión de Z en función de la profundidad, la presión absoluta en la superficie y la gravedad específica del gas. Usando esta última expresión de Z se obtendrá un gradiente de gas más preciso, tal como se explicará posteriormente.

La constante de gas se determina despejando R de la ecuación 5.3, aplicada a condiciones normales de temperatura y presión: 14,7 lpc, 520 ° R y $Z=1$, lo cual toma la siguiente expresión:

$$R = \frac{P_S}{\rho_S * T_S * Z_S} \quad \text{Ec. 5.6}$$

Donde:

P_S : presión a condiciones normales, 14,7 lpc

ρ_S : densidad del gas a condiciones normales

T_S : temperatura a condiciones normales, 520 ° R

Z_S : compresibilidad del gas a condiciones normales, adimensional

El valor de ρ_S se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\rho_S = GE_G * \rho_a \quad \text{Ec. 5.7}$$

Donde:

GE_G : gravedad específica del gas, adimensional

ρ_a : densidad del aire en condiciones normales, $0,530326 \times 10^{-3}$ lpc/pies

El valor de R se obtiene de la expresión:

$$R = \frac{14,7}{(GE_G) * (0,530326 \times 10^{-3}) * (1) * (520)} = \frac{0,053305}{GE_G}$$

Para el valor de la temperatura, T , en la ecuación 5.5 se asume que ésta es similar a la de la formación a la misma profundidad. Para el área en estudio, la temperatura T en función de la profundidad D , está dada por la ecuación 5.8:

$$T = a + (b * D) \quad \text{Ec. 5.8}$$

De la ecuación 5.5 se tiene:

$$\int_{P_0}^P \frac{dP}{P} = \left(\frac{1}{Z * R} \right) * \left(\int_0^D \frac{dD}{(a + b * D)} \right) \quad \text{Ec. 5.9}$$

Donde:

P_0 : presión a profundidad cero.

En la ecuación 5.9 se tomó un valor cero de Z , tomando en cuenta las profundidades y los distintos valores de GE_G comúnmente encontrados ($Z = 0,895$).

Integrando los términos de la ecuación 5.9 se tiene:

$$\ln(P) = \ln(P_o) + \frac{1}{Z * R * b} * \ln\left(\frac{a + b * D}{a}\right) \quad \text{Ec. 5.10}$$

De donde se tiene:

$$P = P_o * \left(1 + \frac{b * D}{a}\right)^{mg}$$

El valor de mg se determina de la manera siguiente:

$$mg = \frac{1}{Z * R * b} \quad \text{Ec. 5.11}$$

Si se compara la ecuación 5.11 con la 5.2, se tiene que el factor de gas, para un valor de Z promedio se obtiene por:

$$F_G = \left(1 + \frac{b * D}{a}\right)^{mg} \quad \text{Ec. 5.12}$$

Usando los siguientes valores:

$$\begin{aligned} Z &= 0,895 \\ a &= 540 \text{ }^\circ R \\ b &= 0,01 \text{ }^\circ R/\text{pies} \\ GE_G &= 0,7 \end{aligned}$$

Se llega a la ecuación 5.13 del factor de gas para valores promedios:

$$F_G = \left(1 + \left(\frac{Dx10^{-3}}{54}\right)\right)^{1,524} \quad \text{Ec. 5.13}$$

De la ecuación 5.2 se tiene que:

$$P_{iOdn} = P_{iOn} * F_G$$

5.6.3 Procedimiento gráfico para determinación del punto de inyección

- 1.) Marque la profundidad en la ordenada del papel de gráfico, con la profundidad cero al tope y la profundidad máxima al fondo.
- 2.) Marque la presión en la abscisa, numerando la escala desde cero hasta el valor máximo.
- 3.) Marque la presión estática al fondo del hoyo (P_e) a la profundidad correcta (fondo del pozo).
- 4.) Con el valor del índice de profundidad (IP), calcule la presión diferencial (DRAW DOWN), necesaria para tener la tasa de producción deseada.

$$\Delta P = \frac{q_L}{IP}$$

- 5.) Reste la presión diferencial (DRAW DOWN) de la presión estática (P_e) para obtener la presión de fondo fluente (P_{wf}). Señale esta presión a la profundidad.

$$P_{wf} = P_e - \Delta P$$

- 6.) Desde el punto de la presión de fondo fluente, dibuje la curva de gradiente debajo del punto de inyección de gas. Esta curva se calcula, bien manualmente o mediante el uso del computador, o se traza directamente de las curvas de gradiente de flujo disponible.
- 7.) Marque la presión de operación del gas de inyección de superficie. Esta presión generalmente se toma como 100 lpc menor que la presión normal disponible.

$$P_{ion} = P_G - 100[lpc]$$

- 8.) Extienda la línea que representa la presión de operación de superficie hacia abajo, tomando en cuenta el peso de la columna de gas (fig.5.19). Extienda esta línea hasta que ella intercepte la línea de gradiente de flujo, según se estableció en el paso 6.
- 9.) Marque el punto donde la presión de operación del anular intercepta la línea de gradiente de flujo como el punto de balance entre las presiones de tubería y anular. Para una instalación abierta (sin empacadura), esto sería el nivel de fluido de trabajo en el anular.

- 10.) Reste 100 lpc de la presión en el anular en el punto de balance. Lleve hacia arriba en el hoyo una distancia equivalente a estos 100 lpc en la

línea de presión de fondo fluyente, y marque este punto; este punto será el **punto de inyección de gas**. Este procedimiento es necesario para aseverar la entrada de gas y también para estar seguro de que el pozo puede ser descargado a este punto de inyección de gas.

- 11.) Trace la presión de flujo a la superficie (P_{th}). En la práctica este es un valor desconocido que depende de la presión en el separador y de la longitud y diámetro de la línea de flujo; se obtiene mediante el uso de las curvas de correlación de flujo horizontal.
- 12.) Una la presión de flujo de superficie al punto de inyección de gas, seleccionando la curva de gradiente de presión apropiada. Esta curva a su vez dará la RGL total requerida para producir el pozo (RGL_t).
- 13.) La RGL de inyección (RGL_i) requerida se obtiene restando a la RGL total (obtenida en el paso 12) la RGL del yacimiento (RGL_y).

$$RGL_i = RGL_t - RGL_y$$

*Nota : la determinación del **punto de inyección de gas** mediante este método para un pozo en particular a un tiempo particular en su vida productiva. Dependiendo del tipo de mecanismo de empuje según el cual este pozo produce, sus características pueden cambiar considerablemente en uno o dos años. Por ejemplo, el pozo puede experimentar una declinación rápida en presión y/o un cambio en el índice de productividad (IP). Por consiguiente, debe ejercerse mucha vigilancia sobre el comportamiento que se espera del pozo hasta este tiempo. Puede suceder que el punto de inyección de gas baje bastante dentro de período de flujo de uno o dos años. Si este es caso, la localización del punto de inyección tiene que anticiparse, como se determinó para uno o dos años. Ello evitará sacar la tubería en el futuro para reespaciar las válvulas.*

5.7 ESPACIAMIENTO DE MANDRILES

Una vez determinado el punto de inyección se procede a realizar el espaciamiento de mandriles, el cual tiene como propósito descargar el pozo para poder llegar el punto de inyección deseado. El mismo se diseña tomando en cuenta el tipo de método adecuado a las características del pozo: continuo o cíclico (intermitente).

5.7.1 Espaciamiento de mandriles para el método continuo

Para espaciar los mandriles en flujo continuo se debe tomar en cuenta el tipo de válvula que se va a utilizar, las cuales se dividen en: válvulas operadas por presión de gas y válvulas operadas por presión de fluido.

Válvulas operadas por presión de gas: a continuación se describe el procedimiento a seguir para determinar el espaciamiento de mandriles en flujo continuo, utilizando las válvulas operadas por presión de gas y partiendo del calculo del punto de inyección efectuado anteriormente.

- 1.) Dibuje una línea que represente el gradiente de fluido muerto, tomando en cuenta la presión de la tubería o a una presión de cero lpc, según que el pozo se vaya a descargar a presión, o no, de la línea de flujo.
- 2.) Extienda esta línea hasta que ella intercepte la presión de arranque (KICK OFF PRESSURE), menos 50 lpc. Esta es la posición de la primera válvula.
- 3.) Dibuje la línea horizontal a la izquierda, desde el punto de la primera válvula hasta que ella intercepte la línea de gradiente de presión de flujo sobre el punto de inyección de gas.
- 4.) Desde esta intercepción en el paso tres, dibuje una línea paralela a la línea de gradiente de flujo muerto, hasta que ella intercepte la línea de gradiente de presión de operación de superficie, menos 25 lpc. Se localiza la válvula dos.
- 5.) Reduzca la presión de la válvula dos en 25 lpc; dibuje la línea de gradiente de gas hacia abajo del pozo.
- 6.) Dibuje una línea horizontal desde la válvula dos a la izquierda, hasta que intercepte la línea de gradiente de flujo.
- 7.) Desde este punto dibuje una línea paralela a la línea de gradiente de flujo muerto hasta que intercepte la línea de gradiente que se dibujo en el paso cinco. Esta es la válvula tres.
- 8.) Repita el procedimiento de los pasos cinco, seis y siete, hasta que se alcance el punto de inyección del gas.
- 9.) **Prueba de espaciamiento:** es practica común de PDVSA, hacer las pruebas de espaciamiento para decidir si hay que ajustar los mandriles o colocar mandriles por debajo del operador. Hacer estas pruebas después de calcular cada mandril.

a.) Si $|D_{Pd} - 60 - D_n| \leq 150$

Usar $D_n = (D_{Pd} - 60)$ y terminar el cálculo. Significa que el último mandril esta bastante cerca a $(D_{Pd} - 60)$ y no vale la pena hacer cálculos adicionales.

- b.) Si $(D_n - D_{Pd}) > 90$ seguir con el punto diez.
- c.) Si $(D_n - D_{n-1}) < D_{MÍN}$ seguir con el punto once.
- d.) Si $(D_n - D_{n-1}) \geq D_{MÍN}$ aceptar D_n y seguir con los cálculos para el próximo mandril.

D_{Pd} : profundidad de la empacadura, pies

$D_{MÍN}$: distancia mínima entre mandriles (defecto = 600 pies)

10.) **Ajuste de mandriles:** cuando el cálculo de espaciamento primario resulta en un mandril más de 90 pies por debajo de la empacadura (prueba 9.b) es aconsejable ajustar las profundidades de los mandriles. Se muestra un ejemplo en la figura 5.20. El espaciamento ajustado permitirá la descarga del pozo con una presión de arranque menor o con un gradiente de descarga mayor. En el ejemplo de la figura 5.20 el pozo descarga con una presión de arranque de 956 lpc vs la 1100 lpc del diseño original o con un gradiente de 0,535 vs 0,450 lpc/pie del original.

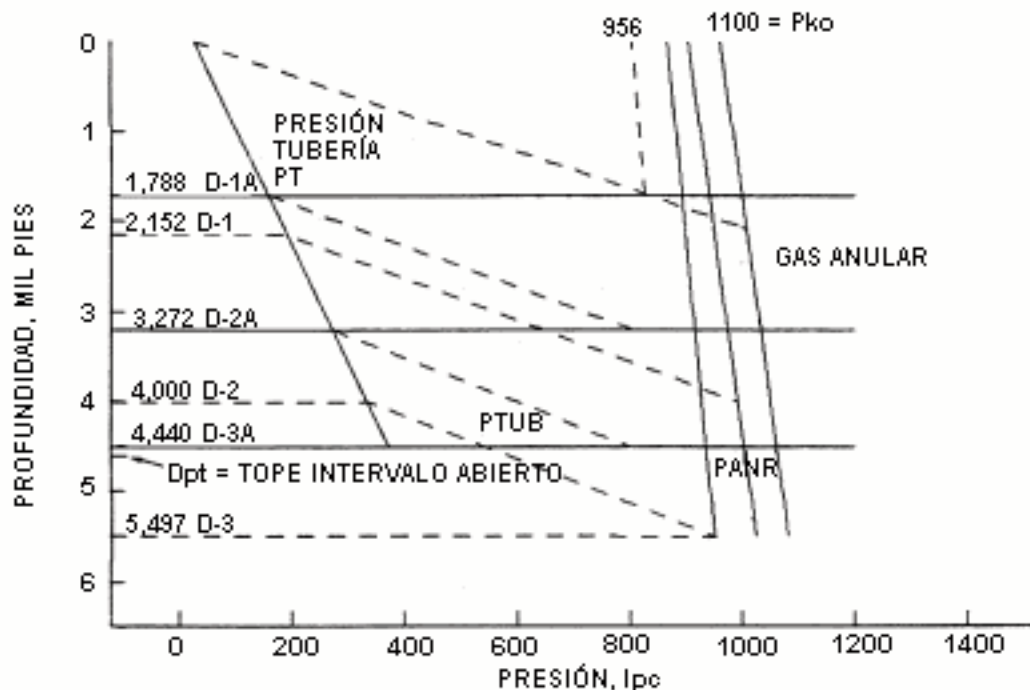


Fig. 5.20 Espaciamento de Mandriles Ajustados

En la ecuación 5.13.a dividir el exceso de presión disponible ($P_{ANN} - P_{TUB}$) entre los mandriles. Asignar la profundidad de $(D_{Pd} - 60)$ al último mandril, D_n , de ene mandriles.

$$DEL = \frac{P_{ANN} - P_{TUB}}{N * G} \quad \text{Ec. 5.13.a}$$

$$D_m = D_n - (n * DEL) \quad \text{Ec. 5.13.b}$$

Donde:

m : índice de la profundidad ajustada

Por ejemplo:

$$D_{1a} = D_1 - (1 * DEL)$$

$$D_{2a} = D_2 - (2 * DEL) \dots, \text{ etc...}$$

11.) **Mandriles debajo del operador:** es aconsejable instalar mandriles debajo del mandril calculado como operador en el diseño porque hay muchas variaciones en las condiciones del diseño. El pozo producirá por uno de los mandriles debajo del designado operador cuando:

- a.) La tasa de producción es menor que la asumida. La presión en la tubería será menor, permitiendo la inyección por un mandril más profundo
- b.) El fluido de carga es más liviano que el asumido en el diseño.
- c.) El pozo empieza a fluir mientras que el gas se inyecta por mandril superior. En lugar de un gradiente de descarga pesado G , el pozo tendrá el gradiente del fluido de la formación fluyendo con RGL de la formación (RGL_{γ}).
- d.) La presión de arranque es mayor que la presión usada en el diseño. Para aprovechar la presión alta será necesario cambiar las válvulas.
- e.) La declinación normal de la presión en el yacimiento incurre en tasas menores, reduciendo la presión en la tubería.
- f.) Las perforaciones están tapadas. En muchos pozos hay que vaciar la tubería para arrancar el pozo; después de limpiarse, el pozo produce de un mandril superior.

El método para calcular las profundidades de los mandriles adicionales es el siguiente (ver fig. 5.21).

Al calcular la profundidad, D_n , para un mandril a una distancia del mandril anterior, D_{n-1} , menor del espaciamiento mínimo, $D_{MÍN}$, (prueba

9.c); se toma el mandril D_{n-1} y $D_{PD} - 60$ en partes iguales con una separación que aproxima la distancia mínima.

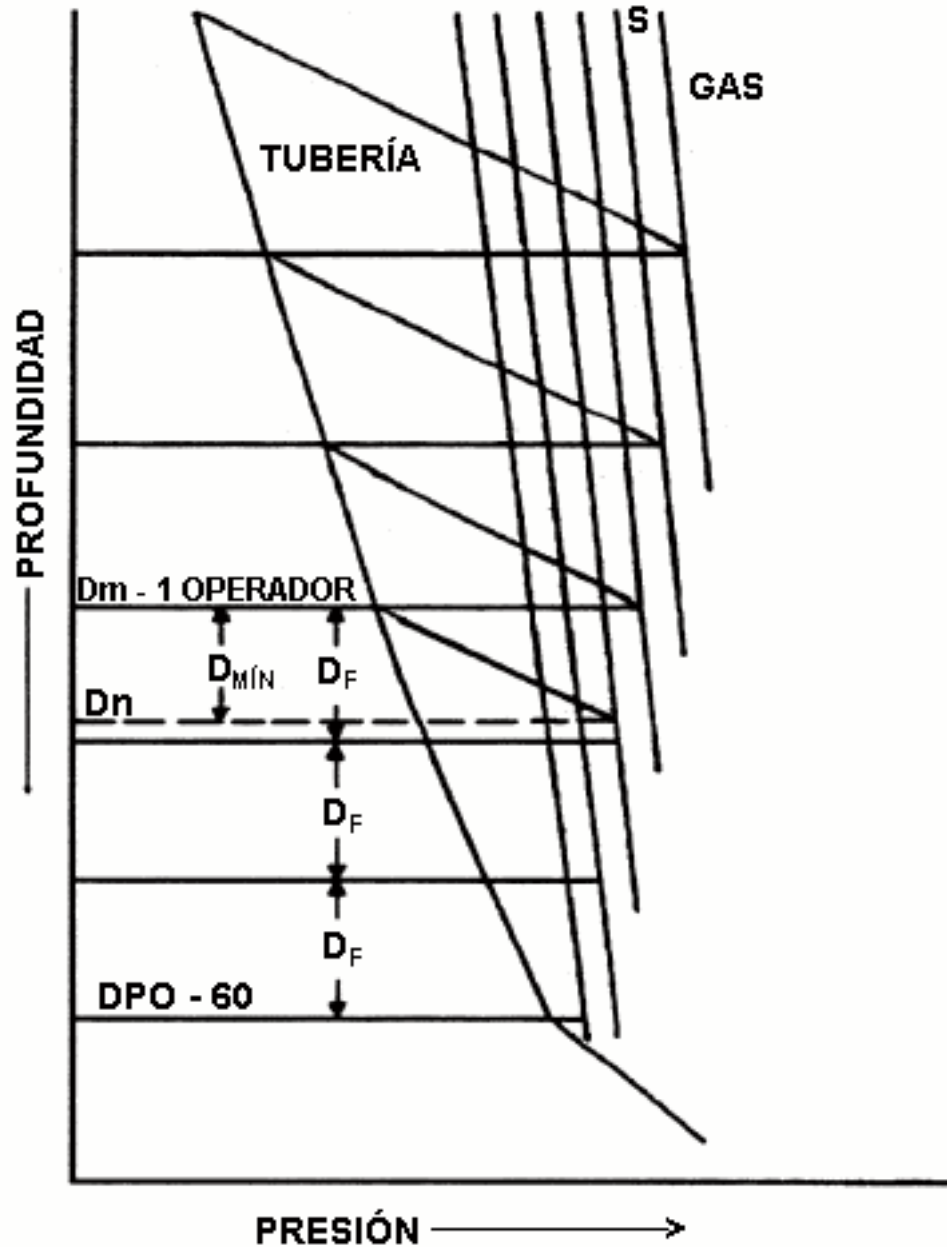


Fig. 5.21 Espaciamento de Mandriles
Mandriles Debajo del Operador

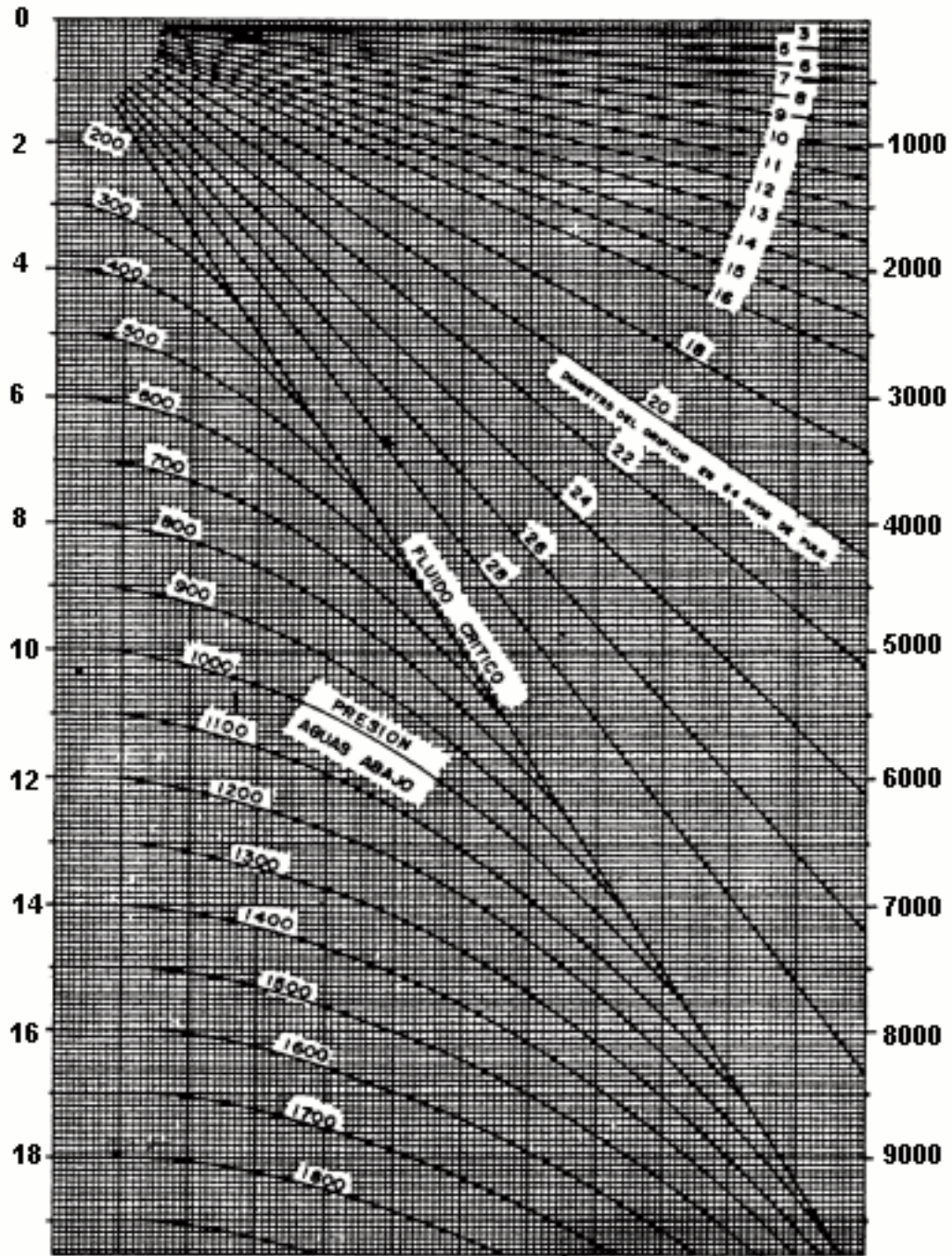


Fig. 5.22 Pase de Gas aTravés del Orificio

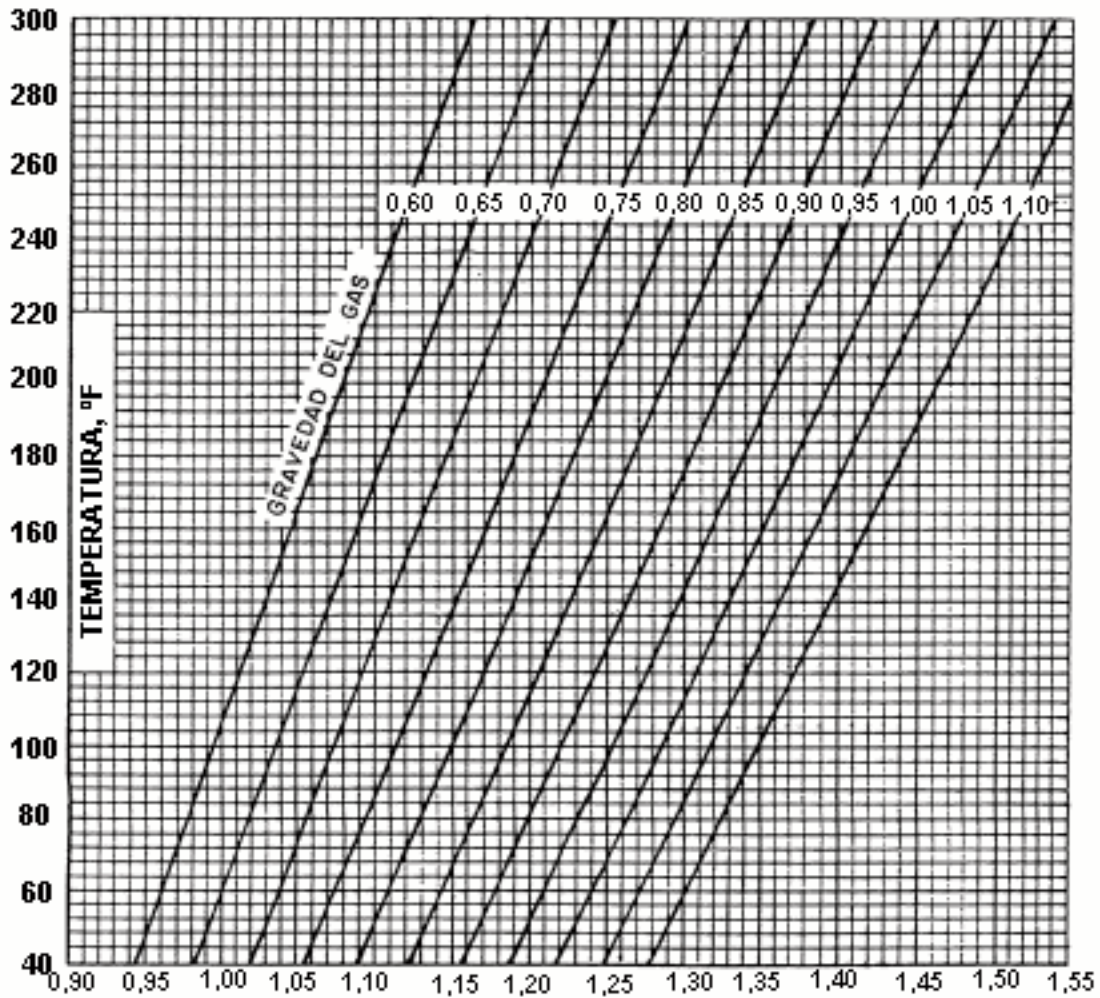


Fig. 5.23 Corrección del Factor de Gas

Calcular el número de mandriles adicionales, el número entero, I . El valor de I se toma sin decimales.

$$I = \frac{D_{Pd} - D_{n-1} - 60}{D_{MÍN}} \quad \text{Ec. 5.13.c}$$

Calcular la distancia entre los mandriles debajo del operador DF .

$$DF = \frac{D_{Pd} - D_{n-1} - 60}{I} \quad \text{Ec. 5.13.d}$$

Calcular las profundidades de estos mandriles. Para cada mandril.

$$D_n = D_{n-1} + DF \quad \text{Ec. 5.13.e}$$

El último mandril tendrá la profundidad $D_{Pd} - 60$

- 12.) La selección del diámetro de los estranguladores se hace utilizando las figuras 5.22 y 5.23.

Válvulas operadas por presión de fluido (espaciamiento universal): en muchos casos es necesario un espaciamiento que funcione para todo tipo de válvulas, por ejemplo: cuando se va a completar un pozo y todavía no se ha decidido el tipo de válvula que se usará.

De acuerdo con este método, si los mandriles están espaciado, puede instalarse cualquier tipo de válvula de levantamiento (operada por presión de revestidor, operada por presión de fluido o combinadas).

A continuación se describe el procedimiento gráfico para determinar el espaciamiento de mandriles utilizando válvulas por presión de fluidos.

- 1.) Mediante el procedimiento gráfico para determinar el punto de inyección, dibuje la línea de presión de diseño de tubería, desde la superficie hasta el punto de inyección. La línea debe comenzar desde una presión de superficie de $P_{th} + 0,20 * P_{io}$ ó $P_{th} + 200$. Seleccione el mayor valor.
- 2.) Trace la línea de gradiente de fluido muerto desde la presión al cabezal extendida hacia abajo, hasta interceptar la línea de presión de arranque. Esta intercepción localiza la primera válvula.
- 3.) Desde la profundidad de la primera válvula, dibuje una línea horizontal hasta que intercepte la línea de diseño de la tubería.
- 4.) Desde la intercepción lograda en el punto tres, dibuje una línea hacia abajo, paralela a la línea de gradiente muerto hasta interceptar la línea de presión de operación. Esta intercepción da la profundidad de la segunda válvula.
- 5.) Repita el procedimiento anterior hasta alcanzar el punto de inyección o más bajo.
- 6.) Rearregle el espaciamiento para permitir que la válvula se coloque en el punto de inyección y al menos una por debajo.

5.7.2 Espaciamiento de mandriles para el método de flujo cíclico (flujo intermitente).

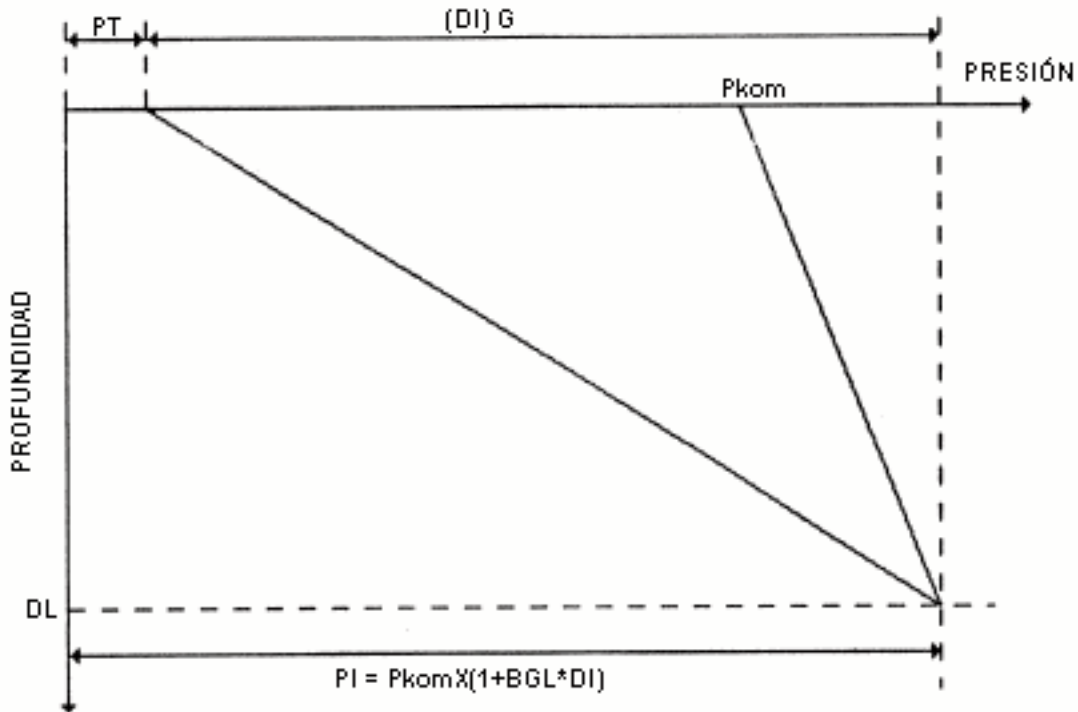


Fig. 5.24 Condición Necesaria para Descargar por la Primera Válvula

En la figura 5.24 se presenta la condición necesaria para poder descargar la columna de fluidos en la tubería, desde la superficie hasta la profundidad de la primera válvula. El gas inyectado debe tener una presión suficientemente alta a la profundidad de la válvula para vencer la presión (P_t) existente en el cabezal, más la presión ejercida por la columna de fluidos ($D_1 * G_s$).

De esta manera se tiene para el primer mandril:

$$P_{KO} * (1 + (BGL * D_1)) = P_{th} + (D_1 * G_s) \quad \text{Ec. 5.14}$$

Donde:

P_{KO} : presión máxima de arranque (KICK OFF) en superficie, lpc

BGL : términos usados para el cálculo del factor de gas lineal

G_s : gradiente estático del fluido de carga, lpc/pie

La presión P_{KO} es la presión de inyección en la superficie, que se consigue al multiplicarse por el factor $(1 + (BGL * D_1))$ da la presión del gas a la profundidad D_1 ; a este factor se le denomina **factor de gas lineal**. Para calcular la presión de

gas a la profundidad D_1 , se puede seguir el método gráfico de gradiente de gas, o se puede hacer por medio del siguiente método:

Si P es la presión en superficie y GE_G es la gravedad específica del gas, BGL se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$BGL = BLA + (BLB * P) + (BLC * P^{-2}) \quad \text{Ec. 5.15}$$

Donde:

$$BLA = ((3,6433 * GE_G) - 0,2117) \times 10^{-2}$$

$$BLB = (0,57508 - (1,8442 * GE_G) + (1,5754 * (GE_G)^2)) \times 10^{-4}$$

$$BLC = ((7,1615 * GE_G) - 2,3070 - (5,7763 * (GE_G)^2)) \times 10^{-8}$$

BLA , BLB , BLC : términos usados para el cálculo del BGL

Despejando D_1 se tiene:

$$D_1 = \frac{P_{KO} - P_{th}}{G_S - (P_{KO} * BGL)}$$

Para el segundo mandril hay que tomar en cuenta las pérdidas por resbalamiento que ocurren entre el primer mandril y la superficie. Estas se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$D_{PR} = D_n * (FF * Q) \quad \text{Ec. 5.16}$$

Donde:

D_{PR} : pérdida por resbalamiento, pies

D_n : profundidad del mandril, pies

Q : columna de líquido por encima del mandril, pies

FF : factor de resbalamiento, adimensional

Igualando presiones en la tubería y en el espacio anular, se tiene:

$$(P_{KO} - S) * (1 + (D_2 * BGL)) = P_{th} + [G_{Gi} * (D_2 - (D_1 * (1 - (D_1 * FF))))]$$

Despejando D_2 se tiene:

$$D_2 = \frac{(P_{KO} - S) + (1 - (D_1 * FF)) * (G_{Gi} * D_1) - P_{th}}{G_{Gi} - (P_{KO} - S) * BGL}$$

Siguiendo el mismo procedimiento para los siguientes mandriles y tomando en cuenta la caída presión, S , por cada válvula, se llega a una ecuación general 5.17:

$$D_n = \frac{[P_{KO} - (n-1) * S] + [1 + (D_{n-2} - D_{n-1}) * FF] * (G_{Gi} * D_{n-1}) - P_{th}}{G_{Gi} - [P_{KO} - (n-1) * S] * BGL}$$

El proceso de espaciado se presenta gráficamente en la figura 5.25.

Procedimiento para el espaciado de mandriles para el método de flujo cíclico (flujo intermitente)

- 1.) Se dibuja una línea vertical desde la superficie hasta la profundidad de la empaadura, cortando el eje de presión en la presión de cabezal.
- 2.) Se calcula la presión de inyección del gas a la profundidad de la empaadura y se traza una línea desde este punto hasta la presión de superficie, quedando así hecha la columna de presión en el anular.
- 3.) A partir de la presión de producción en el cabezal, se dibuja la columna hidrostática de los fluidos de completación, hasta que esta corte la columna de presión de gas. La profundidad correspondiente a esta intersección es la del primer mandril.
- 4.) Se calculan las pérdidas por resbalamiento del primer mandril en pies.
- 5.) Se traza una línea paralela a la columna de presión de gas, con una presión de superficie, S , por debajo de la presión inicial (promedio). S es usualmente igual a 50 lpc.
- 6.) A la profundidad del primer mandril se le restan las pérdidas por resbalamiento; a partir de esa profundidad y a la presión de cabezal se dibuja la columna hidrostática de los fluidos de completación, hasta cortar la segunda columna de presión en el anular. La profundidad ocurre esta intersección corresponde a la profundidad del segundo mandril.
- 7.) Se repite el procedimiento para los siguientes mandriles, hasta llegar a la profundidad de la empaadura.

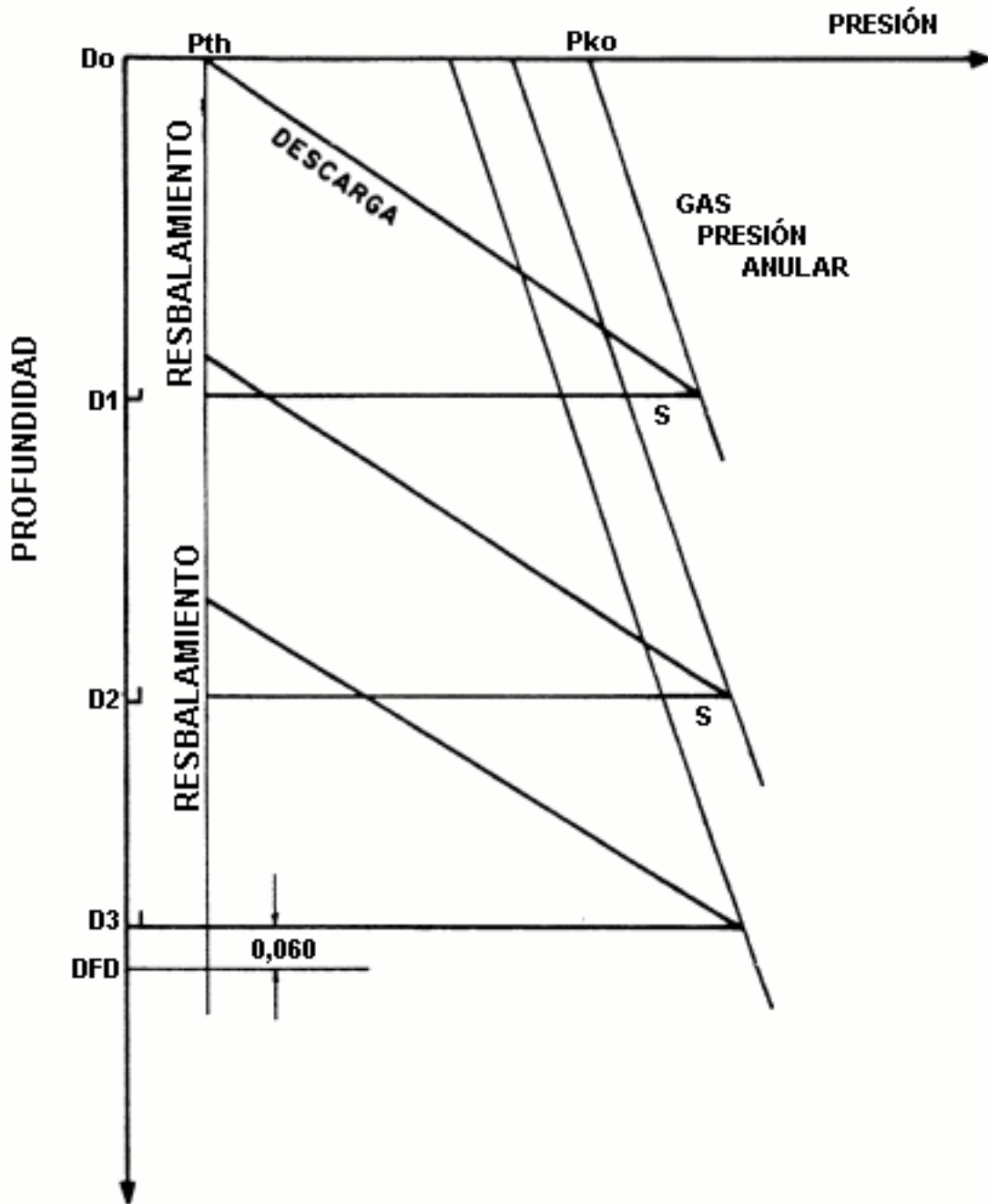


Fig. 5.25 Espaciamento de Mandriles. Flujo Intermitente

5.8 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE LAG

La mayoría de los sistemas de levantamiento artificial de LAG están diseñados para recircular el gas de levantamiento. El gas proveniente de las estaciones es comprimido para ser parcialmente reinyectado en los pozos con fines de levantamiento. Este sistema está constituido por equipos de superficie y de subsuelo.

5.8.1 Equipos de superficie

5.8.1.1 Planta compresora: para un caso típico de LAG representa la fuente de gas, esta planta compresora la cual puede ser centrífuga (turbina) o recíproca (motocompresor); ésta recibe el gas a baja presión y lo descarga a una presión muy por encima de ésta, a la red de distribución; una buena fuente de gas requiere mantener su presión constante y un gas seco. Si la fuente de gas proviene de pozos de gas o de separadores, entonces uno o varios procesos tales como compresión, deshidratación o endulzamiento podrán ser requeridos. (fig. 5.26).

5.8.1.2 Sistema de distribución: la distribución del gas puede ser de dos maneras:

- 1.) Directamente de la descarga del compresor, de un suplidor de gas o de un punto de distribución (múltiple) para cada pozo.
- 2.) Una línea de distribución troncal con distribución individual para cada pozo.

Un sistema de conexión directa es muy útil para pequeños sistemas que poseen un limitado número de pozos y líneas de inyección de longitudes pequeñas.

La línea de distribución troncal es aplicable a extensos sistemas de distribución. Mediante él se provee una distribución local a cada pozo y permite que varias estaciones de compresión sean conectadas en paralelo de tal manera que el cierre de cualquiera de las estaciones no origina el cierre total del sistema. (fig. 5.26).

5.8.1.3 Equipo de medición y control: registradores y reguladores de flujo, válvulas de bloque, etc. A lo largo del recorrido del gas existen en puntos estratégicos, válvulas y medidores de presión y de flujo que permiten obtener información requerida para el control y el seguimiento del sistema. (fig. 5.26).

5.8.1.4 Red de recolección de fluidos a baja presión: en el separador general de producción eventualmente se separa la fase líquida de la fase gaseosa; La fase líquida es transportada a los tanques de almacenamiento. (fig. 5.26).

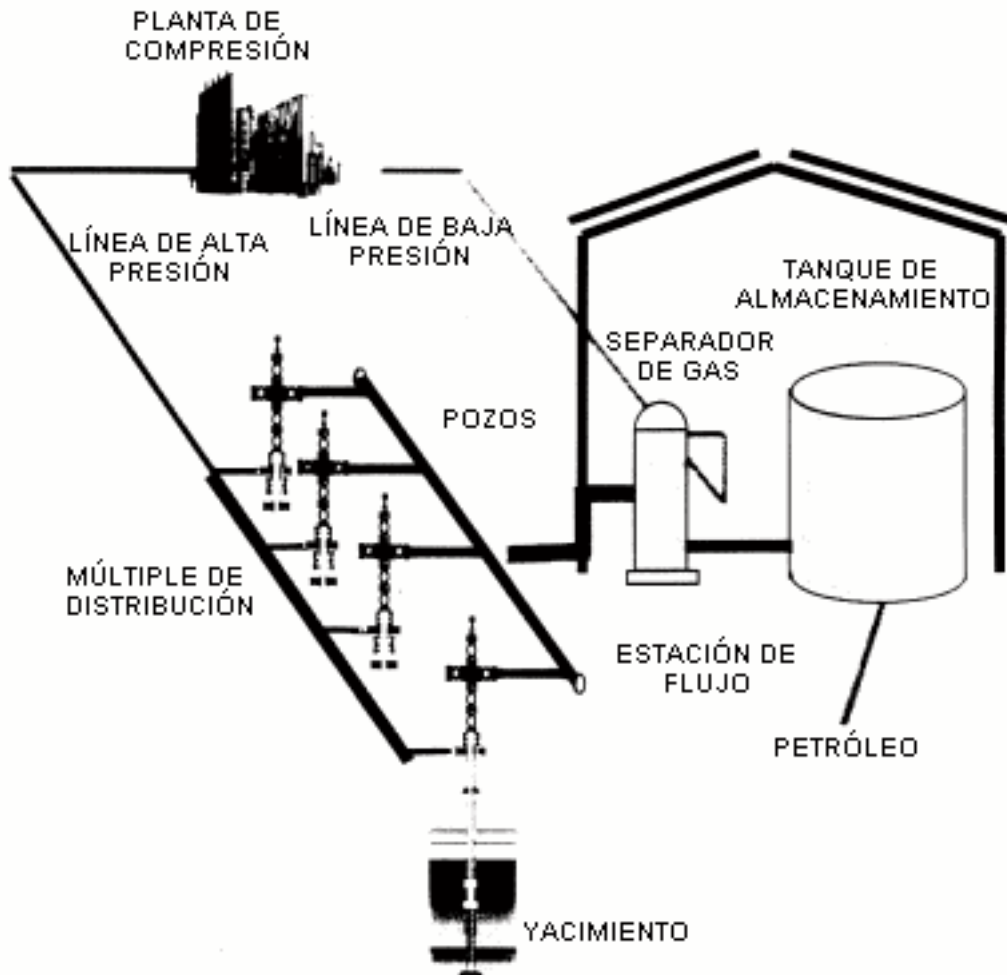


Fig. 5.26 Equipos de Superficie, para Sistemas de LAG

Funcionamiento de los equipos de superficie

Cuando existen en un campo varios pozos produciendo con levante artificial por gas se debe tener en consideración que forma parte de un sistema y, por tanto, es imprescindible conocer cómo funciona este y los elementos que los constituyen. Es por ello, que a continuación se describe el sistema de levante artificial siguiendo el proceso que se muestra en la figura 5.27.

El gas de baja presión sale de los separadores ubicados en la estación de flujo y se comprime en las unidades de compresión. El gas comprimido se conduce a los múltiples de levante artificial y de allí a los pozos. En muchos casos una sola línea lleva gas a varios pozos en serie, y cada pozo en la serie tiene su propio medidor y control.

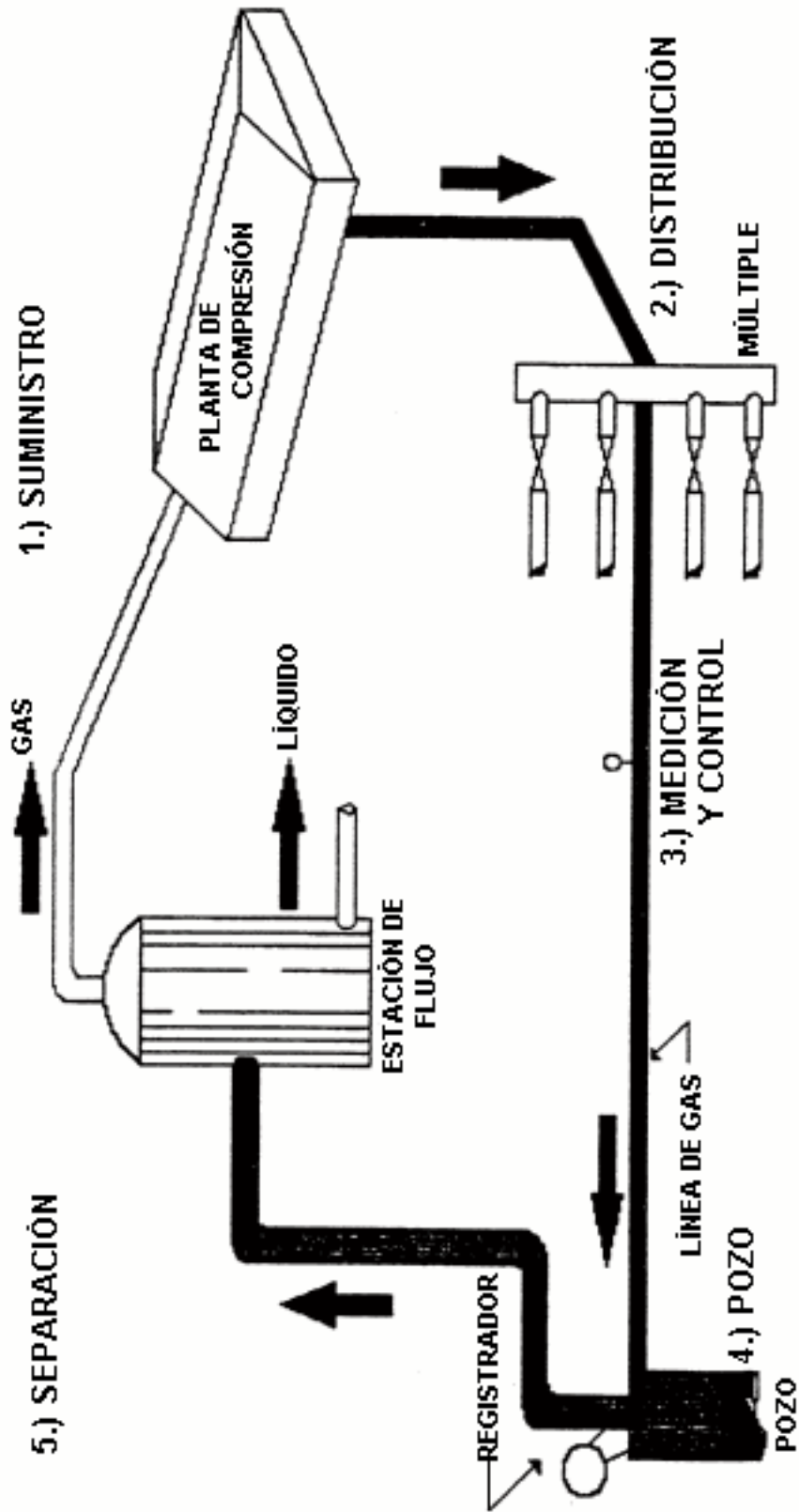


Fig. 5.27 Sistema Típico de LAG

El gas comprimido fluye por el espacio anular y entra a la tubería a través de la válvula operadora. Los fluidos de la formación y el gas de levantamiento fluyen por la tubería a la superficie. Del cabezote, una línea de flujo conduce la mezcla al separador en la estación de flujo. Muchos pozos producen en el separador general de producción, pero hay un separador de prueba en cada estación para probar los pozos individualmente.

En el separador, el gas se separa de los líquidos y se envía a los compresores. El gas comprimido se usa para levantamiento, inyección en los yacimientos, combustible y ventas.

En el cabezote de cada pozo el levantamiento artificial por gas hay un registrador con dos plumas. En el disco, la pluma azul registra la presión en la tubería, PT ; y la pluma roja, la presión en el espacio anular, PC . Con el disco en el pozo, el disco del medidor y la historia de producción, el operador puede determinar cómo funciona la instalación de levantamiento artificial.

La medición del gas se realiza con un orificio fijo, un manómetro para medir la presión estática y otro manómetro para medir la diferencial. Un disco en el medidor lleva el registro de las presiones; la pluma azul marca la presión estática, y la pluma roja, la diferencial.

Si la medición se realiza en:

- **Los múltiples viejos:** tiene el medidor de la válvula reguladora (fig. 5.28.a), la cual tiene la ventaja de proveer un chequeo de la presión anular en el pozo. Pero cuando existe una caída de presión grande a través de la válvula reguladora (± 300 lpc), los líquidos presentes en el gas se congelan en el medidor.

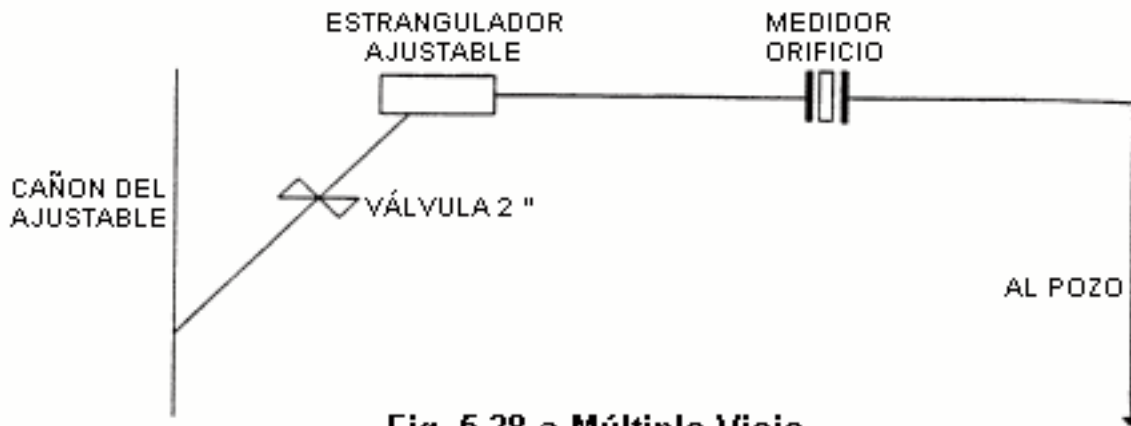


Fig. 5.28.a Múltiple Viejo

- **En los múltiples nuevos:** el medidor se instala antes de la válvula reguladora, y la pluma estática mide la presión del múltiple. No hay problema de congelamiento con esta instalación. Si se forman hidratos se derrite y se vaporizan en la línea del pozo. (ver figura 5.28.b).

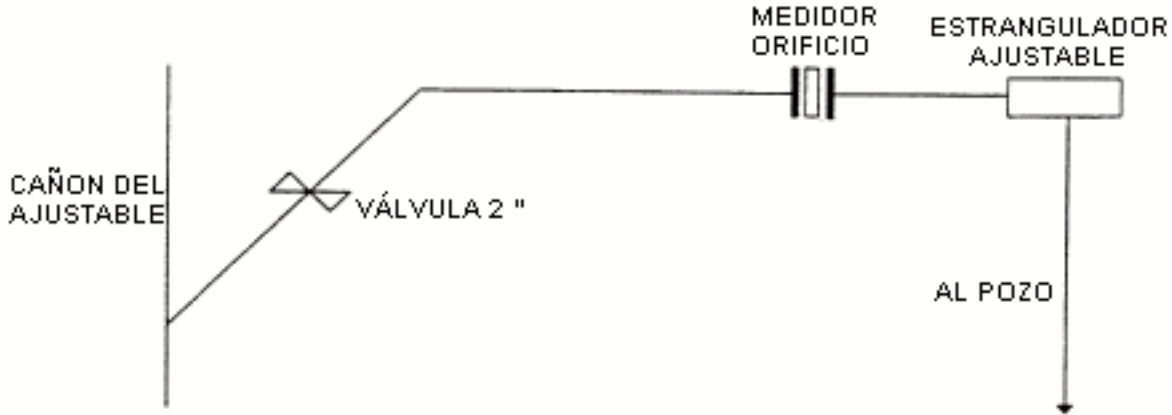


Fig. 5.28.b Múltiple Nuevo

- **En el caso de distribución del gas a los pozos en serie:** la medición se realiza en la misma forma que en los múltiples nuevos, pero la válvula reguladora y el registrador de volumen de gas se encuentran en el pozo. (ver figura 5.28.b)
- **Medidores de gas:** el sistema de medición de gas consta de un orificio (el plato) y dos manómetros, y se describe en la figura 5.29.a. El primer manómetro mide la presión estática y el segundo, mide la diferencial de presión a través del plato.

En la figura 5.29.b se observa el comportamiento de las presiones y del flujo al pasar a través de la placa orificio. El objetivo es el de medir la caída de presión a través de la placa. En algunas instalaciones se mide la presión estática correspondiente a la existente aguas arriba (P_1), o en otros casos aguas abajo (P_3); esta selección determina algunos valores de la constante de la ecuación de flujo de gas de la AGA.

Dos plumas registran las presiones en un disco de papel impulsado por un reloj. Los discos vienen calibrados para escalas de raíz cuadrada y lineal. De esta manera se calcula en flujo de gas por una multiplicación simple de las dos variables y el factor del plato:

$$q_{gi} = P_{est} * P_{dif} * f_{OM} \quad \text{Ec. 5.18}$$

Donde:

q_{gi} = cantidad de gas inyectado, MPCD

P_{est} = puntos estáticos, disco de raíz cuadrada

P_{dif} = puntos diferenciales, disco de raíz cuadrada

f_{OM} = factor del orificio del medidor

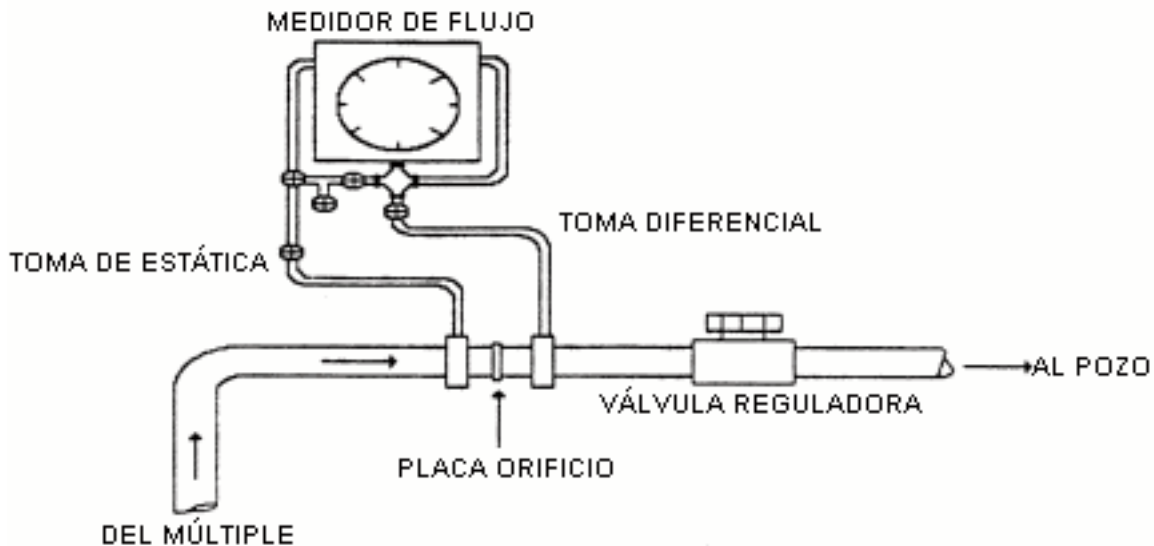
El factor del orificio del medidor es una función de cuatro parámetros:

- El diámetro de orificio en el plato, que varia entre 9/32 y 7/8 ".
- La gama del diferencial, que puede estar entre 100 a 200 " de agua.
- El rango del resorte para la sección estática, que puede variar entre 1500 a 2500 lpc.
- La presión estática, representada por la lectura P_{est} .

Para las condiciones en el lago de Maracaibo, principalmente gas de gravedad específica de 0,7 a una temperatura de 85 ° F, la ecuación 5.19 da el factor del medidor:

$$f_{OM} = X_{OM} + P_{est}^2 * Y_{OM} * Z_{OM} \quad \text{Ec. 5.19}$$

Los factores X_{OM} , Y_{OM} y Z_{OM} se encuentran en la tabla 5.1.



**Fig. 5.29.a Sistemas de Medición
Sección de Medición y Control**

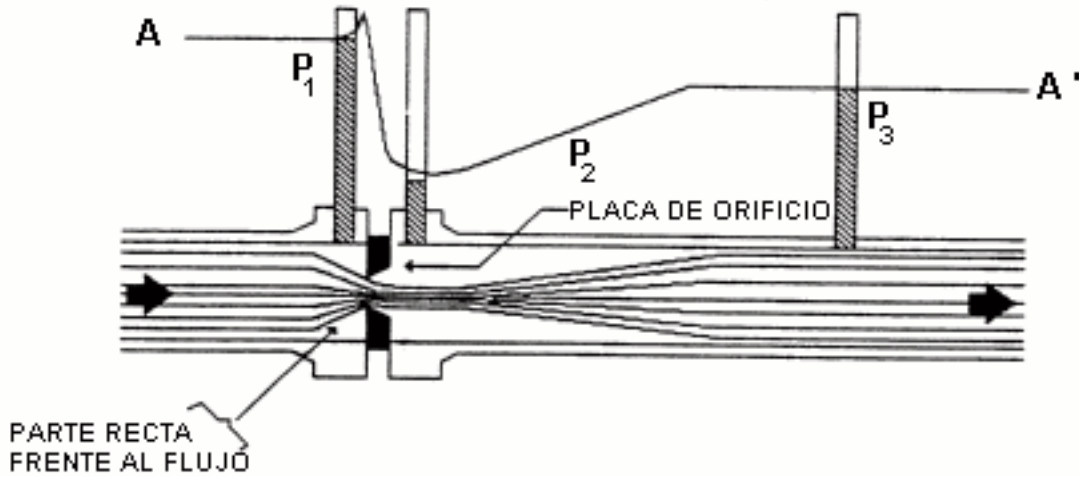


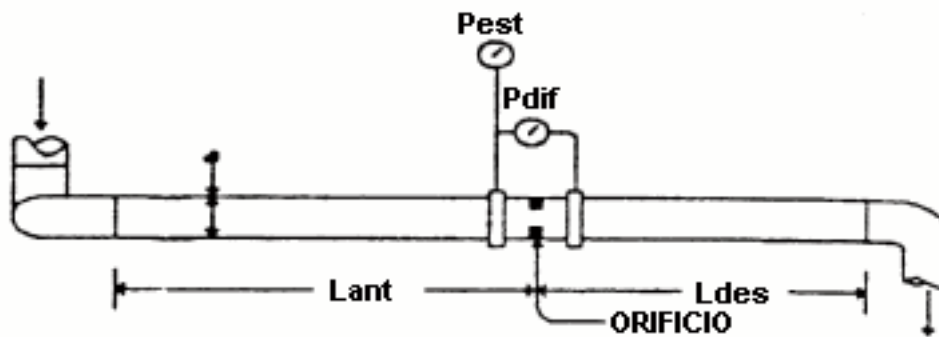
Fig. 5.29.b Sistemas de Medición Esquina del Flujo a Través de la Placa de Orificio

**TABLA 5.1
FACTORES DE ORIFICIOS MEDIDORES DE GAS**

Plato	9/32	3/8	1/2	5/8	7/8
Resorte 100" *1500 lpc					
Y _{OM}	1,9886x10 ⁻⁴	3,5350x10 ⁻⁴	6,2875x10 ⁻⁴	9,8825x10 ⁻⁴	19,825x10 ⁻⁴
Z _{OM}	15	15	15	15	15
X _{OM}	1,6747	2,9766	5,2948	8,3219	16,701
Resorte 100" *2000 lpc					
Y _{OM}	2,2962x10 ⁻⁴	4,0819x10 ⁻⁴	7,2602x10 ⁻⁴	11,411x10 ⁻⁴	22,892x10 ⁻⁴
Z _{OM}	20	20	20	20	20
X _{OM}	1,9338	3,4371	6,1139	9,6093	19,285
Resorte 100" *2500 lpc					
Y _{OM}	2,5673x10 ⁻⁴	4,5637x10 ⁻⁴	8,1172x10 ⁻⁴	12,758x10 ⁻⁴	25,594x10 ⁻⁴
Z _{OM}	25	25	25	25	25
X _{OM}	2,1620	3,8428	6,8356	10,774	21,561
Resorte 200" *2500 lpc					
Y _{OM}	3,6307x10 ⁻⁴	6,4540x10 ⁻⁴	11,479x10 ⁻⁴	18,043x10 ⁻⁴	36,195x10 ⁻⁴
Z _{OM}	25	25	25	25	25
X _{OM}	3,0576	5,4345	9,6669	15,194	30,492

La precisión de las medidas depende de la calibración del medidor y de la instalación de la placa orificio correcta. Un medidor pierde su precisión si la lectura diferencial cae por debajo de tres puntos o si sobre pasa ocho puntos, en una escala de 0 a 10 puntos. Al exceder estos limites se debe cambiar la placa orificio y esta última si es biselada, con la parte recta aguas arriba y la parte biselada aguas abajo.

En la figura 5.30 se ilustra la instalación correcta del medidor de gas. Para ello es necesario instalar un tubo recto de longitud L_{ant} antes del orificio, y otro L_{des} después del orificio. Estas longitudes son funciones del diámetro del tubo y el diámetro máximo de orificio que se instalará en el medidor.



$$R_{dia} = D_{orif}/D_I$$

$$R_{ant} = 65,476*(R_{dia})^2 - 21,786*R_{dia} + 15,524$$

$$R_{des} = 2,214 + 2,857*R_{dia}$$

$$L_{ant} = R_{ant}*D_I$$

$$L_{des} = R_{des}*D_I$$

Fig. 5.30 Instalación del Medidor de Gas

$$L_{ant} = 65,476 * \left(\frac{d_{orif}^2}{d_l} \right) - 21,786 * d_{orif} + 15,524 * d_l \text{ Ec. 5.20}$$

$$L_{des} = 2,214 * d_l + 2,857 * d_{orif} \text{ Ec. 5.21}$$

Donde:

L_{ant} = longitud del tubo recto antes del orificio, pulg.

L_{des} = longitud del tubo recto después del orificio, pulg.

d_{orif} = diámetro del orificio pulg.

d_l = diámetro del tubo recto, pulg.

5.8.2 Equipos de subsuelo

5.8.2.1 Mandriles: los mandriles forman parte de la sarta de producción, y es en ellos donde se instalan las válvulas para levantamiento. El número de mandriles, así como la posición de cada uno de ellos, se determinan en el diseño de la instalación y dependerá fuertemente de la presión de inyección disponible en el sistema. Estos se clasifican, de acuerdo al alojamiento de las válvulas, en:

- **5.8.2.1.1 Mandril convencional:** el mandril convencional es el primer tipo que se ha usado en la industria. La válvula va enroscada fuera del mandril y consta de un tubo con una conexión externa en el cual se enrosca la válvula, un protector por encima de la válvula y otro por debajo. Para cambiar una válvula hay que sacar la tubería por eso no se usa a menudo. El mandril se ilustra en la figura 5.31.

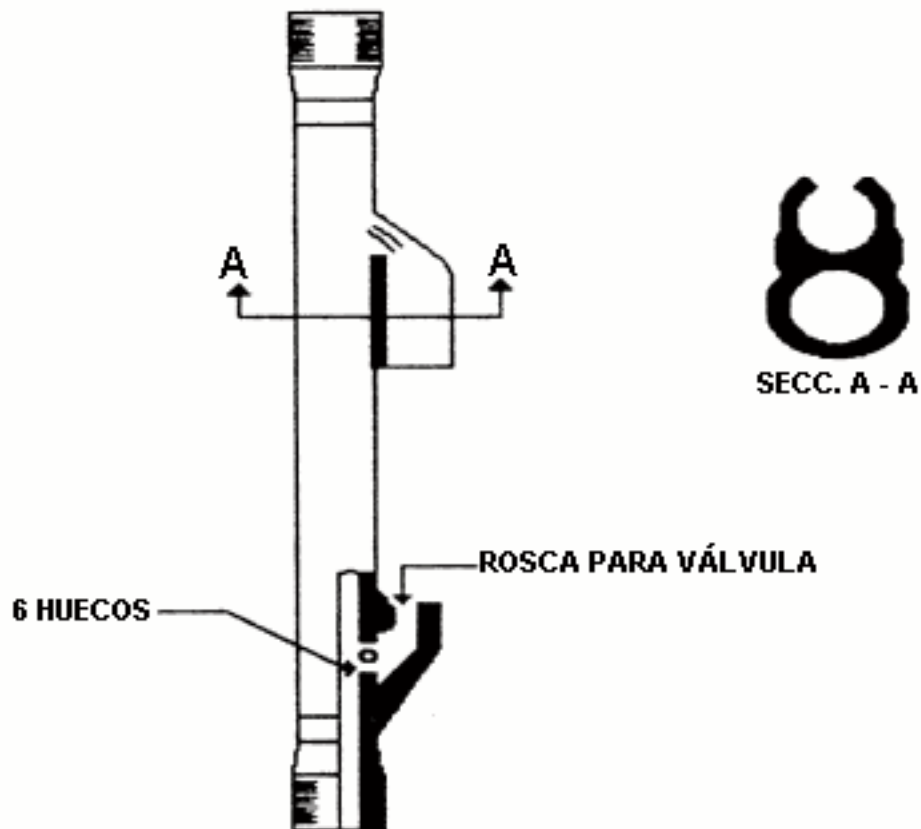


Fig. 5.31 Mandril Convencional

- **5.8.2.1.2 Mandril concéntrico:** la válvula va instalada en el centro del mandril, los fluidos producidos tienen que pasar entre la válvula y el mandril. Debido al área limitada (equivalente a 1 ^{3/8} " de diámetro) no es posible correr bombas de presión ni herramientas a través de él ni por debajo de la primera válvula. Ver figura 5.32.

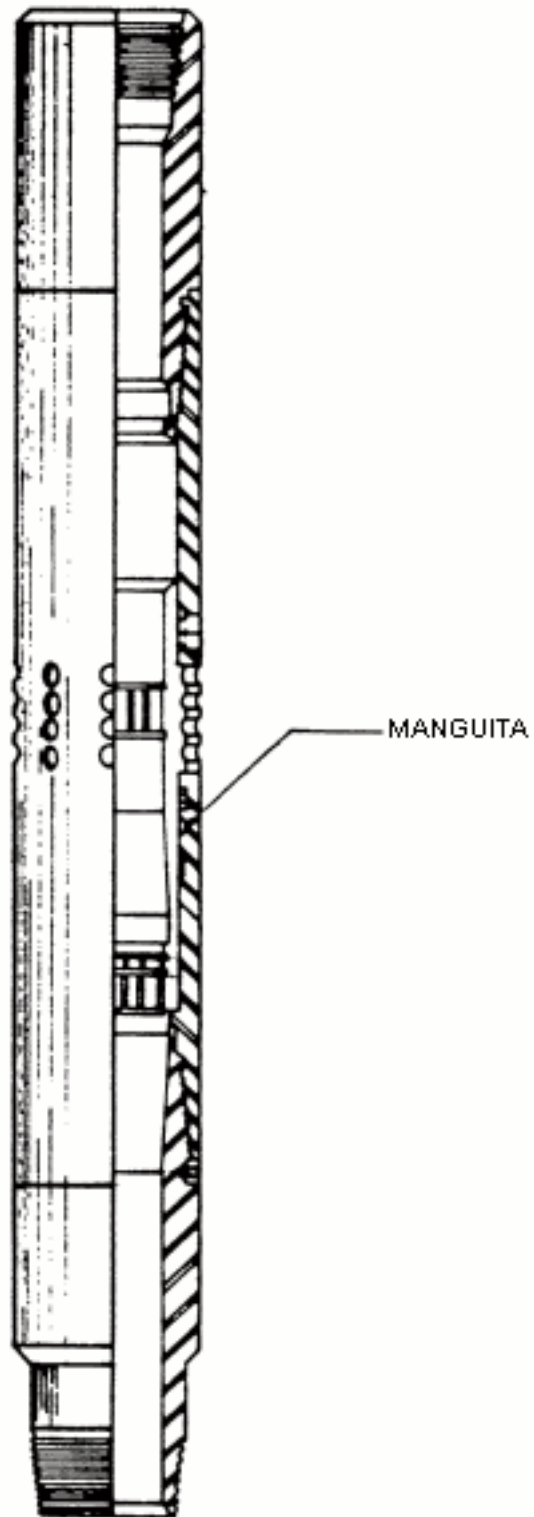


Fig. 5.32 Mandril Concéntrico

- **5.8.2.1.3 Mandril de bolsillo interior:** este posee en su interior un receptáculo para alojar la válvula de tal manera que no entorpezca el paso de los fluidos, ni de las herramientas a través de la tubería. Las válvulas pueden ser extraídas o cambiadas con guaya fina desde la superficie y con presión en la tubería por lo que comúnmente se les llama válvulas recuperables. En la figura 5.33.a ilustra el mandril común y la figura 5.33.b ilustra el mandril con alineador y deflector, para uso en pozos desviados. Cuando la desviación es mayor de 4° , se utiliza un mandril con alineador.

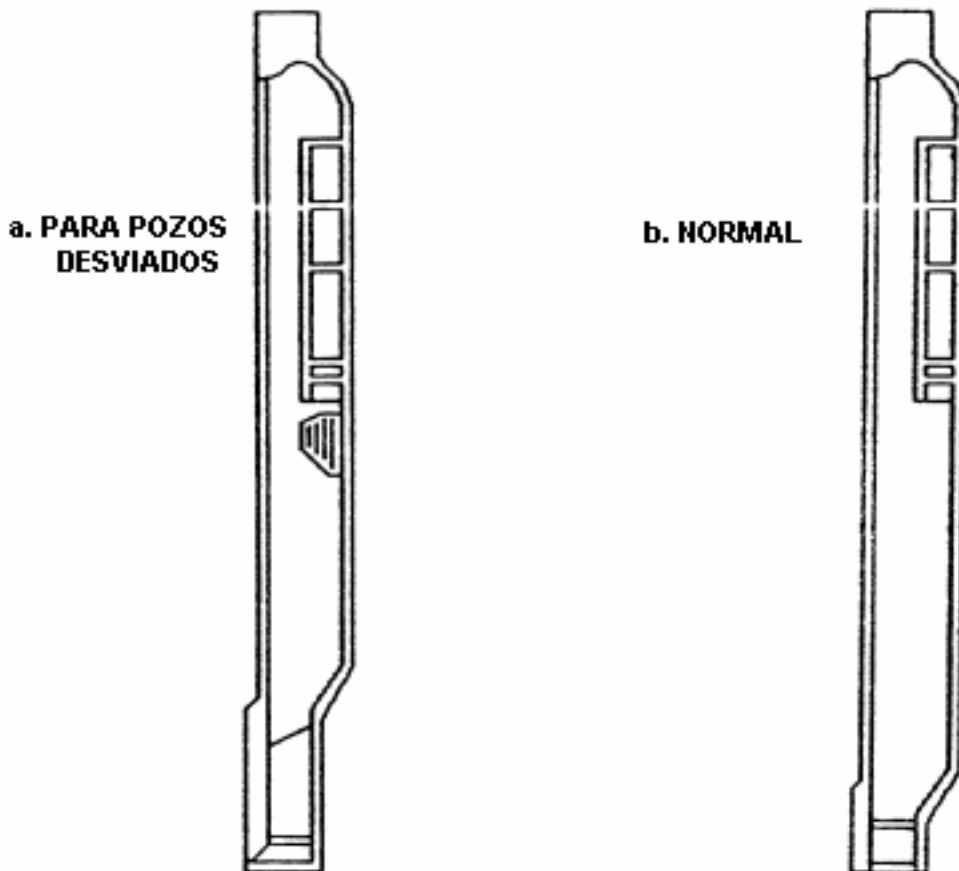


Fig. 5.33.a y 5.33.b Mandriles Tipo Bolsillo

5.8.2.2 Resistencia de los mandriles

La resistencia del mandril es fácil de determinar, pero la carga máxima que este sufrirá es difícil de predecir.

Existen tres maneras de fallas en los mandriles, como consecuencia de los esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos, estas vienen a ser:

- Tensión, causada por un exceso de peso en la sarta.
- Estallido, por un exceso de presión interna.
- Colapso, causado por la combinación de peso de la sarta y la presión externa.

Seguidamente, se describen cada una de ellas:

- **5.8.2.2.1 Tensión causada por un exceso de peso en la sarta:** (fig. 5.34). La resistencia del mandril en tensión P_J , se consigue de la tabla 5.2 o se calcula con la ecuación:



Fig. 5.34 Falla por Tensión

$$P_J = 0,7854 * Y_M * (d_{TO}^2 - d_T^2) \quad \text{Ec. 5.22}$$

Donde:

P_J = resistencia en tensión (1000 lpc)

Y_M = limite elástico del acero (1000 lp)

d_T = diámetro interno, pulg. (tabla 5.2)

d_{TO} = diámetro externo, pulg. (tabla 5.2)

Para calcular la carga LDT para todos los mandriles, es necesario probar solamente el mandril menos profundo de cada tipo en tensión, pero la carga LDT se obtiene en los cálculos de colapso, por la ecuación 5.23:

$$LDT = Ten = swt_1 * (Dst_1 - Dm) + (swt_2 - Dst_1) + \dots + swt_n * (Dpd - Dst^{n-1})$$

Donde:

LDT = la carga en tensión (1000 lbs)

Ten = tensión impuesta después de fijar la empacadura (1000 lbs)

Sw = peso específico de la tubería (lbs/ pie)

Dst = la profundidad de la botella (1000 pies)

Dpd = la profundidad de la empacadura (1000 pies)

Dm = la profundidad del mandril bajo prueba (1000 pies)

n = subíndice, empieza con la menor profundidad por debajo del mandril de prueba

La carga máxima en tensión es igual al peso de la tubería en aire, más la tensión impuesta en la tubería después de fijar la empacadura. Si la tensión impuesta es negativa, usar $Ten = 0$ en la ecuación 5.23.

La ecuación 5.22 se aplica en el caso donde la profundidad no sea mayor que dos tubos (60 pies) debajo de la empacadura. Cuando la diferencia entre la profundidad total y la profundidad de la empacadura es igual a 60 pies, se calcula un segundo valor de LDT con la ecuación 5.24; y se usa la carga, LDT , mayor en la comparación. Ecuación 5.24:

$$LDT = 0,8726 * [swt_1 * (sw_1 - Dm) + \dots + swt_n * (Dpo - Dst) + swt_{n-1} * (Dtot - Dpd)]$$

Donde:

$Dtot$ = profundidad total de la tubería (1000 pies)

Sw_{n-1} = peso específico de la tubería debajo de la empacadura, lbs/pies

Si $P_J \geq LDT$: seguir con el próximo mandril o estallido.

Si $P_J < LDT$: significa que la carga es mayor que la resistencia del mandril. En este caso hay tres alternativas:

- Escoger un mandril más resistente.
- Reducir el diámetro de la tubería por debajo del mandril: para reducir el diámetro de la tubería se reemplaza LDT con P_J en la ecuación 5.23 o 5.24 y se resuelve para la profundidad de la botella. La ecuación 5.25 calcula la profundidad de la botella cuando la sarta original es de un solo diámetro y no hubo tubería por debajo de la empacadura.

$$Dst_1 = \frac{P_J - Ten + Dm * swt_1 - Dpd * swt_2}{swt_1 - swt_2} \quad \text{Ec. 5.25}$$

- Subir la empacadura: en este caso se reemplaza LDT por P_J en las ecuaciones 5.23 o 5.24 y se despeja la nueva profundidad de la empacadura. La ecuación 5.26 calcula la nueva profundidad para el caso más sencillo: Cuando la sarta original no tiene tubería debajo de la empacadura y es de un solo diámetro.

$$Dpd = \frac{P_J - Ten + Dm * swt_1}{swt_1} \quad \text{Ec. 5.26}$$

Nota: al subir la empacadura o cambiar el diámetro de la tubería, se debe calcular, nuevamente, el espaciamento de los mandriles.

- **5.8.2.2 Estallido debido a un exceso de presión interna:** (fig. 5.35) para la resistencia de los mandriles al estallido se usa la presión P_K , suministrada por el fabricante, y se representa en la tabla 5.2.

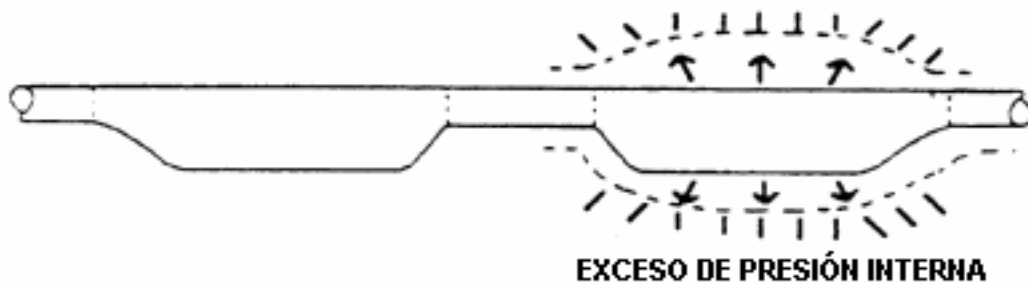


Fig. 5.35 Falla Por Estallido

Para los trabajos de estimulación es necesario balancear las presiones en la tubería y en el espacio anular, o en su lugar, instalar el equipo más

reciente. Para hacer el balance de presiones, se requiere tomar la mayor de las dos presiones planteada en la ecuación:

$$P_{BU} = P_{MAN} \quad \text{Ec. 5.27}$$

$$P_{BUR} = \frac{P_{sbh}}{f_{gpt}}$$

Donde:

P_{BU} = presión de Back up

P_{MAN} = presión máxima en el anular

P_{BUR} = presión de estallido

P_{sbh} = presión de resistencia al estallido

f_{gpt} = factor de seguridad

Luego, mediante la ecuación 5.28 se calcula la carga del estallido LDB , para el más profundo de cada tipo mandril.

$$LDB = P_{BUR} * f_{gn} \quad \text{Ec. 5.28}$$

Donde:

LDB = la carga de estallido

f_{gn} = factor de gas para la profundidad D_n

- Si $LDB < P_K$: seguir con el próximo mandril o colapso.
- Si $LDB > P_K$: usar un mandril más resistente o subir la empacadura.

Reemplazando LDB en la ecuación 5.28 con P_K y resolviéndola para la profundidad de la nueva empacadura se obtiene por la ecuación 5.29:

$$Dpd = \left(\frac{54}{P_{BUR}} \right) * P_K * 0,6562 - 1 + 0,060 \quad \text{Ec. 5.29}$$

Al subir la empacadura, recalculer el espaciamiento de los mandriles.

- **5.8.2.2.3 Colapso debido a un exceso de presión externa:** (fig. 5.36) causado por la combinación de peso de la sarta y la presión externa. Hay dos condiciones que se pueden asumir para la presión máxima en el anular. La primera es la carga normal $LDCN$ la cual es la presión del múltiple con gas en el espacio anular.

$$LDCN = P_{man} * f_{gn} \quad \text{Ec. 5.30}$$

Donde:

$LDCN$ = carga en colapso, normal (lpc)

P_{man} : presión del múltiple, (lpc)

F_{gn} : factor de gas para la profundidad D_n

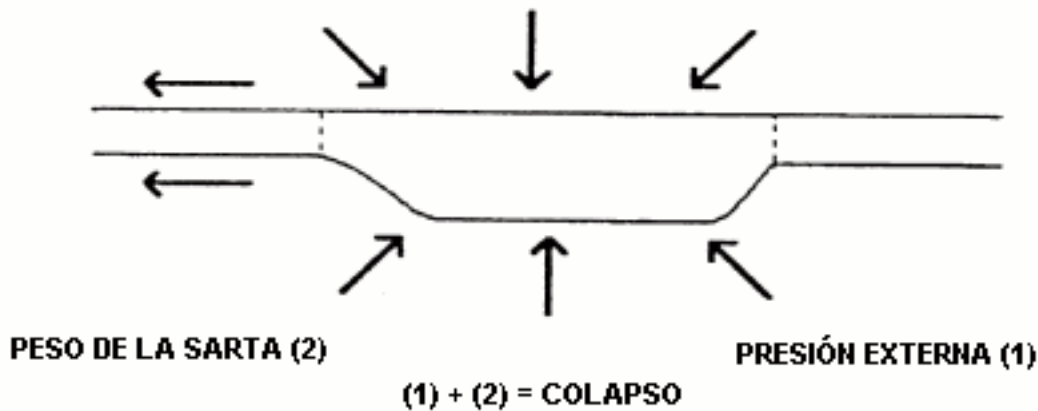


Fig. 5.36 Falla por Colapso

La segunda condición es la carga máxima $LDCX$, que se obtendrá con un líquido de peso G , en el espacio anular.

$$LDCX = P_{man} + Dn * G \quad \text{Ec. 5.31}$$

Donde:

$LDCX$ = carga máxima en colapso, lpc

G = peso líquido, lpc/1000pies

Para proteger los mandriles contra la carga máxima es necesario instalar una válvula de levantamiento artificial por gas con un disco de ruptura, o una válvula de retención en un mandril adicional. Se asume que la resistencia de los mandriles a colapso disminuye la resistencia de la tubería. La resistencia sin peso PI suministrada por el fabricante, se obtiene de la tabla 5.2. La resistencia final es una función del grado de acero Y_m , el diámetro d_T y el peso LDT .

Dependencia del grado del acero (Y_m) en la resistencia del mandril.

Las ecuaciones 5.32 a la 5.36 son empíricas y se basan en la dependencia del grado del acero.

$$A_{CT} = 0,17683 * Y_m - 12,875 - 7,416x10^{-4} * Y_m^2 \quad \text{Ec. 5.32}$$

$$B_{CT} = 2,2213 - 0,031137 * Y_m + 1,3196x10^{-4} * Y_m^2 \quad \text{Ec. 5.33}$$

$$C_{CT} = 19,488 - 0,26042 * Y_m + 10,763x10^{-4} * Y_m^2 \quad \text{Ec. 5.34}$$

Dependencia del diámetro de la tubería en el cálculo de la resistencia de los mandriles.

$$Bt = 24,172 - 8,414 * D_T + \frac{50,024}{D_T} \quad \text{Ec. 5.35}$$

$$Ct = A_{CT} + B_{CT} * D_T + \frac{C_{CT}}{D_T} \quad \text{Ec. 5.36}$$

A continuación se tabulan los valores de *Bt* y *Ct* para los grados y diámetros de tuberías mas comunes:

Tabla 5.2

Y_m	55	80
D _T = 1,995		
Bt	32,461	32,461
Ct	0,63956	0,45035
D _T = 2,441		
Bt	24,127	24,127
Ct	0,27329	0,19912
D _T = 2,992		
Bt	15,717	15,717
Ct	0,13827	0,09771

El peso o carga en tensión se calcula con la ecuación 5.23. La ecuación 5.24 no se usa, porque no es posible obtener un diferencial de presión si la empacadura no está fijada.

La resistencia *PLT* y la carga *LDC* para cada mandril, se calcula empezando con el menos profundo mediante la siguiente ecuación:

$$PLT = Pl - Bt * LDT - Ct * LDT^2 \quad \text{Ec. 5.37}$$

Si *LDT* < *TL*: aceptar el mandril y seguir con el próximo.

Si *LDC* > *PLT*: el mandril a fallado la prueba, en este caso hay tres alternativas:

- Usar un mandril mas resistente.
- Reducir el diámetro de la tubería
- Subir la empaadura.

Si es necesario subir la empaadura o reducir el diámetro de la tubería, calcular WST por la siguiente ecuación:

$$WST = \frac{Bt \pm Bt^2 + 4 * Ct * (Pl - LDC) - Ten}{-2 * Ct} \quad \text{Ec. 5.38}$$

En la ecuación 5.23 se reemplaza LDT por WSG y resuelve por la profundidad de la botella. La ecuación 5.39 calcula la profundidad para el caso más sencillo: cuando la sarta original es un solo diámetro.

$$Dpd = \frac{WSG + Dm * swt_1 + 0,060}{swt_1} \quad \text{Ec. 5.39}$$

Nota: al reducir el diámetro de la tubería o subir la empaadura, es necesario recalculer el espaciamiento de mandriles.

5.8.2.3 Válvulas: básicamente son reguladores de presión de fondo, la función principal de estas son regular el paso del gas, generalmente la entrada desde el anular hacia el eductor. La mayor o menor cantidad de gas que pasará a través del orificio (PORT) de una determinada válvula dependerá del diferencial de presión existente a través de ésta ya que los elementos funcionales de un regulador de presión y una válvula de levantamiento por gas son similares (fig. 5.37).

Un resorte en el regulador, así como también en la válvula LAG, fuerzan el elemento sellante ubicado en la punta de un vástago en contra del asiento. El diafragma del regulador de presión y el fuelle de la válvula proporcionan un área de influencia para la presión aguas arriba mayor que el área del punto de comunicación (PORT). La fuerza que resulta entre la presión aguas arriba y el área del diafragma o el pistón, actúan en dirección para vencer la fuerza del resorte. Cuando esta fuerza de presión por área, excede la fuerza del resorte, la punta del vástago se retira del mismo, abriendo la válvula. Tanto el regulador de presión como la válvula de inyección controlan la presión aguas arriba. Esta presión es función de la fuerza del resorte y del área efectiva del diafragma o del fuelle.

Prácticamente todas las válvulas LAG utilizan el efecto de presión actuando sobre el área de un elemento de la válvula (fuelle, punta del vástago, etc.) para causar la acción deseada. El conocimiento de presión, fuerza y área se requiere para comprender la operación de la mayoría de las válvulas.

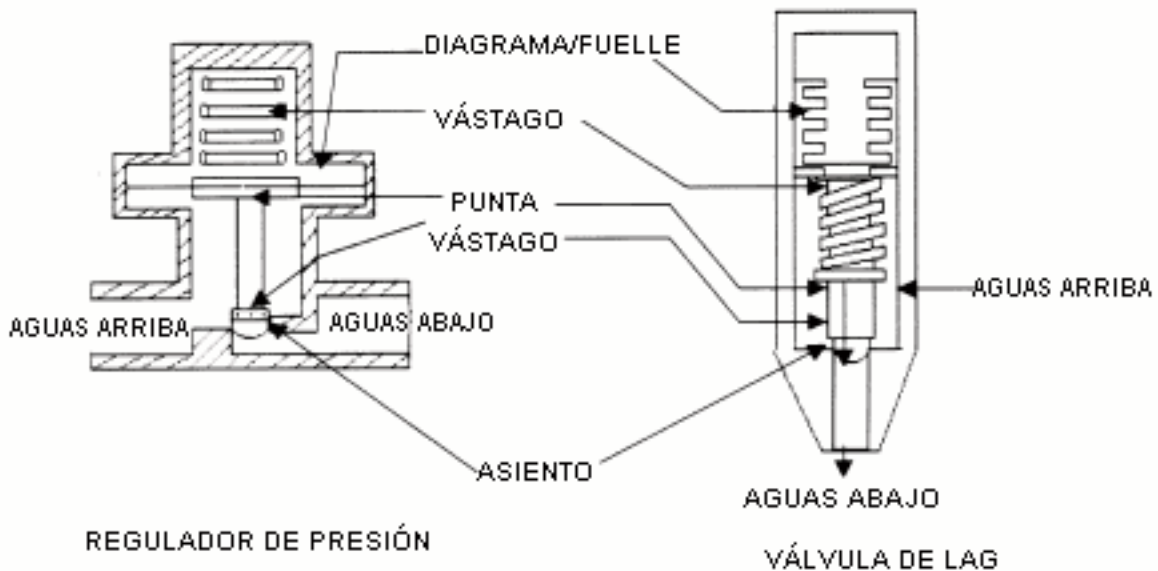


Fig. 5.37 Elementos de un Regulador de Presión y una Válvula de LAG

5.8.2.4 Componentes básicos de una válvula de LAG:

Generalmente una válvula de LAG esta conformada por (Fig. 5.38):

- Un fuelle o resorte.
- Una cámara o domo: formado por el tope del fuelle y las paredes internas y el tope de la válvula, cargada con un gas a presión.
- Un orificio o asiento: es cerrado o abierto por un elemento de sello ubicado en la punta de un vástago.
- Elementos de sello: mayor que el asiento, que se encuentra conectado a la sección inferior del fuelle o resorte mediante un vástago.
- Conductos para inyectar gas.
- Mecanismos para permitir su recobro, pesca o asentamiento en el interior del mandril.

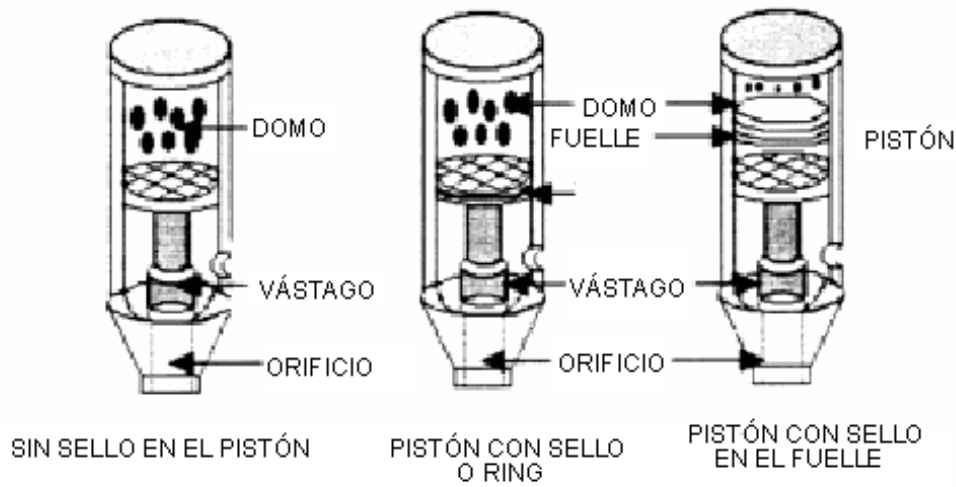


Fig. 5.38 Componentes Básicos de una Válvula de LAG

A continuación se describen los tipos de válvulas existentes para el levantamiento artificial por gas:

- **5.8.2.4.1 Válvulas operadoras por presión de gas en el anular:** llamadas usualmente “ **Válvulas de Presión** “. Estas válvulas son de un 50 a un 100 % sensitivas a la presión que hay en el anular, cuando están en posición cerrada; y 100 %, cuando están en posición abierta. Requieren de una restauración de presión en el anular para abrir y de una reducción de presión en el anular para cerrar.
- **5.8.2.4.2 Válvulas de Estrangulamiento:** también se conocen como “**Válvulas de Flujo Continuo o Proporcionales**“. Su comportamiento es igual a las de las válvulas de presión cuando están en posición cerrada; pero cuando se encuentran abiertas, son sensitivas a la presión en el eductor. Requieren de un aumento de presión en el anular para abrir y una reducción de presión en el eductor para cerrar.
- **5.8.2.4.3 Válvulas operadas por fluido:** las válvulas de fluido son de un 50 a un 100 % sensitivas a la presión en la tubería, en posición cerrada; y 100 % a la misma presión en posición abierta. Requieren de un aumento de la presión en la tubería, para abrir, y una disminución, para cerrar.
- **5.8.2.4.4 Válvulas combinadas:** estas para abrir requieren de un aumento de la presión que ejerce el fluido, y para cerrar una reducción de la presión en el anular o en la tubería.

Existen diferentes tipos de válvulas de LAG diseñadas para actuar de una forma específica, pero cada una de ellas cae dentro de una de las categorías anteriores.

La válvula que se utilice en flujo continuo debe ser sensitiva a la presión en la tubería cuando se encuentre en posición abierta; es decir, debe responder proporcionalmente al incremento o disminución de la presión en la tubería; al disminuir, la válvula debe empezar a estrangular el flujo de gas hacia la tubería productora; y al aumentar, debe dejar pasar más gas. Esta respuesta proporcional mantiene estable la presión de flujo.

En flujo intermitente se utiliza, cualquier tipo de válvula si se ha diseñado apropiadamente. Si la inyección de gas se realiza por un solo punto, la válvula operadora debe tener el orificio del mayor tamaño posible y debe permanecer abierta por completo hasta el momento de cierre.

El tamaño del orificio (PORT) está comprendido dentro de un rango de 1/4 a 1 pulgada de diámetro, dependiendo de la configuración de la completación, la cual en ocasiones, limita las dimensiones físicas de las válvulas que pueden instalarse en un determinado pozo.

Cuando se inyecta por varios puntos, tanto la válvula operadora como las otras válvulas se abren a medida que el tapón de fluido asciende por la tubería, y permanecen abiertas hasta que ésta alcance la superficie. En este tipo de levantamiento no es necesario que abran todas las válvulas; el número de las que lo hacen dependerá del tipo de válvula utilizada, del diseño y la configuración de la completación. El tipo de válvula puede ser cualquiera señalado con anterioridad, si se diseñó apropiadamente.

5.8.2.5 Características de las válvulas LAG

A continuación se presentan cómo operan los diferentes tipos de válvulas y qué fuerzas actúan sobre éstas. En la figura 5.39 se muestra un regulador de presión y la nomenclatura para cada parte de la válvula reguladora. Esta misma nomenclatura se utiliza para las válvulas de LAG.

El resorte ejerce una fuerza hacia abajo que mantiene la esfera en su asiento. El diafragma actúa como elemento de respuesta, al proporcionar el área para que se ejerza la presión vertical en sentido contrario a la fuerza del resorte. Esta presión corriente arriba (UPSTREAM), da como resultado una fuerza hacia arriba que trata de empujar la esfera de su asiento. El área del orificio, o de la puerta, sirve como un área para el paso de gas y como elemento de área para que sobre ella se ejerza la presión corriente abajo (DOWNSTREAM).

Como el área del diafragma es varias veces el área del orificio, cada libra por pulgada de cambio de presión corriente arriba alterará la fuerza resultante,

más que un cambio de la misma magnitud en la presión corriente abajo. Esta válvula es más sensitiva a la presión corriente arriba que a la presión corriente abajo, cuando está en posición cerrada. Si este regulador fuera una válvula de LAG y la presión corriente arriba fuera la presión en el anular, esta válvula sería una válvula de presión; y si la presión corriente arriba fuera la presión en la tubería sería una válvula de fluido.

Cuando la presión de apertura y de cierre de una válvula son diferentes, se dice que la válvula es no balanceada; y cuando este diferencial de presión (SPREAD) es cero, se habla de válvulas balanceadas.

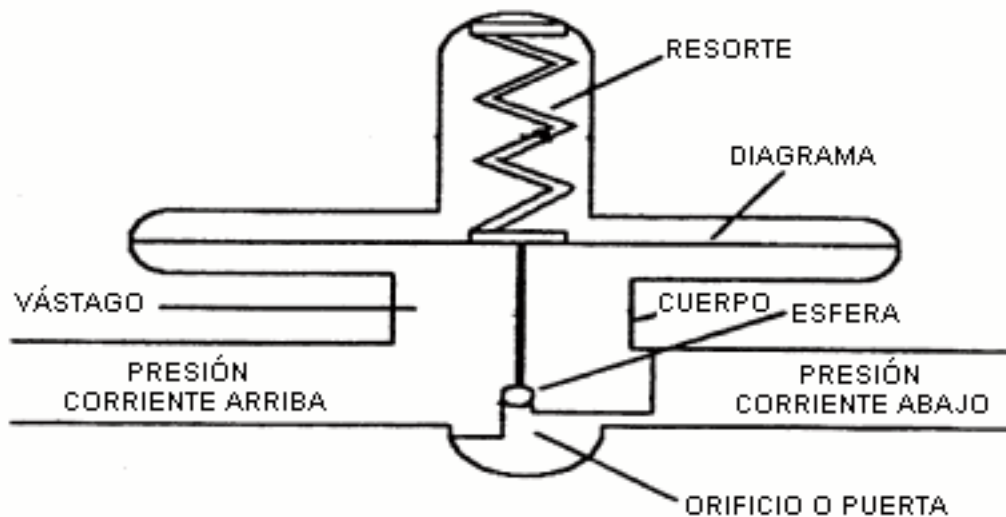


Fig. 5.39 Regulador de Presión

5.8.2.5.1 Válvulas operadas por presión de gas en el anular

Las válvulas operadas por presión de gas en el anular se subdividen en tres categorías:

- a.) **Válvula no balanceada con domo cargado:** en la figura 5.40 aparece una representación esquemática de una válvula de presión con su respectiva nomenclatura. Esta válvula tiene como único elemento de carga un domo cargado con nitrógeno. Un fuelle permite que el vástago mueva la esfera de su asiento. Ya que la presión en la tubería eductora actúa sobre el área del orificio, ésta también ayuda en la apertura de la válvula.

Consecuentemente, se trata de una válvula de presión no balanceada. En las válvulas de presión balanceadas, la presión en la tubería no tiene ningún efecto en su apertura o cierre.

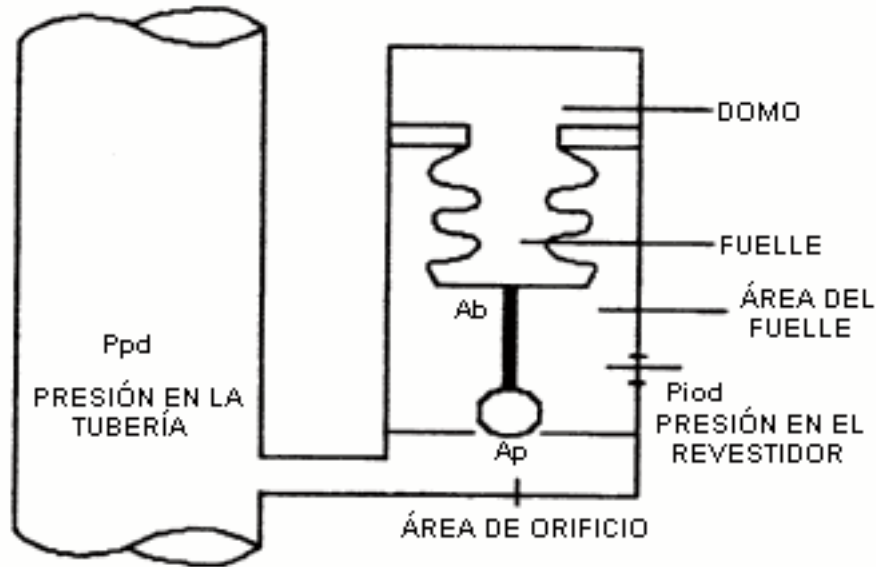


Fig. 5.40 Esquema de una Válvula de Presión de Gas

Presión de apertura de la válvula bajo condiciones de operación: ya que la válvula es más sensible a la presión en el anular, la presión de apertura se define como aquella presión requerida en el revestidor para abrir la válvula bajo las condiciones de operación prevalecientes. Como son varias las presiones y áreas envueltas, es necesario hacer un balance de fuerzas para determinar la presión de apertura. En la figura 5.41 presenta la válvula en posición cerrada y lista para abrir.

En este instante las fuerzas que tratan de mantener la válvula cerrada, igualan a las fuerzas que tratan de abrirla, por lo tanto, se puede escribir la siguiente ecuación:

$$F_C = F_O \quad \text{Ec. 5.40}$$

Donde:

F_C : fuerzas que tratan de mantener la válvula cerrada

F_O : fuerzas que tratan de abrir la válvula

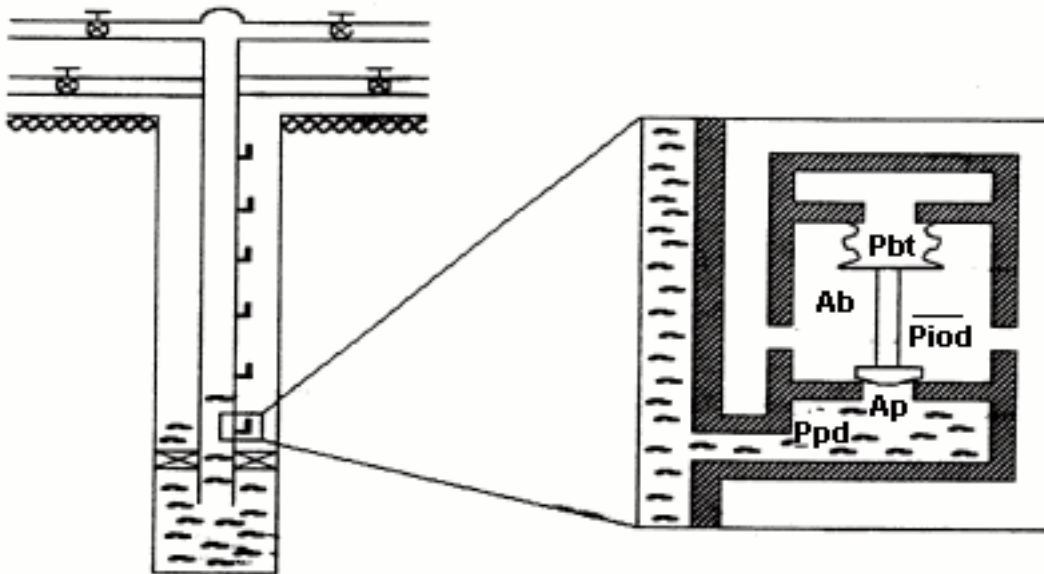


Fig. 5.41 Válvula Operada por Presión de Gas Posición Cerrada

Las fuerzas que tratan de mantener la válvula cerrada son:

$$F_C = P_{bt} * A_b \quad \text{Ec. 5.41}$$

Las fuerzas que tratan de abrir la válvula cerrada son:

$$F_O = P_C * (A_b - A_p) + P_{pd} * A_p \quad \text{Ec. 5.42}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.41 y 5.42 en la ecuación 5.40 se tiene:

$$P_{bt} * A_b = P_C * (A_b - A_p) + P_{pd} * A_p \quad \text{Ec. 5.43}$$

Donde:

P_{bt} : presión en el domo, lpc

A_b : área efectiva del fuelle. Pulg².

P_C : presión en el anular, lpc

A_p : área del orificio (asiento), pulg².

P_{pd} : presión en la tubería, lpc

El valor de P_C para que la válvula abra se conoce con el nombre de **Presión de Apertura de la Válvula, P_{iOd}** .

$$P_C = P_{iOd} \quad \text{Ec. 5.44}$$

Sustituyendo la ecuación 5.44 en la ecuación 5.43 y despejando para P_{iOd} se tiene:

$$P_{iOd} * (A_b - A_p) = P_{bt} * A_b - P_{Pd} * A_p \quad \text{Ec. 5.45}$$

Dividiendo cada termino de la ecuación por A_b se obtiene:

$$P_{iOd} * \left(1 - \frac{A_p}{A_b}\right) = P_{bt} - P_{Pd} * \left(\frac{A_p}{A_b}\right) \quad \text{Ec. 5.46}$$

Haciendo A_p entre A_b igual a R , la ecuación puede escribirse como:

$$P_{iOd} * (1 - R) = P_{bt} - P_{Pd} * R \quad \text{Ec. 5.47}$$

Donde:

R : *relación de área del vástago (área del orificio o de la puerta) al área del fuelle, adimensional*

Dividiendo ambos lados de la ecuación 5.47 entre $1-R$ se tiene:

$$P_{iOd} = \frac{P_{bt} - P_{Pd} * R}{1 - R} \quad \text{Ec. 5.48}$$

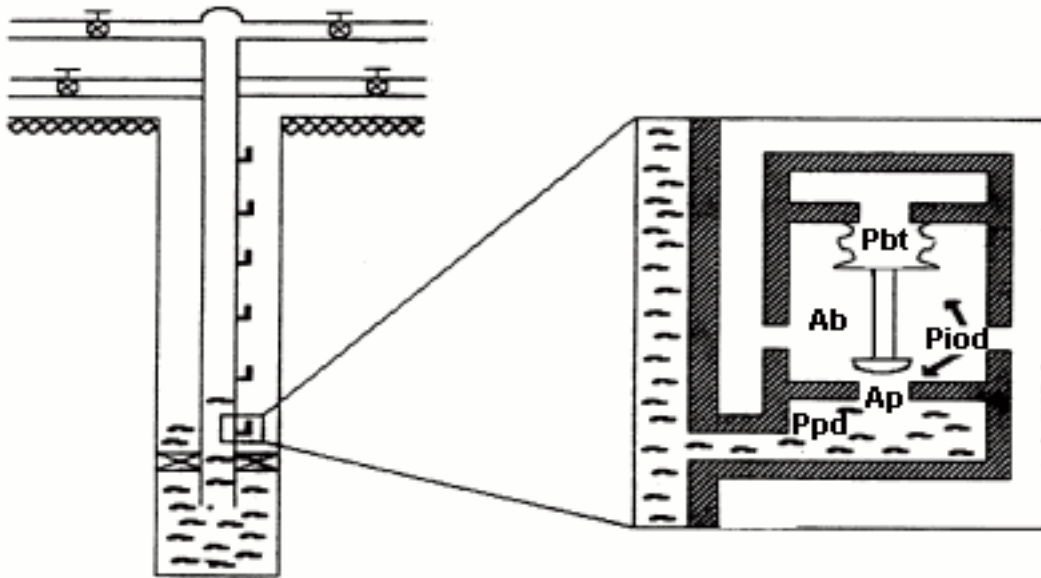
La ecuación 5.48 define la presión en el anular, a la profundidad requerida para abrir la válvula bajo condiciones de operación.

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación: En la figura 5.42 se muestra la válvula en posición abierta y lista para cerrar. Todas las presiones y áreas son idénticas al caso anterior, solo que ahora se asume que la presión por debajo del vástago es la presión del anular, P_C . En el instante antes del cierre, se establece la siguiente ecuación:

$$F_C = F_O \quad \text{Ec. 5.49}$$

Las fuerzas que tratan de mantener la válvula abierta son:

$$F_O = P_C * (A_b - A_p) + P_C * A_p \quad \text{Ec. 5.50}$$



**Fig. 5.42 Válvula Operada por Presión de Gas
Posición Abierta**

Las fuerzas que tratan de cerrar la válvula son:

$$F_C = P_{bt} * A_b \quad \text{Ec. 5.51}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.50 y 5.51 en la ecuación 5.49 se tiene:

$$P_C * (A_b - A_p) + P_C * A_p = P_{bt} * A_b \quad \text{Ec. 5.52}$$

El valor de P_C para que la válvula cierre, se conoce como **Presión de Cierre de la Válvula**, P_{vCd} .

$$P_{vCd} = P_C \quad \text{Ec. 5.53}$$

Sustituyendo la ecuación 5.53 en la ecuación 5.52 se obtiene:

$$P_{vCd} * (A_b - A_p) + P_{vCd} * A_p = P_{bt} * A_b \quad \text{Ec. 5.54}$$

$$P_{vCd} * A_b - P_{vCd} * A_p + P_{vCd} * A_p = P_{bt} * A_b$$

Despejando queda:

$$P_{vCd} = P_{bt} \quad \text{Ec. 5.55}$$

La ecuación 5.55 muestra que la presión en el anular, a profundidad, debe reducirse a la presión en el domo, a profundidad, para que la válvula cierre.

Diferencial de presión

La diferencia entre la presión de apertura y la de cierre, se obtiene sustrayendo la ecuación 5.55 de la ecuación 5.48.

$$\Delta P = \left(\frac{P_{bt} - P_{Pd} * R}{1 - R} \right) - P_{vCd} \quad \text{Ec. 5.56}$$

Reagrupando términos:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \left(\frac{P_{bt} - P_{Pd} * R}{1 - R} \right) - \left(\frac{P_{bt} * (1 - R)}{1 - R} \right) \\ \Delta P &= \frac{P_{bt} - P_{Pd} * R - P_{bt} + P_{bt} * R}{1 - R} \\ \Delta P &= \left(\frac{R}{1 - R} \right) * (P_{bt} - P_{Pd}) \quad \text{Ec. 5.57} \end{aligned}$$

La razón $\frac{R}{1 - R}$ se llama **Factor de Efecto de Tubería (TUBING EFFECT FACTOR)**.

$$P_{PEF} = \frac{R}{1 - R} = \frac{A_p}{A_b - A_p} \quad \text{Ec. 5.58}$$

Donde:

P_{PEF} : *factor de efecto de la presión de producción (antes TEF)*

Sustituyendo la ecuación 5.48 en la ecuación 5.57 se obtiene:

$$\Delta P = P_{PEF} * (P_{bt} - P_{Pd}) \quad \text{Ec. 5.59}$$

Presión de apertura en el taller: una vez que se han establecido las presiones de apertura y cierre, la válvula debe ser calibrada para una presión de apertura en el taller que corresponda a la presión de apertura

deseada en el pozo. Esta presión es la que se conoce como **Presión de Apertura en el Taller**, y se denomina P_{vOt} .

En el taller, la presión en la tubería es 0 lpc. Luego la ecuación 5.48, se expresa como:

$$P_{vOt} = \frac{P_{bt}}{1 - R} \quad \text{Ec. 5.60}$$

Se asume que el domo de la válvula de LAG tiene un volumen constante; por esto, la presión en el domo cargado con nitrógeno aumenta al incrementarse la temperatura. La presión en el domo, P_{bt} se conoce a profundidad de la válvula. Esto significa que para utilizar la ecuación 5.60 para calibrar la válvula, se debería calentar la válvula hasta la temperatura a la que operaría el pozo. En la práctica, el domo se carga en el taller a una temperatura determinada generalmente 60 u 80 ° F. Para calcular la presión de apertura en el taller, se corrige la presión en el domo a la temperatura base, utilizando la ley de los gases no ideales:

$$\frac{P_{bt}}{Z * T} = \frac{P_{bv}}{(460 + 60) * Z_{60}} \quad \text{Ec. 5.61}$$

$$P_{bv} = \frac{P_{bt} * (460 + 60) * Z_{60}}{Z * T} \quad \text{Ec. 5.62}$$

$$P_{vOt} = \frac{P_{bv}}{1 - R} \quad \text{Ec. 5.63}$$

Donde:

P_{bv} : presión de la cámara de la válvula a 60 ° F, lpc

Como la solución de la ecuación 5.62 es por ensayo y error, se han desarrollado gráficos basados en ésta que son de fácil uso. En las figuras 5.43.a, 5.43.b, 5.44.a y 5.44.b se presentan estos gráficos, para domos cargados de nitrógeno y temperatura base de 60 y 80 ° F.

Nota: P_{bv} puede calcularse también utilizando la siguiente expresión:

$$P_{bv} = P_{bt} * Ct \quad \text{Ec. 5.64}$$

Donde:

Ct : factor de corrección por temperatura. (ver tabla 5.3)

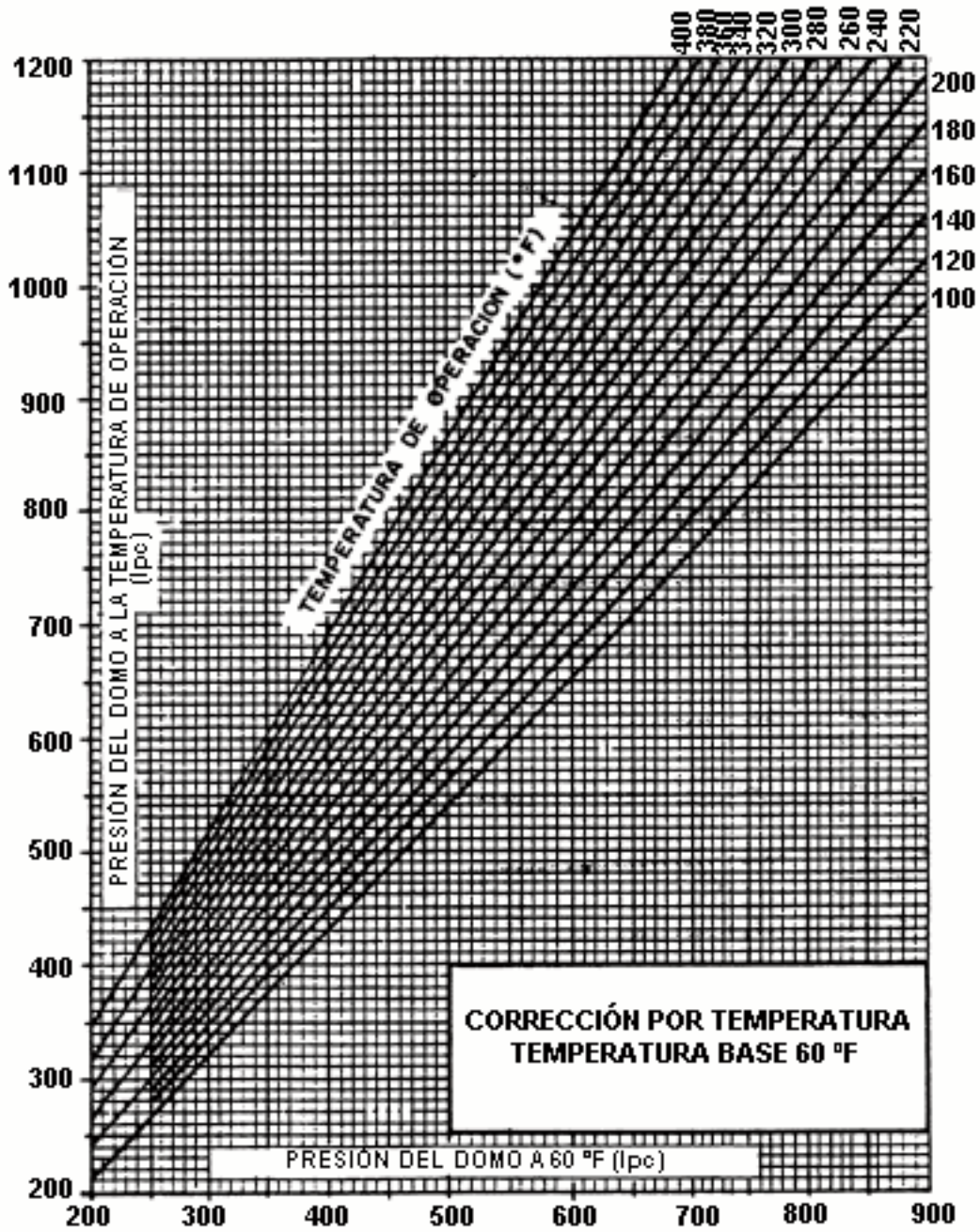


Fig. 5.43.a Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno

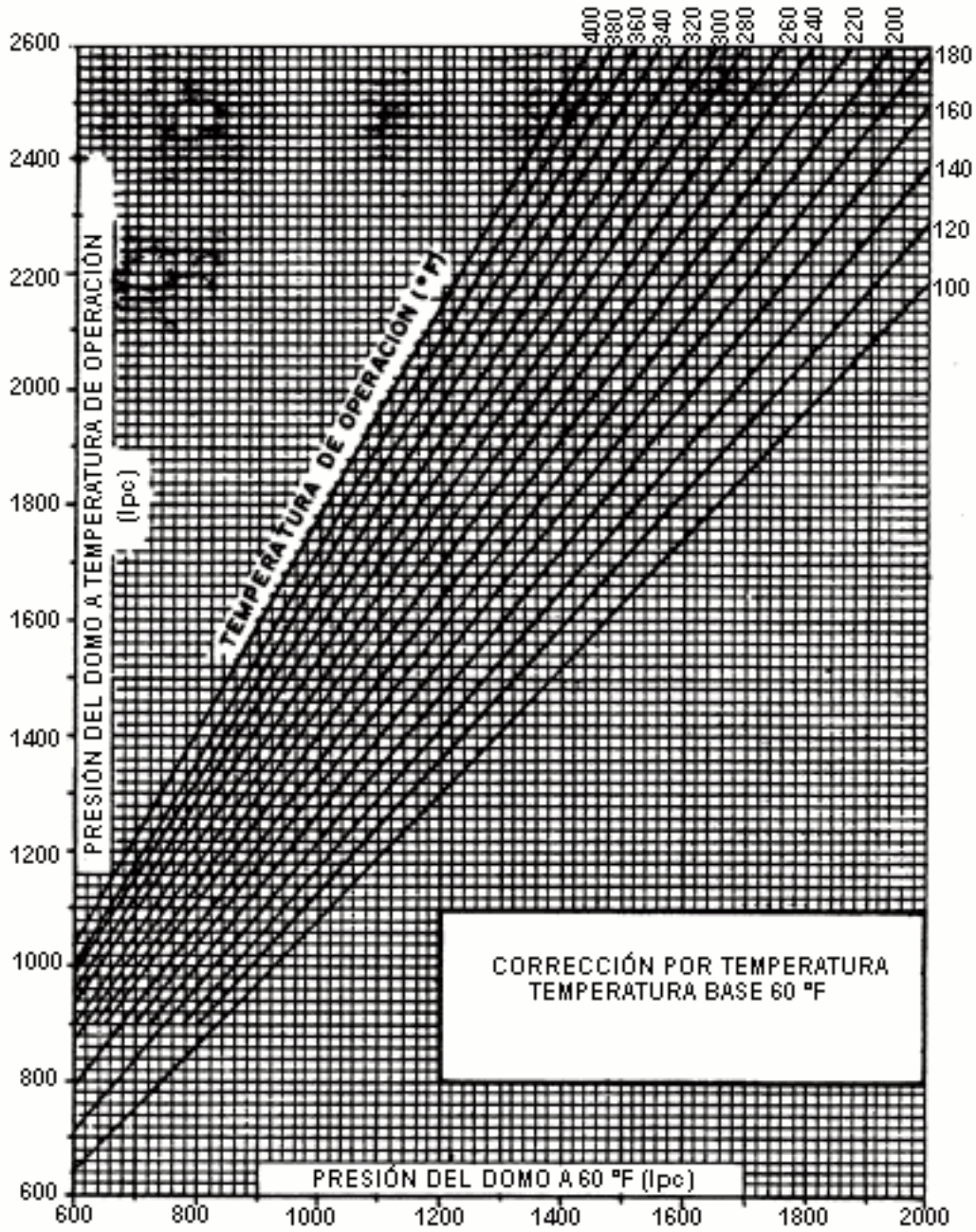


Fig. 5.43.b Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno

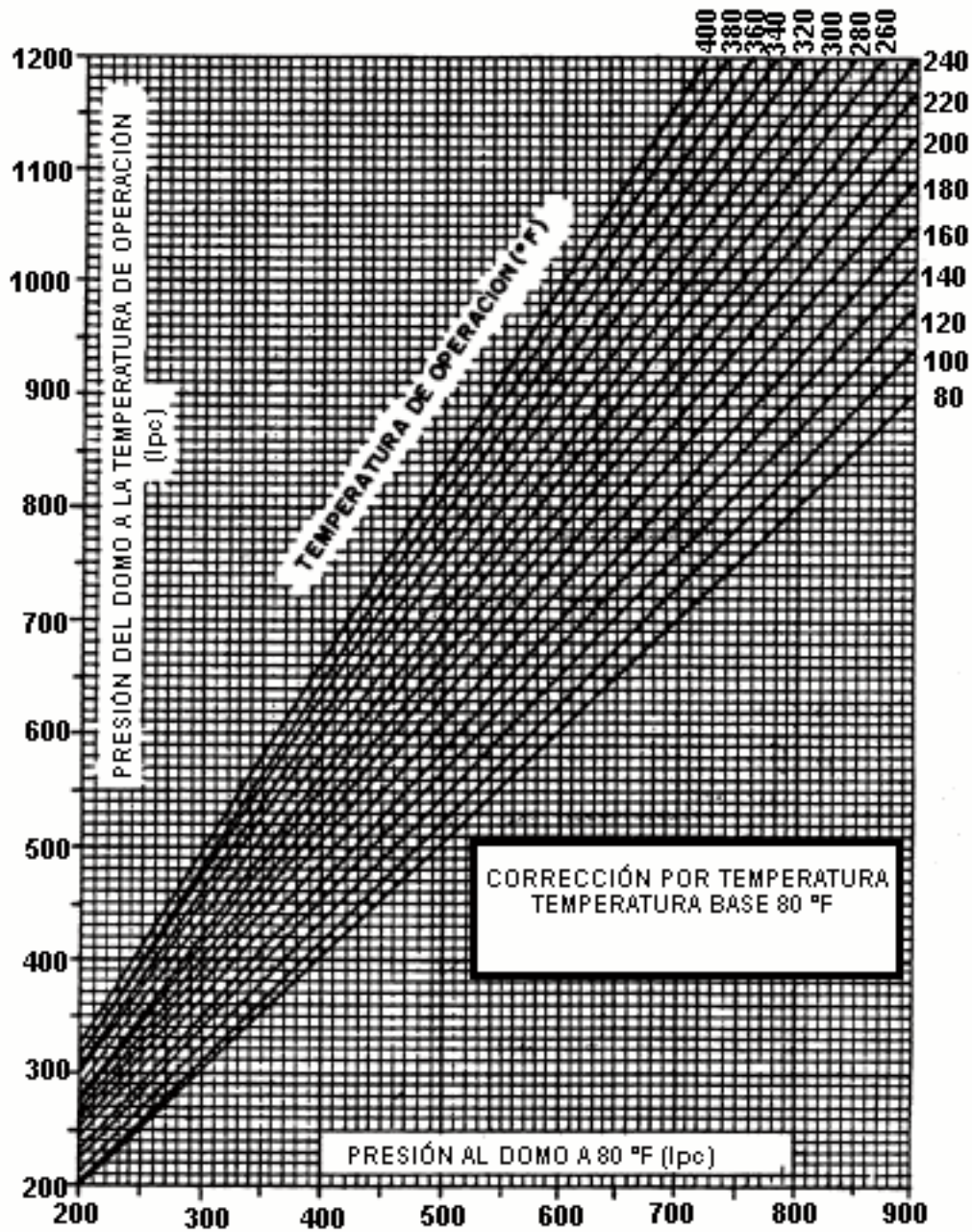


Fig. 5.44.a Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno

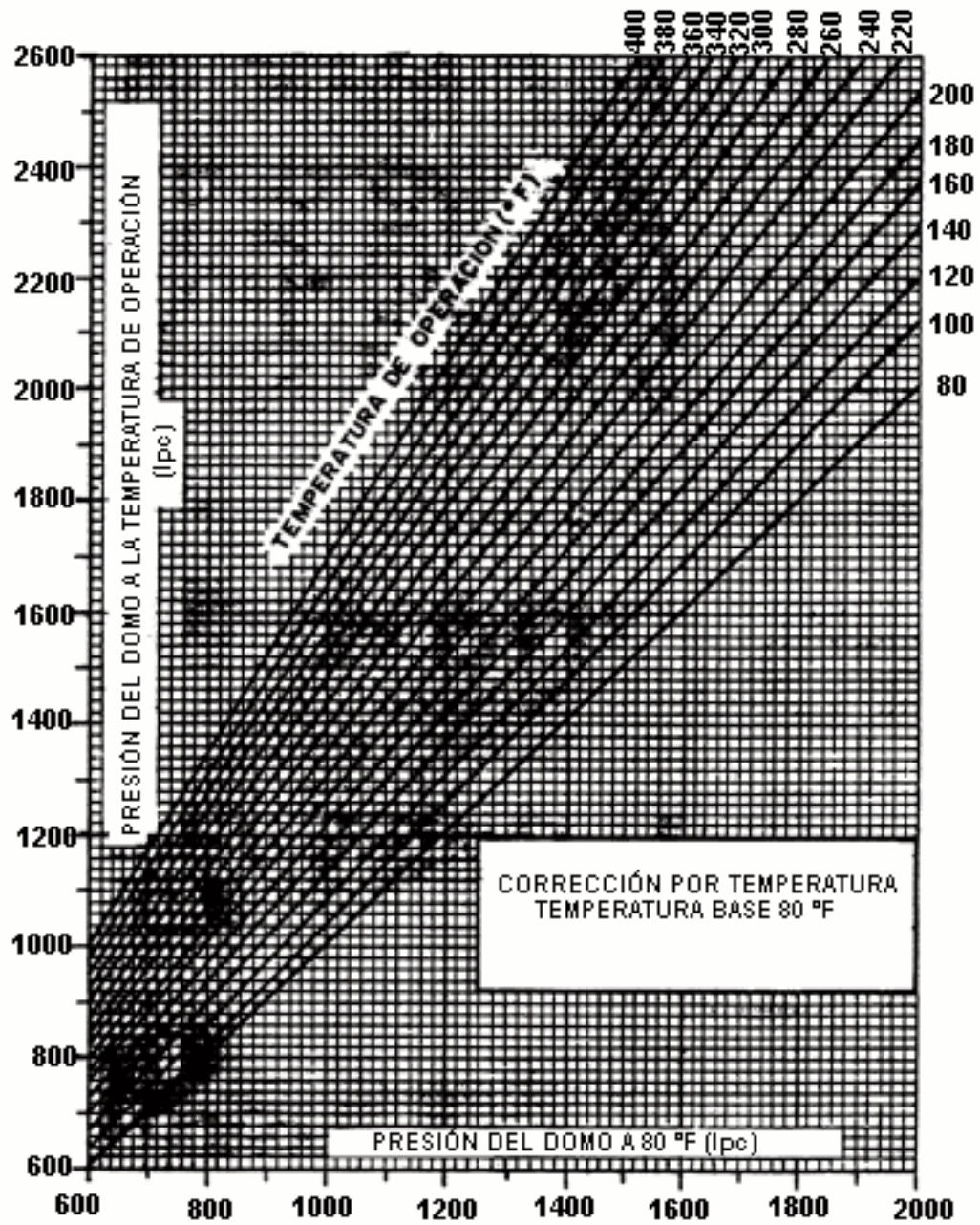


Fig. 5.44.b Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno

Tabla 5.3
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA PRESIÓN DEL NITRÓGENO POR TEMPERATURA

Presión de Domo a 60 ° F = Ft*Pbt											
Ct= $\frac{\text{N}_2 \text{ Presión en la válvula a } 60^\circ \text{ F}}{\text{N}_2 \text{ Presión en la válvula a temperatura del Pozo}}$											
°F	Ft	°F	Ft	°F	Ft	°F	Ft	°F	Ft	°F	Ft
61	0,998	101	0,919	141	0,852	181	0,794	221	0,743	261	0,698
62	0,996	102	0,917	142	0,850	182	0,792	222	0,742	262	0,697
63	0,994	103	0,915	143	0,849	183	0,791	223	0,740	263	0,696
64	0,991	104	0,914	144	0,847	184	0,790	224	0,739	264	0,695
65	0,989	105	0,912	145	0,845	185	0,788	225	0,738	265	0,694
66	0,987	106	0,910	146	0,844	186	0,787	226	0,737	266	0,693
67	0,985	107	0,908	147	0,842	187	0,786	227	0,736	267	0,692
68	0,983	108	0,906	148	0,841	188	0,784	228	0,735	268	0,691
69	0,981	109	0,905	149	0,839	189	0,783	229	0,733	269	0,690
70	0,979	110	0,903	150	0,838	190	0,782	230	0,732	270	0,689
71	0,977	111	0,901	151	0,836	191	0,780	231	0,731	271	0,688
72	0,975	112	0,899	152	0,835	192	0,779	232	0,730	272	0,687
73	0,973	113	0,898	153	0,833	193	0,778	233	0,729	273	0,686
74	0,971	114	0,896	154	0,832	194	0,776	234	0,728	274	0,685
75	0,969	115	0,894	155	0,830	195	0,775	235	0,727	275	0,684
76	0,967	116	0,893	156	0,829	196	0,774	236	0,725	276	0,683
77	0,965	117	0,891	157	0,827	197	0,772	237	0,724	277	0,682
78	0,963	118	0,889	158	0,826	198	0,771	238	0,723	278	0,681
79	0,961	119	0,887	159	0,825	199	0,770	239	0,722	279	0,680
80	0,959	120	0,886	160	0,823	200	0,769	240	0,721	280	0,679
81	0,957	121	0,884	161	0,822	201	0,767	241	0,720	281	0,678
82	0,955	122	0,882	162	0,820	202	0,766	242	0,719	282	0,677
83	0,953	123	0,881	163	0,819	203	0,765	243	0,718	283	0,676
84	0,951	124	0,879	164	0,817	204	0,764	244	0,717	284	0,675
85	0,949	125	0,877	165	0,816	205	0,762	245	0,715	285	0,674
86	0,947	126	0,876	166	0,814	206	0,761	246	0,714	286	0,673
87	0,945	127	0,874	167	0,813	207	0,760	247	0,713	287	0,672
88	0,943	128	0,872	168	0,812	208	0,759	248	0,712	288	0,671
89	0,941	129	0,871	169	0,810	209	0,757	249	0,711	289	0,670
90	0,939	130	0,869	170	0,809	210	0,756	250	0,710	290	0,669
91	0,938	131	0,868	171	0,807	211	0,755	251	0,709	291	0,668
92	0,936	132	0,866	172	0,806	212	0,754	252	0,708	292	0,667

93	0,934	133	0,864	173	0,805	213	0,752	253	0,707	293	0,666
94	0,932	134	0,863	174	0,803	214	0,751	254	0,706	294	0,665
95	0,930	135	0,861	175	0,802	215	0,750	255	0,705	295	0,664
96	0,928	136	0,860	176	0,800	216	0,749	256	0,704	296	0,663
97	0,926	137	0,858	177	0,799	217	0,748	257	0,702	297	0,662
98	0,924	138	0,856	178	0,798	218	0,746	258	0,701	298	0,662
99	0,923	139	0,855	179	0,796	219	0,745	259	0,700	299	0,661
100	0,921	140	0,853	180	0,795	220	0,744	260	0,699	300	0,660

- b.) **Válvula no balanceada con domo cargado y Resorte:** este tipo de válvula se conoce como **Válvula de Doble Elemento**, por tener dos elementos de carga. El resorte y el domo cargado; a menudo este último tiene carga cero y solo el resorte aporta la fuerza del cierre. Este tipo de válvula se usa mucho, tanto para flujo continuo como para flujo cíclico. En la figura 5.45 muestra una de ellas bajo condiciones de operación.

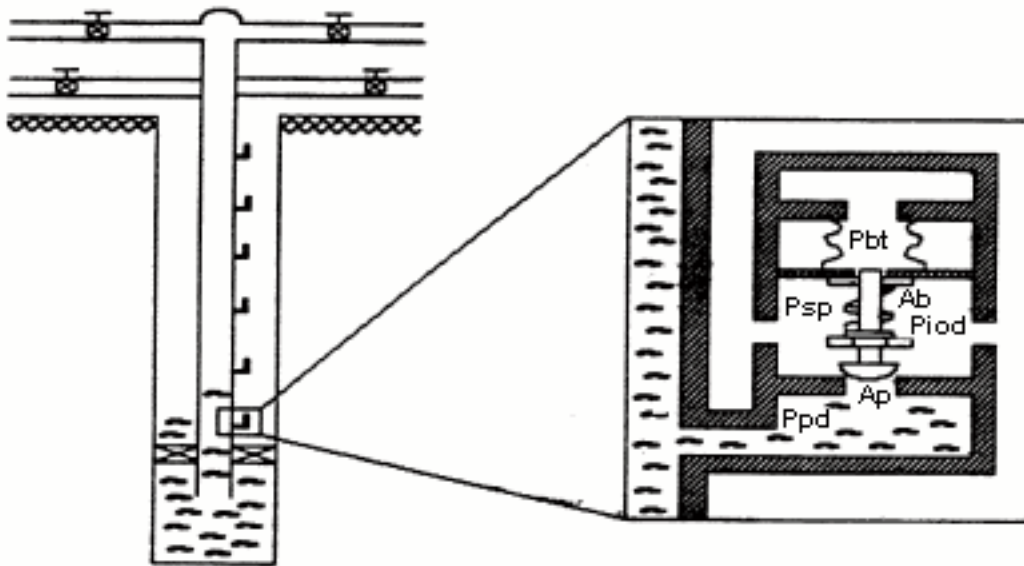


Fig. 5.45 Válvula No-Balanceada con Domo Cargado y Resorte

Presión de apertura de la válvula bajo condiciones de operación: el balance de las fuerzas es similar al efectuado para las válvulas con únicamente el domo cargado:

Fuerza que tratan de mantener la válvula cerrada, F_C .

$$F_C = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.65}$$

Fuerzas que tratan de abrir la válvula, F_O .

$$F_O = P_{iOd} * (A_b - A_p) + P_{Pd} * A_p \quad \text{Ec. 5.66}$$

Igualando las ecuaciones 5.65 y 5.66 se tiene:

$$P_{iOd} * (A_b - A_p) + P_{Pd} * A_p = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.67}$$

Donde:

P_{SP} : Presión equivalente causada por la tensión del resorte (constante del resorte), lpc

Dividiendo cada término de la ecuación 5.67 entre A_b :

$$P_{iOd} * \left(1 - \frac{A_p}{A_b}\right) + P_{Pd} * \left(\frac{A_p}{A_b}\right) = P_{bt} + P_{SP} * \left(1 - \frac{A_p}{A_b}\right) \quad \text{Ec. 5.68}$$

Si $\frac{A_p}{A_b} = R$, y sustituyendo esta expresión en la ecuación 5.68 se tiene:

$$P_{iOd} * (1 - R) + P_{Pd} * R = P_{bt} + P_{SP} * (1 - R) \quad \text{Ec. 5.69}$$

Dividiendo entre $(1-R)$ y despejando P_{iOd} se obtiene:

$$P_{iOd} = \left(\frac{P_{bt}}{1 - R}\right) - \left(\frac{P_{Pd} * R}{1 - R}\right) + P_{SP} \quad \text{Ec. 5.70}$$

La ecuación 5.70 es similar a la ecuación 5.48, excepto por la adición del término P_{SP} , debido al resorte. Si el domo no está cargado, toda la fuerza de cierre la aporta el resorte y la ecuación se reduce a:

$$P_{iOd} = P_{SP} - \left(\frac{P_{Pd} * R}{1 - R}\right) \quad \text{Ec. 5.71}$$

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación: en la figura 5.46 se muestra la válvula bajo condiciones de operación. Cuando la válvula esta abierta, se asume debajo del vástago es la presión del revestidor, P_C . En el instante que precede al cierre de la válvula, se realiza el siguiente balance de fuerzas:

Fuerzas que tratan de cerrar la válvula, F_C .

$$F_C = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.72}$$

Fuerzas que tratan de mantener la válvula abierta, F_O .

$$F_O = P_C * (A_b - A_p) + P_C * A_p \quad \text{Ec. 5.73}$$

Igualando las ecuaciones 5.72 y 5.73 se tiene:

$$P_C * (A_b - A_p) + P_C * A_p = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.74}$$

$$\text{ó} \quad P_C * A_b = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.75}$$

Reemplazando en la ecuación 5.75 a P_C con P_{vCd} e introduciendo $R = \frac{A_p}{A_b}$ se tiene:

$$P_{vCd} = P_{bt} + P_{SP} * (1 - R) \quad \text{Ec. 5.76}$$

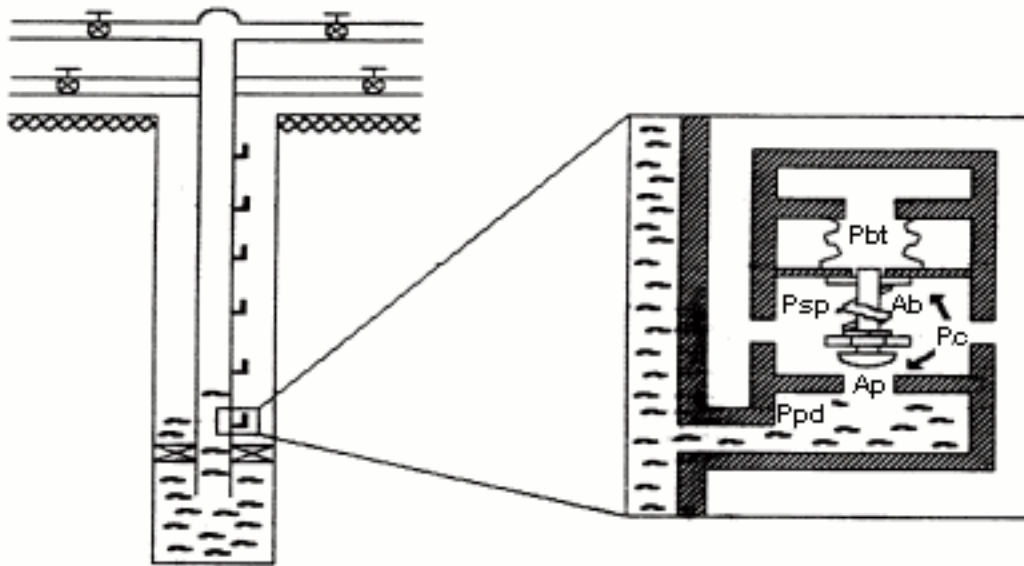


Fig. 5.46 Válvula Bajo Condiciones de Operación

Diferencial de Presión

Restando la ecuación 5.69 de la ecuación 5.76 se tiene:

$$\Delta P = P_{iOd} - P_{vCd}$$

$$\Delta P = \left(\frac{P_{bt}}{1-R} \right) + P_{SP} - \left(\frac{P_{Pd} * R}{1-R} \right) - P_{bt} - P_{SP} * (1-R)$$

$$\Delta P = \left(\frac{R}{1-R} \right) * P_{bt} + P_{SP} * (1-R) - P_{Pd}$$

$$\Delta P = P_{PEF} * P_{bt} + P_{SP} * (1-R) - P_{Pd} \quad \text{Ec. 5.77}$$

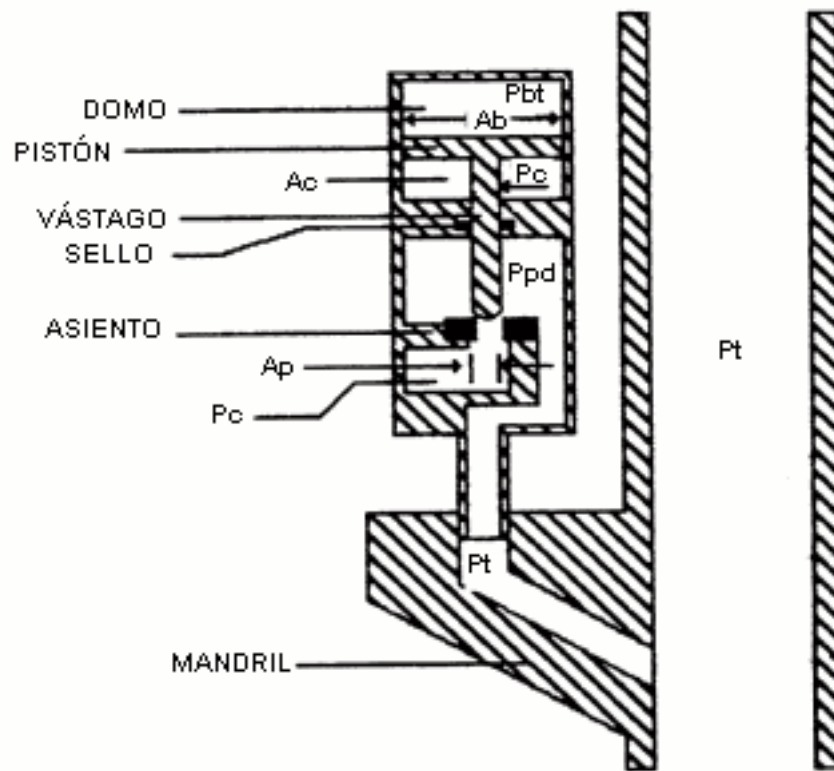


Fig. 5.47 Válvula Operada por Presión de Gas

c.) **Válvula de presión balanceada:** la misma no está influenciada por la presión en la tubería. La presión del anular actúa todo el tiempo sobre toda el área del fuelle (ver fig. 5.47). Esto significa que la válvula abre y cierra a la misma presión del domo. El diferencial de presión es cero independientemente del tamaño del orificio.

5.8.2.5.2 Válvula piloto

Este tipo de válvula se desarrolló porque es deseable para el levantamiento cíclico (intermitente) tener una válvula con una puerta u orificio de gran tamaño, ya que se tiene un estricto control sobre el diferencial de presión. En la figura 5.48 se observa una de ellas. El A_p utilizado para los cálculos de apertura es el de orificio pequeño.

El orificio mayor se usa para el paso de gas cuando la válvula abre; éste puede ser tan grande como sea mecánicamente posible y no se necesita cambiar para alterar el diferencial de presión, esto permite obtener la mayor eficiencia en levantamiento por flujo intermitente. Los cálculos de la mecánica de la válvula son iguales a los ya expuestos.

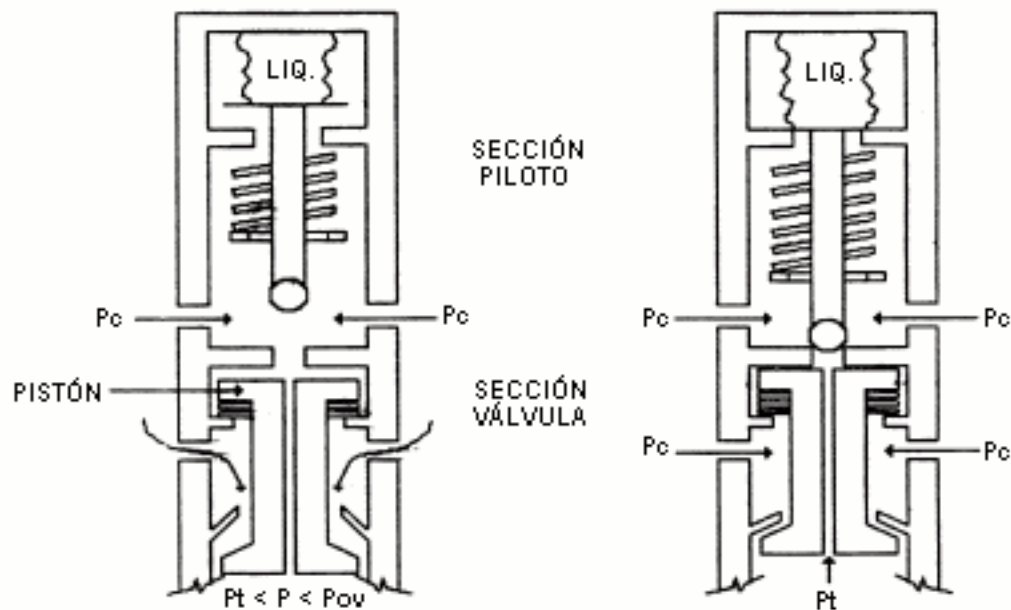
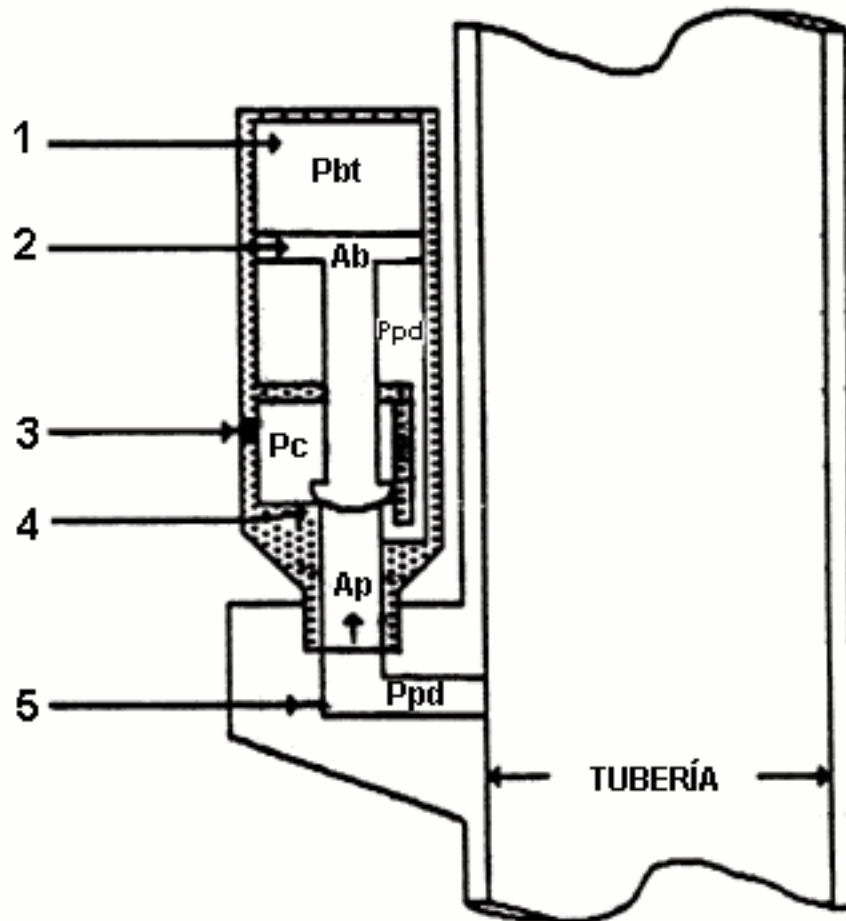


Fig. 5.48 Válvula Piloto

5.8.2.5.3 Válvula de estrangulamiento



1. CÁMARA CARGADA DE NITRÓGENO
2. FUELLE
3. ORIFICIO DE ADMISIÓN A LA VÁLVULA ESTRANGULADORA
4. VÁSTAGO Y ASIENTO
5. ORIFICIO DE ADMISIÓN A LA TUBERÍA

Fig. 5.49 Válvula Balanceada Accionada por la presión del flujo

Esta válvula es llamada a menudo “ **válvula para flujo continuo** “, y sus componentes básicos son los mismos que los de la válvula de presión, aunque se le han hecho modificaciones para hacerla más sensitiva a la presión en la tubería cuando esta abierta. Esto se puede hacer de dos maneras: estrangulando la entrada del gas del anular antes de que pase por la puerta de la válvula, lo cual causa que la presión disminuya de P_c a P_t , o usando un vástago cónico en la figura 5.49 y 5.50 se muestran las configuraciones de estas válvulas.

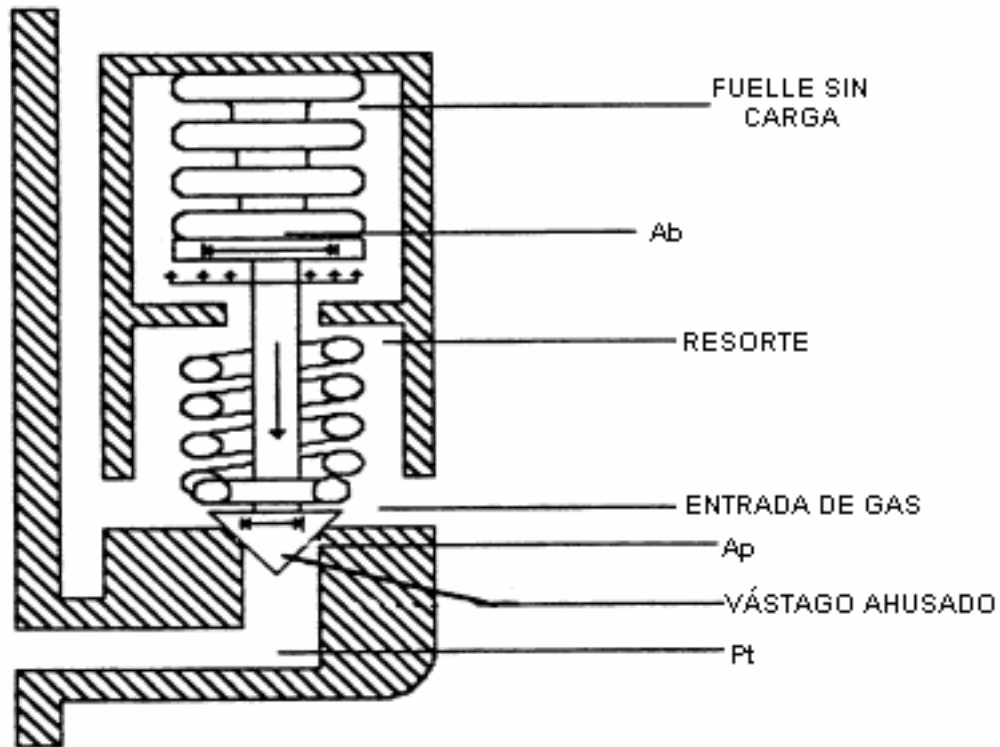


Fig. 5.50 Válvula de Flujo Continuo. (Con Resorte)

La presión en el anular no tiene que caer hasta la presión del domo para que la válvula cierre. En efecto, esta cerrará con una reducción en la presión en la tubería, manteniendo constante la presión en el revestidor.

Las ecuaciones de balance de fuerzas que ya han sido derivadas se pueden usar para calcular la presión de apertura en este tipo de válvulas. Pero se debe hacer una prueba dinámica que muestre cómo reacciona a la presión en la tubería, cuando se encuentra en la posición cerrada.

En la figura 5.51 se muestran las características del flujo de gas de una válvula con el vástago cónico. Se observa que inicialmente la válvula deja de pasar más gas a medida que aumenta el diferencial de presión a través de ella,

pero llega un momento en que la presión en la tubería no es suficiente para mantener la válvula completamente abierta (vástago levantado), y a partir de allí comienza el período de estrangulamiento de la entrada de gas (similar a una puerta de orificio variable).

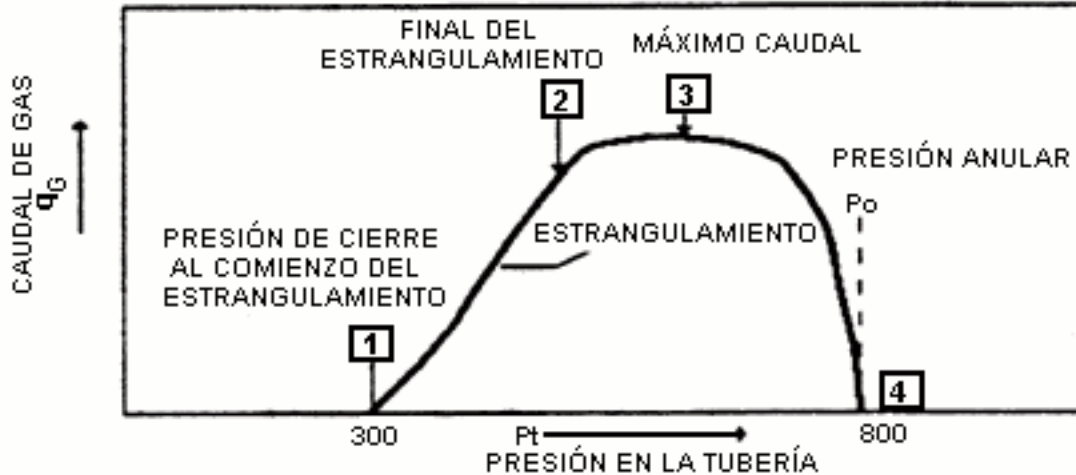


Fig. 5.51 Características del Pase de Gas para Válvulas de Flujo Continuo Estrangulado

Esto equivale a decir que cuando el pozo tiende a descargarse, la válvula dejará pasar más gas; y cuando la columna de fluido es muy liviana por la excesiva gasificación, dejará pasar menos gas. Algunos autores llaman este control del gradiente de fluido "respuesta **proporcional**" (PROPORTIONAL RESPONSE).

Este comportamiento también se observa en las válvula estándar de presión que tienen orificios (puertas) muy grandes.

5.8.2.5.4 Válvulas operadas por fluido

Estas válvulas también se conocen como **válvula operadas por presión de tuberías**. En la figura 5.52 se ofrece una representación esquemática de ellas. La nomenclatura es la misma que para las válvulas de presión y su construcción es similar, solo que ahora la presión de la tubería actúa sobre el área mayor del vástago y la del revestidor sobre el área del orificio.

La válvula de la figura anteriormente mencionada es de doble elemento, con un resorte y un domo cargado supliendo la fuerza de cierre. A continuación se derivan las ecuaciones de balance de fuerzas que pueden se empleadas cuando se tiene:

- Resorte sin domo cargado

- Domo cargado sin resorte
- Combinación de resorte y domo cargado

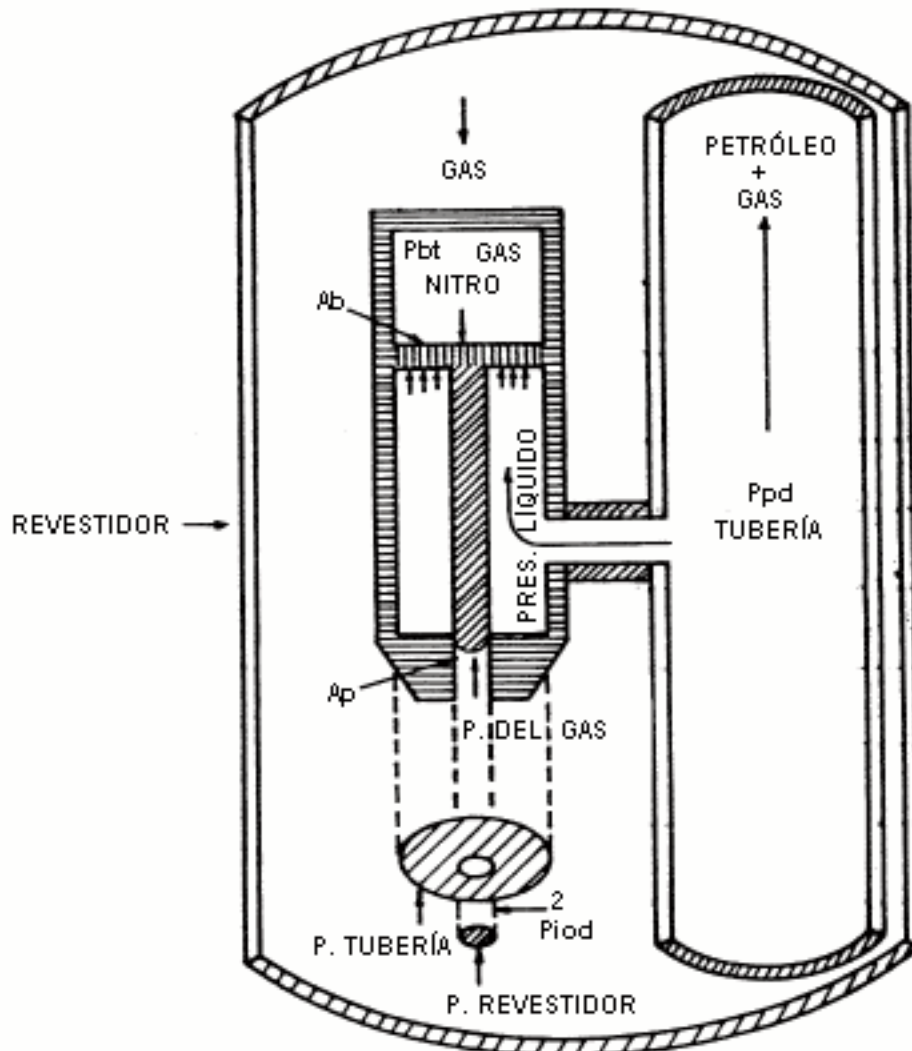


Fig. 5.52 Esquema de una Válvula Operada por Presión de la Tubería Cargada por Gas

Presión de apertura de la válvula de fluido bajo condiciones de operación: dado que la válvula de fluido es sensitiva a la presión de la tubería, la presión de apertura se define como la presión requerida para abrir la válvula bajo las condiciones de operación imperantes. La figura 5.53 muestra una válvula bajo estas condiciones y las presiones o fuerzas que

están actuando. Al igual que con las válvulas de presión, en el instante previo a que abra, se puede establecer la siguiente ecuación:

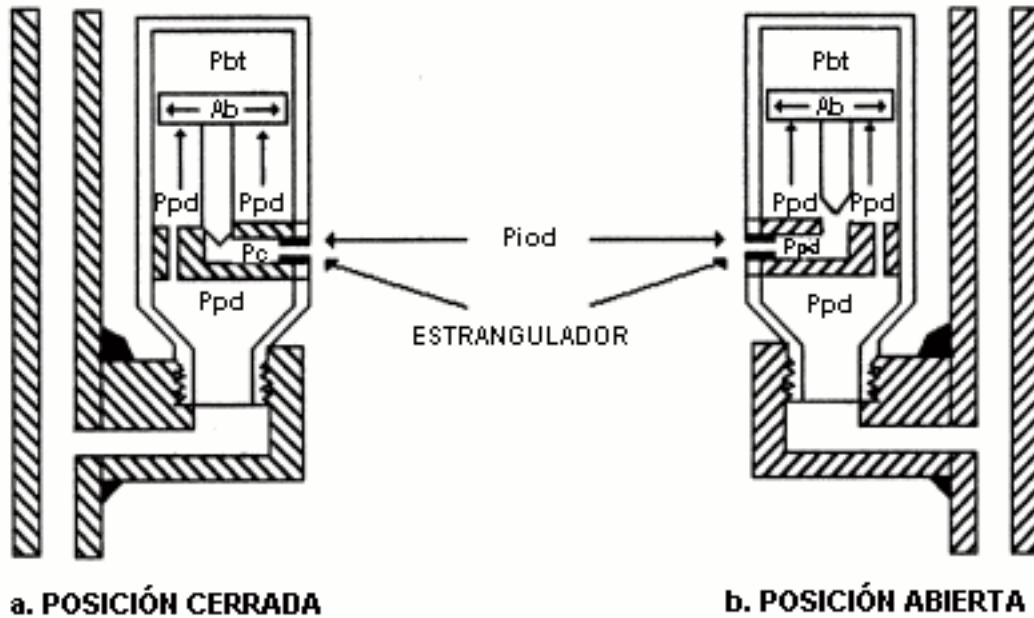


Fig. 5.53 Válvula L.A.G. Acondicionada por la Presión del Flujo de Producción

$$F_O = F_C \quad \text{Ec. 5.78}$$

Donde:

F_O : fuerzas que tratan de abrir la válvula, lpc

F_C : fuerzas que tratan de mantener cerrada la válvula, lpc

Fuerzas que tratan de abrir la válvula

$$F_O = P_C * A_p + P_i * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.79}$$

Fuerzas que tratan de mantener la válvula cerrada

$$F_C = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.80}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.79 y 5.80 en la ecuación 5.78 se tiene:

$$P_C * A_p + P_i * (A_b - A_p) = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.81}$$

Resolviendo para $P_t = P_{PdO}$ y $P_C = P_{iOd}$ de la manera que ya se mostró para válvulas operadas por gas, se obtiene:

$$P_{PdO} = \left(\frac{P_{bt}}{1-R} \right) + P_{SP} - P_{iOd} * \left(\frac{R}{1-R} \right) \quad \text{Ec. 5.82}$$

Con la ecuación se puede calcular la presión requerida en la tubería para abrir la válvula bajo condiciones de operación. Se observa que en la ecuación 5.82 para válvulas de fluido es la misma que la ecuación 5.70 para válvulas de presión, excepto que P_{iOd} y P_{PdO} están intercambiados.

El término de presión en el revestidor $P_{iOd} * \left(\frac{R}{1-R} \right)$ de la ecuación 5.82 se resta de la presión requerida en la tubería para abrir la válvula. Esto significa que cuando aumenta la presión en el revestidor disminuye la presión requerida en la tubería para abrir la válvula. Este término de presión en el revestidor se denomina “ **efecto del revestidor** “, *CE*.

$$CE = P_{iOd} * \left(\frac{R}{1-R} \right) \quad \text{Ec. 5.83}$$

la razón $\frac{R}{1-R}$ en una válvula de fluido de llama **factor de efecto del revestidor** y lo reportan los fabricantes como un porcentaje.

Presión de cierre de la válvula de flujo, bajo condiciones de operación: en la figura 5.53 parte **b** aparece una válvula en posición abierta bajo condiciones de operación. Cuando la válvula se encuentra en esta posición, se asume que la presión por debajo del vástago es presión de tubería, y no es presión de revestidor.

Esto significa que el orificio en una válvula de fluido debe ser lo suficientemente pequeño para que la presión de revestidor caiga a presión de tubería al fluir el gas a través de la válvula.

Dado que la caída de presión a través de un orificio esta relacionada con el volumen de gas que fluye, se pueden usar orificios (puertas) mayores si el diferencial entre revestidor y tubería es lo suficientemente grande como para permitir el paso de un volumen de gas relativamente elevado.

En el instante previo del cierre de la válvula, se establece el siguiente balance de fuerzas:

$$F_O = F_C \quad \text{Ec. 5.84}$$

Fuerzas que tratan de cerrar la válvula, F_C :

$$F_C = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.85}$$

Fuerzas que tratan de mantener la válvula abierta, F_O :

$$F_O = P_t * A_p + P_t * (A_b - A_p) \quad \text{ó} \quad F_O = P_t * A_b \quad \text{Ec. 5.86}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.85 y 5.86 en la 5.84 se tiene:

$$P_t * A_b = P_{bt} * A_b + P_{SP} * (A_b - A_p) \quad \text{Ec. 5.87}$$

Resolviendo para P_t , se tiene:

$$P_t = P_{bt} + P_{SP} * (1 - R) \quad \text{Ec. 5.88}$$

Para determinar la presión en la tubería a la cual la válvula cierra, se hace $P_{PdC} = P_t$, luego:

$$P_{PdC} = P_{bt} + P_{SP} * (1 - R) \quad \text{Ec. 5.89}$$

Presión de apertura en el taller: una vez determinadas las presiones de apertura y cierre, se determina la presión de apertura en el taller, P_{vOt} . Ya que no hay ninguna presión de revestidor aplicada a la válvula en el taller, P_C toma el valor de cero en la ecuación 5.82 dando como resultado:

$$P_{vOt} = \left(\frac{P_{bt}}{1 - R} \right) + P_{SP} \quad \text{Ec. 5.90}$$

Si la presión en el domo se corrige a 60 ° F (o a cualquier otra temperatura base), la ecuación para la presión de apertura en el taller es:

$$P_{vOt} = \left(\frac{P_{bv}}{1 - R} \right) + P_{SP} \quad \text{Ec. 5.91}$$

Donde:

P_{bv} : presión de la cámara de la válvula a 60 ° F, lpc

Se observa que cuando el domo no esta cargado la ecuación 5.91 se convierte en:

$$P_{vOt} = P_{SP} \quad \text{Ec. 5.92}$$

Características del paso de gas: las técnicas de diseño que se usan para válvulas de fluido se basan en las características del paso de gas de la válvula.

El orificio debe ser lo suficientemente pequeño para crear una caída de presión a través de la válvula. Como resultante de esto, el área completa del fuelle es sensitiva únicamente a la presión de la tubería cuando se esta en posición abierta.

En la figura 5.54 se ilustra la respuesta de la tasa de flujo de la válvula como una función de la presión en la tubería, cuando se está dentro del rango de estrangulamiento de la válvula. La caída de presión a través del orificio, aunada al efecto del resorte, provoca que la válvula responda proporcionalmente a incrementos o disminuciones en la presión de la tubería. Pruebas de flujo de gas indican que en el intervalo de los puntos 1 y 2 de la figura 5.54 ocurre algún flujo de gas, pero la cantidad es despreciable en relación de la capacidad completa de la válvula.

Para orificios grandes el rango de estrangulamiento comienza en la presión de apertura, según lo indican pruebas dinámicas. La válvula de fluido actúa como un orificio variable que aumenta su tamaño al incrementarse la presión en la tubería; y lo reduce al disminuir la misma. Esta respuesta proporcional mantiene estable el gradiente de flujo en la tubería.

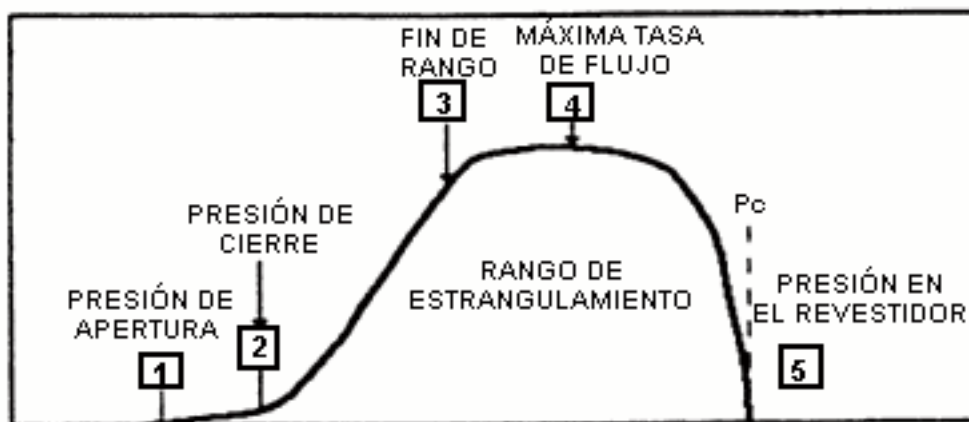


Fig. 5.54 Tasa de Flujo de Gas en Función de la Presión de Tubería

5.8.2.5.5 Válvula diferencial

Esta válvula fue la primera de uso extendido para descargar el pozo. Al igual que con la válvula de fluido, las presiones de apertura y cierre serán la presión de la tubería, definida en términos de la presión en el revestidor.

Presión de apertura de la válvula diferencial bajo condiciones de operación: En la figura 5.55 se presenta una válvula diferencial bajo condiciones de operación. El siguiente balance de fuerzas se puede establecer para la válvula en posición cerrada, en el momento previo a su apertura:

$$F_o = F_c \quad \text{Ec. 5.93}$$

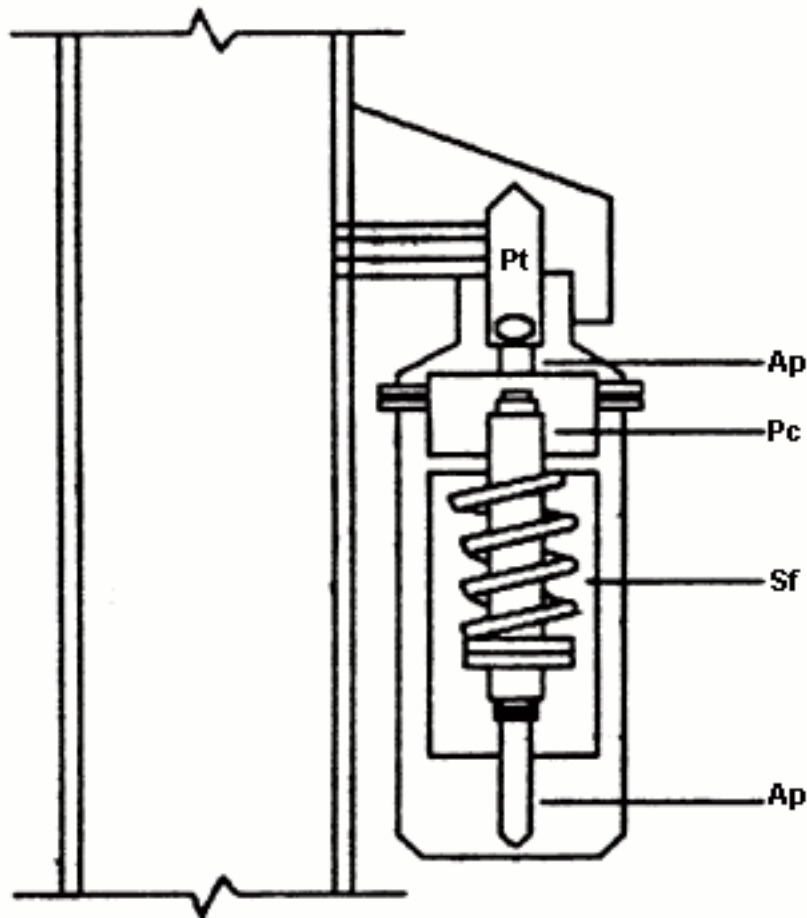


Fig. 5.55 Válvula Diferencial

Fuerzas que tratan de abrir la válvula, F_O :

$$F_O = P_{SP} * A_P + P_{Pd} * A_P \quad \text{Ec. 5.94}$$

Fuerzas que tratan de mantener la válvula cerrada, F_C :

$$F_C = P_{IOd} * A_P \quad \text{Ec. 5.95}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.94 y 5.95 en la ecuación 5.93 se obtiene:

$$P_{SP} * A_P + P_{Pd} * A_P = P_{IOd} * A_P \quad \text{Ec. 5.96}$$

Dividiendo cada término de la ecuación 5.96 entre A_P y despejando P_{Pd} se tiene:

$$P_{Pd} = P_{IOd} - P_{SP} \quad \text{Ec. 5.97}$$

La ecuación 5.97 muestra que la presión requerida en la tubería para abrir la válvula será la presión en el revestidor menos la constante del resorte.

Presión de cierre para la válvula diferencial bajo condiciones de operación: cuando la válvula esta en posición abierta, se asume que la presión por debajo del vástago es la presión de la tubería.

Para que esto sea cierto, los estranguladores (CHOKES) instalados en la caja de la válvula deben ser pequeños, en relación con el área de asentamiento del vástago. En el instante que precede al cierre de la válvula, se puede establecer la siguiente ecuación de balance de fuerzas:

$$F_O = F_C \quad \text{Ec. 5.98}$$

Ya que se asume que la presión y las áreas son las mismas que cuando la válvula está en posición cerrada, la presión requerida en la tubería para cerrar la válvula será la misma que la presión de apertura:

$$P_{Pd} = P_{IOd} - P_{SP} \quad \text{Ec. 5.99}$$

5.8.2.5.6 Válvulas combinadas

En la figura 5.56 se muestra un tipo de válvula combinada operada por fluido que abre con presión en la tubería y cierra con una reducción de presión en la tubería o en el revestidor. Esto elimina el tener que restringir el orificio de

entrada del gas inyectado. La parte superior de esta válvula es igual a una operada por presión de gas en el anular.

Esta parte superior del vástago esta sellada a la presión dentro del piloto por un anillo "O".

Unos orificios en la caja del piloto permiten que la presión de revestidor, P_C , actúe sobre el área del vástago en el extremo superior. La fuerza que ejerce el resorte es de compresión y actúa para mantener el vástago en la posición superior. Esta es la posición abierta para el piloto. La presión del revestidor actúa para mover el vástago hacia abajo, posición cerrada, cuando la fuerza que ejerce supera la fuerza del resorte.

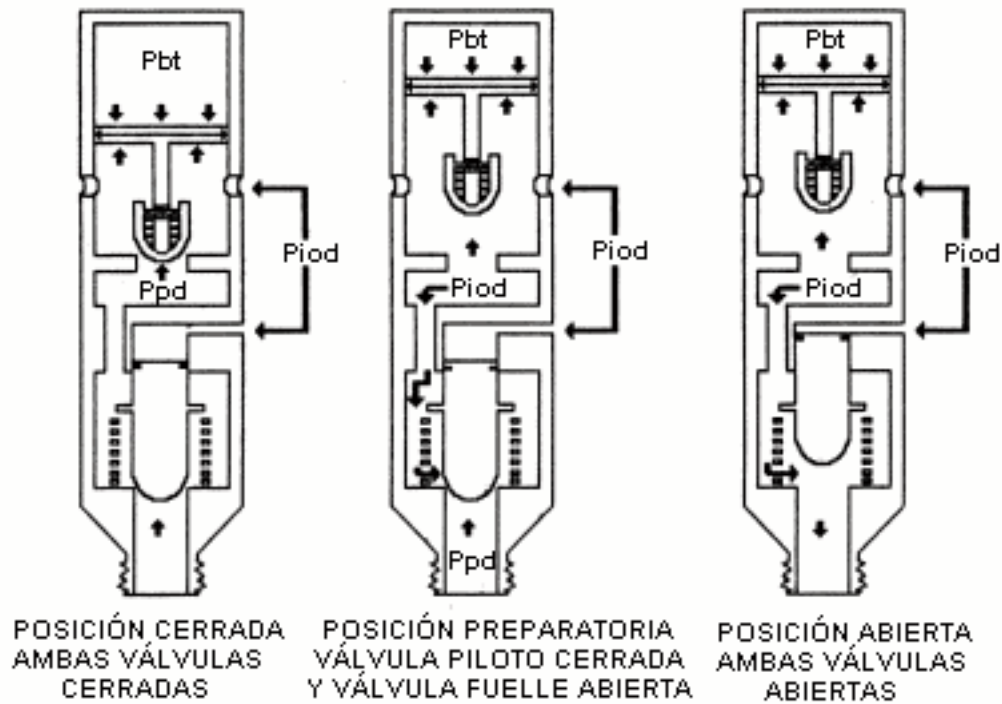


Fig. 5.56 Válvula de Fluido con Piloto Especial

5.8.2.6 Cálculo del orificio de la válvula

El flujo continuo del asiento tiene que ser suficientemente grande para pasar la cantidad de gas, q_{Gi} , calculada.

En flujo cíclico (intermitente) con válvulas operadas por gas, se usa el diámetro del asiento para controlar la duración del ciclo. Las válvulas pilotos tienen asientos grandes para pasar el gas inyectado, y sus diámetros son de 32/64 para las válvulas de 1", y de 48/64 para las válvulas de 1^{1/2}". La duración del ciclo se controla con el asiento de la sección piloto.

Las válvulas operadas por el fluido en la tubería tienen asientos pequeños para mantener su sensibilidad a la presión en la tubería y, generalmente, se usa un asiento de 10/64.

5.8.2.6.1 Ecuación de Thornhill-Craver

Una vez determinada la cantidad de gas para inyectar, q_{Gi} , y la relación de presión, se tiene que:

$$r = \frac{P_{Pd}}{P_{iOd}} \quad \text{Ec. 5.100}$$

Donde:

P_{Pd} : presión después del orificio, lpc

P_{iOd} : presión antes del orificio, lpc

Si $r < 0,55$ el factor de flujo $Fr = 0,220$

Si $r > 0,55$ el factor de flujo se calcula con la siguiente ecuación:

$$Fr = \sqrt{r^{1,561} - r^{1,781}} \quad \text{Ec. 5.101}$$

El diámetro del asiento, CK , en 1/64 " se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$CK = \sqrt{\frac{2,270 * q_{Gi} * \sqrt{S_{Gg} * (T_{vn} + 460)}}{\frac{pa * Fr}{\frac{1 - 0,2 * n}{N}}}} \quad \text{Ec. 5.102}$$

Donde:

CK : diámetro del asiento, 64 avos de pulgada

q_{Gi} : gas inyectado, MPC/D

S_{Gg} : gravedad del gas, aire = 1

T_{vn} : temperatura ° F a profundidad D_n

n : número de la válvula

N : número de la válvula operadora

El diámetro del orificio de la válvula también se determina usando el gráfico de Thornhill-Craver (fig. 5.22 mostrada anteriormente) y puede ajustarse por temperatura aplicando los datos de la figura 5.23 (mostrada anteriormente).

5.8.2.7 Calibración de las válvulas LAG

Una vez determinado el punto de inyección y realizado el espaciado de los mandriles, se procede a calibrar las válvulas de acuerdo con el siguiente procedimiento:

Pasos:

- 1.) Coloque en el gráfico del espaciado la temperatura de operación de cada válvula.
 - a.) Marque la temperatura del fondo del pozo.
 - b.) Calcule la temperatura de superficie usando el gradiente.
- 2.) Determine el volumen de gas necesario inyectado.
- 3.) Calcule el tamaño del orificio de la válvula operadora (fig. 5.22).

Para leer el diámetro del orificio en la figura 5.22 se necesitan las presiones aguas arriba y aguas abajo (UPSTREAM y DOWNSTREAM PRESSURE), las cuales son la presión del revestidor y la presión de la tubería respectivamente.

- 4.) Seleccione el diámetro del orificio de las válvulas de descarga. En un diseño para válvulas operadas por presión de fluido, se recomienda correr orificios de 1/4" en las válvulas superiores, para asegurar el cierre de las mismas.
- 5.) Determine la calibración de las válvulas para que funcionen satisfactoriamente en el pozo.
- 6.) Calcule $P_{bt} = P_{vCd}$ a profundidad usando la ecuación:

$$P_{bt} = P_{vCd} = P_{Pd} * (1 - R) + P_{iOd} * R$$

$$R = \frac{A_p}{A_b} \text{ (tablas 5.3, 5.4 y 5.5)}$$

- 7.) Calcule la presión del domo a 60 ° (P_{bv}), usando los factores (Ct) de la tabla 5.3 mostrada anteriormente.

$$P_{bv} = P_{bt} * Ct$$

8.) Calcule la presión de apertura en el taller, (P_{vOt}).

$$P_{vOt} = \frac{P_{bv}}{1-R} = \text{presión en la tubería para abrir la válvula}$$

9.) Tabule los resultados.

Tabla 5.4
VÁLVULAS RECUPERABLES

Relación A_p / A_b para diferentes asientos ($R = A_p / A_b$)									
		Tipo	16/64 (1/4)	18/64 (9/32)	20/64 (5/16)	24/64 (3/8)	28/64 (7/16)	32/64 (1/2)	Observ.
Válvula De 1,5" (para mandril MMA) operadas por Presión Revestidor									
Hughes		VR-ST	0,0614		0,0969	0,1381	0,1879	0,2454	Choke de 6/64" @ 1/4 "
Bompet	N	ERO4-SR	0,0640		0,1000	0,1440	0,1960	0,2560	
	N	ERO4F-SR				0,1440			
Camco	N	R-20	0,0670		0,1040	0,1460	0,2010	0,2620	Se puede instalar chokes
Macco	N	CM2-RC	0,0782		0,1123	0,1609			
Merla	N	N-16R	0,0670		0,1030	0,1480	0,2000	0,2610	
Operadas por presión en la tubería									
Hughes		VR-FO	0,0614		0,0969				Se puede instalar chokes
Bompet	N	EROBPF-SR				0,1120	0,0600		
Camco	N	R-26	0,0670		0,1040			0,0000	Con choke
Macco	R	CM2-FS-RC	0,0782		0,1123				Chokes hasta de 1/4 "
Merla	R	RV-15R	0,0540						
Orificio Válv. Ciega	-	RDO RD							Chokes hasta de 1/2 " (3/4" OPC.)
Válvula De 1" (para mandril KBM) operadas por Presión Revestidor									
Hughes		JR-STD	0,1636		0,2567				Chokes desde 6/64 "
Bompet	N	ERO4-JR	0,1560	0,1970	0,2420				
	N	ERO5-JR	0,1560	0,1970	0,2420	0,3500			
Camco	N	BK-1	0,1640	0,2070	0,2560				
Macco	N	CM1-BK	0,1738	0,2043					
Merla	N	NM-15R	0,1660		0,2560	0,3670			
Operadas por presión en la tubería									
Hughes		JR-FO	0,1636		0,0000				Chokes desde 6/64 "
Bompet	N	EROBPF-JR							
Camco	N	BKR-3							Chokes hasta de 1/4 "
Macco	R	CM1-FS-BK	0,1736						
Merla	R	RVM-16R	0,087						
Orificio Válv. Ciega	-	DKO DK							Chokes de 6/64 @ 3/8 "

Tabla 5.5
VÁLVULAS RECUPERABLES

Relación A_p / A_b para diferentes asientos ($R = A_p / A_b$)											
	Tipo	7/64	8/64 (1/8)	9/64	10/64	11/64	12/64 (3/16)	13/64	14/64	Observ.	
Válvula De 1,5" (para mandril MMA) operadas por Presión Revestidor											
Hughes		VR-ST					0,0345			Choke de 6/64" @ 1/4 "	
Bompet	N	ERO4-SR	0,0160				0,0390				
	N	EROCF-SR									
Camco	N	R-20	0,0170				0,0380			Se puede instalar chokes	
Macco	N	CM2-RC	0,1380	0,0174	0,0230	0,0282	0,0342	0,0426	0,0480		0,0556
Merla	N	N-16R	0,0170				0,0380				
Operadas por presión en la tubería											
Hughes		VR-FO	0,1530				0,0345			Se puede instalar chokes	
Bompet	N	EROBPF-SR									
Camco	N	R-26	0,0170				0,0380			Con choke	
Macco	R	CM2-FS-RC	0,0138	0,0174	0,0230	0,0282	0,0342	0,0426	0,0480	0,0556	Chokes hasta de 1/4 "
Merla	R	RV-15R									
Orificio Válv. Ciega	-	RDO RD								Chokes hasta de 1/2 " (3/4" 0PC.)	
Válvula De 1" (para mandril KBM) operadas por Presión Revestidor											
Hughes		JR-STD	0,0409				0,0920			Chokes desde 6/64 "	
Bompet	N	ERO4-JR	0,0380				0,0960				
	N	ERO5-JR	0,0380				0,0960				
	N	EROCF-JR									
Camco	N	BK-1	0,0430				0,0940				
Macco	N	CM1-BK	0,0386		0,0627		0,0947	0,1067	0,1235		
Merla	N	NM-15R	0,0420				0,0940				
Operadas por presión en la tubería											
Hughes		JR-FO	0,0409				0,0920			Chokes desde 6/64 "	
Bompet	N	EROBPF-JR									
Camco	N	BKR-3	0,0430				0,0940			Chokes hasta de 1/4 "	
Macco	R	CM1-FS-BK	0,0380		0,0627		0,0947	0,1067	0,1235		
Merla	R	RVM-16R									
Orificio Válv. Ciega	-	DKO DK								Chokes de 6/64 @ 3/8 "	

5.9 DISEÑO DE VÁLVULAS PARA FLUJO CÍCLICO (FLUJO INTERMITENTE)

La idea básica del flujo cíclico es permitir una acumulación de líquidos en la tubería (la carga Q), al mismo tiempo que almacenar una cantidad de gas en el espacio anular y la línea de gas, y periódicamente desplazar el líquido de la tubería con el gas.

En la figura 5.57 parte **a** se muestra el pozo en el instante que la válvula abre. La columna de líquido a llegado a una altura Q , determinada por el índice de productividad y la presión estática del yacimiento. La presión del gas en la línea y el espacio anular a llegado a su máximo valor, siendo esta la presión de apertura de la válvula. La presión del gas encima del líquido ha bajado a su valor mínimo, siendo esta la presión del separador.

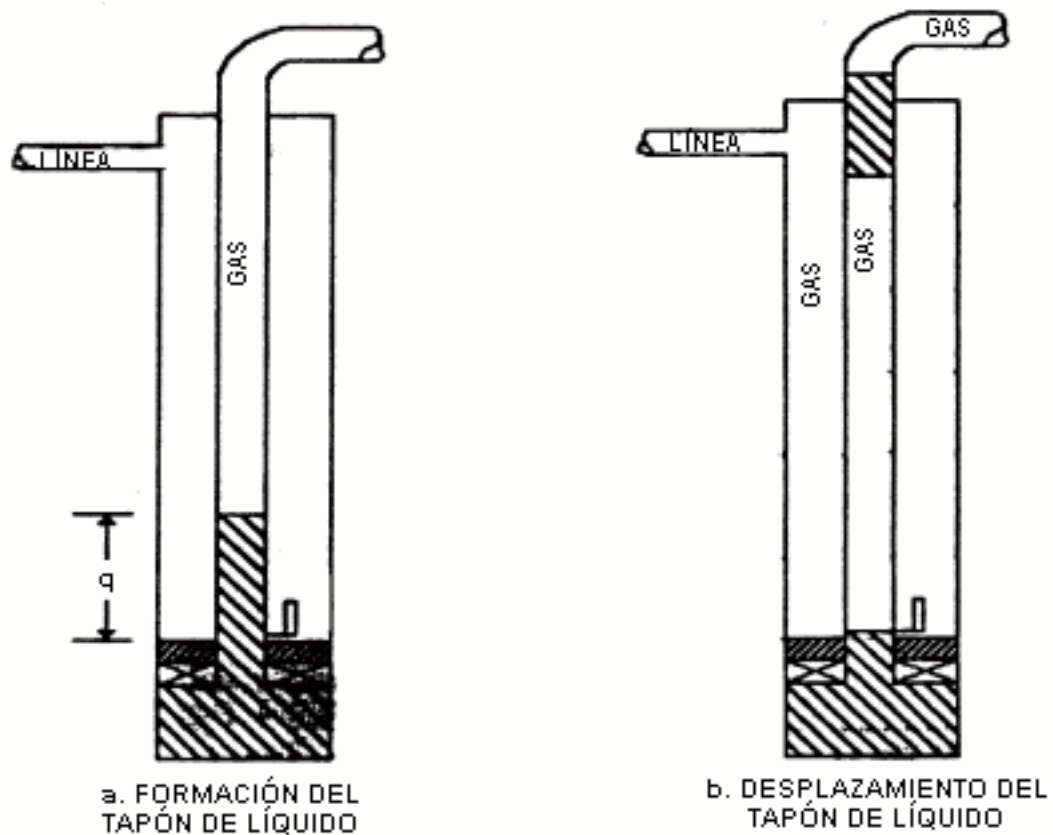


Fig. 5.57 Fluido Intermitente

En la figura 5.57 parte **b** se muestra el pozo en el momento que el tapón llega a la superficie. La presión del gas por debajo del tapón llega a su valor máximo dependiendo de la presión del separador, del peso del tapón y la fricción. En un caso ideal ésta es la presión en el espacio anular; en la práctica la presión anular es mayor. Cuando el tapón llega a la superficie, la válvula debe cerrar. Las

válvulas operadas por el gas cierran cuando la presión anular llega a la presión de cierre de la válvula. El volumen normal del gas debajo del tapón, en el espacio anular y en la línea de gas, al cerrar la válvula, tiene que ser igual al volumen normal del gas en el espacio anular y la línea, al abrir la válvula.

No se utiliza el gas producido con el crudo para levantamiento; la mayor parte del gas se separa del crudo en la tubería. El gas que queda en el líquido alarga la columna, pero no afecta el peso total. Se usa la relación gas-fluido del yacimiento para calcular la temperatura dinámica en la tubería.

5.9.1 Obtención del factor de relación de área (R)

La selección de la válvula que se va utilizar se realiza con base al cálculo del factor R .

$$R = \frac{A_p}{A_b} \quad \text{Ec. 5.103}$$

Donde:

A_p : área del asiento

A_b : área del fuelle

Para ello es necesario relacionar R en función de:

- Presión en la tubería
- Presión del gas en el espacio anular, al cierre y apertura de la válvula.

De la mecánica de válvula se tiene que:

$$P_{bt} = ((1 - R) * P_{iOd}) + P_{Pd} * R \quad \text{Ec. 5.104}$$

Al momento de cerrar la válvula la presión del gas en el anular alcanzará la presión P_{bt} .

Si se llama P_{vCd} la presión del gas en el anular, al cierre de la válvula, entonces se tiene:

$$P_{vCd} = P_{bt} \quad \text{Ec. 5.105}$$

Como:

$$P_{vCd} = ((1 - R) * P_{iOd}) + (R * P_{Pd}) \quad \text{Ec. 5.106}$$

Y despejando R se tiene:

$$R = \frac{P_{iOd} - P_{vCd}}{P_{iOd} - P_{Pd}} \quad \text{Ec. 5.107}$$

5.9.2 Objetivo del diseño de válvulas en flujo cíclico

El objetivo primordial del diseño de válvulas en flujo cíclico es el de encontrar la relación de áreas asiento / fuelle, esto permite que la válvula abra después de un tiempo dado, durante el cual la presión del espacio anular de inyección aumenta, al mismo tiempo que la columna de fluido en la tubería alcanza la altura óptima. Para encontrar R es necesario conocer cada uno de los términos de la ecuación 5.107, es decir:

P_{iOd} : presión de gas en el anular al momento de abrir la válvula, lpc

P_{vCd} : presión de gas en el anular en el momento de cerrar la válvula, lpc

P_{Pd} : presión en la tubería de producción después que se ha formado el tapón de líquido justo en el momento de la apertura de la válvula, lpc

5.9.2.1 Obtención de la presión en el anular a nivel de la válvula

Del espaciamiento de mandriles es posible obtener el valor de P_{iOd} (ver fig. 5.58).

La ecuación general de P_{iOd} a cualquier profundidad n es:

$$P_{iOd_n} = (P_{KO} * FGZ_n) - (n-1) * S \quad \text{Ec. 5.108}$$

Donde:

FGZ : factor de gas que al multiplicarse por la presión de superficie da la presión a profundidad en lpc

- Para las válvulas de descarga:

$$P_{iOd} = (P_{KO} * FGZ_n) - (n-1) * S$$

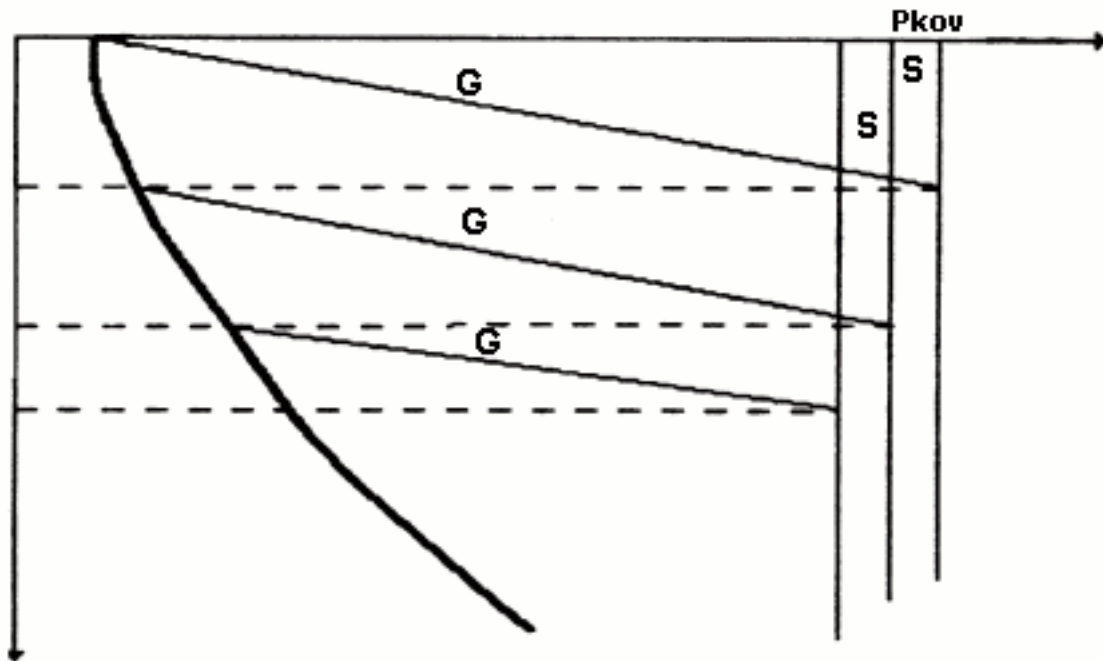
FGZ_1 se calcula con una presión igual a: $P_{KO} - (n-1) * S$, de donde se obtiene la presión de inyección en la superficie, representada en la ecuación siguiente:

$$P_{iO} = \frac{P_{iOd}}{FGZ_n} \quad \text{Ec. 5.109}$$

Donde:

P_{iOd} : presión de operación del gas de inyección en la válvula

P_{iO} : presión de operación en superficie para abrir la válvula



$$P_{iod1} = P_{ko} \times FGZ_1$$

$$P_{iod2} = P_{ko} \times FGZ_2 - S$$

$$P_{iod3} = P_{ko} \times FGZ_3 - 2 \times S$$

Fig. 5.58 Espaciamiento de Mandriles

- Para la válvula operadora:

$$P_{io} = \frac{(P_{ko} * FGZ_n) - [(n-1) * S] - 75}{FGZ_n} \quad \text{Ec. 5.110}$$

Calcular FGZ_1 con $P_o = P_{ko} - (n-1) * S$

$$P_{io} = P_{io} * FGZ_n \quad \text{Ec. 5.111}$$

Para las demás válvulas se calcula FGZ con la presión P_{io}

5.9.2.2 Obtención de la presión de la tubería a nivel de la válvula

La presión P_{Pd} es aquella que existe a la profundidad de la válvula al momento de estar formada la columna Q , para producirse en cada ciclo: (ver fig. 5.59).

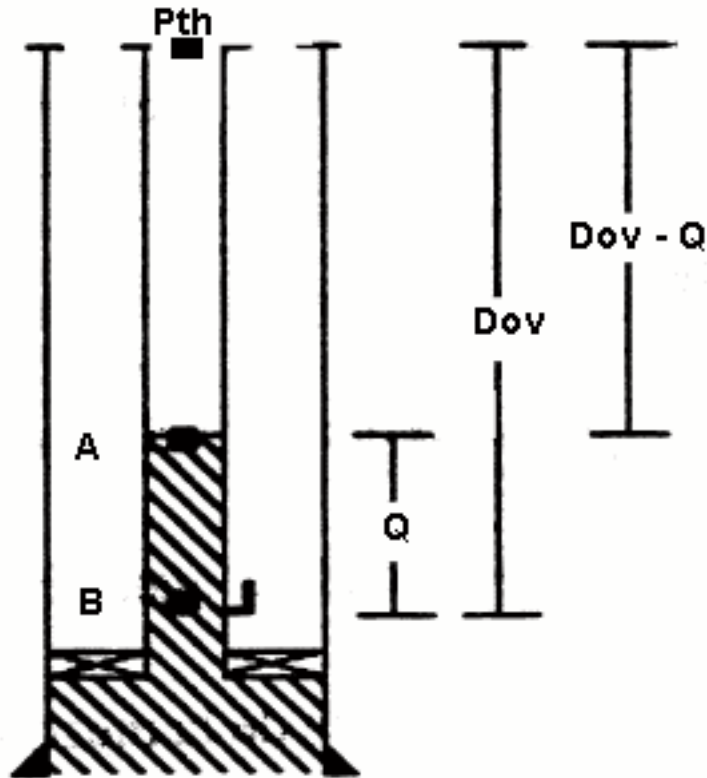


Fig. 5.59 Presión en la Tubería de Producción

La presión ejercida por la columna de gas en el punto "A" es:

$$P_A = (P_{th} * F_G) * (D_{ov} - Q) \quad \text{Ec. 5.112}$$

Donde:

F_G : es el factor calculado según la ecuación 5.115

La presión ejercida solamente por la columna de líquido Q en el punto "B":

$$P_B = 1000 * Q * \rho_f \quad \text{Ec. 5.113}$$

La presión total ejercida por las columnas de gas y líquido es P_{Pd} :

$$P_{Pd} = P_{th} * F_G * (D_{ov} - Q) + 1000 * Q * \rho_f \quad \text{Ec. 5.114}$$

$$F_G = \left(1 + \left(\frac{D_{Ov} - Q}{54} \right) \right)^{1,524} \quad \text{Ec. 5.115}$$

Donde:

D_{Ov} : profundidad de la válvula operadora, Mpies

Q : longitud de la columna, Mpies

ρ_f : densidad del líquido, lpc/pies

P_{th} : presión del cabezote, lpc (presión mínima en la tubería)

a.) **Densidad del líquido en la columna:**

$$\rho_f = GE_f * \rho_w \quad \text{Ec. 5.116}$$

Donde:

GE_f : gravedad específica del líquido, adimensional

ρ_w : densidad del agua, 0,433 lpc/pies

La gravedad específica de la mezcla es:

$$GE_f = (F_w * GE_w) + (1 - F_w) * GE_o \quad \text{Ec. 5.117}$$

Donde:

GE_w : gravedad específica del agua

GE_o : gravedad específica del petróleo

La gravedad específica del petróleo se define como:

$$GE_o = \frac{141,5}{131,5 + ^\circ API} \quad \text{Ec. 5.118}$$

La expresión final para ρ_f es:

$$\rho_f = 0,433 * \left[W + (1 - W) * \left(\frac{141,5}{131,5 + ^\circ API} \right) \right] \quad \text{Ec. 5.119}$$

Donde:

W : agua y sedimento en porcentaje (A y S)

b.) **Longitud óptima de la columna de fluidos:** la longitud de la columna Q formada sobre la válvula, dependerá de la capacidad de aporte de fluido de la formación y del tiempo durante en cual se permita la entrada de líquido a la tubería de producción.

La capacidad de aporte del líquido de la formación viene dada por su índice de productividad (IP), cuya expresión ya es conocida:

$$IP = J = \left(\frac{q_f}{P_e - P_{wf}} \right) \left[\frac{bbl}{D * lpc} \right]$$

El índice de productividad también puede expresarse en función de la longitud de la columna.

Se quiere obtener $IP = \left[\frac{pies}{min * lpc} \right]$. Partiendo del índice IP : se obtiene la ecuación 5.120:

$$IP \left[\frac{pies}{min * lpc} \right] = IP \left[\frac{bbl}{D * lpc} \right] * \left(\frac{1}{\left(\frac{1440 [min]}{D} \right)} \right) * \left(\frac{1}{\left(\frac{B_t [bbl]}{Mpies} \right)} \right) * \left(\frac{1}{\left(\frac{Mpies}{1000 pies} \right)} \right)$$

Se obtiene la ecuación final:

$$IP \left[\frac{pies}{min * lpc} \right] = \frac{IP \left[\frac{bbl}{D * lpc} \right]}{1,44 * B_t} \quad \text{Ec. 5.121}$$

Donde:

B_t : capacidad volumétrica de la tubería, $bbl/1000pies$

$$B_t = 0,97143 * d_t^2$$

d_t : diámetro interno de la tubería, pulgadas

El diferencial máximo de presión ($PS-PT$) a nivel de la válvula se dará para el valor mínimo de PT , lo cual ocurre cuando hay solo gas por encima de la válvula, es decir, después que el tapón sale a la superficie. Ver fig. 5.60

Este diferencial es:

$$A = PS - PT \quad \text{Ec. 5.122}$$

Donde:

PS : es la presión estática a D_{Ov} , y esta dada por la siguiente ecuación:

$$PS = P_e - (D_{PT} - D_{Ov}) * \rho_t \quad \text{Ec. 5.123}$$

P_T : es la presión a D_{Ov} cuando solo hay gas arriba de D_{Ov} , y esta dada por la siguiente ecuación:

$$P_T = P_{th} * F_{GOv} \quad \text{Ec. 5.124}$$

Donde:

F_{GOv} : factor del gas de la válvula operadora

Entonces:

$$A = PS - (P_{th} * F_{GOv}) \quad \text{Ec. 5.125}$$

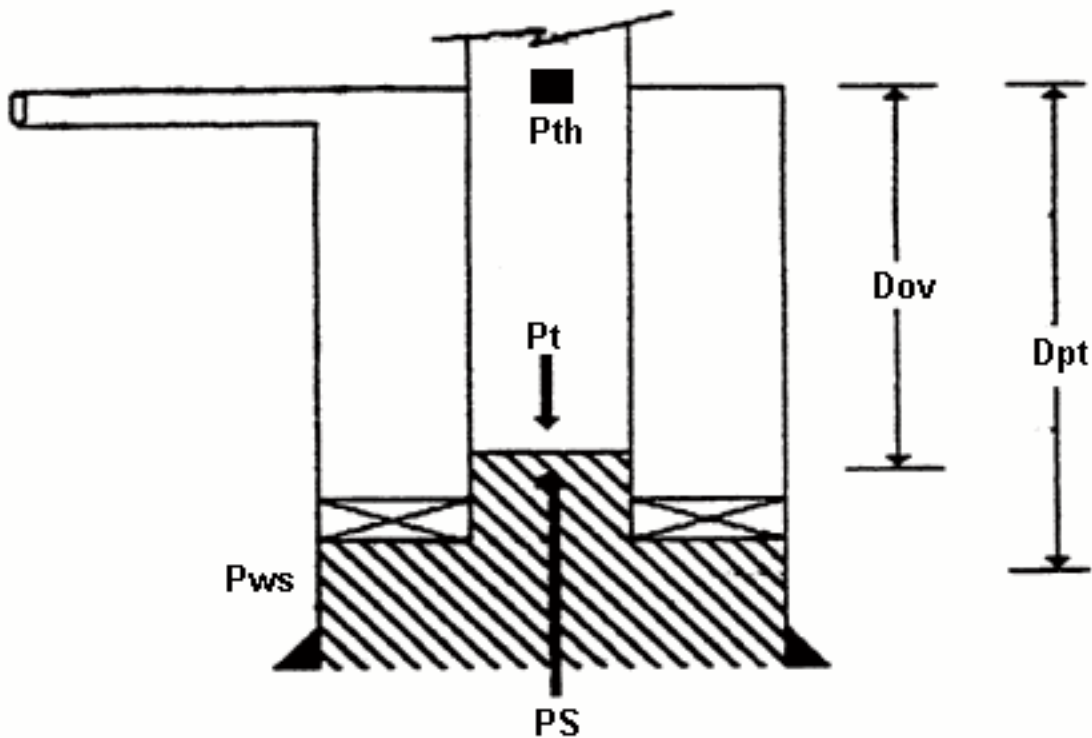


Fig. 5.60 Diferencial Máximo de Presión a Nivel de Válvula

La velocidad de formación de la columna cuando existe el diferencial A , a nivel de la válvula, es la máxima, y la misma disminuye a medida que decae el diferencial de presión ($PS-PT$). Es decir:

$$\alpha = IP \left[\frac{\text{pies}}{\text{min} * \text{lpc}} \right]$$

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha * (PS - PT) \quad \text{Ec. 5.126}$$

El valor de PT aumenta al crecer la altura de la columna Q ,

El máximo valor de PT es:

$$PT = (P_{th} * F_{Gov}) + (1000 * Q * \rho_f) \quad \text{Ec. 5.127}$$

Entonces:

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha * [A + (P_{th} * F_{Gov}) - (P_{th} * F_{Gov}) - (Q * \rho_f * 1000)]$$

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha * [A - (Q * \rho_f * 1000)] \quad \text{Ec. 5.128}$$

Separando términos e integrando:

$$\int_{Q_a}^Q \frac{dQ}{(A - (Q * \rho_f * 1000))} = \int_0^t \alpha * dt$$

$$\alpha * t = \frac{[Ln(A - (Q * \rho_f * 1000)) - Ln(A - (Q_a * \rho_f * 1000))]}{(-\rho_f)}$$

$$\alpha * t = \frac{Ln\left(\frac{A - (Q_a * \rho_f * 1000)}{A - (Q * \rho_f * 1000)}\right)}{\rho_f}$$

$$e^{\alpha * \rho_f * t} = \frac{A - (Q_a * \rho_f * 1000)}{A - (Q * \rho_f * 1000)}$$

$$(e^{\alpha * \rho_f * t} * A) - (e^{\alpha * \rho_f * t} * Q * \rho_f * 1000) = A - (Q * \rho_f * 1000)$$

Finalmente, después de simplificar la ecuación se obtiene:

$$Q = \frac{A * (e^{\alpha * \rho_f * t} - 1)}{1000 * \rho_f * (e^{\alpha * \rho_f * t} - Cm)} \quad \text{Ec. 5.129}$$

Con esta expresión se obtiene el valor de Q, en función del tiempo de formación t.

En los límites de integración se uso Q_a como inicio de la columna cuando, $t=0$.

Q_a es el valor de la columna Q que no pudo ser producido por efecto de resbalamiento.

$$Q_a = Q * Cm \quad \text{Ec. 5.130}$$

Donde:

Cm : es la fracción de la columna Q que resbala

$$Cm = FF * D_{Ov} \quad \text{Ec. 5.131}$$

Donde:

FF : es el factor de resbalamiento (FALL BACK) que viene expresado como el porcentaje de la columna que resbala por cada 1000 pies de profundidad.

Normalmente se asume un FF del 5 %.

El tiempo de duración de un ciclo:

$$T = t + \nabla \quad \text{Ec. 5.132}$$

El tiempo de inyección de gas se define como:

$$\nabla = \frac{D_{Ov}}{V_{at}} \quad \text{Ec. 5.133}$$

Donde:

V_{at} : es la velocidad promedio de ascenso del tapón de líquido, Mpies/min

Entonces:

$$t = T - \nabla \quad \text{Ec. 5.134}$$

Donde:

T : tiempo de ciclo, min

t tiempo de formación de la columna, min

∇ : tiempo en minutos requerido para levantar el tapón a la superficie

Ver figura 5.61 de tiempo de formación de la columna.

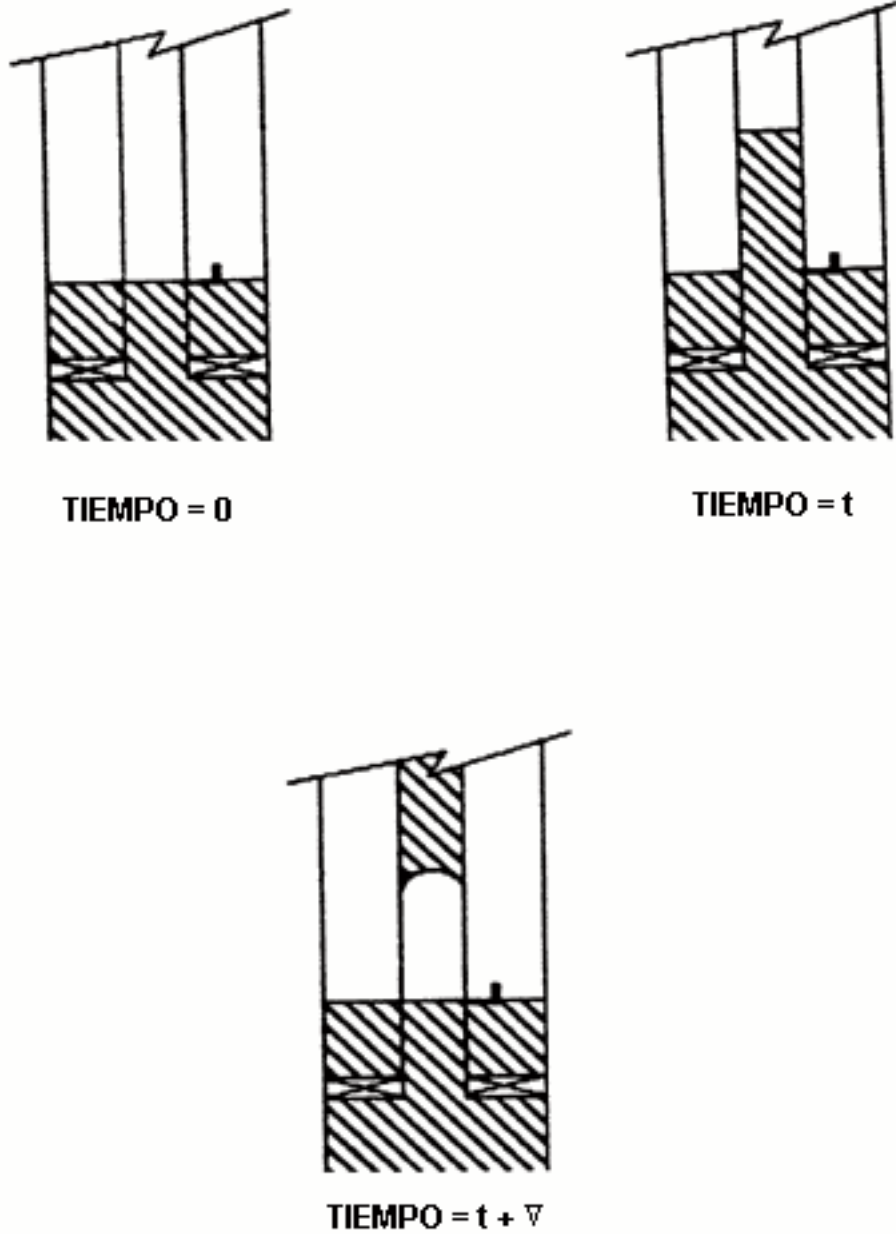


Fig. 5.61 Tiempo de Formación de la Columna (t)

El tiempo de ciclo óptimo: este es el tiempo de ciclo que generará la tasa máxima de producción (q_f).

Se busca la expresión de q_f en función de T .

$$q_f = Q^*(1 - Cm) * B_t * \left(\frac{1440}{T}\right) * \left(\frac{1}{1000}\right) \quad \text{Ec. 5.135}$$

Donde:

q_f : tasa máxima de producción diaria, MBLs/D

$Q^*(1-Cm)$: porción de la columna producida por ciclo, Mpies/ciclo

B_t : capacidad de la tubería, bbl/Mpies

$\left(\frac{1440}{T}\right) * \left(\frac{1}{1000}\right)$: número de ciclo por día, ciclo/D

Se define un factor de agrupamiento de términos:

$$C_3 = 1,44 * B_t * (1 - Cm) \quad \text{Ec. 5.136}$$

Quedando finalmente la ecuación:

$$q_f = \frac{C_3 * Q}{T} \quad \text{Ec. 5.137}$$

La longitud de la columna también se ha obtenido en función de t , sustituyendo $t = T - \frac{D_{Ov}}{V_{at}}$ e introduciéndola en la ecuación 5.137:

$$q_f = \frac{C_3 * A * \left(\frac{e^{\alpha * \rho_f * T}}{e^{\alpha * \rho_f * \left(\frac{D_{Ov}}{V_{at}}\right)}} - 1 \right)}{T * 1000 * \rho_f * \left(\frac{e^{\alpha * \rho_f * T}}{e^{\alpha * \rho_f * \left(\frac{D_{Ov}}{V_{at}}\right)}} - Cm \right)} \quad \text{Ec. 5.138}$$

Se define:

$$g = \alpha * \rho_f \quad \text{y} \quad C_4 = e^{g * \left(\frac{D_{Ov}}{V_{at}}\right)}$$

Finalmente la expresión de $q_f = f(T)$ queda de la siguiente forma:

$$q_f = \frac{C_3 * A * (e^{g*T} - C_4)}{1000 * \rho_f * T * (e^{g*T} - Cm * C_4)} \quad \text{Ec. 5.139}$$

El objetivo es hallar la derivada $\frac{dq_f}{dt}$ e igualar a cero para encontrar el tiempo de ciclo que genera la máxima producción. (ver fig. 5.62).

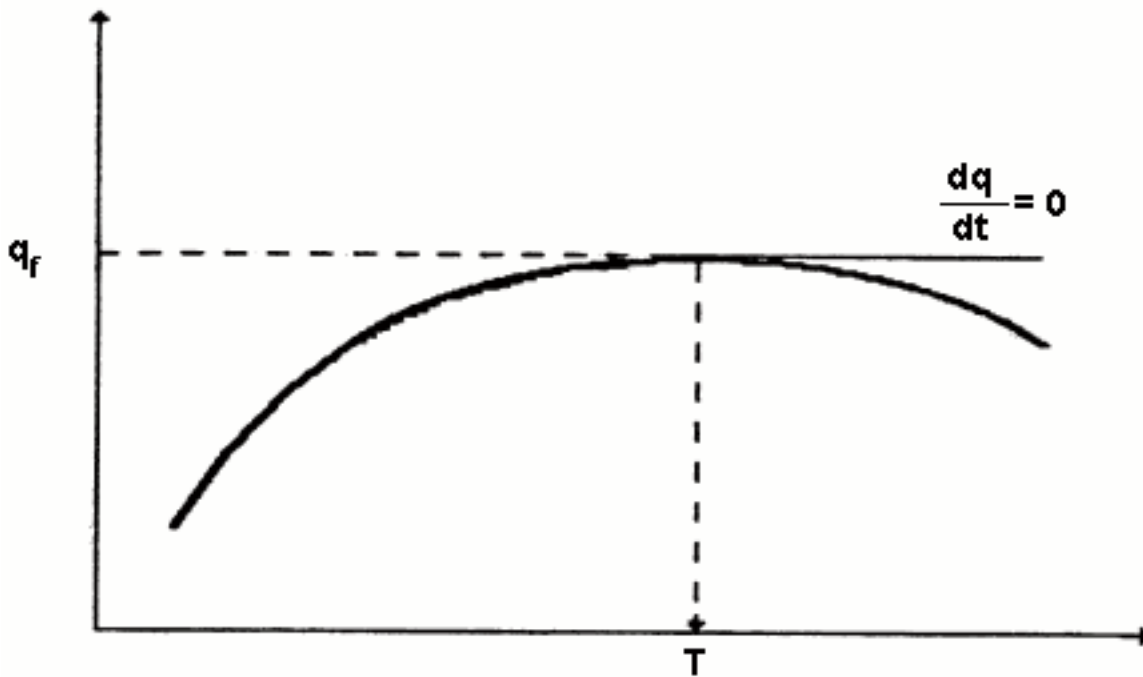


Fig. 5.62 Tiempo de Ciclo Óptimo

Diferenciando:

$$\frac{dq_f}{dt} = 0 \quad \text{Ec. 5.140}$$

Se obtiene:

$$T * g * e^{g*T} * C_4 * (1 - Cm) = (e^{g*T} - Cm * C_4) * (e^{g*T} - C_4) \quad \text{Ec. 5.141}$$

Y se denomina:

$$C_2 = (1 - Cm) \quad \text{Ec. 5.142}$$

Despejando la expresión para el tiempo de ciclo óptimo se obtiene:

$$T = \frac{(e^{g^*T} - C_4) * (e^{g^*T} - Cm * C_4)}{g^* e^{g^*T} * C_2 * C_4} \quad \text{Ec. 5.143}$$

La máxima producción que se obtiene del pozo será la ecuación 5.137. Y la columna óptima es:

$$Q = \frac{A * (e^{g^*T} - C_4)}{1000 * \rho_f * (e^{g^*T} - Cm * C_4)} \quad \text{Ec. 5.144}$$

Habiéndose obtenido el valor de Q, se obtiene el valor de P_{Pd} con la ecuación 5.114 donde F_G se obtiene de:

$$F_G * (D_{Ov} - Q) = \left(1 - \frac{D_{Ov} - Q}{54}\right)^{1,524} \quad \text{Ec. 5.145}$$

Volviendo a la expresión R:

$$R = \frac{P_{iOd} - P_{vCd}}{P_{iOd} - P_{Pd}}$$

Todavía es necesario conocer el valor de P_{vCd} .

La presión P_{vCd} , depende fundamentalmente de los cambios en los volúmenes de gas en el sistema de levantamiento, definiéndose el mismo desde la válvula reguladora hasta el volumen del gas inyectado bajo el tapón de líquido.

5.9.2.3 Calculo de la presión de cierre a nivel de la válvula

Para determinar P_{vCd} se hará un balance de gas en el sistema de LAG a partir del múltiple:

Al ingresar un volumen de gas a la tubería, el cual se definirá como VGS, se manifestaran cambios en los volúmenes de gas en el espacio anular y en la línea de gas, además se registrará una entrada de un volumen de gas al sistema.

Seguidamente, se expresa VGS, con la siguiente expresión:

$$VGS = VGA + VGL + VGE \quad \text{Ec. 5.146}$$

Donde:

VGA : cambio en el volumen de gas del espacio anular, PCN

VGL : cambio en el volumen de gas de la línea de gas, PCN

VGE : cantidad de gas que entra al sistema, PCN

De la ecuación 5.146 se deduce el valor de P_{vCd} .

a.) Determinación de VGS:

VGS es el volumen de gas necesario para levantar la columna de líquido hasta la superficie, es decir, el volumen de gas debajo del tapón al momento de cerrar la válvula. Ver fig. 5.63.

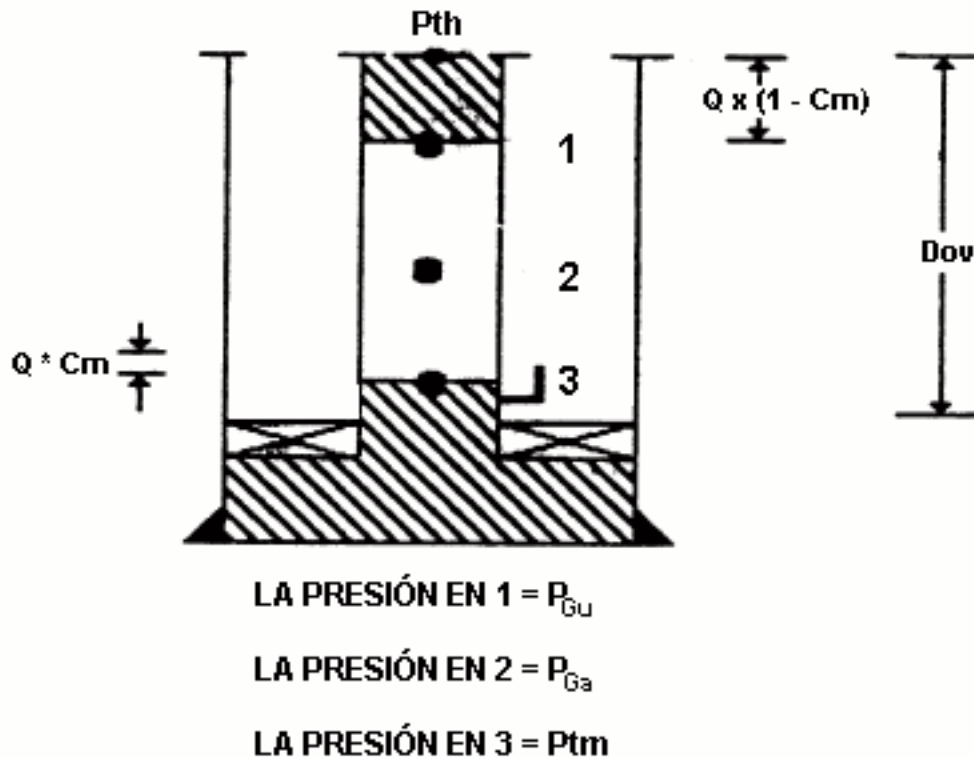


Fig. 5.63 Determinación de VGS

De la ecuación de estado para los gases se deriva:

$$P * V = Z * n * R * T$$

Aplicando la ecuación de estado en condiciones estándar:

$$P_S * VGS = Z_S * n * R * T_S$$

A condiciones promedio:

$$P_a * VGA = Z_a * n * R * T_a$$

Las condiciones estándar son:

$$P_S = 14,7 \text{ lpca}$$

$$Z_S = 1$$

$$T_S = 520 \text{ }^\circ R$$

El volumen físico ocupado por el gas es:

$$V = (D_{Ov} - Q) * BG \quad \text{Ec. 5.147}$$

Donde:

BG : capacidad de la tubería, pc/Mpies

Relacionando la ecuaciones de estado a condiciones estándar y las condiciones promedio se tiene:

$$\frac{P_S * VGS}{P_{Ga} * V} = \frac{Z_S * T_S}{Z_a * T_a}$$

Sustituyendo los valores a condiciones estándar y despejando VGS se obtiene:

$$VGS = \frac{35,374 * BG * (D_{Ov} - Q) * P_{Ga}}{Z_a * T_a} \quad \text{Ec. 5.148}$$

b.) Determinación de P_{Ga} :

P_{Ga} es la presión promedio del gas, en el tapón.

$$P_{Ga} = \frac{P_{GU} - P_{tm}}{2} \quad \text{Ec. 5.149}$$

$$P_{GU} = P_{th} + Q * (1 - Cm) * 1000 * \rho_f * CF \quad \text{Ec. 5.150}$$

Donde:

CF : factor de fricción

$$P_{tm} = P_{GU} * F_G M ; F_G M = \left(1 + \frac{D_{Ov} - Q * (1 - Cm)}{54} \right)^{1,584} \quad \text{Ec. 5.151}$$

c.) Determinación del factor de fricción (CF):

$$CF = 1 + \frac{207,23 * f_r * V_{at} * 2}{dt} \quad \text{Ec. 5.152}$$

El coeficiente de fricción f_r , es función del valor del número de Reynolds, *Re*:

$$Re = \frac{12,434 * dt * \rho_f * V_{at}}{\mu_o} \quad \text{Ec. 5.153}$$

Donde:

μ_o : viscosidad del flujo, $lb*s/pie^2$.

Si $Re < 1185$, el Flujo es laminar, entonces:

$$f_r = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. 5.154}$$

Si $Re > 35000$, el flujo es turbulento, entonces:

$$f_r = 0,09292 * Re^{-0,124} \quad \text{Ec. 5.155}$$

Si $35000 > Re > 1185$, el flujo es intermedio, entonces:

$$f_r = 0,26153 * Re^{-0,2229} \quad \text{Ec. 5.156}$$

Ver en la figura 5.64 las variables que afectan la determinación del P_{Ga} .

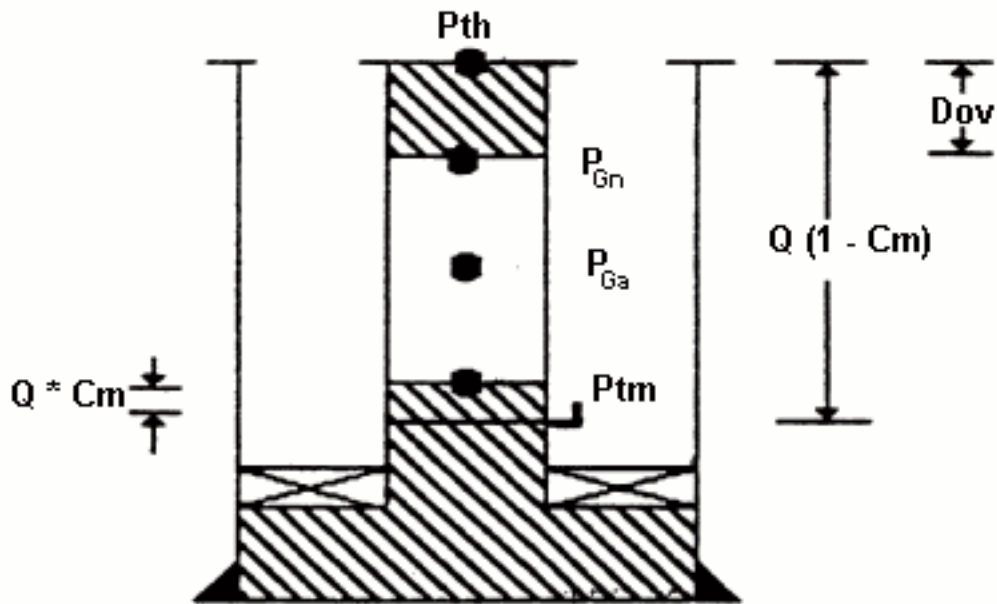


Fig. 5.64 Determinación de P_{Ga}

d.) Correlación de entalpía:

Suponiendo que el gas en el espacio anular está a la temperatura de la formación adyacente, su temperatura θ_{ov} a D_{ov} es:

$$\theta_{ov} = 15,6 * D_{ov} + 88,8 \quad \text{Ec. 5.157}$$

La entalpía del gas antes de ingresar a la tubería es:

$$H_c = \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4 * A_1 * C_1}}{2 * A_1} \quad \text{Ec. 5.158}$$

Los coeficientes A_1 , B_1 , C_1 provienen de la correlación a P_{iod} y con una gravedad específica del gas GE_G .

Como inicio de la iteración se un valor inicial de la temperatura en el punto medio (T_a).

$$T_a = 15,6 * D_{Ov} + 548,8 [^{\circ} R] \quad \text{Ec. 5.159}$$

Se calcula la entalpía final del gas H [BTU / lb]

$$H = H_c - H_w \quad \text{Ec. 5.160}$$

Donde:

H_w : *energía utilizada para levantar el tapón de líquido.*

Se calcula la energía utilizada para levantar el tapón de líquido por medio de la ecuación 5.161:

$$H_w = \frac{2423,7 * \rho_f * Q * (1 - C_m) * (D_{Ov} - C_2 * Q) * BG \left[\frac{BTU}{lb} \right]}{GE_G * VGS}$$

La ecuación de balance es válida sólo si se supone que no existe ganancia ni pérdida de calor.

Finalmente se calcula T_a nuevamente a partir de la correlación de entalpía y se compara con el valor asumido. La diferencia debe ser menor a 1 ° R.

$$T_a = A_e + (B_e * P_{Ga}) + 460 \quad \text{Ec. 5.162}$$

Conocido los valores de P_{Ga} , T_a , ZGA , se calcula el volumen de gas que se va a inyectar en cada ciclo:

$$VGS = \frac{35,374 * BG * (D_{Ov} - Q) * P_{Ga}}{Z_a * T_a} \quad \text{Ec. 5.163}$$

La relación de levantamiento es:

$$RGL_t = \frac{VGS}{C_2 * Q * B_t} \quad \text{Ec. 5.164}$$

Donde:

VGS : *volumen de gas en cada ciclo*

$C_2 * Q * B_t$: *barriles producidos en cada pico*

La tasa de gas a inyectar es:

$$q_{Gi} = RGL_i * q_f \left[\frac{MPCN}{D} \right] \quad \text{Ec. 5.165}$$

Para determinar el cambio en el volumen de gas en el anular entre la apertura y cierre de la válvula (VGA), se usa la ecuación de estado. (fig. 5.65).

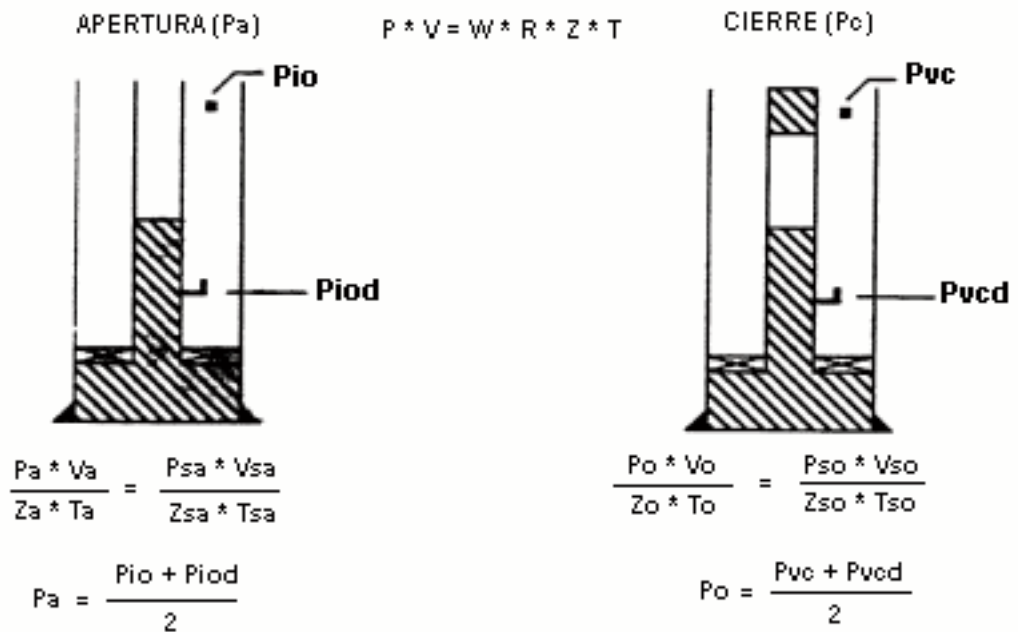


Fig. 5.65 Determinación del Cambio en el Volumen de Gas en el Anular entre la Apertura y Cierre de la Válvula Usando la Ecuación de Estado

$$T_a = \frac{85 + 460 + \theta_{Ov} + 460}{2}$$

$$Z_a = ZGA$$

$$T_C = T_a$$

$$T_{Sa} = T_{SC} = 520 \text{ } ^\circ R$$

$$P_{Sa} = P_{SC} = 14,7 \text{ lpca}$$

$$Z_{Sa} = Z_{SC} = 1$$

Despejar VSA:

$$VGA = VSA - VSC$$

$$VSA = 35,374 * \frac{B_a * D_{Ov} * (P_{iO} + P_{iOd})}{(1005 + \theta_{Ov}) * ZGA}$$

$$VSC = 35,374 * \frac{B_a * D_{Ov} * (P_{cC} + P_{vCd})}{(1005 + \theta_{Ov}) * ZGA}$$

Se denomina K_1 :

$$K_1 = \frac{B_a * D_{Ov}}{(1005 + \theta_{Ov}) * ZGA}$$

Y queda:

$$VGA = 35,374 * K_1 * (P_{iO} + P_{iOd} - P_{vC} - P_{vCd}) \quad \text{Ec. 5.166}$$

e.) Determinación del cambio en el volumen de gas, en la línea de gas entre la apertura y cierre de la válvula (VGL).

Apertura

$$\frac{P_a * V_a}{Z_a * T_a} = \frac{P_{Sa} * V_{Sa}}{Z_{Sa} * T_{Sa}}$$

$$\frac{P_{iO} * BL * L}{ZGL * (85 + 460)} = \frac{14,7 * VSA}{1 * (60 + 460)}$$

$$VSA = 35,374 * \frac{BL * L * P_{iO}}{545 * ZGL}$$

Cierre

$$\frac{P_c * V_c}{Z_c * T_c} = \frac{P_{Sc} * V_{Sc}}{Z_{Sc} * T_{Sc}}$$

$$\frac{P_{vC} * BL * L}{ZGL * 545} = \frac{14,7 * VSC}{520}$$

$$VSC = 35,374 * \frac{BL * L * P_{vC}}{545 * ZGL}$$

Se denomina:

$$K_2 = \frac{BL * L}{545 * ZGL}$$

Donde:

BL : capacidad del gas en la línea

L : longitud de la línea

Balance:

$$VGL = VSA + VSC$$

$$VGL = 35,374 * K_2 * (P_{iO} - P_{vC}) \quad \text{Ec. 5.167}$$

f.) Determinación del cambio en el volumen de gas que entra al sistema a través de la válvula reguladora en el múltiple (VGE).

El volumen de gas que entra al sistema por minuto:

$$VPM = q_{Gi} \left[\frac{MPC}{Día} \right] * \left(\frac{1}{1440 \left[\frac{\text{min}}{Día} \right]} \right) * 1000 \left[\frac{PC}{MPC} \right]$$

El tiempo que tarda en subir el tapón de líquido:

$$\nabla = \frac{D_{Ov}}{V_{at}}$$

Donde:

D_{Ov} : distancia recorrida

V_{at} : velocidad media

Finalmente el volumen de gas que entra al sistema en un ciclo es:

$$VGE = VPM * \text{tiempo de entrada del gas}$$

$$K_3 = \frac{q_{Gi} * D_{Ov}}{50,939 * V_{at}}$$

Donde VGE es:

$$VGE = \frac{q_{Gi} * D_{Ov}}{1,44 * V_{at}} \quad \text{Ec. 5.168}$$

$$VGE = 35,374 * K_3 \quad \text{Ec. 5.169}$$

g.) Balance total para obtener P_{vCd} :

$$VGS = VGA + VGL + VGE$$

Donde:

$$VGA = 35,374 * K_1 * (P_{iO} + P_{iOd} - P_{vC} - P_{vCd})$$

$$VGL = 35,374 * K_2 * (P_{iO} - P_{vC})$$

$$VGE = 35,374 * K_3$$

$$VGS = \frac{35,374 * BG * (D_{Ov} - Q) * P_{Ga}}{ZGA * T_a}$$

Igualando términos es posible determinar P_{vCd} :

$$\begin{aligned} \text{Denominando } K_4 = 1 + FGZ \text{ y } P_{vCd} &= P_{vC} * FGZ \\ P_{iOd} &= P_{iO} * FGZ \end{aligned}$$

Donde:

FGZ : factor de gas que al multiplicarse por la presión de superficie da la presión a profundidad en lpc

Incluyendo estos términos:

$$P_{vCd} = \frac{\left[P_{SO} * (K_1 * K_4 + K_2) + K_3 - \left(\frac{VGS}{35,374} \right) \right] * FGZ}{K_1 * K_4 + K_2} \quad \text{Ec. 5.170}$$

Donde:

P_{SO} : presión estándar de operación, lpc

Una vez obtenido este valor de P_{vCd} se tiene todos los componentes de la ecuación:

$$R^* = \frac{P_{iOd} - P_{vCd}}{P_{iOd} - P_{Pd}} \quad \text{Ec. 5.171}$$

Con este valor ideal de R^* se debe ubicar la válvula disponible con R más cercano a R^* .

5.10 VENTAJAS Y LIMITACIONES DEL MÉTODO DE LAG

Ventajas

- Puede manejar volúmenes grandes de sólidos (arena y finos) con problemas mínimos.
- Mayor flexibilidad para producir fluidos. Puede ser diseñada para producir desde 25 BPD hasta varios miles de barriles por día.
- Es el mejor método para producir pozos con alta relación gas-petróleo.
- Se obtiene fácilmente las mediciones de presión y gradiente de fondo.

- Es factible su empleo en pozos desviados y en completaciones múltiples.
- Facilidad para aplicar tratamientos químicos.
- Flexibilidad para utilizar los servicios de guaya fina y COILED TUBING.
- No es afectado severamente por la corrosión.
- El número relativamente pequeño de partes móviles en el equipo de levantamiento artificial lo hace más duradero en comparación con otros métodos.
- Flexibilidad para adaptarse a las condiciones de producción y a la conversión de levantamiento continuo a intermitente.
- Adaptable a la centralización y automatización.

Limitaciones

- Es indispensable disponer de una fuente de suministro de gas.
- Para campos pequeños los costos de instalaciones son elevados.
- Dificultad para levantar flujos viscosos y emulsiones.
- Problemas con el congelamiento y formación de hidratos.
- Problemas de sólidos en la línea de inyección.
- Dificultad para analizar sin supervisión de ingeniería.
- El revestidor debe soportar la presión de inyección.
- Problemas de seguridad en áreas urbanas, manejo de gas a alta presión.
- Si el gas de levantamiento es corrosivo es indispensable tratarlo correctamente antes de ser utilizado. En algunos casos los costos de tratamiento pueden resultar antieconómicos.

5.11 COMPARACIÓN CON OTROS MÉTODOS DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL

A fin de poder establecer la relación entre los diferentes métodos de levantamiento artificial, se describirán a continuación las ventajas y desventajas de los de mayor uso en la industria petrolera nacional.

Levantamiento artificial por gas

a.) Flujo continuo

Ventajas

- Maximiza el uso del gas disponible en el reservorio.
- Maneja grandes volúmenes de producción fácilmente.
- Facilidad para centralizar el equipo.
- Maneja fácilmente el agua y el sedimento.
- Facilidad de recuperar las válvulas usando guaya o tubería.

Desventajas

- No se obtiene presión mínima de fondo al producir el pozo, ya que la misma se incrementa, tanto por la profundidad como por el volumen de gas inyectado.
- Se debe disponer de una fuente de gas.

b.) Flujo cíclico

Ventajas

- Se obtiene menor presión de fondo que en flujo continuo y con menor relación de gas de inyección.
- Facilidad para centralizar el equipo.
- Facilidad de recuperar las válvulas usando guaya o tubería.

Desventajas

- La tasa de producción máxima es limitada.
- Causa intermitencias en el equipo de superficie.
- Debe disponerse de una fuente de gas.

Bombeo mecánico

Ventajas

- Es posible el bombeo de extracción.
- Es más comprensible para el personal del campo.
- Algunas bombas pueden manejar agua y sedimento.

Desventajas

- La tasa de producción declina rápidamente.
- Es muy susceptible al gas libre.
- Es un sistema descentralizado.
- Se requiere de equipo especiales para el reemplazo de cabillas y bombas.
- Requiere altos costos de mantenimiento.

Bombeo Hidráulico

Ventajas

- Se pueden producir altos volúmenes de fluido, a grandes profundidades.
- Es posible el bombeo de extracción.
- Facilidad para centralizar el equipo.
- Pueden cambiarse las bombas.

Desventajas

- Es susceptible al gas libre.
- Es vulnerable a materiales sólidos durante el bombeo.
- Exige disponer de facilidades para el tratamiento de crudo.
- Se dificultan las pruebas del pozo por la presencia del fluido motriz.

Bombeo electro sumergible

Ventajas

- Pueden producirse volúmenes muy altos a poca profundidad.
- Es posible el bombeo de extracción.

Desventajas

- La tasa de producción declina con la profundidad.
- Es muy susceptible al gas libre.
- Se requiere control del equipo en cada pozo.
- Debe extraerse la tubería para cambiar la bomba y el cable.

Problema

Método levantamiento artificial por gas cíclico

“Los diseños varían de acuerdo al tipo de válvula”

- Válvula con fuelle y resorte

Espaciamiento de válvulas

$$H_1 = \frac{P_{ARRANQUE} - P_{th}}{G_s}$$

$$\Delta H_2 = \frac{P_{CAS} - H_1 * G_F - P_{th}}{G_s}$$

Gradiente de temperatura

$$T_v = T_s + 0,016 * H$$

Presión domo @ superficie = P_{DS}

$P_{CAL} = (P_{DS} - R * P_T) / (1 - R)$; como $P_T @ sup = 0$

$P_{DS} = P_{CALIBRACION} (1 - R)$

$P_{CAL} = (P_{CAS} - P_{RESORTE})$

Presión domo @ subsuelo = P_D
 $P_D = P_{DS} * (1 + 0,00215 * (T_V - T_S))$

Presión cierre de la válvula = P_{CC}
 $P_{CC} = P_D + P_{RESORTE} * (1-R)$

Presión de cierre @ superficie
 $P_{CCS} = P_{CC} - Grad_G * H$

Diseñar

Dato:

$P_O = 600 \text{ lpc}$

$Q_T = 1500 \text{ BPD}$

$IP = 0,3 \text{ BPD/lpc}$

$D_{TUBERÍA} = 2^{7/8} \text{ "}$

$P_{th} = 0 \text{ lpc}$

$P_{RESORTE} = 100 \text{ lpc}$

$R = 0,11$

$GE_G = 0,6$

Punto de inyección = 4250 pies

$T_S = 70 \text{ ° F}$

$Grad_S = 0,5 \text{ lpc/pie}$

$Grad_F = 0,04 \text{ lpc/pie}$

Punto de balance = 4400 pies

Criterio de diseño; $P_{CAS} = 550, 525, 500, 475, 450, \dots$

2. Cálculo de H_1

$$H_1 = \frac{P_O - P_{th}}{G_S} = \frac{600 - 0}{0,5} = 1200'$$

Cálculo de H_2, H_3, H_4, \dots

$$\Delta H_2 = \left(\frac{525 - 1200 * 0,04}{0,5} \right) = 954' \Rightarrow H_2 = H_1 + \Delta H_2 = 2154'$$

$$\Delta H_3 = \left(\frac{520 - 2154 * 0,04}{0,5} \right) = 828' \Rightarrow H_3 = H_2 + \Delta H_3 = 2982'$$

$$\Delta H_4 = \left(\frac{500 - 2982 * 0,04}{0,5} \right) = 712' \Rightarrow H_4 = H_3 + \Delta H_4 = 3694'$$

$$\Delta H_5 = \left(\frac{475 - 3694 * 0,04}{0,5} \right) = 604' \Rightarrow H_5 = H_4 + \Delta H_5 = 4298'$$

1	2	3	4	5	6	7
P _{CAS}	H	T _V	P _{DS}	P _D	P _{CC}	P _{CCS}
550	1200	89	401	422	511	489
525	2154	104	378	412	501	475
500	2982	118	356	397	486	452
475	3694	129	334	385	474	434
450	4250	138	312	360	449	410

3. $T_V = 0,016 * H + 70^\circ F$

4. $P_{DS} = (P_{CAS} - P_{RESORTE}) * (1-R)$

5. $P_D = P_{DS} * (1 + 0,00215 * (T_V - 70))$

6. $P_{CC} = P_D + P_{RESORTE} * (1-R)$

7. $P_{CCS} = P_{CC} - Grad_G * H$

Diseño 2

Datos:

$P_O = 800 \text{ lpc}$

$Q_T = 500 \text{ BPD}$

$IP = 0,3 \text{ BPD/lpc}$

$D_{TUBERÍA} = 2^{7/8} \text{ "}$

$P_{th} = 75 \text{ lpc}$

$P_{RESORTE} = 75 \text{ lpc}$

$R = 0,112$

$GE_G = 0,6$

Punto de inyección = 6200 pies

$T_S = 70^\circ F$

$Grad_S = 0,4 \text{ lpc/pie}$

$Grad_F = 0,04 \text{ lpc/pie}$

Punto de balance = 4400 pies

$Grad_G = 0,0175 \text{ lpc/pie}$

Criterio $P_{CCS} = 750, 740, 730, 720, \dots$

Primera válvula

$$H_1 = \frac{P_O - P_{th}}{G_S} = \frac{800 - 75}{0,4} = 1813'$$

$P_{CC} = P_{CCS} + Grad_G * H$

$P_{CC1} = 750 + 0,0175 * 1813 = 782 \text{ lpc}$

Segunda válvula

$$\Delta H_2 = \left(\frac{P_{CC1} - P_{th} - H_1 * Grad_f}{G_S} \right) \Rightarrow H_2 = H_1 + \Delta H_2$$

$$\Delta H_2 = \left(\frac{782 - 75 - 1813 * 0,04}{0,4} \right) = 1585' \Rightarrow H_2 = H_1 + \Delta H_2 = 3398'$$

$$P_{CC2} = 740 + 0,0175 * 3398 = 799 \text{ lpc}$$

Tercera válvula

$$\Delta H_3 = \left(\frac{799 - 75 - 3398 * 0,04}{0,4} \right) = 1470' \Rightarrow H_3 = H_2 + \Delta H_3 = 4868'$$

$$P_{CC3} = 730 + 0,0175 * 4868 = 815 \text{ lpc}$$

Cuarta válvula

$$\Delta H_4 = \left(\frac{815 - 75 - 4868 * 0,04}{0,4} \right) = 1363' \Rightarrow H_4 = H_3 + \Delta H_4 = 6230'$$

1	2	3	4	5	6
P _{CCS}	H	T _v	P _{CC}	P _D	P _{DS}
750	1813	99	782	715	660
740	3398	124	799	732	643
730	4868	148	815	748	629
720	6200	169	829	762	617

$$4. P_{CC4} = 720 + 0,0175 * 6200 = 829 \text{ lpc}$$

$$5. P_D = P_{CC} - P_{RESORTE} * (1-R)$$

$$6. P_{DS} = P_D / (1 + 0,00215 * (T_v - 70))$$

Diseño 3 válvulas balanceadas

Datos:

H = 8000 pies

Pe = 2900 lpc

T @ 8000 pies = 210 °F

P_{KO} = 940 lpc

P_{th} = 100 lpc

Grad_G = 0,0175 lpc/pie

Criterio P_{CAS} = 875, 850, 825, 800, 775 lpc

Primera válvula

$$H_1 = \frac{940}{0,5} = 1880'$$

$$P_{CA1} = P_{CAS} + \text{Grad}_G * H_1 = 875 + 0,0175*1880 = 908 \text{ lpc}$$

Segunda válvula

$$\Delta H_2 = \left(\frac{850 - 100 - 1880 * 0,04}{0,4} \right) = 1687' \Rightarrow H_2 = H_1 + \Delta H_2 = 3567'$$

$$P_{CA2} = P_{CAS} + \text{Grad}_G * H_2 = 850 + 0,0175*3567 = 912 \text{ lpc}$$

REFERENCIAS GRÁFICAS

Fig. 5.1 Declinación de la Tasa de Producción. Empuje Hidráulico. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.2 Declinación de la tasa de Producción. Gas en Solución. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.3 Levantamiento Artificial por Flujo Continuo de Gas. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 5.4 Efecto de la Inyección de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.5 Levantamiento Artificial por Flujo Cíclico de Gas. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 5.6 Instalación Abierta. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 5.7 Instalación Semi-Cerrada. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.8 Instalación Cerrada para LAG. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.9 Instalación con Cámara de acumulación del Líquido. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.10 Instalación con Pistón Viajero. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.11.a Pozo Muerto. Reducción de la Presión de Fondo por Inyección de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.11.b Pozo Produciendo. Reducción de la Presión de Fondo por Inyección de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.12 Flujo Intermitente Vs. Continuo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.13 Curva de Comportamiento de Producción. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.14 Curva de Optimización. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.15 Punto de Inyección. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.16 Posibles Pérdidas de Presión en un Sistema Completo. Cortesía del Trabajo Especial de grado realizado por Llanos G, Alba R.

Fig. 5.17 Gradiente de Presión en la Tubería. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.18 Procedimiento para Ajustar la Presión del Cabezal. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.19 diagrama para Calcular la Presión del gas a la Profundidad. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.20 Espaciamiento de Mandriles Ajustados. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.21 Espaciamiento de Mandriles Debajo del Operador. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.22 Pase de Gas a través del Orificio. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.23 Corrección del factor de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.24 Condición Necesaria para Descargar por la Primera Válvula. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.25 Espaciamiento de Mandriles. Flujo Intermitente. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.26 Equipos de superficie, para Sistemas de LAG. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig.5.27 Sistema típico de LAG. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.28.a Múltiple Viejo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.28.b Múltiple Nuevo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.29.a Sistemas de Medición. Sección de Medición y Control. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.29.b Sistemas de Medición. Esquina del Flujo a través de la Placa de Orificio. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.30 Instalación del Medidor de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.31 Mandril Convencional. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.32 Mandril Concentrico. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.33 .a y 5.33.b Mandriles Tipo Bolsillo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.34 Falla por Tensión. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.35 Falla por Estallido. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.36 Falla por Colapso. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.37 Elementos de un Regulador de Presión y una Válvula de Gas. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 5.38 Componentes Básicos de una Válvula de LAG. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por Jesús R. Solórzano Cheng.

Fig. 5.39 Regulador de Presión. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.40 Esquema de una Válvula de Presión de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.41 Válvula Operada por Presión de Gas, Posición Cerrada. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.42 Válvula Operada por Presión de Gas, Posición Abierta. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.43.a Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.43.b Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.44.a Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.44.b Corrección por Temperatura para Domos Cargados con Nitrógeno. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.45 Válvula No- Balanceada con Domo Cargado y Resorte. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.46 Válvula Bajo Condiciones de Operación. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.47 Válvula operada por Presión de Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.48 Válvula Piloto. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.49 Válvula Balanceada Accionada por la Presión del Flujo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.50 Válvula de Flujo Continuo. (Con Resorte). Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.51 Características del Pase de Gas para Válvulas de Flujo Continuo Estrangulado. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.52 Esquema de una Válvula Operada por Presión de la Tubería Cargada por Gas. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.53 Válvula de LAG Acondicionada por la Presión del Flujo de Producción. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.54 Tasa de Flujo de Gas en Función de la Presión de Tubería. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.55 Válvula Diferencial. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.56 Válvula de Fluido con Piloto Especial. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.57 Fluido Intermitente. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.58 Espaciamiento de Mandriles. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.59 Presión en la Tubería de Producción. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.60 Diferencial Máximo de Presión a Nivel de Válvula. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.61 Tiempo de Formación de la Columna (t). Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.62 Tiempo de Ciclo Óptimo. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.63 Determinación de VSG. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.64 Determinación de P_{Ga} . Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

Fig. 5.65 Determinación del Cambio en el Volumen de Gas en el Anular Entre la Apertura y Cierre de la Válvula Usando la Ecuación de Estado. Cortesía del CIED, Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros. Curso, 1997.

6. CAVIDAD PROGRESIVA

La ingeniería de producción abarca el estudio de varias etapas en el proceso de producción, tales como el comportamiento del flujo de los fluidos hacia el pozo, el levantamiento, la recolección, separación, tratamiento, almacenamiento y transporte de los fluidos producidos. Una de las etapas más importante de todo este proceso es el levantamiento de los fluidos, desde el yacimiento hasta la superficie, a través de los pozos. Cuando el yacimiento tiene la suficiente energía, llámese presión, para levantar estos fluidos hasta la superficie, se dice que el pozo produce en forma natural. Cuando esto no es posible, es decir, el yacimiento solo tiene la presión necesaria para levantar los fluidos hasta cierto nivel dentro del pozo, es necesaria la instalación de un sistema de levantamiento artificial, que adicione presión para poder llevar los fluidos hasta la superficie.

En Venezuela, los programas de explotación masiva han ocasionado una disminución de las presiones de los yacimientos en los diferentes campos, lo que ha hecho necesario el uso intensivo de los métodos de levantamiento artificial. Hasta mediado de los años 80, los métodos de levantamiento artificial fueron bombeo mecánico convencional (BMC) para crudos pesados y levantamiento por gas (LAG) para crudos medianos y livianos. Es a finales de la década de los 80 que comienza la aplicación en campo, de métodos no convencionales, tales como el bombeo electro sumergible (BES), bombeo por cavidades progresivas (BCP) y otros esquemas novedosos de levantamiento por gas intermitente.

Al comienzo de la década de los 90, el porcentaje de pozo produciendo bajo levantamiento artificial se encontraba cerca del 87%. Para mediados del año 1998, el porcentaje de pozos produciendo por levantamiento artificial era de 96%, con un aporte del 78% de la producción total. Los pozos de sistemas de bombeo por cavidades progresivas representan el 4 % con un aporte de la producción del 5%, con grandes posibilidades de crecimiento, debido al desarrollo tecnológico aplicado al diseño de las mismas.

6.1 RESEÑA HISTÓRICA

A finales de los años 20, el francés Rene Moineau desarrolló el concepto de una serie de bombas con un mecanismo helicoidal. Moineau inició el diseño de un compresor rotatorio de tipo tornillo, y creó un mecanismo capaz de crear variaciones de presión en un fluido, en un proceso llamado **Capsulismo**, y descubrió que su equipo se podía utilizar eficientemente como una bomba y logro aplicarlo a bombas, compresores y motores. Una de esas bombas tomó la forma de los que se conoce actualmente como bombas de cavidad progresiva, bomba tornillo o bomba de Moineau. A principio de los años 30, Moineau otorgó la licencia del principio patentado a tres compañías: **PCM-POMPES DE FRANCIA, MONO PUMPS LTD DE INGLATERRA y ROBBINS & MYERS inc. DE ESTADOS UNIDOS**. Desde ese tiempo, estas bombas han sido ampliamente utilizadas como bombas de transferencia de fluidos en un gran rango de aplicaciones industriales.

En la industria petrolera, estas bombas fueron usadas como bombas de transferencia de crudos en superficie por más de 50 años.

A mediados de los años 50, las bombas de cavidades progresivas fueron empleadas como motor hidráulico, invirtiendo el funcionamiento de la bomba. El mecanismo era movido por un fluido bombeado a alta presión (este fluido suministra la energía que se necesita para crear el movimiento hidráulico), permitiendo la rotación de su componente interno y así transmitir la potencia requerida, este fluido es llamado **fluido de potencia** o **fluido motriz**. El principio de Moineau es usado ampliamente en la actualidad en las operaciones de perforación de la industria petrolera, principalmente, en los motores de fondo usados en perforación direccional.

Los primeros ensayos de la BCP, como método de levantamiento artificial, se iniciaron en el año 1958 en California, USA. No obstante es en el año 1977 cuando se realizan las primeras pruebas favorables en el estado de Texas. En este caso se usaron BCP bajo la licencia de Robbins y Myers. En 1979, una compañía petrolera canadiense comenzó a experimentar con bombas de cavidad progresiva en pozos de crudos pesados con altas concentraciones de arena. Al resultar exitosas estas pruebas, el desarrollo de sistemas de bombeo de cavidad progresiva progresó rápidamente. Después de pocos años, este producto estaba comercialmente disponible y se comenzó a usar rápidamente en los campos de crudos pesados de Canadá. En 1982 se inicia la comercialización de la BCP a nivel internacional. Actualmente, las BCP representan un método eficiente de levantamiento de crudos en ciertos rangos de aplicabilidad. Al mismo tiempo los fabricantes comenzaron a desarrollar avances en términos de capacidad, levantamiento y propiedades de los elastómeros de las BCP.

MARAVEN, extinta filial de petróleos de Venezuela, fue la primera en instalar las bombas de capacidad progresivas como sistema de levantamiento artificial en Venezuela, en el año 1983. Actualmente solo en los campos de Costa Bolívar (Lagunillas, Tía Juana y Cabimas), existen aproximadamente 300 pozos instalados, y en todo el país, cerca de 450 pozos.

Los diseños actuales de las BCP compiten con otros métodos de levantamiento de crudos. Hoy en día existen varias compañías que poseen sus diseños propios y fabrican BCP, como son por ejemplo: GEREMIA, EMIP y MOYNO.

Esto ha permitido que las BCP representen una alternativa aceptable de los otros métodos convencionales de levantamiento artificial de crudos.

El desarrollo de las BCP en los últimos años ha estado dirigido principalmente a la investigación de los materiales de fabricación de las bombas. En este sentido han desarrollado una amplia gama de elastómeros. También se han hecho progresos en el área de automatización de sistemas.

6.2 DEFINICIÓN Y FUNCIONAMIENTO

Una bomba es una maquina que debe cumplir con las siguientes características: maneja líquidos o mezclas de líquidos y gases, incrementa la presión del fluido que pasa a través de ella, y es una maquina cerrada, es decir, sólo se comunica al exterior a través de la succión y la descarga.

Las bombas son típicamente clasificada en base al mecanismo mediante el cual se le proporciona energía al fluido y específicamente por la forma en que este mecanismo en que es implementado. Este sistema de clasificación, inicialmente divide las bombas en las categorías **dinámicas** y de **desplazamiento positivo**.

6.2.1 Bombas dinámicas: estas continuamente suministran energía para incrementar la velocidad del fluido dentro de la bomba, mediante la aceleración del fluido dentro de la bomba, utilizando álabes de diversas geometrías.

6.2.2 Bombas de desplazamiento positivo: en estas la energía es transferida al fluido en forma periódica. Es decir, la parte móvil de la bomba ejerce una fuerza sobre el fluido, con lo cual se logra un incremento de la presión del fluido. Periódicamente suministran energía mediante la aplicación de fuerzas a los límites móviles de volúmenes de fluidos encerrados, resultando en un incremento directo en la presión. La energía se puede añadir en forma continua o pulsante dependiendo del mecanismo de la bomba. Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser divididas con mayor amplitud, en base a determinar si la acción principal de bombeo es causada por un movimiento rotatorio o reciprocante de los elementos de la misma.

- **6.2.2.1 Las bombas de movimiento reciprocante:** en estas un pistón desplaza un determinado volumen de fluido para cada carrera del pistón, requieren de válvulas de succión y válvulas de descarga. La válvula de succión admite el fluido desde la línea de succión. La válvula de descarga se abre cuando el fluido alcanza la presión de descarga y esto permite su pase a la línea de descarga.
- **6.2.2.2 Las bombas de movimiento rotatorio:** son bombas de desplazamiento positivo. En ellas la acción de bombeo se logra mediante al movimiento relativo en las partes rotatorias de la bomba y sus partes fijas.

Las principales diferencias entre las bombas reciprocantes y las rotatorias son:

1. Las bombas reciprocantes poseen un movimiento alterno y discontinuo en la dirección de su eje. En cambio las bombas rotatorias poseen un movimiento rotacional en el cual desplazan un volumen relativamente constante de líquido por cada revolución.

2. Las bombas reciprocantes descargan una tasa de flujo discontinua y pulsante. En cambio las bombas rotatorias descargan una tasa de flujo continua y prácticamente constante.

6.3 BOMBAS DE CAVIDAD PROGRESIVA

Definición bomba de cavidad progresiva: es una bomba de desplazamiento positivo engranada en forma espiral, cuyos componentes principales son un rotor y un estator (ver fig. 6.1). El fluido es desplazado en forma continua entre los filamentos de tornillo del rotor y desplazado axialmente mientras que el tornillo rota. Estas bombas mantienen un continuo volumen de líquido en las cavidades, entre la succión y la descarga, mediante la acción y posicionamiento de los elementos de la bomba. Debido a estas características, la BCP tiene la habilidad de bombear fluidos viscosos, abrasivos, multifásicos y gaseosos en un amplio rango de las tasas de flujo y de diferenciales de presiones hasta la superficie por medio del rotor que gira dentro del estator, formando cavidades progresivas ascendente. La capacidad de fluido que puede manejar estas bombas está en función del modelo y del número de etapas en el ciclo de bombeo de las mismas. Ellas también exhiben baja inercia rotacional y también baja velocidad interna de los fluidos, lo cual minimiza la agitación de los mismos.

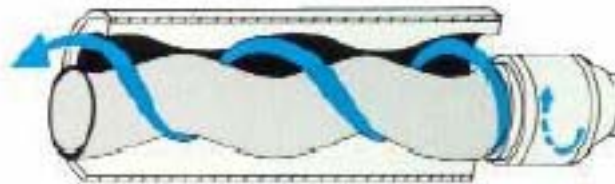


Fig. 6.1 Definición de una Bomba de Cavidades Progresivas

El funcionamiento en conjunto de dichos elementos constituye el sistema de bombeo de cavidad progresiva, para transmitir la energía adicional al pozo y transportar el fluido desde el fondo hasta la superficie.

6.3.1 Descripción del sistema de bombeo por cavidades progresivas

Las bombas de cavidad progresivas constan de un rotor helicoidal de acero y de un estator elastomérico sintético unido a una tubería de acero. El rotor, el cual es el componente interno rotatorio de la bomba, está unido y es movido por la sarta de cabillas. Este es construido con un acero de alta resistencia en forma de hélice sencilla. En las mayorías de los casos, el rotor es revestido con una capa de un material resistente al desgaste, usualmente cromo, para resistir la abrasión y reducir la fricción entre el rotor y el estator. El estator, el cual comprende el componente externo de la bomba, está unido a la tubería de producción permaneciendo estacionario durante el bombeo. El estator consta de un acero tabular con un núcleo de elastómero fijo por dentro. El elastómero es moldeado en forma de una doble hélice con una longitud de paso igual a dos veces la del rotor.

Dependiendo de la composición química y el proceso de elaboración del elastómero, las propiedades químicas y mecánicas del material pueden variar considerablemente.

La rotación de la sarta de cabillas en la superficie por medio de un rotor de combustión interna o eléctrico, gira el rotor dentro del estator fijo, causando que el fluido suba hacia la superficie.



Fig.6.2 Componentes de un Sistema Típico de Bombeo por Cavidades Progresivas

Los componentes básicos y la configuración de un sistema de bombeo por cavidades progresivas, son relativamente sencillos. El equipo de subsuelo,

prácticamente cuelga desde el cabezal del pozo. El rotor esta unido a la sarta de cabillas la cual se conecta a la superficie dentro del cabezal giratorio, posicionado en el tope de la “T “ de flujo. El equipo de superficie transmite la energía de un motor a la sarta de cabillas. Los componentes básicos del sistema se muestran en la figura 6.2.

Las bombas de cavidad progresivas están integradas por dos secciones de equipos: equipos de superficie y equipos de subsuelo.

6.3.2 Equipo de superficie (ver figura 6.3)



Fig. 6.3 Equipo de Superficie

6.3.2.1 Cabezal giratorio: tiene como función principal aguantar el peso de la sarta de cabillas y rotar la misma, esta ajustado a una caja de velocidad variable con su respectiva caja de engranajes. (ver fig. 6.4)



Fig.6.4 Cabezal Giratorio

Las principales funciones del cabezal son las siguientes:

- a. Transmitir a la sarta de cabillas el movimiento rotatorio que se origina del torque que suministra la unidad motriz.
- b. Soportar la carga axial ocasionada por: el peso de la sarta de cabillas y el fluido que se eleva del fondo del pozo.

Para soportar estas cargas axiales el cabezal de rotación utiliza uno o varios rodamientos.

El cabezal giratorio posee varios componentes los cuales varían de acuerdo a los modelos y marcas utilizados.

- **Eje impulsor:** este permite transmitir el par motriz de una manera directa o indirecta a la barra pulida, este a su vez levanta la barra pulida con el propósito de extraer el rotor del estator.
- **Rodamiento:** estos se pueden utilizar para realizar las siguientes funciones:
 1. Rodamientos de empuje axial que soportan las cargas axiales.
 2. Rodamientos de empuje radial que mantiene el eje en la posición axial correcta. Generalmente, estos rodamientos son bañados en aceite, por eso es necesario una revisión frecuente del aceite (o grasa lubricante).
- **El prensa-estopas:** su función principal es mantener aislado el cabezal de rotación del fluido producido del pozo. A través de él pasa la barra pulida, esta formado por un juego de empaques.

- **Mecanismo anti giro y freno de retroceso (BACK-SPIN):** estos mecanismos cumplen con una función muy importante en el cabezal. Bajo condiciones mecánicas cabilla-rotor gira en el mismo sentido de las agujas del reloj, esto permite desplazar los fluidos desde el fondo del pozo hasta la superficie a través del educor.

6.3.2.2 Motor: se encarga de accionar el cabezal giratorio a través de un conjunto de poleas y cadenas. Este puede ser eléctrico, de combustión interna o hidráulicos. (ver fig. 6.5).



Fig. 6.5 Motor

6.3.2.3 Barra pulida y su grapa: es un tubo sólido de acero inoxidable, se conecta a la sarta de cabillas y es soportada en la parte superior del cabezal giratorio mediante la instalación de una grapa. Estas grapas son fabricadas con diámetros de $1\frac{1}{8}$ ", $1\frac{1}{4}$ ", y $\frac{1}{2}$ " con longitudes que varían entre 16 y 22 pies.



Fig. 6.6 Prensa Estopa

6.3.2.4 Prensa estopa: tiene como función principal sellar el espacio entre la barra pulida y la tubería de producción, evitando con ello la filtración y comunicación del área donde esta ubicado el pozo. El diámetro interno de la prensa estopa varía dependiendo de la barra pulida (ver fig. 6.6).

6.3.3 Equipos de subsuelo

6.3.3.1 Tubería de producción: es una tubería de acero que comunica la bomba de subsuelo con el cabezal y la línea de flujo.

6.3.3.2 Sarta de cabillas: es un conjunto de cabillas unidas entre sí que se introducen en el pozo y forman parte integral de un sistema de bombeo de cavidad progresiva. Es recomendable utilizar cabillas de un mismo diámetro para éste tipo diseño. Las cabillas se rigen según las normas API. Las cabillas más utilizadas para diseño con bombas de cavidad progresiva son las de grado “C”, las de grado “D” pueden ser igualmente utilizadas pero hay que tomar en cuenta que son afectadas en mayor grado por el sulfuro de hidrógeno o cualquier componente corrosivo. Tienen la función de transmitir la potencia desde el accionamiento de superficie hasta la bomba. (ver fig. 6.7).



Fig. 6.7 Cabillas

Las cabillas transfieren al rotor el movimiento rotatorio que se origina en el elemento motriz en superficie, estas sarta están sujetas a dos tipos de cargas:

1. Una carga axial que no es cíclica como en las unidades de balancín, sino por el contrario es constante.
2. Una carga en un plano perpendicular a la sarta de cabillas. Esta carga produce un par de torsión y origina el movimiento rotatorio de las cabillas con el fin de transmitirlo al rotor de la bomba.

La resultante de estas dos fuerzas (carga axial continua y par de torsión) produce un esfuerzo en las cabillas. Este esfuerzo debe ser menor al valor del esfuerzo máximo permitido por la sarta de cabillas y siendo este un valor suministrado por el fabricante.

6.3.3.3 Bombas de cavidad progresiva: es una bomba de desplazamiento positivo engranada en forma espiral, cuyos componentes principales son un rotor y un estator. El crudo es desplazado en forma continua hasta la superficie por medio del rotor que gira dentro del estator, formando de esta manera cavidades progresivas ascendentes. Su eficiencia volumétrica es afectada por la presencia de gas libre en la succión y la viscosidad del crudo. Existen diferentes compañías que fabrican este tipo de bombas como son: COROD, ROPER, GRIFFIN, INTERRED inc., ROBBINS MYERS, EMIP, etc; algunas de estas compañías también fabrican los cabezales giratorios. La capacidad de fluido que pueden manejar estas bombas está en función del modelo y del número de etapas en el ciclo de bombeos de las mismas.

6.3.3.4 Estator: usualmente está conectado a la tubería, es una hélice doble interna, moldeado a precisión, hecho de un elastómero sintético el cual está adherido dentro de un tubo de acero (también se puede conseguir en acero inoxidable). En el estator se encuentra una barra horizontal en la parte inferior del tubo que sirve para sostener el rotor y a la vez es el punto de partida para el espaciado del mismo (ver fig. 6.8).

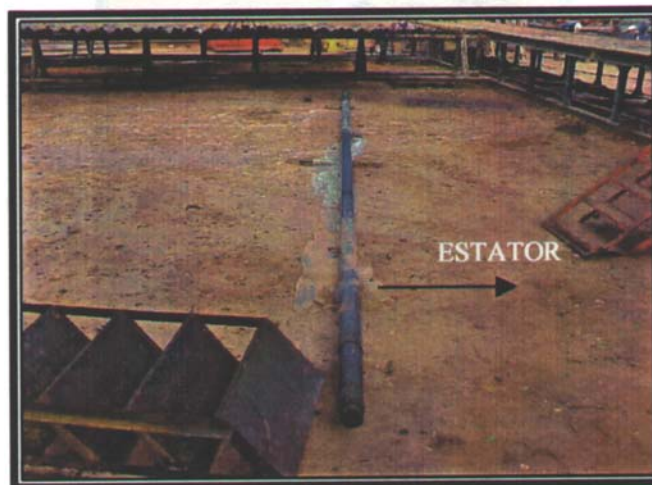


Fig. 6.8 Estator

6.3.3.5 Elastómero: es una goma en forma de espiral y esta adherida a un tubo de acero el cual forma el estator. El elastómero es un material que puede ser elongado varias veces su longitud original, y tiene la capacidad de recobrar rápidamente sus dimensiones, una vez que la fuerza es removida.

En una aplicación específica, el desempeño del elastómero es dependiente de sus propiedades mecánicas y químicas. Estas pueden variar considerablemente entre diferentes formulaciones de elastómeros. Las propiedades más importantes que son tomadas en consideración al momento de seleccionar un elastómero son la dureza, rigidez, elasticidad, resiliencia, resistencia a la abrasión, resistencia a la rotura, resistencia a la fatiga, resistencia al calor, resistencia al hinchamiento y resistencia a la penetración de gas.

La mayoría de los fabricantes de bombas de cavidad progresiva, tienen estatores disponibles con diferentes tipos de elastómeros. La mayoría de los elastómeros usados en las bombas de cavidad progresiva pueden ser clasificados dentro de los siguientes grupos, basados en sus propiedades.

- **Goma de nitrilo:** la mayoría de los elastómeros en las BCP están clasificados como gomas de nitrilo (*NBR*). Estos elastómeros son fabricados por una copolimerización emulsionada de butadieno con acrilonitrilo. La adición de acrilonitrilo produce un incremento de la polaridad proveyendo una resistencia a petróleos y solventes no polares. Variaciones normales del contenido de acrilonitrilo del polímero entre 15% a 50% resultan en un amplio rango de propiedades mecánicas. El efecto del incremento del contenido de acrilonitrilo, produce que la dureza y resistencia a la abrasión se incrementen, mientras que mejora el esfuerzo de tensión, resistencia al calor y a la penetración de petróleo y gas. La única desventaja en el incremento de contenido de acrilonitrilo esta asociada con la reducción de la elasticidad.

Aunque la goma de nitrilo tiene relativamente buena resistencia a petróleos y solventes no polares, estas se pueden hinchar considerablemente con sustancias polares, tales como aromáticos y ésteres. En adición, la exposición al H_2S puede causar la extensión de la vulcanización, resultando en un endurecimiento y eventualmente en la ruptura del elastómero. Las gomas de nitrilo tampoco son recomendadas para temperaturas que excedan los 200 °F.

- **Gomas de nitrilo hidrogenado (HNBR):** para solventar el problema que tienen las gomas de nitrilo con la exposición al H_2S , los fabricantes usualmente producen una goma altamente saturada de nitrilo. Este tipo de elastómero es producido por una selectiva hidrogenación (saturación) de la mayoría de la porción de butadieno de los polímeros butadieno acrilonitrilo. Dependiendo del proceso de la elaboración, los niveles de saturación pueden sobrepasar el 95%. Las gomas altamente saturadas con nitrilo, presentan mejoras en las propiedades sobre las típicas gomas de nitrilo con respecto a la resistencia al calor y al H_2S .
- **Elastómeros fluorocarbonados (FKM):** varios fabricantes han experimentado con elastómeros de fluorocarbono como material del estator. Estos elastómeros, están caracterizados por una base de

carbono que es parcial o completamente fluorogenado. Este fluoruro provee una sobresaliente resistencia al calor (por encima de 340 °F) y a muchos químicos, petróleos y solventes. Hasta ahora, sin embargo, han tenido limitada aplicación debido a su relativo alto costo, la dificultad en el procesamiento y propiedades mecánicas pobres.

6.3.3.6 Rotor: suspendido y girado por las cabillas, es la única pieza que se mueve en la bomba. Este consiste en una hélice externa con un área de sección transversal redondeada, tornada a precisión hecha de acero al cromo para darle mayor resistencia contra la abrasión. Tiene como función principal bombear el fluido girando de modo excéntrico dentro del estator, creando cavidades que progresan en forma ascendente (ver fig 6.8).

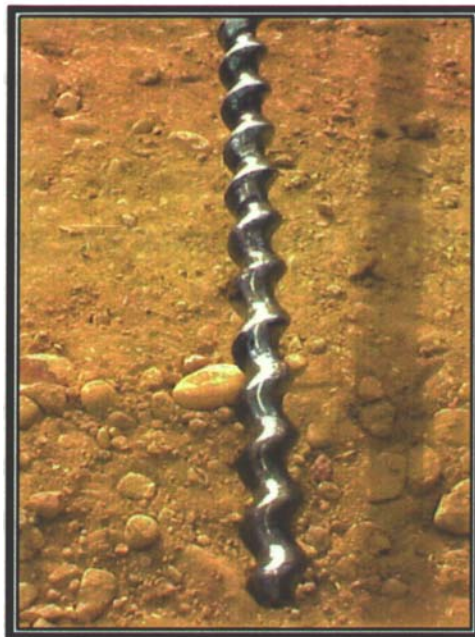


Fig. 6.9 Parte de Rotor

6.3.3.7 Centralizador: puede ser un componente adicional, sin embargo, tiene mayor uso en especial para proteger las partes del sistema. El tipo de centralizadores es el “no soldado”. Empleado en la tubería con el propósito de minimizar el efecto de variaciones y a la vez para centralizar la bomba dentro del revestidor.

6.3.3.8 Buje: esta colocado en la punta del estator, con el propósito de ayudar en el posicionamiento del rotor durante la instalación de la bomba.

6.3.3.9 Ancla o separador de gas: opcional, debido a que se toma en cuenta cuando el gas llega a afectar la eficiencia volumétrica de la bomba.

6.3.3.10 Ancla de tubería: solo se utiliza para evitar que durante las operaciones, la tubería se desenrosque.

6.4 TERMINOLOGÍA

Cámara de bombeo: ésta se define como es espacio que puede ocupar el fluido dentro de la bomba cuando la misma esta operando. Espacio donde el fluido es deslizado desde la zona de succión hasta la zona de descarga. El fluido entra a la cámara de bombeo a través de uno o más puertos de succión y es desalojado a través de uno o más puertos de descarga.

Estator o cuerpo: el cuerpo es el componente externo de la bomba que rodea a la cámara de bombeo, es independiente de la tubería de producción, en algunas bombas el cuerpo puede incluirse dentro de los componentes rotativos, pero en general es estacionario.

Rotor: una BCP tiene uno o más partes móviles dentro de la cámara de bombeo, los cuales producen la acción de bombeo, a estos elementos se le denominan **rotores**. Los rotores pueden recibir distintos nombres (engranajes, tornillos, etc.) dependiendo del tipo de BCP. Estos son fabricados mayormente de acero de alta resistencia cubiertos de cromo.

Sellos estático y dinámicos: estos en una BCP pueden ser de dos tipos: estáticos y dinámicos, los sellos estático son aquellos que proveen aislamiento a través de una delgada capa de líquido entre las partes estáticas de la cámara de bombeo y las partes móviles, previniendo así que exista contacto entre ellas. Los sellos dinámicos son aquellos utilizados en las fronteras de la cámara de bombeo para aislarlas de las partes móviles que se extienden a través de ellas (tales como los ejes de accionamiento) y evitar así la fuga del fluido desde la cámara hacia el medio ambiente.

Desplazamiento: en una BCP el desplazamiento se define como el volumen del fluido desplazado por revolución del rotor. Este debe ser calculado a partir de las dimensiones de los elementos de la bomba, o puede ser determinado empíricamente como el volumen de fluido bombeado por revolución a una diferencia de presión igual a cero, la unidad estándar del desplazamiento en el sistema internacional son los mililitros por revolución (ml/rev).

Caudal teórico: a este se le denomina **desplazamiento por unidad de tiempo**, viene expresado en metros cúbicos por hora. El caudal teórico se calcula del producto del desplazamiento por la velocidad de giro de la bomba y viene expresado con la siguiente ecuación:

$$q_{TEÓRICO} = D * n \left[\frac{m^3}{H} \right] \quad \text{Ec. 6.1}$$

Donde:

$q_{TEÓRICO}$: caudal teórico, ml/min

D : desplazamiento, ml/rev

n : velocidad de la bomba, RPM

Capacidad: este es el volumen de fluido desplazado por unidad de tiempo a condiciones de operación, este volumen debe incluir tanto el líquido manejado como cualquier cantidad adicional de gas disuelto o entrapamiento a condiciones de operación. Las unidades bajo las cuales se define la capacidad (en el sistema internacional) son los metros cúbicos por hora (m^3/H).

Escurrecimiento: este es la cantidad de fluido que se escapa a través de las holguras internas de la bomba por unidad de tiempo. El escurrecimiento es función de la geometría de las holguras internas de la bomba, la diferencia de presión, las características del fluido manejado y en algunos casos de la velocidad de operación (mayores a 400 RPM). El escurrecimiento se calcula de la diferencia algebraica del caudal teórico de la bomba y su capacidad expresado en metros cúbicos por hora si se utiliza el sistema internacional de unidades (m^3/H), expresándose mediante la siguiente ecuación:

$$S = q_{TEÓRICO} - q \left[\frac{m^3}{H} \right] \quad \text{Ec. 6.2}$$

Donde:

S : escurrecimiento, m^3/H

$q_{TEÓRICO}$: caudal teórico, m^3/H

q : caudal real, m^3/H

Eficiencia volumétrica: se define como la relación entre el caudal real bombeado y el volumen desplazado por unidad de tiempo. La eficiencia volumétrica es un indicador del comportamiento de la bomba como se expresa en la ecuación 6.3, si ésta es igual a 100% significa que la capacidad de la bomba es igual al desplazamiento por unidad de tiempo mientras que si es igual a cero significa que la capacidad es cero y el escurrecimiento es igual al desplazamiento de la bomba.

$$\eta_V = E_V = \frac{q}{q_{TEÓRICO}} [\%] \quad \text{Ec. 6.3}$$

Donde:

$\eta_V = E_V$: eficiencia volumétrica, %

q : caudal real

$q_{TEÓRICO}$: caudal teórico

Diferencia de presión: es la diferencia algebraica entre la presión de descarga y la presión de succión expresada en kilo pascales (kPa). Esta es expresada en la siguiente ecuación:

$$\Delta P = P_{DESCARGA} - P_{SUCCIÓN} [kPa] \quad \text{Ec. 6.4}$$

Donde:

$P_{DESCARGA}$: presión de descarga

$P_{SUCCIÓN}$: presión de succión

Potencia hidráulica: es la potencia transferida por la bomba al fluido a condiciones de operación, expresada en vatios (W). Se calcula del producto de la diferencia de presión y la capacidad de la bomba expresada en la ecuación 6.5:

$$P_H = \Delta P * q [W] \quad \text{Ec. 6.5}$$

Potencia interna: es la potencia requerida por la bomba en su eje de accionamiento. Esta incluye la potencia hidráulica de la máquina y la potencia consumida por la fricción entre el rotor y el estator. La unidad utilizada para definirla son los vatios (W).

Consumo de potencia y eficiencia: cuando la bomba trabaja con puro líquido, la potencia que entra a la bomba o potencia interna (P_i) es consumida como: potencia hidráulica (P_H), pérdidas por escurrimiento (P_S) y pérdidas por fricción (P_F). La potencia hidráulica (P_H) y las pérdidas por escurrimiento (P_S) dependen de la geometría de la bomba, la velocidad de giro y el diferencial de presión. Por su parte, la potencia de fricción (P_F) depende del coeficiente de fricción entre los elementos de la bomba y de las propiedades lubricantes del fluido (ver fig. 6.10).

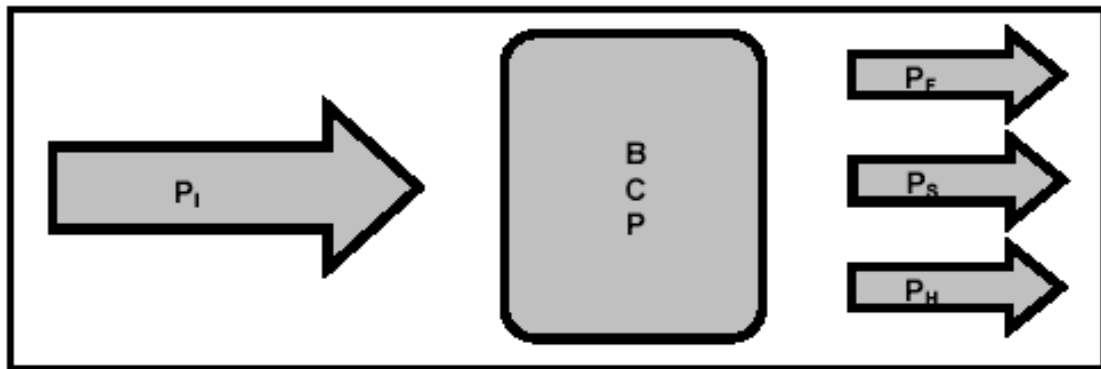


Fig. 6.10 Consumo de Potencia en una BCP.

En la figura se muestra una bomba sin interferencia, el escurrimiento interno es significativo y la potencia hidráulica es menor que la potencia interna. El consumo de potencia por fricción, resulta principalmente de la fricción del fluido y es menor que aquella causada por la fricción mecánica producto del movimiento de los elementos. Lo anterior se expresa por medio de las siguientes expresiones:

$$P_i = P_H + P_S + P_F \quad \text{Ec. 6.6}$$

$$P_i = (q * \Delta P) + (S * \Delta P) + P_F \quad \text{Ec. 6.7}$$

En una BCP con flujo monofásico la eficiencia volumétrica (η_v) se calcula dividiendo la capacidad por el caudal teórico, mientras que la eficiencia interna (η_i) se calcula dividiendo la potencia efectiva consumida por el fluido bombeado (P_E)

(que en este caso es igual a la potencia hidráulica) por la potencia interna de la bomba. Las expresiones para calcular las eficiencias son las siguientes:

$$\eta_V = \frac{q}{q_{TEÓRICO}} = \frac{q_{TEÓRICO} - S}{q_{TEÓRICO}} \quad \text{Ec. 6.8}$$

$$\eta_I = \frac{P_E}{P_I} = \frac{P_H}{P_I} = \frac{q * \Delta P}{(q * \Delta P) + (S * \Delta P) + P_F} \quad \text{Ec. 6.9}$$

6.5 PRINCIPIOS BÁSICOS DE OPERACIÓN

En este tipo de bombas, la acción de bombeo comienza cuando los elementos rotativos y estacionarios definen una cavidad, que está sellada al puerto de descarga y abierta al puerto de succión, dicha cavidad crece y se llena de fluido a medida que los elementos rotativos se mueven. Existe un período de tiempo, aunque sea muy corto, donde la cavidad esta aislada de ambos puertos. Después de este período la cavidad se abre al puerto de descarga y disminuye su tamaño a causa del movimiento relativo de los elementos, haciendo que el fluido abandone la bomba.

De acuerdo con este proceso, la secuencia de operación de una bomba de cavidad progresiva consta de tres etapas, la **primera etapa**: es conocida como ciclo AS (abierto a la succión y cerrado a la descarga) en donde la cámara de bombeo es aislada de los efectos de la presión en la descarga de la bomba, mientras que es abierta a la succión permitiendo así la entrada de fluido; la **segunda etapa**: es llamada ciclo CSD (cerrado a la succión y a la descarga) en la cual tanto el puerto de descarga como el de succión están cerrado por lo cual el fluido queda aislado dentro de la cámara de bombeo; y la **última etapa**: el ciclo AD (abierto a la descarga y cerrado a la succión) donde la cámara de bombeo es expuesta a la presión en la descarga de la bomba pero aislada a la succión, por consiguiente en esta etapa de operación es donde se eleva la presión del fluido es respuesta a la presión en la zona de descarga.

Si una bomba de cavidad progresiva opera idealmente durante el ciclo AS, el puerto de entrada a la cámara de bombeo debe abrirse suave y continuamente, de forma que le permita al fluido invadir la totalidad del volumen creado dentro de la cámara. De igual forma, una vez culminado el ciclo AS, el fluido recolectado debe quedar aislado tanto de la presión de succión como de la presión de descarga y debe viajar a través de la cámara de bombeo sin que su volumen sea afectado (el volumen durante el ciclo CSD debe permanecer constante). Por último para asegurar que la operación de la bomba sea ideal, durante el ciclo AD el volumen de la cámara de bombeo debe reducirse suave y continuamente con la rotación de la bomba, de manera que se incremente progresivamente la presión del fluido y se permita su migración hacia la zona de descarga, de cumplirse estas premisas la operación de una bomba de cavidad progresiva debe ser silenciosa, continua y sin generar turbulencia en su zona de succión o en su zona de

descarga. Una condición que debe respetarse durante toda la operación de la bomba es que en ningún momento la cámara de bombeo puede estar abierta simultáneamente a la cámara de succión y descarga de la bomba debido a que entonces no existirá acción de bombeo.

El desplazamiento en una bomba de cavidad progresiva sólo depende de las dimensiones de sus componentes, y es independiente de alguna otra condición. La metodología para calcular el desplazamiento se basa en la integración de un elemento diferencial de volumen, con respecto al desplazamiento angular del eje de transmisión, este elemento diferencial debe representar el volumen neto transferido por la bomba. En aquellas bombas en que la acción de bombeo es independiente del sentido de rotación del rotor o son simétricas, el cálculo del desplazamiento puede ser simplificado haciendo la integración del volumen de fluido confinado durante el ciclo *CSD*, usualmente a la mitad del camino entre la succión y descarga de la bomba.

6.5.1 Geometría

La geometría de una BCP se fundamenta en tres condiciones geométricas para su construcción, estas son:

1. La máquina debe estar compuesta por dos elementos lobulares, uno dentro del otro, los cuales se diferencian entre sí en que el elemento externo tiene un lóbulo más que en el elemento interno. Además los lóbulos del elemento interno deben estar siempre en contacto con los lóbulos del elemento externo.(fig. 6.11).

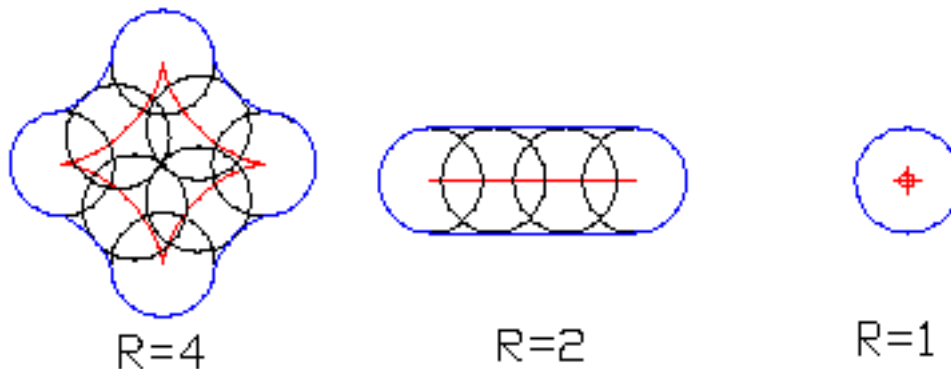


Fig. 6.11 Construcción de Elementos Lobulares

2. Los perfiles que cumplan con la primera condición deben describir una trayectoria establecida por una hélice circular.
3. La relación entre los pasos de las hélices de los elementos lobulares deben ser igual a la relación entre el número de lóbulos.

De las familias de curvas probables para la construcción de una BCP, una en especial cumple con las condiciones geométricas señaladas, la cual es conocida como una hipocicloide. Una hipocicloide se define como el lugar geométrico descrito por un punto de una circunferencia (circunferencia generatriz), la cual rueda interiormente y sin resbalar sobre otra circunferencia (circunferencia base) (ver fig. 6.12). La relación entre los diámetros de ambas circunferencias fija el número de ramas y el orden de la curva.

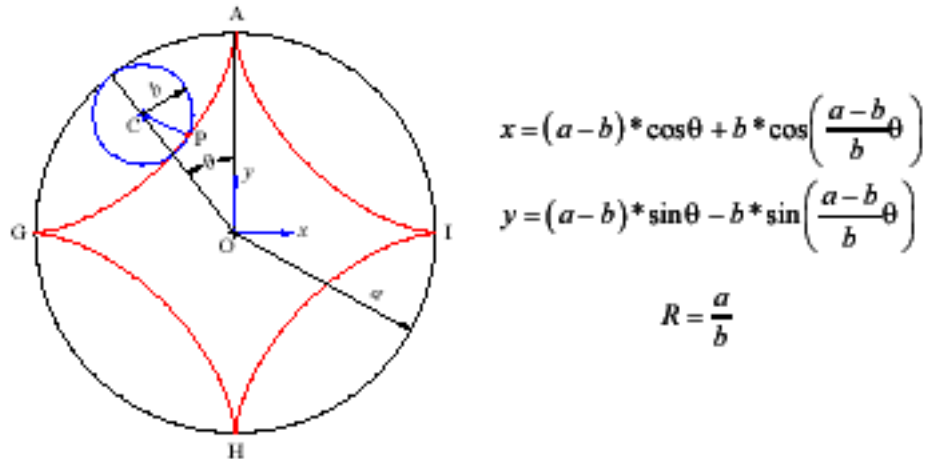


Fig. 6.12 Definición de una Hipocicloide

Cada punto de la hipocicloide establece el centro geométrico de una circunferencia cuyo diámetro define lo que se conoce como **diámetro del elemento**. La envolvente a todas las circunferencias determina la forma de la sección transversal del elemento lobular por lo que el número de ramas de la hipocicloide define el número de lóbulos del elemento. (ver fig. 6.12).

Las ecuaciones paramétricas de la hipocicloide son propuestas por Lehmann en 1998 (fig. 6.12), donde a y b son respectivamente, los radios de las circunferencias fija y rodante, y el parámetro θ es el ángulo que las rectas del centro OC forman con la parte positiva del eje Y.

Como el elemento externo debe tener un lóbulo más que el elemento interno, la hipocicloide que define el elemento interno tiene una rama menos o es de un orden menor que la del elemento externo (ver fig. 6.13). Los perfiles construidos bajo estas premisas, además cumplen con la condición de que los lóbulos del elemento interno están en contacto con los lóbulos del elemento externo, al elemento externo se le conoce con el nombre de **estator** mientras que al elemento interno se le denomina **rotor**.

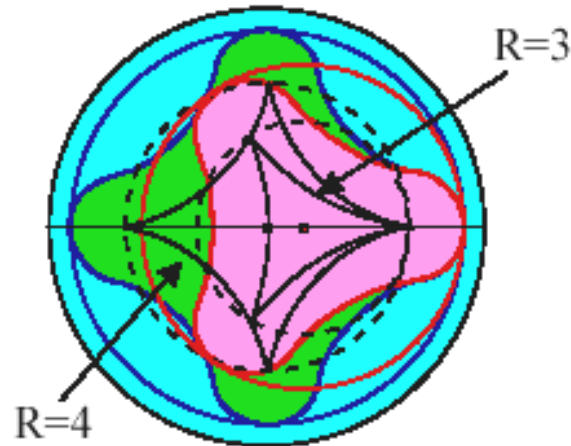


Fig. 6.13 Sección Transversal de la Bomba. Relación entre el Número de Lóbulos

La segunda condición geométrica establece que los elementos generados a partir de la primera condición deben seguir una trayectoria definida por una hélice circular. Una **hélice circular** se define como el lugar geométrico de un punto que se mueve sobre la superficie de un cilindro circular recto, de tal manera que al mismo tiempo que gira alrededor del eje del cilindro sigue avanzando en la misma dirección de modo que la distancia que recorre paralelamente al eje del cilindro es directamente proporcional al ángulo que describe alrededor de dicho eje. Al radio de la hélice se le conoce con el nombre de **excentricidad**, el ángulo que define la trayectoria del punto se denomina **ángulo de la hélice** y al desplazamiento total de la hélice se le conoce con el nombre de **paso**, parámetros que varían según si el elemento va a describir la geometría del rotor y del estator (ver fig. 6.14).

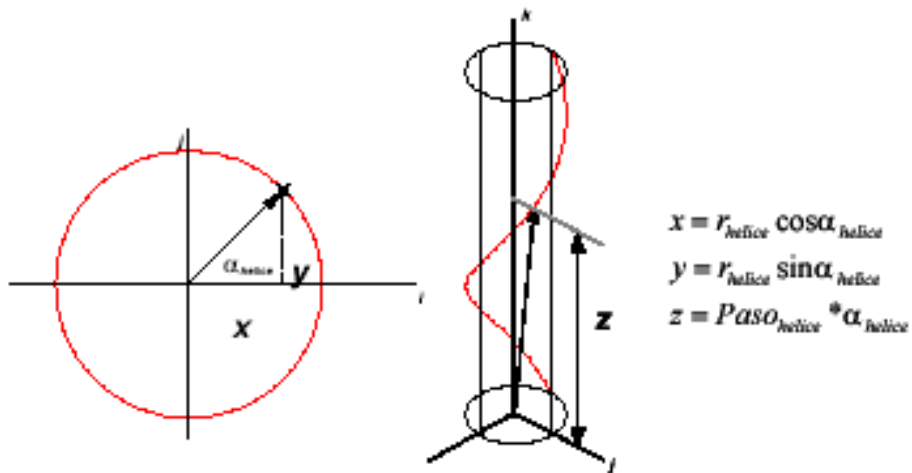


Fig. 6.14 Definición de una Hélice Circular

La hélice circular define la posición espacial de cada uno de los puntos de la hipocicloide, de forma tal que los círculos que definen las secciones

transversales de los elementos también deben seguir una hélice circular en el espacio (ver fig. 6.15).

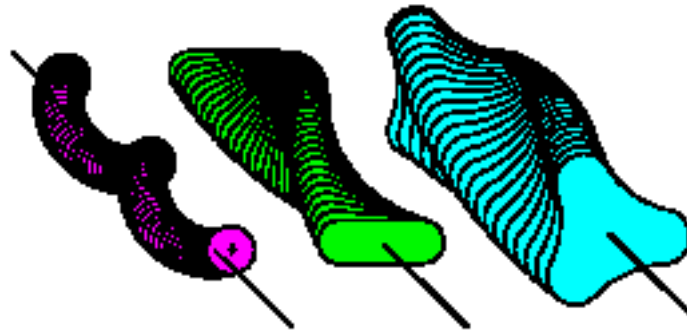


Fig. 6.15 Elementos Lobulares según la Segunda Condición Geométrica

La tercera condición geométrica establece que debe existir una relación entre los pasos de las hélices de los elementos lobulares, dicha relación debe ser igual a la relación del número de lóbulos de ambos elementos expresada en la siguiente ecuación (Ec. 6.10).

$$R_{BCP} = \frac{R_{ESTATOR}^{HIPOCICLOIDE}}{R_{ROTOR}^{HIPOCICLOIDE}} = \frac{N^{\circ} \text{ de } _L\acute{o}b\text{ulos_del_Estator}}{N^{\circ} \text{ de } _L\acute{o}b\text{ulos_del_Rotor}} = \frac{Paso_r^{H\acute{E}LICE}}{Paso_{st}^{H\acute{E}LICE}}$$

La diferencia entre los pasos de los elementos permiten que se formen cavidades cuya longitud máxima será igual al paso del elemento externo o estator, las cuales a consecuencia del movimiento del rotor son desplazadas axialmente sin ser deformadas, lo cual garantiza que su volumen permanezca constante a lo largo de su recorrido axial a pesar de que su área transversal cambie en función de la posición del rotor (ver fig. 6.16).

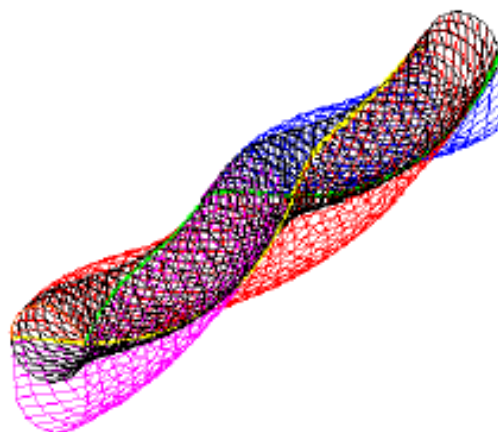


Fig. 6.16 Representación de una BCP
Relación 2:1

Para ilustrar físicamente BCP constituida por dos engranajes helicoidales, uno dentro del otro, en donde el engranaje o elemento interno y externo son el rotor y el estator respectivamente.

La base de la sección transversal del sistema de engranaje helicoidal consiste en una hipocicloide externa H_1 con N dientes y base circular C_1 (O_1, R_1), y una hipocicloide interna H_2 con $N-1$ dientes y una base circular C_2 (O_2, R_2) (ver fig.

6.17). Estas dos hipocicloides (H_1 y H_2) están conectadas $\left(\frac{R_1}{R_2} = \frac{N}{N-1}\right)$, ya que los

vértices de H_2 siempre están en contacto interno con el perímetro de H_1 . Manteniendo la hipocicloide externa H_1 fija, si la hipocicloide interna H_2 rota sobre misma sí misma en una dirección, mientras que su centro O_2 se mueve en la dirección opuesta, se traza un círculo de centro O_1 y radio O_1O_2 . Esta distancia O_1O_2 se denomina **excentricidad**. Durante el movimiento de H_2 , la suma de las áreas cerradas que se forman entre las dos hipocicloides, siempre permanece constante.

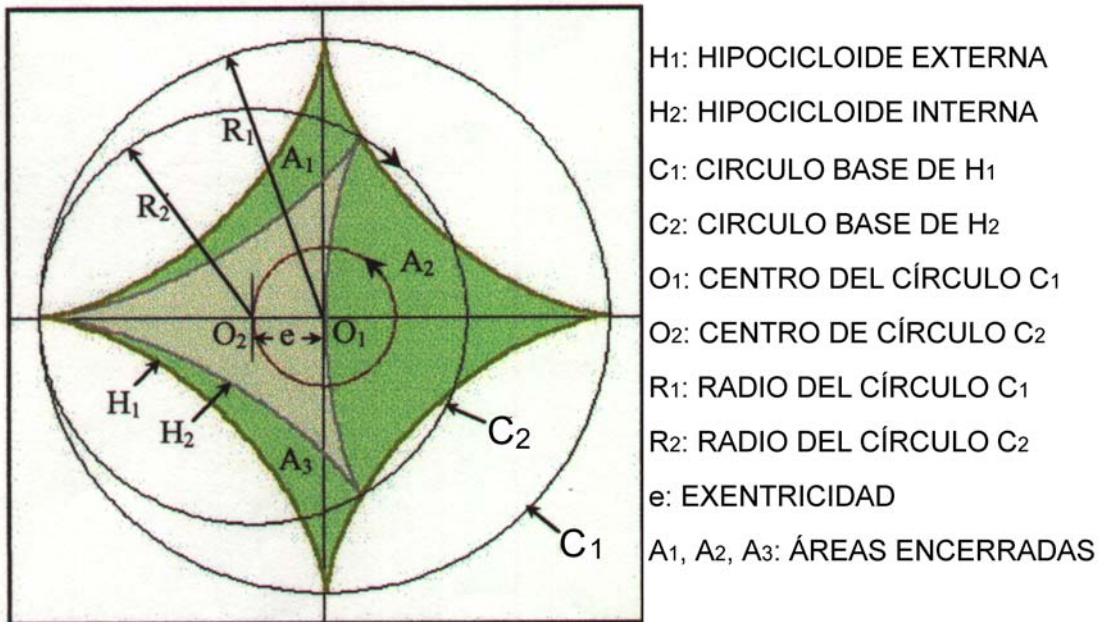
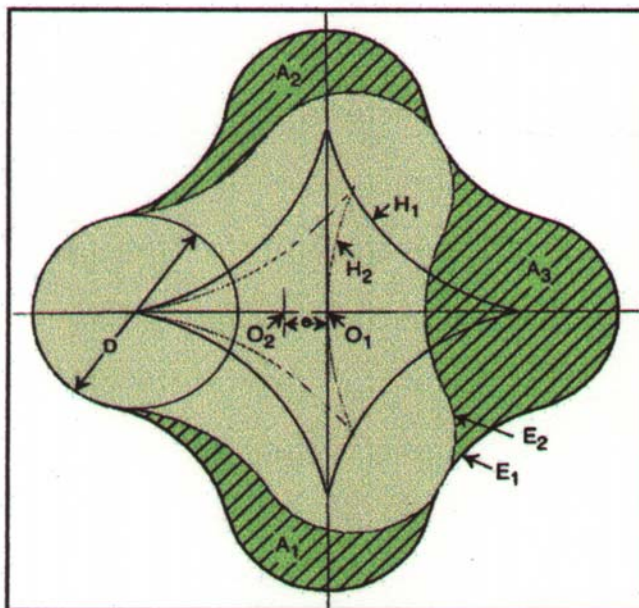


Fig. 6.17 Hipocicloides Correspondientes a una Configuración Estator/Rotor de 4/3

La geometría de una BCP es más evidente, si las hipocicloides son reemplazadas por unas áreas E_1 y E_2 formadas por el desplazamiento de un círculo de diámetro D , a lo largo de las dos hipocicloides (ver fig. 6.18). El área externa E_1 define el contorno interno del estator, mientras que el área interna E_2 define el contorno externo del rotor. Los contornos E_1 y E_2 forman longitudinalmente un espiral como hélices, con una relación de pasos que es igual a la relación de sus números de dientes. La combinación de los contornos espirales y las áreas entre el rotor y estator crean una serie de cavidades cerradas con una longitud igual al paso del estator. Las líneas de contacto entre el rotor y el

estator (líneas sellos), separan cavidades con diferentes presiones internas, resultando en zonas de escurrimiento dentro de la bomba.

Las BCP son fabricadas con una gran variedad de combinaciones de dientes estator / rotor. En el pasado, las bombas usadas para aplicaciones de levantamiento artificial han sido exclusivamente hechas de dos dientes del estator y uno del rotor. Estas bombas han sido usualmente designadas como bombas de un lóbulo o bombas sencillas. Recientemente, han sido construidas y probadas en campo, las bombas multilobulares, con configuraciones de diente del estator/ rotor, tales como 6:5.



- H_1 : Hipocicloide externa
- H_2 : Hipocicloide interna
- E_1 : Contorno interno del estator
- E_2 : Contorno externo del rotor
- O_1 : Centro del círculo C_1
- O_2 : Centro del círculo C_2
- e : excentricidad
- A_1, A_2, A_3 : Areas encerradas
- D : diámetro del círculo

Fig. 6.18 Sección Transversal de una Bomba de Configuración Estator/Rotor de 4/3

La ventaja primordial de las bombas multilobulares sobre las sencillas, es la habilidad de conseguir mayor capacidad volumétrica y de levantamiento de bombas del mismo diámetro y longitud. Sin embargo, el uso de las bombas multilobulares es poco frecuente, debido al alto torque requerido, así como a la complejidad y al costo en la construcción de los rotores.

En el caso de las bombas sencillas, la hipocicloide externa H_1 asociada con el estator, se convierte en una línea recta con una longitud de cuatro veces la excentricidad. La correspondiente E_1 toma la forma de un rectángulo con los extremos semicirculares. La hipocicloide interna H_2 asociada con el rotor, se convierte en un simple punto con un área circular E_2 . El área entre el interior del contorno del estator y el exterior del contorno del rotor, comprende la sección transversal del área de la cavidad. En este caso, el paso del rotor es la mitad del paso del estator. La excentricidad, el diámetro del rotor y el paso del estator definen completamente la geometría del conjunto del estator y rotor.

6.5.2 Operación

La primera condición geométrica para la construcción de una BCP establece que debe existir contacto entre los elementos de la bomba de forma tal que el rotor al girar se vea obligado a describir una hipocicloide del mismo orden que la del estator. Si una BCP tiene una relación de pasos igual a dos, el movimiento descrito por uno de los lóbulos del rotor será una línea recta cuya amplitud máxima será de cuatro veces la excentricidad (ver fig. 6.19).

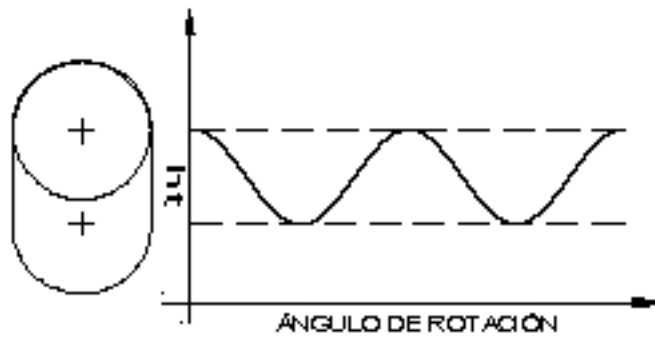


Fig. 6.19 Movimiento Relativo del Rotor con Respecto al Estator

El contacto entre los elementos está definido por lo que en la literatura se denomina “línea de sello” de la bomba, la línea de sello señala el punto de contacto entre los elementos de la bomba siendo además la región más probable a través de la cual puede ocurrir el escurrimiento. Las ecuaciones que definen la línea de sello se deducen de la posición relativa del rotor dentro del estator.

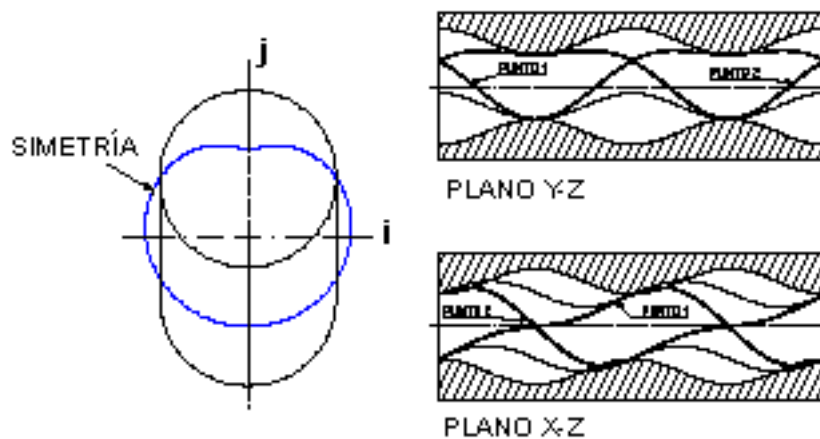


Fig. 6.20 Definición de la Línea de Sello en una BCP.

La línea de sello representa además una línea de simetría que divide a la bomba en dos secciones del mismo volumen, cada sección opera de manera

independiente (si no existe escurrimiento) y la suma de sus caudales es lo que define la capacidad de la bomba (configuración en paralelo) (ver fig. 6.20).

Si se toma una de las secciones en un instante en el cual el rotor se encuentra en una posición tal que no permite que exista comunicación hidráulica entre la cámara de bombeo y la zona de succión, se está en el inicio del ciclo AS de una BCP, a medida que el tiempo transcurre el rotor gira y se desplaza abriendo un puerto de entrada a la cámara de bombeo permitiendo así, que el fluido comience a entrar hasta llenarla por completo.

A consecuencia de la geometría de la bomba, a medida que el rotor gira el volumen dentro de la cámara de bombeo se va incrementando y es necesario que el rotor gire 360° para que la cámara de bombeo alcance su longitud máxima, cuando ello ocurre, el fluido queda confinado dentro de la cámara de bombeo lo cual se conoce como **ciclo CSD**. En esta etapa de operación el fluido dentro de la cámara se encuentra aislado de la presión en la zona de succión y descarga, por lo cual, conforme el rotor gira, el fluido se desplaza hacia la zona de descarga sin generar incremento de presión. Una vez que el fluido alcanza la región de descarga, la cámara de bombeo es abierta a esta región de modo que la presión dentro de la cámara se iguala a la presión en esta zona y en consecuencia para que el fluido sea expulsado es necesario que el rotor reduzca el volumen dentro de la cámara obligando al fluido a desplazarse axialmente, dando inicio al ciclo AD. Como respuesta al movimiento del fluido, éste ejerce una fuerza reactiva sobre el rotor que produce un torque el cual define el trabajo de la máquina, este ciclo continua hasta que el volumen de la cámara de bombeo es igual a cero (ver fig. 6.21).

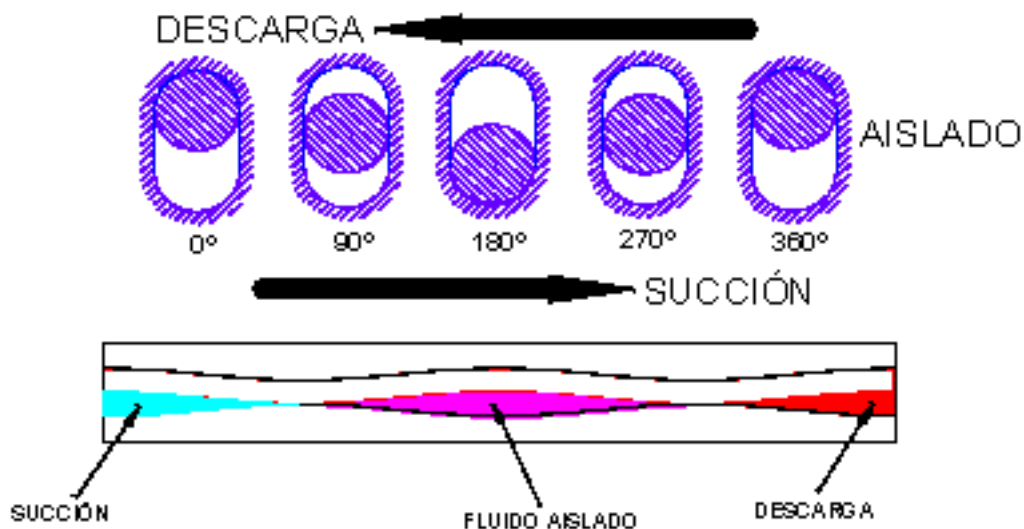


Fig. 6.21 Ciclos de Operación de una BCP.

En una misma región al menos dos ciclos de operación pueden darse paralelamente de forma que las cavidades forman pequeñas bombas que trabajan

en serie para generar el desplazamiento del fluido. De existir escurrimiento, las regiones donde trabaja la bomba cambian la eficiencia, especialmente durante el ciclo *CSD*, ya que el escurrimiento rompe con la hermeticidad de la cámara de bombeo durante este ciclo, originando que su presión se incremente mucho antes de que la cámara sea abierta a la presión en la zona de descarga, lo cual origina que se incremente el escurrimiento, y por ende, disminuya el caudal neto transferido por la bomba.

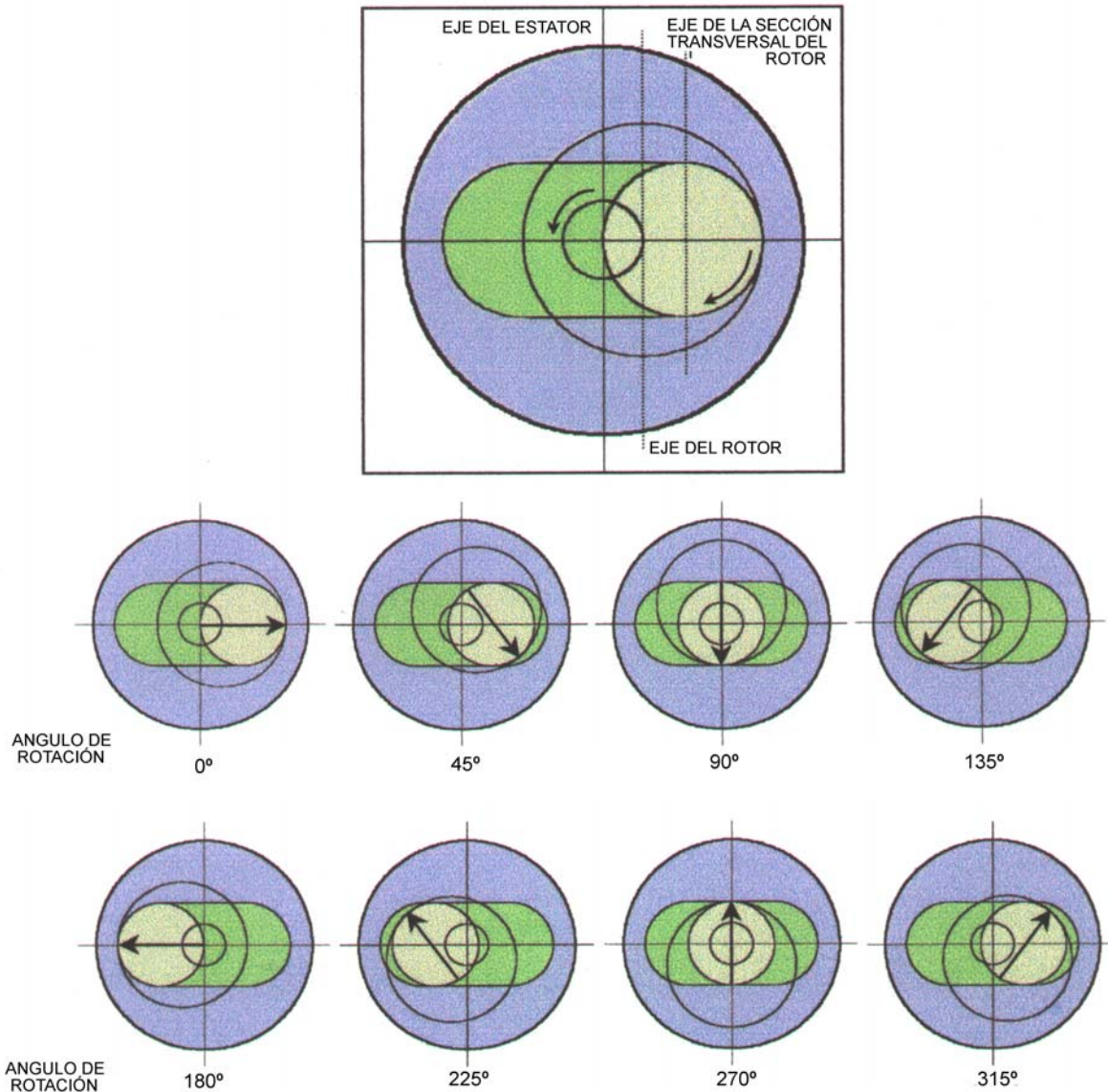


Fig. 6.22 Movimiento del Rotor en una Bomba Sencilla

Cuando el rotor es posicionado dentro del estator, se forma una serie de idénticas, pero separadas cavidades de fluidos. Cada una de estas cavidades tiene una longitud de un paso del estator alrededor de la parte exterior del rotor, en la cual, una cavidad comienza donde la otra termina. En cualquier sección

transversal de la bomba, el número de cavidades separadas es siempre una más que el número de lóbulos del rotor.

El movimiento del rotor dentro del estator, es una combinación de dos movimientos: una rotación del rotor sobre su propio eje en el sentido de las agujas del reloj, y una rotación del rotor excéntricamente alrededor del eje del estator, en el sentido opuesto de las agujas del reloj (ver fig.6.22). La combinación de la geometría de la bomba y este movimiento, resulta en la formación de cavidades moviéndose axialmente desde la succión hasta la descarga de la bomba.

Cuando el rotor completa una revolución, el volumen contenido entre el rotor y el estator es desplazado por un paso del estator. Esta bomba entrega un flujo continuo y uniforme, debido a que el área de la cavidad entre el rotor y el estator permanece constante a lo largo de todas las secciones transversales de la longitud de la bomba. El desplazamiento de la bomba está definido como el **volumen de fluido producido por cada revolución del rotor**.

6.5.3 Desplazamiento

El desplazamiento de una BCP es función de cuatro parámetros geométricos: la excentricidad, la longitud de la cavidad, el diámetro del rotor y el número de lóbulos del estator. La excentricidad, el diámetro del rotor y el número de lóbulos definen el área transversal de la bomba, mientras que la longitud de la cavidad determina su volumen.

Para el caso de una BCP cuya relación de pasos sea igual a dos, el desplazamiento es igual al volumen libre dentro de la bomba y se calcula a partir del área remanente de un corte perpendicular al eje de rotación del rotor (ver fig. 6.23). La suma de las áreas libres de la cavidad es igual a cuatro veces la excentricidad por el diámetro del rotor.

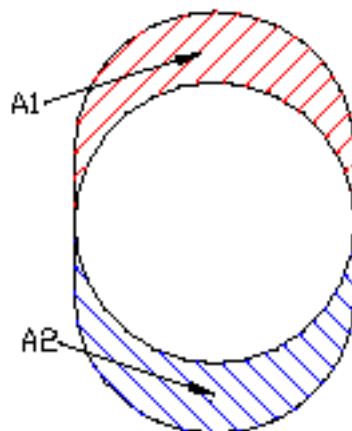


Fig. 6.23 Ciclo del Área Libre de la Bomba a partir de una Sección Transversal

$$A_1 + A_2 = 4 * e * d_r \quad \text{Ec. 6.11}$$

Donde:

A_1 y A_2 : áreas libres

e : excentricidad

d_r : diámetro del rotor

Por lo tanto, el área total disponible para el bombeo será constante a pesar de la variación del área producto del movimiento del rotor.

$$A_1 = 2 * e * d_r * (1 - \cos \theta) \quad \text{Ec. 6.12.a}$$

$$A_2 = 2 * e * d_r * (1 + \cos \theta) \quad \text{Ec. 6.12.b}$$

El desplazamiento de la bomba sencilla será entonces el producto del área libre y la longitud de la cavidad, la cual viene dada por el paso de hélice del estator.

$$D = 4 * e * d_r * Paso_{st} \quad \text{Ec. 6.13.a}$$

$$\text{ó} \quad D = 0,594 * e * d_r * Paso_r \quad \text{Ec. 6.13.b}$$

La ecuación 6.13.a se encuentra en unidades internacionales, mientras que la ecuación 6.13.b sus unidades se describirán a continuación:

Donde:

D : desplazamiento de la bomba, BPD/rpm

0,594 : factor de conversión

e : excentricidad de la bomba, pulg.

d_r : diámetro del rotor, pulg.

$Paso_r$: paso del rotor, pulg.

De esta forma el caudal teórico es obtenido de la multiplicación del desplazamiento de la bomba por su velocidad de operación.

$$q_{TEÓRICO} = D * n \quad \text{Ec. 6.14}$$

Donde:

$q_{TEÓRICO}$: tasa de flujo teórico, BPD

D : desplazamiento de la bomba, BPD/rpm

n : velocidad de rotación, rpm

Sin embargo, durante la operación con una presión diferencial, a través de la bomba, algo de fluido se puede deslizar o escurrir a través de las líneas de sello de las cavidades, causando una reducción en la tasa de flujo. Como resultado, la

tasa de flujo real o capacidad de una BCP es la diferencia entre la tasa de flujo teórica y la tasa de escurrimiento.

La tasa de escurrimiento depende del ajuste entre el rotor y el estator, las propiedades del elastómero, viscosidad del fluido y la presión diferencial de la bomba.

6.5.4 Presión diferencial de la bomba de cavidades progresivas

La presión diferencial entre la entrada y la descarga de la bomba, causa fugas de fluido a través de las líneas de sello entre el rotor y el estator, desde cavidades con mayor presión, a las de menor presión. Este fluido escurrido, resulta en la formación de un gradiente de presión a lo largo de la bomba. La naturaleza de este gradiente depende de las propiedades del fluido a ser bombeado. Fluidos incompresibles producen gradientes casi lineales, mientras que fluidos compresibles resultan en gradientes que incrementan exponencialmente desde la entrada hasta la descarga.

En general, la capacidad de presión de una BCP es controlada por una combinación de la máxima presión que se puede desarrollar dentro de una cavidad y el número de cavidades.

La máxima capacidad de presión de cada cavidad es función de la integridad del sello entre el rotor y el estator y las propiedades del fluido a producir. En general, la máxima presión diferencial a través de las líneas de sello, se incrementa cuando éstas están más ajustadas y cuando se producen fluidos más viscosos.

La operación de una BCP a presiones que exceden el rango de presión diferencial o “ **HEAD PRESSURE** ” recomendado por los fabricantes, produce altas tasas de escurrimiento que causan excesiva deformación del estator. La continua operación bajo estas condiciones resulta en un deterioro más rápido de las propiedades del elastómero y conduce a la prematura falla del estator.

6.5.5 Requerimiento de torque y potencia

La rotación del rotor, fuerza el movimiento de los fluidos a subir de cavidad en cavidad contra una presión diferencial. La energía requerida para girar el rotor y mover el fluido a través de este gradiente de presión, es suministrado en forma de torque. El torque de la bomba esta compuesto por dos componentes: hidráulico y de fricción. El **torque hidráulico** es usado para vencer la presión diferencial, y es directamente proporcional al desplazamiento de la bomba y a la presión diferencial, y puede ser calculado usando:

$$T_{HIDRÁULICO} = 0,0897 * D * \Delta P_{BOMBA} \quad \text{Ec. 6.15}$$

Donde:

$T_{HIDRÁULICO}$: torque hidráulico de la bomba, lbs*pie

D : desplazamiento de la bomba, BPD/rpm

ΔP_{BOMBA} : presión diferencial de la bomba, lpc

El **torque de fricción** es usado para vencer la fricción mecánica entre el rotor y el estator. La magnitud del torque de fricción es difícil de determinar, ya que es dependiente del ajuste entre el rotor y el estator, el tipo de revestimiento del rotor y el elastómero del estator, las propiedades lubricante del fluido y la longitud de la bomba. Se ha determinado por experiencia, que los valores del torque por fricción pueden variar desde cero hasta 150 lbs*pie. El torque total de la bomba es igual a la suma del torque hidráulico y al torque de fricción.

La potencia requerida para mover la bomba es función del torque total de la bomba y la velocidad de rotación, y puede ser determinada usando la siguiente expresión:

$$P_{BOMBA} = 1,91 \times 10^{-4} * T_{TOTAL} * n \quad \text{Ec. 6.16}$$

Donde:

P_{BOMBA} : potencia de la bomba, HP

T_{TOTAL} : torque total de la bomba, lbs*pie

n : velocidad de rotación de la bomba, rpm

6.6 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE BOMBEO POR CAVIDADES PROGRESIVAS

Los sistemas de bombas de cavidad progresiva son altamente flexibles en términos de su habilidad de funcionar efectivamente en un diverso rango de aplicaciones. No obstante, su éxito en una aplicación en particular requiere que los componentes del sistema de bombeo sean compatibles con las condiciones del pozo y el ambiente de operación. Un proceso de diseño que tome en consideración los componentes del sistema y el ambiente de operación, es necesario para asegurar que se alcanza un sistema por bombeo de cavidades progresivas apropiado.

6.6.1 Consideraciones de diseño

Las consideraciones de diseño son utilizadas para guiar en la selección de un diseño de un sistema efectivo. Cada paso en el proceso de diseño esta basado en la evaluación de las implicaciones de una o más de estas consideraciones. Por ejemplo, la selección del tamaño de una tubería de producción en particular, esta basado en consideraciones de diseño, tales como pérdidas de presión y tamaño del revestidor. Algunas consideraciones implican más de una decisión, como en el caso de la pérdida de presión, la cual esta relacionada con la selección de la tubería de producción y la sarta de cabilla. Otras consideraciones de diseño

pueden producir resultados conflictivos. Por ejemplo, el uso de centralizadores de la sarta de cabilla puede servir para minimizar desgaste, pero también puede causar un incremento en las pérdidas de presión. Las consideraciones de diseño primordiales en un sistema de bombeo de cavidades progresivas, son:

- Condiciones de bombeo
- Efectos del flujo
- Carga de la sarta
- Desgaste de la tubería de producción y la sarta de cabilla
- Transmisión de potencia

El objetivo básico del proceso de diseño es encontrar un balance óptimo entre todas estas consideraciones, mientras se alcanza un diseño efectivo del sistema.

6.6.1.1 Condiciones de bombeo

Son numerosas las consideraciones de diseño que se relacionan directamente con la bomba, al analizar las condiciones de bombeo. Las consideraciones más importantes incluyen:

- Tasa de bombeo requerida
- Levantamiento requerido
- Problemas de compatibilidad de temperatura y fluidos
- Limitaciones en el tamaño del revestidor
- Capacidad de bombeo de arena
- Comportamiento del flujo hacia la bomba
- Limitaciones de torque y energía

En algunos casos, estas consideraciones principales reflejan varios problemas que pueden estar relacionados. Por ejemplo, uno de los parámetros que influye en la tasa de bombeo requerida es la eficiencia de la bomba, la cual es función del deslizamiento entre los fluidos, flujo hacia la bomba y la interferencia de gas. Basado en las consideraciones de las condiciones de bombeo, el proceso de diseño conduce a la selección de una bomba con un desplazamiento específico, capacidad de presión, diseño de la geometría, tipo de elastómero y características del revestimiento del rotor.

6.6.1.1.1 Desplazamiento de la bomba y capacidad de presión

En la selección de una BCP, los dos requerimientos más críticos son que la bomba tenga la adecuada capacidad de desplazamiento y capacidad de presión, para entregar la tasa de fluido requerida y el levantamiento neto para la aplicación deseada. Consecuentemente, es esencial que cierta información esté disponible con respecto a condiciones de producción esperadas. Posibles fuentes de estos datos incluyen la experiencia de campo, simulación de yacimientos y datos de la curva *IPR*. En muchos casos, es necesario hacer ciertas suposiciones con respecto a algunos parámetros, tales como profundidad de asentamiento de la bomba y tamaño de la tubería de producción.

La tasa de diseño de bombeo, se asume como la máxima tasa a la cual la bomba puede operar, y viene determinada por:

$$q_{DISEÑO} = \frac{100 * q_{REQUERIDA}}{\eta_v} \quad \text{Ec. 6.17}$$

$q_{DISEÑO}$: tasa de diseño de bombeo, BPD

$q_{REQUERIDA}$: tasa de fluido requerida, BPD

η_v : eficiencia volumétrica de bombeo, %

La tasa de diseño de bombeo es mayor que la tasa anticipada de fluido actual, que refleja las ineficiencias del bombeo durante las operaciones de producción. Deslizamiento de los fluidos, problemas de flujo hacia la bomba y la interferencia de gas, contribuyen a la reducción de la eficiencia volumétrica. El diseño de la tasa de bombeo y la velocidad rotacional de la bomba, define el mínimo desplazamiento de la bomba requerido:

$$D_{MÍN} = \frac{q_{DISEÑO}}{n} \quad \text{Ec. 6.18}$$

Donde:

$D_{MÍN}$: mínimo desplazamiento de la bomba requerida, BPD/rpm

$q_{DISEÑO}$: tasa de diseño de bombeo, BPD

n : velocidad rotacional de la bomba, rpm

Inicialmente, se debe asumir la velocidad óptima de la bomba, basada en la viscosidad de los fluidos a producir. Si esta suposición preliminar no resulta en una apropiada selección de la bomba, se debe seleccionar otra velocidad más adecuada. En todos los casos es preferible una menor velocidad de la bomba para incrementar la vida de ésta, así como de la sarta de cabilla, de la tubería de producción y del equipo de superficie.

El levantamiento neto requerido es usado para determinar la mínima capacidad de presión requerida por una bomba seleccionada. El levantamiento neto esta definido como la diferencia de presión entre la descarga y la succión de una bomba bajo ciertas condiciones de operación.

La presión en la entrada de la bomba es normalmente una función de la presión en el espacio anular en la superficie, más la presión debida a la columna de líquido y gas en el espacio anular sobre la entrada de la bomba. Sin embargo, en sistemas donde se usan **juntas** o **separadores de gas**, la caída de presión que ocurre debido al flujo a través de estos componentes, debe ser sustraído de la presión en la entrada de la bomba. Un estimado de la presión a la entrada de la bomba es calculado por:

$$P_{ENTRADA} = CHP + P_{GAS} + P_{LÍQUIDO} - P_{COMPONENTES} \quad \text{Ec. 6.19}$$

Donde:

$P_{ENTRADA}$: presión en la entrada de la bomba, lpc
 CHP : presión del espacio anular en superficie (casing head pressure), lpc
 P_{GAS} : presión debida a la columna de gas, lpc
 $P_{LÍQUIDO}$: presión debida a la columna de líquido, lpc
 $P_{COMPONENTES}$: caída de presión debida a los componentes auxiliares, lpc

Otra forma de calcular la presión en la succión de la bomba, es a partir de la presión en el medio de las perforaciones, mediante la siguiente ecuación:

$$P_{ENTRADA} = P_{wf} - \rho * GE * H - \Delta P_{FRICCIÓN_REVESTIDOR} \quad \text{Ec. 6.20}$$

Donde:

$P_{ENTRADA}$: presión en la entrada de la bomba, lpc
 P_{wf} : presión de fondo fluyente en la entrada de las perforaciones, lpc
 ρ : densidad del fluido entre las perforaciones y la bomba, lbm/PC
 H : distancia desde la succión de la bomba a las perforaciones, pies
 $\Delta P_{FRICCIÓN_REVESTIDOR}$: caída de presión por fricción dentro del revestidor, lpc

La presión a la descarga de la bomba se calcula como la suma de la presión de la tubería de producción en el cabezal, y la presión debida a la columna de líquido en la tubería de producción y las pérdidas de presión por fricción en la tubería de producción, tal como sigue:

$$P_{DESCARGA} = P_{th} + P_{LÍQUIDO} + \Delta P_{FRICCIÓN_TUBERÍA} \quad \text{Ec. 6.21}$$

Donde:

$P_{DESCARGA}$: presión en la descarga de la bomba, lpc
 P_{th} : presión en el cabezal del pozo, lpc
 $P_{LÍQUIDO}$: presión debida a la columna de líquido, lpc

$\Delta P_{FRICCIÓN\ TUBERÍA}$: caída de presión por fricción en la tubería de producción, lpc

La presión ejercida por una columna de gas o líquido, se calcula empleando:

$$P_{COLUMNA} = 6,94 \times 10^{-3} * H * \rho \quad \text{Ec. 6.22}$$

Donde:

$P_{COLUMNA}$: presión ejercida por la columna de gas o líquido, lpc

H : altura vertical de la columna, pies

ρ : densidad del fluido, lbm/PC

Se deben hacer algunas consideraciones en pozos que producen elevadas cantidades de gas, para el cálculo de la presión debida a la columna de líquido. Los fluidos en semejantes condiciones, contienen una mezcla de gas libre y gas en solución, resultando en variaciones de la densidad del fluido. Cálculos hechos usando valores de densidad normal del fluido (medido a condiciones estándar con el gas disuelto removido), pueden resultar en un sobreestimado sustancial en la presión actual de la columna de fluido. En estos casos, una densidad equivalente debe ser determinada usando correlaciones apropiadas para las mezclas de gas y petróleo.

Una vez que el mínimo desplazamiento de la bomba y el levantamiento neto requerido han sido establecidos, se determina el rango de modelos de bomba que pueden satisfacer los requerimientos de una aplicación en particular. Si no existe ningún modelo de bomba que cumpla con los requerimientos deseados, la velocidad de bombeo puede ser aumentada, la tasa de flujo esperada reducida, o el levantamiento neto requerido reducido. El costo relativo y la disponibilidad de un modelo en particular de bomba, deben ser tomadas en cuenta en el proceso de selección.

6.6.1.1.2 Diseño de la geometría de la bomba

En la mayoría de los casos, diferentes bombas pueden satisfacer la tasa mínima de flujo y los requerimientos de levantamiento. Dependiendo de la aplicación, algunas bombas pueden ser más deseables que otras. Se ha demostrado, que bombas con desplazamientos similares pueden diferir significativamente en términos de su geometría. Son estas variaciones geométricas las que causan comportamientos diferentes bajo ciertas condiciones. Cuando se selecciona una bomba específica, es importante la evaluación de la naturaleza de la aplicación, el diseño de la geometría de la bomba y la compatibilidad que existe entre el desempeño inherente al diseño de la bomba y las condiciones anticipadas de operación.

La primera consideración, es si el tamaño del revestidor va imponer alguna restricción en el diámetro de la bomba. Los diámetros de la bomba, típicamente

incrementan con el desplazamiento de la misma. En aplicaciones donde los pozos tienen diámetros de revestidor pequeño, o cuando la bomba va a ser posicionada dentro de un liner, el máximo diámetro del estator va a ser restringido. Las bombas que no cumplan con el máximo diámetro del estator permitido, deben ser descartadas para futuras consideraciones.

El manejo de arena es otra consideración en la selección de un diseño geométrico óptimo de la bomba. En aplicaciones que producen cantidades significativas de arena, la habilidad de la bomba para transportar arena se convierte en una consideración importante. La habilidad de una bomba de remover arena dentro de una cavidad, está directamente relacionado con la fuerza que hay que aplicar para mover la arena y la cantidad de arena que hay que remover.

A bajos ángulos de barrido del rotor, éste aplica más fuerza a lo largo del eje de la bomba, proporcionando un efectivo barrido de sólidos en las cavidades durante cada revolución. En adición, bajos desplazamientos en las bombas tienden a tener cavidades más pequeñas y por lo tanto, existe menos cantidad de arena que remover en cada cavidad. Cuando se selecciona una bomba para una aplicación donde se esperan altos volúmenes de arena a producir, se debe dar prioridad a la selección de una bomba que sea capaz de manejar estos volúmenes de arena.

En aplicaciones produciendo fluidos de alta viscosidad, se debe considerar el flujo en la entrada de la bomba para el proceso de selección. Este es un limitante en la tasa a la cual los fluidos pueden fluir dentro y a lo largo de las estrechas cavidades de la bomba. La tasa de flujo hacia la bomba declina con el incremento de la viscosidad de los fluidos y disminuye la presión en la entrada de la bomba. Si la tasa de bombeo excede la tasa de flujo hacia la bomba, ocurre un llenado incompleto de las cavidades, resultando en una caída de presión en la entrada de la bomba, posible cavitación y reducción de la eficiencia de la bomba. Para una tasa de fluido dada, la geometría de la bomba determina la velocidad a la cual el fluido puede fluir a través de las cavidades.

Comparando la velocidad del flujo a lo largo de la tubería de producción, la velocidad a través de las cavidades de la bomba, son considerablemente altas. Particularmente, en las bombas de menor desplazamiento, una declinación dramática en la velocidad de flujo en la cavidad es evidente cuando se incrementa el desplazamiento de la bomba. Esto se debe, a que a medida que el desplazamiento se incrementa, se deben usar velocidades menores para conseguir la misma tasa de flujo. Cuando se seleccionan bombas para aplicaciones donde el flujo hacia la bomba puede ser un problema, se le debe dar prioridad a bombas que tienen bajas velocidades de flujo en las cavidades.

Una consideración final en la evaluación de diferentes geometrías de bombas, es la limitación en el torque y potencia del sistema. En algunos casos, el torque o potencia disponible puede afectar la selección de una bomba, por la limitación del máximo desplazamiento de la bomba.

6.6.1.1.3 Tipo de elastómero de la bomba y revestimiento del rotor

La última, y en muchos casos, la más importante consideración en la selección de una bomba, es la compatibilidad de los fluidos. Aún cuando se haya seleccionado una geometría óptima, se puede alcanzar una vida de servicio razonable, si el elastómero del estator es compatible con las condiciones de los fluidos producidos. Entre las distintas aplicaciones de la BCP, existen diferencias significativas en la temperatura, química (aromático, H_2S , contenido de CO_2) y composición (gas, sólidos y agua) de los fluidos. Para ajustar estas variaciones, los fabricantes han desarrollado diferentes elastómeros destinados a ambientes específicos de pozos.

Los elastómeros comúnmente usados son los tipos medio (Buna N) y altamente concentrado (High Nitrile) de acrilonitrilo. Los elastómeros Buna N, son usados en aplicaciones que requieren un elastómero perdurable que maneje altas cargas de presión o producción de sólidos y donde el contenido de aromáticos en los fluidos es bajo. Los elastómeros altamente concentrados de acrilonitrilo, son usados en aplicaciones con altos niveles de aromáticos. Los elastómeros de goma altamente saturados de acrilonitrilo son diseñados específicamente para aplicaciones con producción de H_2S , pero desafortunadamente, no tienen la resistencia a aromáticos, fuerza mecánica o resistencia a la abrasión de los elastómeros Buna N. Los fluoroelastómeros son diseñados para aplicaciones con alta concentración de aromáticos y elevadas temperaturas, sin embargo, tienen las propiedades físicas más pobres de los elastómeros antes mencionados.

Las propiedades de los fluidos deben considerarse en la selección del rotor. En la mayoría de los casos, el rotor de cromo plateado estándar es el más adecuado. Sin embargo, si los fluidos bombeados son corrosivos o ácidos, un rotor de acero inoxidable es menos susceptible al daño por corrosión.

6.6.1.2 Efecto del flujo

En un sistema de bombeo por cavidades progresivas, el fluido producido fluye desde la bomba hasta la superficie, a través del espacio anular entre la sarta de cabilla y la tubería de producción. Fluidos de alta viscosidad, elevadas tasas de flujo o restricciones de flujo, pueden resultar en grandes esfuerzos de corte desarrollados por el fluido, que actúan directamente en la sarta de cabilla. Los esfuerzos constantes que generan los fluidos, producen caídas de presión a lo largo de la tubería de producción y a través de los acoples, centralizadores y guías de la sarta, lo cual contribuye al incremento de la carga de presión en la bomba, produciendo un torque resistivo en la sarta de cabilla, así como fuerzas ascendentes que reducen la tensión de la sarta de cabilla.

Los efectos del flujo pueden tener desde despreciable hasta dominante influencia en los diseños de sistemas BCP. Desafortunadamente, dependiendo de las condiciones, cuantificar los efectos del flujo puede ser extremadamente

laborioso. En particular, surgen dificultades cuando en los cálculos se considera el comportamiento de fluidos no-Newtonianos (explicados en el tema III), flujo multifásico o complicados patrones de flujo alrededor de los acoples y guías de la sarta (estos últimos explicados en el tema III de flujo natural).

6.6.1.2.1 Régimen de flujo

Cuando se estudian los efectos del flujo en el diseño de un sistema de levantamiento, el primer paso es establecer el tipo de régimen que existe en la tubería de producción. Normalmente, el flujo es clasificado como laminar o turbulento. El flujo laminar es uniforme y estable, y es primordialmente gobernado por las fuerzas viscosas (viscosidad, velocidad). El flujo turbulento es fluctuante y agitado, y principalmente depende de las fuerzas de inerciales (densidad, velocidad). El tipo de régimen de flujo puede ser determinado, calculando el número de Reynolds para las condiciones de flujo en cuestión. La formulación referente a este aspecto, será tratada en el tema de flujo natural.

Una vez que el régimen de flujo ha sido determinado, se pueden aplicar las ecuaciones de flujo apropiadas para evaluar sus efectos en el sistema.

Un parámetro usado para evaluar el tipo de régimen de flujo en tuberías concéntricas, donde la tubería interior rota, es el número de Taylor, en honor a G.I. Taylor en su trabajo sobre fluidos viscosos en tuberías concéntricas. Según Taylor, cuando se excede cierto valor del número de Reynolds, aparecen ciertos flujos de vórtices, conocidas como **vórtices de Taylor**, los cuales se localizan a lo largo de la circunferencia, rotando en direcciones opuestas (ver fig. 6.24). Las condiciones de flujo se vuelven inestables, cuando el número de Taylor excede el valor de 41,3, el cual es calculado de la siguiente forma:

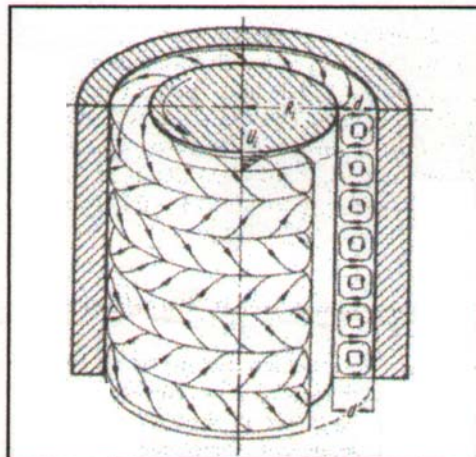


Fig. 6.24 Vórtices de Taylor entre dos Cilindros Concéntricos, Donde el Interior Rota

$$T_a = 67,561 * \frac{\omega * R_i * d * \rho}{\mu} * \sqrt{\frac{d}{R_i}} \quad \text{Ec. 6.23}$$

Donde:

T_a : número de Taylor, adimensional

ω : velocidad de rotación de la tubería interna, rpm

R_i : radio externo de la tubería interna, pulg.

d : holgura entre las tuberías (diferencia de los diámetros de las tuberías), pulg.

ρ : densidad del fluido, gr/cm³

μ : viscosidad del fluido, cPs

Posteriormente, en el trabajo de J.T. Stuart, definió los límites de tres regímenes de flujo, en los siguientes rangos:

$T_a < 41,3$ Flujo laminar

$41,3 < T_a < 400$ Flujo laminar con vórtices de Taylor

$T_a > 400$ Flujo turbulento

6.6.1.2.2 Caídas de presión por fricción

Entre los efectos de flujo más crítico en un diseño de sistema de bombeo, es la caída de presión por fricción, el cual ocurre a lo largo de la tubería de producción y a través de los acoples. La forma de calcular estas caídas de presión será tratada en el apéndice.

Actualmente, existen diferentes consideraciones comúnmente usadas en las aplicaciones de la BCP. Estas incluyen sargas de cabilla continuas, estándar con acoples o centralizadores y sargas de cabilla estándar con uniones en las guías. Debido a que la sarga tiene un diámetro diferente que los acoples, centralizadores y guías, las caídas de presión por fricción deben ser calculadas por separado para cada uno de los componentes, y luego sumadas para determinar la caída de presión total. El método más simple para determinar la caída de presión por fricción, es calcular la longitud equivalente de flujo para cada uno de los elementos. Las longitudes equivalentes de acoples, centralizadores y guías son determinados multiplicando el número de unidades en la sarga de cabilla por su correspondiente longitud individual. La longitud del cuerpo de la sarga de cabilla es entonces determinada, por la sustracción de la longitud total de los acoples, centralizadores y guías, de la longitud total de la sarga de cabilla.

La importancia que tiene la caída de presión por fricción en el diseño de un sistema, depende de la aplicación. En muchos casos, particularmente en pozos produciendo crudos livianos o con altos cortes de agua, las caídas de presión por fricción son despreciables. En contraste, en pozos produciendo fluidos a alta viscosidad, se desarrollan excesivas pérdidas de presión sujetas a ciertas combinaciones de sarga de cabilla y tubería de producción. En estos casos, la

pérdida de presión por fricción es una consideración importante en la selección de las dimensiones de la sarta de cabilla y la tubería de producción.

6.6.1.2.3 Torque resistivo de la sarta de cabilla

A medida que la sarta de cabilla rota dentro de la tubería de producción, se desarrollan fuerzas de corte en la superficie entre el fluido y la sarta. Estas fuerzas reaccionan en la sarta de cabilla produciendo un torque resistivo. La magnitud de este corte se estima usando la siguiente ecuación:

$$T_{RESISTIVO} = 1,5188 \times 10^{-8} * 4 * \pi * L * \mu * n * \frac{Rt^2 * Rr^2}{Rt^2 - Rr^2} \quad \text{Ec. 6.24}$$

Donde:

$T_{RESISTIVO}$: torque resistivo, lbs*pie

Rr : radio externo de la sarta de cabilla, acople, centralizador o guía, pulg.

L : longitud, pies

μ : viscosidad del fluido, cPs

n : velocidad rotacional, rpm

Rt : radio interno de la tubería de producción, pulg.

Esta correlación es aplicable tanto para el régimen laminar como el turbulento, y no necesita ser ajustada para el flujo de tuberías no concéntricas. Para un sistema de sarta y tubería de producción, el proceso para calcular el torque resistivo, consiste en calcular separadamente valores para el cuerpo de la sarta de cabilla, acoples, centralizadores y guías, usando sus longitudes equivalentes, y finalmente, sumando todos los valores obtenidos. Debido a que las fuerzas de corte que generan el torque son perpendiculares a la dirección del flujo, la tasa de flujo no afecta el torque resistivo.

El efecto de torque resistivo en el sistema de diseño, depende principalmente de la viscosidad del fluido. Con viscosidades de 1000 cPs, el torque resistivo generado es despreciable, y por lo tanto no influye en el diseño. Sin embargo, pozos produciendo fluidos altamente viscosos, desarrollan torques resistivos significativos, con combinaciones específicas de la sarta de cabilla y tubería de producción.

6.6.1.2.4 Fuerzas de levantamiento de la sarta de cabilla

La única consecuencia positiva del flujo, es que producen fuerzas que actúan en la sarta de cabilla en la dirección del flujo, causando una reducción en la tensión de la sarta. Estas fuerzas son aplicadas a los acoples y al cuerpo de la sarta en forma de fuerzas areales y fuerzas superficiales de levantamiento, respectivamente.

Las pérdidas de presión por fricción y la presión hidrostática, crean un desbalance de presión a través de los acoples, centralizadores y guías. La alta presión en la base del elemento, comparada con la del tope, resulta en una fuerza neta de levantamiento. La magnitud de esta fuerza areal de levantamiento es igual a:

$$F_{AREAL} = 0,7854 * P_{\Delta C} * (Dc^2 - Dr^2) \quad \text{Ec. 6.25}$$

Donde:

F_{AREAL} : fuerza areal de levantamiento, lbs

$P_{\Delta C}$: diferencia de presión a través del acople, centralizador o guía, lpc

Dc : diámetro externo del acople, centralizador o guía, pulg.

Dr : diámetro externo de la sarta de cabilla, pulg.

La forma más simple de determinar la fuerza areal de levantamiento para un sistema de sarta de cabilla y tubería de producción, es calcular valores separados para cada combinación de diámetros de acoples, centralizadores o guías y diámetros de la cabilla incluidas en la sarta. Para cada combinación, se determina una caída de presión para usar en la ecuación anterior, por la suma de la caída de presión por fricción y la presión hidrostática sobre la longitud equivalente de los componentes.

Las fuerzas superficiales de corte en el cuerpo de la sarta de cabilla, acople, centralizadores y guías, también producen una fuerza de levantamiento. La magnitud de esta fuerza de levantamiento es aproximada usando la ecuación 6.26 expresada a continuación:

$$F_{SUPERFICIAL} = 6,242 \times 10^{-6} * L * q * \mu * Dr * \left[\frac{\ln\left(\frac{Dr}{Dt}\right)}{(Dt^4 - Dr^4) * \left(\ln\left(\frac{Dr}{Dt}\right)\right) + (Dt^2 - Dr^2)^2} \right] * \left[Dr + \frac{Dt^2 - Dr^2}{2 * Dr * \ln\left(\frac{Dr}{Dt}\right)} \right]$$

Donde:

$F_{SUPERFICIAL}$: fuerza superficial de levantamiento, lbs

L : longitud, pies

q : tasa de flujo, BPD

μ : viscosidad del fluido, cPs

Dr : diámetro externo de la sarta, acople, centralizador o guía, pulg.

Dt : diámetro interno de la tubería de producción, pulg.

Esta ecuación puede ser usada para determinar la fuerza de levantamiento en régimen laminar o turbulento. Sin embargo, la fuerza calculada está afectada por el flujo en tuberías no concéntricas. El valor total de la fuerza de levantamiento, se obtiene por la suma de los cálculos de cada fuerza aplicada en

las longitudes equivalentes de los acoples, centralizadores, guías y el cuerpo de la cabilla. La magnitud de la fuerza superficial de levantamiento, depende principalmente de la viscosidad del fluido y la longitud sobre la cual la fuerza superficial puede actuar. Para fluidos con viscosidades por debajo de 500 cPs, las fuerzas superficiales de levantamiento pueden ser despreciadas. Sin embargo, estas fuerzas son sustanciales en pozos produciendo fluidos altamente viscosos, y deben ser consideradas en la evaluación de la carga de la sarta de cabilla.

6.6.1.3 Carga de la sarta de cabilla

En un sistema de bombeo por cavidades progresivas, la sarta de cabilla debe ser capaz de contener una carga axial y transmitir torque a la bomba. Si la carga axial y el torque producen un esfuerzo que excede el esfuerzo de cedencia para el tamaño y grado de la sarta de cabilla, puede ocurrir una falla. Como resultado, las consideraciones de carga de la cabilla determinan el tamaño mínimo y el grado de la cabilla que debe ser usado.

6.6.1.3.1 Torque y carga axial

La carga axial y el torque en cualquier punto de la sarta de cabilla, se debe a diferentes componentes. Estos componentes de carga son aplicados uniformemente a la sarta de cabilla desde la bomba (torque hidráulico de la bomba y carga axial de la bomba), mientras que otros se desarrollan en una forma distribuida a lo largo de la sarta (torque resistivo y peso de la sarta). En la mayoría de los casos, la carga axial y el torque de la sarta de cabilla es máximo en la conexión con la barra pulida en la superficie. La carga axial de la sarta en cualquier punto es igual a:

$$C_{SARTA} = C_{BOMBA} + \sum C_{PESEO} - \sum F_{LEVANTAMIENTO} \quad \text{Ec. 6.27}$$

Donde:

C_{SARTA} : carga axial de la sarta de cabilla, lbs

C_{BOMBA} : carga de la bomba, lbs

$\sum C_{PESEO}$: suma del peso de la sarta de cabilla por debajo del punto, lbs

$\sum F_{LEVANTAMIENTO}$: suma de las fuerzas de levantamiento por debajo del punto, lbs

La carga de la bomba es el resultado de la presión diferencial a través de la bomba actuando en el rotor. Existe una controversia de cómo se desarrolla esta carga en el rotor, y por lo tanto se han publicado varias formulaciones. La siguiente correlación provee una buena aproximación en la carga de la bomba en la ecuación 6.28 expresada a continuación:

$$C_{BOMBA} = 0,79 * [(P_{DESCARGA} - P_{ENTRADA}) * (2 * D^2 + 13 * e * D + 16 * e^2) - P_{DESCARGA} * Dr^2]$$

Donde:

C_{BOMBA} : carga de la bomba, lbs
 $P_{DESCARGA}$: presión de descarga de la bomba, lpc
 $P_{ENTRADA}$: presión en la entrada de la bomba, lpc
 D : diámetro nominal del rotor, pulg.
 e : excentricidad de la bomba, pulg.
 D_r : diámetro de la sarta, pulg.

El peso de la sarta de cabilla es función del peso unitario y la longitud vertical de la misma. El peso total de la sarta puede ser calculado como sigue:

$$C_{PESO} = W_r * L_v \quad \text{Ec. 6.29}$$

Donde:

C_{PESO} : peso de la sarta de cabilla, lpc
 W_r : peso unitario de la sarta, lbs/pie
 L_v : longitud vertical de la sarta, pies

En cualquier punto de la sarta de cabilla, el torque es igual:

$$T_{SARTA} = T_{HIDRÁULICO} + T_{FRICCIÓN} + \sum T_{RESISTIVO} \quad \text{Ec. 6.30}$$

Donde:

T_{SARTA} : torque de la sarta de cabilla, lbs*pie
 $T_{HIDRÁULICO}$: torque hidráulico de la bomba, lbs*pie
 $T_{FRICCIÓN}$: torque por fricción de la bomba, lbs*pie
 $\sum T_{RESISTIVO}$: suma del torque resistivo de la sarta de cabilla por debajo del punto, lbs*pie

El torque hidráulico de la bomba provee la energía para desplazar el fluido producido a través del diferencial de presión en la bomba y puede ser calculado tal como se explicó anteriormente. El torque por fricción de la bomba puede ser estimado basado en datos de prueba de la misma.

La carga axial de la sarta de cabilla se incrementa linealmente con el aumento de la profundidad del pozo, con el diámetro de la sarta y con el desplazamiento de la bomba. En aplicaciones con fluidos altamente viscosos, los cambios en la carga axial con la tasa de flujo dependen de los efectos compensados de las pérdidas de presión por fricción y las fuerzas de levantamiento de la sarta. El torque de la sarta de cabilla aumenta proporcionalmente con la presión diferencial, desplazamiento y fricción de la bomba. En aplicaciones con fluidos viscosos, el torque aumenta con la tasa de flujo (debido a las altas pérdidas de presión por fricción que incrementan la presión en la descarga de la bomba) y con la velocidad rotacional (debido al incremento del torque resistivo).

6.6.1.3.2 Esfuerzo combinado

La carga combinada de la sarta de cabilla debida a la carga axial y al torque se representa por el **esfuerzo efectivo** o **esfuerzos de Von Mises**:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{3,594 \times 10^{-6} * C_{SARTA}^2}{\pi^2 * Dr^4} + \frac{0,1106 * T_{SARTA}^2}{\pi^2 * Dr^6}} \quad \text{Ec. 6.31}$$

Donde:

σ_e : *esfuerzo efectivo o esfuerzo de Von Mises, kipc*

C_{SARTA} : *carga axial de la sarta de cabilla, lbs*

T_{SARTA} : *torque de la sarta de cabilla, lbs*pie*

Dr : *diámetro de la sarta de cabilla, pulg.*

Ya que los acoples usados en las sarts de cabilla estándar, son diseñados para tener una resistencia mayor que la cabilla, el esfuerzo efectivo puede ser determinado basado en las dimensiones de la cabilla.

En contraste con el esfuerzo cíclico de la sarta que ocurre en bombeo mecánico, el esfuerzo de la cabilla en aplicaciones con BCP, es relativamente constante. Como resultado, el esfuerzo efectivo de la sarta se aproxima al esfuerzo cedente del material de la cabilla.

En el diseño de un sistema de bombeo por cavidades progresivas, la carga de la sarta debe ser evaluada para asegurar que esta pueda tener la capacidad de manejar las condiciones de operación esperadas. Es aconsejable tener un factor de seguridad de por lo menos 20% en el tamaño de la sarta. Esto permite una resistencia de la cabilla a incrementos inesperados de torque por los tapones de arena o el hinchamiento del estator. En adición, esto provee un margen de seguridad en el caso de reducciones de la resistencia de la cabilla, como consecuencia del desgaste de la misma.

6.6.1.4 Desgaste de la tubería de producción y de la sarta de cabilla

El desgaste de la tubería de producción y de la sarta de cabilla en un sistema de bombeo por cavidades progresivas, esta gobernado por el tamaño y tipo de los componentes de la sarta de cabilla y de la tubería de producción, la magnitud del contacto entre ambos componentes, las condiciones del fluido producido y la velocidad rotacional de la sarta de cabilla. Estos parámetros son importantes en la determinación del mecanismo de desgaste que puede predominar y la correspondiente tasa de desgaste que puede ocurrir en diferentes circunstancias.

Actualmente, existen varias configuraciones de sarta de cabilla comúnmente usadas en las aplicaciones con BCP. Estas incluyen las sarts continuas, sarts estándar con acoples, sarts estándar con centralizadores y

sartas estándar con guías. Es lógico, que la configuración de la sarta de cabilla tiene un impacto significativo en la magnitud y naturaleza del contacto entre la sarta de cabilla y la tubería de producción, en diferentes geometrías del pozo. En el caso de la sarta estándar, el contacto tiende a estar concentrado en los acoples o guías, aunque se puede desarrollar algún contacto con el cuerpo de la sarta, bajo ciertas condiciones de carga. En contraste, las sartas continuas tienden a permanecer en contacto uniforme con la tubería de producción a lo largo del pozo.

La magnitud de la carga en el contacto, es dependiente del tipo de sarta de cabilla, la geometría del pozo y la tensión de la sarta. La carga neta en el contacto es el resultado de la carga inducida por la gravedad y la desarrollada debida a la combinación de la tensión de la sarta y la curvatura del pozo (dependiente del espaciado de los acoples).

En general, para condiciones equivalentes de tensión y curvatura, la magnitud de la carga distribuida en los acoples, es aproximadamente 100 veces mayor que el correspondiente valor para sartas continuas.

Las consideraciones más importantes que se deben hacer, para prevenir el desgaste prematuro de los componentes del sistema, son:

- Geometría del pozo: el desgaste de la tubería de producción y de la sarta de cabilla, está íntimamente relacionado con la tubería del pozo. A mayor curvatura del pozo, mayores son las cargas de contacto y por lo tanto, mayor será la tasa de desgaste. En el caso de los pozos verticales, es recomendable el uso de centralizadores, para evitar el contacto directo de la sarta de cabilla con la tubería de producción. En pozos desviados y horizontales, se recomienda el uso de guías en la sarta o sartas continuas, para distribuir uniformemente la carga originada en el contacto y así reducir el desgaste, especialmente en la zona de crecimiento de ángulo.
- Centralizadores de sarta: existen diferentes tipos de centralizadores de sarta de cabilla, dependiendo de su tamaño, forma y material. Estos centralizadores son clasificados como **recubiertos** y “ **SPIN-THRU** “. Los centralizadores recubiertos, son unos acoples estándar con una capa externa de plástico, lo cual permite la reducción de la tasa de desgaste, ya que se va desgastando el plástico en lugar de la tubería propiamente dicha. Estos centralizadores son recomendados en pozos pocos desviados, es decir, donde no tengan una carga severa. Los centralizadores spin-thru, consisten en una parte externa de forma que no rote (anclándose a la tubería de producción), mientras que la sarta de cabilla rota dentro del mismo. Estos centralizadores son usados en pozos altamente desviados y horizontales.
- Guías y sartas continuas: en algunos casos, las tasas de desgaste de tubería y sarta no pueden ser reducidas a niveles aceptables mediante

el uso de centralizadores. En estos casos, es recomendable el uso de guías o sartas continuas, de manera de reducir las cargas de contacto. Sin embargo, la diferencia en la magnitud de la carga de contacto, entre los centralizadores y la sarta continua, no necesariamente significa una reducción en la tasa de desgaste. El menor diámetro de la sarta de cabilla, comparado con los centralizadores, resulta en mayor presión de contacto para cargas equivalentes de contacto distribuida. Para reducir el contacto entre la sarta de cabilla y la tubería de producción, se usan guías de sarta parecidas a los centralizadores, sin embargo, pueden tener un efecto desfavorable, ya que pueden desarrollar altas caídas de presión.

- Desgaste sobre la bomba: generalmente, la sarta de cabilla permanece estacionaria con respecto a la tubería de producción, mientras rota. Sin embargo, en la conexión con la bomba, la sarta de cabilla es forzada por el movimiento del rotor, a rotar en una órbita circular. Dependiendo de condiciones específicas, este movimiento causa que los centralizadores, acoples o la sarta continua, desarrolle una interacción impacto / rotación con la tubería de producción. Este tipo de interacción, resulta en un mecanismo más severo de desgaste en esta área. Para evitar este daño, se pueden usar centralizadores adicionales en esta zona, pero con la precaución de no obstaculizar el movimiento del rotor, el cual podría dañar la bomba.
- Efectos de las condiciones de flujo: se ha observado por la experiencia de campo, que el alto contenido de arena en los fluidos producidos, representa el efecto más fuerte de los parámetros que influyen en el desgaste, y por lo tanto se deben tomar medidas preventivas para reducir estos efectos.
- Rotación de la tubería de producción: como medida preventiva del desgaste continuo de la tubería de producción, y para eventualmente distribuir el desgaste y extender la vida de la tubería, algunos operadores, regularmente rotan la tubería de producción, de manera de posicionar la sarta de cabilla en zonas no desgastadas, con un sistema de colgador de la tubería, que permite su fácil rotación.

6.6.1.5 Transmisión de potencia

El equipo de superficie de un sistema de bombeo por cavidades progresivas, cumple con las siguientes funciones:

- Sostiene la sarta de cabilla y soporta la carga axial
- Transmite el torque requerido a la barra pulida
- Rota la barra pulida a la velocidad requerida

- Previene el escape de los fluidos producidos del sistema

Para facilitar estos requerimientos, todo equipo de superficie de estos sistema, incluyen un cabezal giratorio, un equipo de transmisión de potencia y un motor, anteriormente explicados. Existen diferentes configuraciones de los equipos básicos de superficie disponibles para los sistemas de BCP, y una gran variedad de componentes que pueden ser usados en estas configuraciones. Esta flexibilidad en el diseño, permite la configuración de sistemas en un rango de requerimiento de carga, torque y velocidad, asociados con diferentes aplicaciones.

Uno de los parámetros de diseño más importante, referido a los equipos de superficie, es la potencia de salida requerida del motor. La cantidad de potencia que el motor debe entregar es dependiente de la demanda de potencia de la barra pulida y la eficiencia de transmisión de potencia del sistema. El rango típico de la potencia de un motor usado en este tipo de sistema, va desde 25 a 100 HP. La potencia de salida de un motor, es calculada usando:

$$P_{MOTOR} = \frac{1,917 \times 10^{-6} * T_{BARRA_PULIDA} * n}{\eta_{tp}} \quad \text{Ec. 6.32}$$

Donde:

P_{MOTOR} : potencia de salida del motor, HP

T_{BARRA_PULIDA} : torque de la barra pulida, lbs*pie

n : velocidad de rotación de la barra pulida, rpm

η_{tp} : eficiencia de la transmisión de potencia, %

La decisión del tipo de motor a usar (combustión interna o eléctrico), depende de las condiciones donde se encuentra el pozo y por razones económicas. Los motores de combustión interna tienen la ventaja de tener una configuración simple con una mínima inversión de capital. Se usan frecuentemente en pozos donde no hay disponibilidad de electricidad. Desfavorablemente, poseen bajas eficiencias y altos costos de operación.

Los motores eléctricos son los más usados en los sistemas de bombeo por BCP. Esto se debe a su bajo mantenimiento, altas eficiencias, bajos costos de energía, fácil operación y bajo nivel de ruido. La desventaja más importante, es el costo de generación de corriente en lugares donde no se dispone de electricidad. Otro inconveniente, es que el ajuste de la velocidad solo se logra con el uso de un variador de corriente.

6.7 PROCESO DE DISEÑO

El proceso de diseño consiste en examinar varias consideraciones, de forma tal de identificar la configuración del sistema óptimo para una aplicación específica. A continuación, se enumera de manera secuencial, el proceso de diseño:

1. Recopilación de información de la aplicación de interés. Las fuentes de dicha información, son la experiencia de campo, simulación de yacimientos y el comportamiento de afluencia del pozo (*IPR*).
2. Determinación de la tasa de producción esperada. Esta puede ser estimada en base a datos históricos o estableciendo un nivel dinámico de fluido y calculando la tasa de producción, basado en la data *IPR*. Por consiguiente, se deben proponer unos valores iniciales de la geometría del pozo, profundidad de asentamiento de la bomba, nivel dinámico de fluido, tamaño de la tubería de producción y configuración de la sarta de cabilla.
3. Calcular las caídas de presión, una vez que los parámetros de operación y equipos han sido establecidos. Si las caídas de presión son exageradamente elevadas, se pueden reducir aumentando el tamaño de la tubería de producción, eliminando algunas restricciones al flujo de la sarta de cabilla o disminuyendo la tasa de flujo.
4. Determinación de la presión de succión y descarga de la bomba, levantamiento neto y desplazamiento de la bomba. Esto permite establecer el rango de bombas que cumplen con el mínimo desplazamiento y levantamiento requerido. Si no existe ninguna bomba que cumpla estos requerimientos, se debe reducir el desplazamiento requerido de la bomba, disminuyendo la tasa de flujo, incrementando la velocidad de la bomba o aumentando la eficiencia volumétrica de la misma. Otra opción, es hacer cambios que reduzcan el mínimo levantamiento neto requerido. Las bombas que cumplan los requerimientos, son evaluadas individualmente, basados en su geometría y las consideraciones del fluido a producir, para seleccionar el modelo más apropiado.
5. Evaluación de la carga de la sarta de cabilla. Si el cálculo del esfuerzo de la sarta excede el valor permitido, se debe aumentar el tamaño de la sarta o el grado por una más resistente, reducir el levantamiento neto o disminuir el desplazamiento de la bomba.
6. Evaluación de las consideraciones del desgaste de la sarta de cabilla y la tubería de producción. Si la tasa de desgaste no es aceptable, se debe reducir la carga axial (usando una bomba más pequeña) o

reconfigurar la sarta de cabilla, de forma tal que sea menos propensa al desgaste.

7. Selección del equipo de superficie. Si por alguna razón, el tamaño de los equipos de superficie está limitado, al no alcanzar la potencia requerida por la barra pulida, se debe reducir la carga, disminuyendo la velocidad de la bomba, reducir la carga axial o disminuir el desplazamiento de la bomba.
8. Nueva evaluación en aquellas áreas de especial interés, una vez que se ha establecido el diseño final.

Junto con la selección de numerosos equipos y opciones de completación del pozo, las variaciones en las condiciones de operación, y el complejo flujo y las interacciones mecánica que afectan el comportamiento y carga del sistema, hacen que diseño de un sistema de bombeo por cavidades progresivas, sea difícil y consume tiempo. Las consideraciones de bombeo, flujo, desgaste, cargas y transmisión de potencia deben ser evaluadas para asegurar un diseño funcional. En aplicaciones nuevas, se requiere numerosas iteraciones para establecer un sistema óptimo. La optimización de un diseño basado en cálculos manuales, es usualmente impráctico, debido al tiempo consumido en los cálculos. Recientemente, Los modelos computacionales han sido desarrollados para ayudar a la automatización del proceso del diseño o evaluación de un sistema de BCP. Estos modelos permiten conseguir un diseño apropiado en un corto período de tiempo.

6.8 CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE CAVIDADES PROGRESIVAS

Las bombas de cavidades progresivas poseen dos hélices, una dentro de la otra, esto representa un engranaje de tipo helicoidal. Al niple de paro se le puede adaptar un pasador, el cual sirve de tope al pasador durante el espaciamiento de la bomba.

La elongación de la sarta de cabilla es controlada mediante el niple de paro. En algunos modelos de BCP el niple de paro también se utiliza como elemento de succión de la bomba.

El rotor constituye la hélice interna y se clasifica como una hélice sencilla, y el estator representa la hélice externa y se le clasifica como una hélice doble, ésta posee el doble de la longitud del paso del rotor.

La geometría de ensamblaje se caracteriza fundamentalmente por una serie de cavidades idénticas y separadas. Cuando el rotor es girado dentro del estator, estas cavidades se mueven axialmente desde un extremo del estator (admisión) hasta el otro (descarga). Esto transporta los fluidos desde el pozo hacia las facilidades de superficie. Precisamente, de este efecto de propagación de las cavidades a lo largo del eje de la bomba, se origina el nombre “ **bombas de**

cavidades progresivas “. Este efecto también permite que se obtenga una tasa de flujo constante y sin pulsaciones. Además, la tasa de flujo es directamente proporcional a la velocidad de rotación del rotor.

El rendimiento de la bomba es función de diversos factores, uno de ello lo representa el sellado que existe entre el rotor y el estator, por esto es importante que el estator conserve su resistencia.

Otro de los factores depende fundamentalmente de la viscosidad de los fluidos. A medida que la viscosidad se incremente en el rango de operación de la BCP, su efectividad aumenta e igualmente un incremento en la gravedad API del fluido es favorable al proceso de bombeo. Factores como aumento de temperatura, abrasividad y acción química de los fluidos, suelen ser adversos para algunos tipos de BCP.

6.8.1 Movimiento excéntrico de las BCP: cuando las cavidades están selladas unas con otras, se dice que la bomba corresponde al grupo denominado como **desplazamiento positivo**, las BCP por sus características forman parte de este grupo. En las BCP el rotor y el estator no son concéntricos. Por esta razón el movimiento resultante se interpreta como una combinación de dos movimientos:

1. Uno de rotación alrededor de la línea central del rotor y
2. Uno de desplazamiento horizontal del rotor.

Las BCP generalmente se construyen con un estator de dos dientes y el rotor de un diente. De esta forma la capacidad de la bomba es óptima y la carga neta requerida en la succión (admisión) es mínima.

La razón de dientes 2:1 representa en muchos casos la mejor solución desde el punto de vista hidráulico y económico.

Los parámetros que definen entonces a una BCP son los siguientes:

- Paso de la bomba de cavidad progresiva (estator).
- Diámetro del rotor.
- Excentricidad.

Estos valores permiten determinar los siguientes parámetros:

6.8.1.1 Tensión sobre las cabillas:

$$F = \frac{1}{4} * (8 * e^2 + d_r) * L * \Delta P \quad \text{Ec. 6.33}$$

Donde:

e : excentricidad (distancia entre el eje de rotación del rotor y del estator)

d_r : diámetro del rotor

L : longitud

ΔP : diferencial de presión

6.8.1.2 Máxima resistencia al torque mecánico (relación empírica):

$$T = 0,000163 * \frac{V * \Delta P}{Er} \quad \text{Ec. 6.34}$$

Donde:

Er : eficiencia para diseño, $Er \cong 0,70$

V : volumen de líquido contenido en una etapa

6.8.1.3 Altura de la bomba: para un estator cuya longitud de etapa sea igual a un **paso T**, la experiencia acumulada permite establecer un incremento de presión de 30 a 50 lpc. Para obtener mayores caídas de presión, las bombas se fabrican de longitudes que tengan un gran número de etapas. La altura total viene dada por:

$$H_B = ((2 * N^{\circ} \text{ etapas}) - 1) * \left(\frac{\Delta P}{\text{etapa}} \right) \quad \text{Ec. 6.35}$$

Donde:

H_B : altura de la bomba

ΔP : diferencial de presión

6.8.2 Selección del tamaño de la bomba

Las bombas son adaptadas a tubería de 2^{3/8} “, 2^{7/8} “, 3^{1/2} “ y 4 “ (OD). Se puede bombear hasta 2500 BPD y de diferencial de presión hasta 2900 lpc, según el tipo de bomba. Estos se seleccionan de acuerdo a:

- **Completación y perfil del pozo:** de acuerdo a su capacidad, las bombas se bajan en revestidores desde 4^{1/2} “ y 5^{1/2} “ o de mayor diámetro. El comportamiento no se altera por la inclinación de la bomba en el pozo pero las cabillas deben ser bajadas con protectores.
- **Características del yacimiento:** conociendo el comportamiento de afluencia de la zona productora y estableciendo un nivel dinámico

óptimo, se tendrá una tasa de flujo aportada por el yacimiento. En base a esta tasa se selecciona el tipo de bomba que tenga dicha capacidad con una velocidad de rotación relativamente baja.

Una vez seleccionada la bomba, su posición en el pozo depende del nivel dinámico, esto es como medida de seguridad una sugerencia de 500 pies, ya que, si llegase a funcionar accidentalmente la bomba en seco, el estator podría dañarse. Para obtener una eficiencia de la bomba, siempre es preferible colocar la bomba, debajo del nivel del punto de burbuja. Se debe conocer como una función del nivel de bombeo, la relación gas-petróleo a la entrada de la bomba y la tasa de flujo total a la admisión, que es compatible a la tasa requerida en superficie. Otros factores son la caída de presión por fricción, la presión en el cabezal del pozo y la abrasividad de los fluidos bombeados.

6.8.3 Selección del elastómero adecuado

La adaptabilidad y versatilidad de las BCP como método de levantamiento artificial depende de la selección y desarrollo de los materiales apropiados. El estator esta constituido por un tubo de acero con un elastómero adherido a la superficie interna. El elastómero se moldea en forma de hélice mediante a la inyección. Estos elementos junto al rotor deben ser capaces de ofrecer resistencia a la abrasión. Esta característica es indispensable para la producción de crudos con altos contenidos de arenas o fluidos abrasivos.

La selección adecuada del elastómero es fundamental para garantizar el buen desempeño de la bomba. El fluido que maneja el elastómero al tener cierta afinidad química con éste, se produce el fenómeno de **hinchamiento**, el cual se caracteriza por un incremento del volumen y una disminución de la dureza del material. Bajo estas condiciones se produce un incremento de la interferencia rotor-estator, lo cual origina un aumento en el torque, y en casos muy severos, el giro del rotor puede llegar a desgarrar el estator causando su destrucción.

La metodología de selección del tipo genérico de elastómeros a ser utilizado en la fabricación del estator de una bomba debe incluir diversos análisis de distintos parámetros. Particularmente, los criterios de selección deben considerar los siguientes factores:

- Ambiente químico (tipo de crudo)
- Gravedad API
- Contenido de agentes corrosivos: aromáticos, CO_2 , H_2S
- Corte de agua
- Temperatura del crudo a nivel de la bomba

- Presión de trabajo
- Niveles de abrasión (arena)
- Relación de gas libre a nivel de la bomba
- Nivelación de abrasión

Otro factor a considerar es el contenido de dióxido de carbono y del sulfuro de hidrógeno. El CO_2 estado líquido o gaseoso tiende a hinchar el elastómero, mientras que el H_2S es capaz de atacar químicamente el material. La relación de agua en el crudo debe ser tomada en consideración debido a que el agua puede causar también este problema. El manejo de fluidos lubricantes favorece la operación de la bomba, ya que disminuye la fricción entre el rotor y el estator y se evitan problemas de sobrecalentamiento y rigidez del elastómero.

La temperatura de operación de la bomba es otro factor a ser tomado en consideración en la selección del elastómero. Los elastómeros por ser compuestos de naturaleza orgánica presentan limitada estabilidad térmica. Dicha estabilidad depende de la estructura química del material.

La presión es otro factor a tomar en consideración. Una presión excesiva por etapa, viene siendo el resultado de presiones hidrostáticas o por fricción excesivamente alta, lo cual origina fragilización y desgarramiento del elastómero.

Tal fenómeno se presenta cuando se establecen altos coeficientes de producción de fluidos viscosos (por encima de la capacidad de la bomba) u ocurre una obstrucción del sistema.

El contenido de arena y materiales abrasivos afectan el desempeño del material elastomérico. El manejo de crudos con altos contenidos de arena requiere que el elastómero se deforme de manera reversible para permitir el paso de las partículas de arena sin causar desgarramiento del estator. Si el elastómero no es capaz de recuperarse elásticamente, se pierde el ajuste entre el rotor y el estator.

El último criterio de selección que debe considerarse es la relación de gas libre a nivel de la bomba. A diferencia de otros métodos, las BCP permiten el manejo de fluidos con alto contenido de gas, sin embargo, no pueden operar al seco debido a que la fricción entre el rotor y el estator produce fragilización y quemadura del estator. La bomba requiere de una cantidad de fluido que actúe como lubricante, la cual disminuye la fricción y el calor generado por dicho efecto. El manejo con alta relación gas-petróleo requiere utilizar diseños con alta capacidad volumétricas y bajos diferenciales de presión por etapas, aumentando el número de ellas.

6.9 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS BCP

Las BCP se clasifican, tomando en consideración su aplicación, en lo siguiente:

1. Bomba de subsuelo para la producción de pozos de petróleo y pozos de agua.
2. Bombas para el transporte de crudo.
3. Bombas para el transporte de alimentos.
4. Bombas para usos varios.

Las bombas de subsuelo para la producción de crudo se clasifican en:

6.9.1 Bombas de cavidades progresivas insertables: estas son aquellas en las cuales tanto el rotor como el estator se bajan al pozo en un solo conjunto. Para ello es necesario bajar primero un niple de asentamiento con la tubería de producción.

6.9.2 Bombas de cavidades progresivas tubulares: son aquellas en las cuales primero se baja el estator conectado a la tubería de producción. Luego se introduce el rotor en el extremo inferior de las cabillas.

6.9.3 Comparación de las BCP insertables con las tubulares

Las bombas insertables se recuperan totalmente mediante el uso de la sarta de cabilla. En cambio en una bomba tubular para poder recuperar el estator se hace necesario recuperar la tubería, lo cual resulta mucho más costoso que en el caso de bombas insertables.

La ventaja principal de la bomba tubular sobre la bomba insertable reside en que la tubular posee un mayor diámetro dado de tubería. Por lo tanto, las BCP de tipo tubular permiten desplazar mayores tasas de fluidos que las insertables. Desde luego, se supone que las tuberías en ambos casos poseen diámetros iguales.

A continuación se detallara la instalación del sistema, el arranque, la operación y parada de estos.

6.9.4 Instalación de los sistemas BCP

Para instalar los sistemas BCP se siguen estos pasos:

Paso 1: verificar que se dispone de todos los equipos necesarios para la instalación. Entre ellos se tiene:

a. Equipos de superficie:

1. El cabezal de rotación
2. El sistema motor
3. Otros componentes y accesorios

b. Equipos de subsuelo:

1. La bomba de cavidades progresivas
2. El sistema de cabillas
3. Otros componentes y accesorios

Paso 2: verificar que el sistema de energía eléctrica no esté conectado. Por lo tanto se necesita que el interruptor, como el arrancador estén en posición apagada (OFF). Igualmente, el cable eléctrico debe estar desconectado y alejado del sitio de trabajo.

Paso 3: verificar que los equipos utilizados para realizar la instalación funcionen en óptimas condiciones.

Entre dichos equipos se señalan:

1. El indicador de peso (Martin-Decker): este equipo es fundamental para lograr la instalación apropiada del rotor.
2. El torquímetro: este equipo permite aplicar el torque correcto en la instalación de la tubería de producción y de la sarta de cabilla.

Paso 4: conectar el estator con el niple de paro. Inicialmente, en el estator no se identifica el extremo superior y el inferior. Sin embargo, el extremo del estator donde se conecta el niple de paro constituye el extremo inferior. En los sistemas BCP marca **EMIP** la instalación del niple de paro se realiza de una manera directa en algunos modelos, mientras que en otros se requiere de accesorios adicionales. Herramientas tales como:

- Filtros de arenas
- Anclas de gas
- Anillos de tubería
- Otros

Paso 5: instalar en el extremo superior del estator un niple cuyo diámetro sea igual o mayor al del estator. Este niple, cuya longitud es de 4 a 5 pies, cumple con las siguientes funciones:

1. Permite la rotación excéntrica del rotor y de esta manera evita que el rotor golpee la parte interior de la tubería.
2. Facilita la operación de la bomba.

Es importante revisar con el torquímetro que el niple esté instalado con el torque adecuado. La distancia comprendida entre este niple y el niple de paro determina la longitud del rotor de la tubería. Esta medida determina la profundidad a la cual se debe ubicar la bomba de la tubería.

Paso 6: verificar que el pozo esté limpio. Si el pozo presenta relleno de arena, es necesario realizar una limpieza.

Paso 7: calibrar la tubería antes de efectuar la completación, de esta manera se evita que la bomba se atasque por incompatibilidad con el diámetro interno de la tubería. Usualmente, para ejecutar de esta manera esta tarea se hace pasar por la tubería un calibrador.

Paso 8: bajar la tubería de producción en el pozo. Para ello es necesario apretar las juntas hasta obtener el torque adecuado.

En el caso de las bombas tubulares el estator se baja conectado a la tubería de producción. En cambio, en las bombas insertables, el conjunto rotor-estator se baja con la sarta de cabilla.

Paso 9: bajar la sarta de cabilla con el rotor (si la bomba es tubular) o con el conjunto estator-rotor (si la bomba es insertable). (ver fig. 6.25).



Fig. 6.25 Conexión Cabilla y Rotor

En el tope del rotor se conecta un sobre de cabillas de sección longitudinal completamente rectangular, el sobre de cabillas tiene una longitud de 2 a 4 pies y cumple con las siguientes funciones:

1. Permite levantar el rotor en la superficie antes de bajarlo al pozo. Si en lugar de usar un sobre de cabillas, se usa una cabilla convencional, el rotor puede estar sujeto al flexión y formar un arco. Esto puede dar lugar a una deformación permanente del rotor. (ver fig. 6.26).

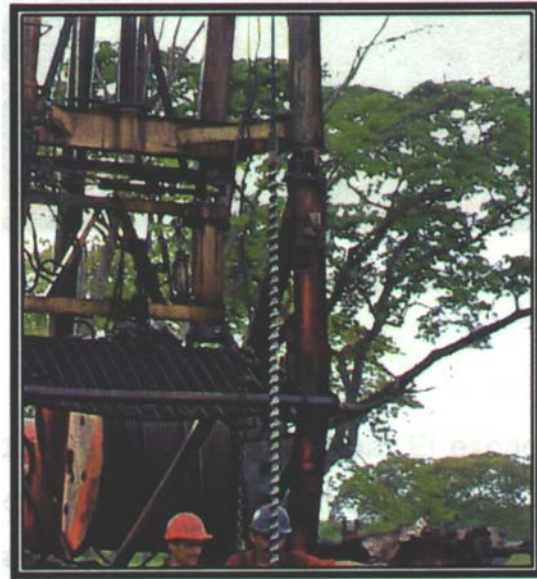


Fig. 6.26 Levante del Rotor

2. El rotor carece de un cuadrante convencional, debido a esto, el rotor, sobre las cabillas, permite la colocación del elevador de cabillas; el cual debe ser utilizado para bajar el rotor al pozo. (ver fig. 6.27).

Para determinar el número de cabillas requeridas por el sistema se divide la longitud de la tubería del pozo entre 25 o 32 pies (longitud de una cabilla).

Paso 10: espaciar el rotor de una manera óptima. El espaciamiento del rotor se define como la distancia que existe entre el extremo inferior del rotor y el pasador del niple de paro. Para determinar este espacio se debe tomar en cuenta que las cabillas se elongan debido al peso del fluido y del resto del sistema (rotor-cabilla). Además la temperatura también puede dar origen a expansión térmica de las cabillas.

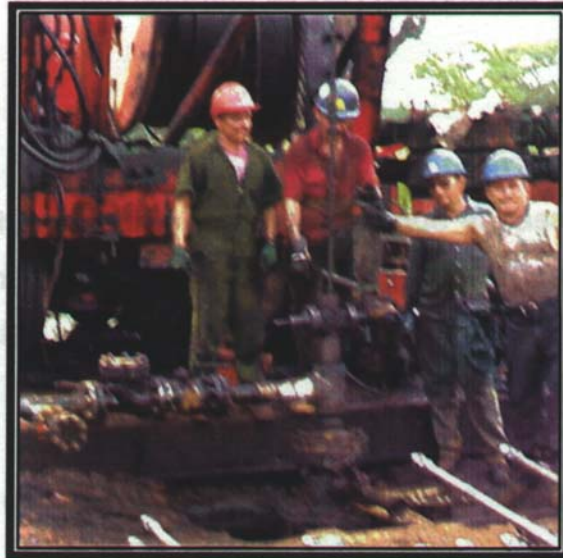


Fig. 6.27 Bajada del Rotor

Por lo general, la longitud del rotor es un poco mayor que la longitud del estator. Esto proporciona mayor flexibilidad de ajuste del rotor en el estator y permite aprovechar toda la superficie del elastómero usado en la fabricación del estator.

En la práctica, el espaciado entre el extremo inferior del rotor y el pasador del niple de paro se realiza de la siguiente manera:

1. Se usa el indicador de peso (Martín-Decker) para obtener el peso de las cabillas y el rotor.
2. Se baja el sistema hasta lograr que el rotor toque el pasador de niple de paro. En este caso, el indicador de peso sólo registra el peso del bloque viajero. Marcar esta distancia.
3. Sube el sistema cabilla-rotor hasta obtener de nuevo el peso indicado originalmente en 1. Repetir el procedimiento.
4. Subir la distancia deseada, la cual puede ser, por ejemplo dos pies.

Por lo general, cada fabricante recomienda normas adicionales a las señaladas aquí para lograr el espaciado óptimo. Este valor debe ser determinado lo más exacto posible. Esto se hace con el fin de evitar daños al sistema estator-rotor.

Paso 11: instalar el cabezal de rotación.

Paso 12: verificar la hermeticidad del sistema. Esto se hace para evitar fugas en las válvulas de paso, válvulas de retención y otros accesorios. La prueba se realiza llenando la tubería con agua y presurizando a una presión aproximada de 300 lpc. Durante media hora.

Paso 13: una vez que se ha determinado que no existen fugas, según lo señalado en el **paso 12**, se procede a instalar el motovariador mecánico. De esta manera se procede a arranque del pozo.

A continuación se explica los pasos a seguir para arrancar el sistema.

6.9.5 Arranque de los sistemas BCP

Para el arranque de los sistemas de BCP se presentan los siguientes pasos:

Paso 1: se procede a energizar el motovariador. El giro impartido debe seguir el sentido de las agujas de un reloj. En caso contrario se corrige el sentido de rotación.

Paso 2: apagar el sistema e iniciar el acople del cabezal de rotación con el motovariador.

Paso 3: energizar el sistema y de nuevo verificar la hermeticidad del equipo de subsuelo usando un procedimiento similar al señalado en el **paso 12** de la sección donde se habla acerca de la instalación de los equipos de BCP.

Paso 4: alinear el sistema. Esto contempla que la línea del pozo a la estación de flujo, esté abierta. Para ello se verifican las válvulas en la línea de producción.

Paso 5: verificar que las válvulas de venteo del espacio anular estén abiertas y conectadas al mechero.

Paso 6: comprobar que el voltaje suministrado a la unidad motriz es el adecuado.

Paso 7: comprobar que los sistemas de seguridad y protección eléctrica sean compatibles con la potencia de la unidad motriz.

Paso 8: realizar los ajustes necesarios en el prensa estopa con el fin de lograr la lubricación apropiada en el eje del cabezal.

Paso 9: apretar fuertemente el freno antigiro.

Paso 10: verificar que la caja reductora del motovariador mecánico y el cabezal de rotación estén dotados de tapones de venteo o respiraderos.

Paso 11: asegurarse que el nivel de aceite en el cabezal de rotación de aquellas unidades donde se aplique, coincide con la marca sugerida por el fabricante.

Paso 12: verificar de nuevo que el sentido de rotación sea el correcto y proceder a encender el equipo.

Paso 13: ajustar la velocidad de rotación del sistema.

Paso 14: realizar una medición de la potencia consumida del sistema. Esto se usa como un valor referencial para evaluar el pozo durante su vida productiva. Es recomendable que esta medición se realice una vez alcanzada la estabilidad de la producción.

En aquellos casos en que no se pueda medir la potencia trifásica, es necesario medir el consumo de corriente (amperaje) y el voltaje.

6.9.6 Operación de los sistemas BCP

Una operación óptima del sistema BCP contempla la extracción eficiente de fluidos del pozo. Esto significa que se debe evitar los siguientes efectos:

1. Conificación o adedamiento del agua y del petróleo.
2. Producción.
3. Cavitación por exceso de gas y
4. Producción a tasas críticas.

Durante la operación es necesario ajustar el nivel de fluido dinámico a tasas de producción recomendadas por los especialistas de yacimientos y explotación. Esto requiere de un monitoreo periódico de los niveles estáticos y dinámicos de los fluidos.

Por lo general las presiones de los yacimientos disminuyen con el grado de explotación del mismo. Por esta razón se debe esperar una disminución en las tasas de producción en función del tiempo de producción.

Es necesario mantener el ajuste de los niveles de producción de una manera periódica. Este ajuste no sólo completa la variación de la velocidad en el equipo de superficie, sino también posibles cambios de la posición de la bomba en el subsuelo.

También se debe tomar en cuenta las limitaciones de los sistemas BCP. Así como por ejemplo, algunos sistemas están limitados por una velocidad y una temperatura máxima de operación. También pueden existir limitaciones en el suministro de electricidad o en las facilidades de recolección y tratamiento de crudo. Se debe tomar en cuenta todas estas consideraciones.

6.9.7 Parada de los sistemas BCP

Las situaciones en las cuales es necesario parar los sistemas BCP son las siguientes:

1. Realizar una operación en el sistema BCP.
2. Yacimiento agotado.
3. Operación relacionada con el programa de producción de otro.

Las paradas pueden incluir el retiro de los equipos de superficie y/o subsuelo.

6.9.8 Parada de los sistemas BCP para el retiro de los equipos de superficie

Los principales pasos a seguir para retirar los equipos de superficie son los siguientes:

Paso 1: usar el interruptor principal del arrancador para cortar el suministro eléctrico al motovariador mecánico.

Paso 2: despresurizar las líneas de producción.

Paso 3: colocar tapones ciegos en lugar de los tapones de venteo de la caja reductora del motovariador mecánico y del cabezal de rotación. Esto evita que se escape parte del aceite lubricante. Además, de esta manera se asegura que los rodamientos van a tener lubricación adecuada cuando se inicie de nuevo la operación de estas unidades.

Paso 4: aflojar los tornillos que fijan el motovariador mecánico y el cabezal de rotación, luego usando equipos de guaya retirar los tornillos que mantienen unido el motovariador mecánico con el cabezal de rotación.

Paso 5: proceder a remover el motovariador mecánico y colocarlo en un lugar limpio y apropiado. Se debe tener cuidado especial de no ejercer tensión en el cabezal eléctrico.

Paso 6: remover el aro espaciador del cabezal de rotación. Luego aflojar el mecanismo antigiro, de esta manera se libera el torque acumulado.

Paso 7: asegurar el cabezal de rotación y usando guaya proceder a levantarlo.

Paso 8: aflojar los pernos que mantienen unido el cabezal de rotación con la brida que esta instalada en la cruceta del pozo, luego proceder a subir el cabezal del pozo.

Paso 9: usando el elevador de cabillas, desconecte la sarta de cabillas, luego retire el cabezal de rotación y colócalo en un sitio limpio y apropiado.

De esta manera se retiran los equipos de superficie.

6.9.9 Principales fallas de los equipos

Las fallas más comunes en los sistemas BCP son fundamentalmente atribuibles a los materiales que se utilizan para la fabricación de estos sistemas.

6.9.9.1 Principales fallas que se presentan en los equipos de subsuelo de los sistemas BCP

6.9.9.1.1 Fallas en el estator: entre ellas se citan las siguientes:

1. Desgaste por abrasión: en este caso, la superficie del estator presenta desgaste y rasguños, principalmente en los puntos de menor diámetro. Esto lo ocasiona normalmente fluido con altos contenidos de partículas sólidas (arena) y/o que posean altas velocidades. Las principales soluciones a estos problemas son:
 - a. Reducir la velocidad del fluido.
 - b. Colocar en el fondo del pozo, si es posible, filtros de arena (empaque con grava).
 - c. Reducir el diferencial de presión yacimiento-pozo.
 - d. Usar una bomba de mayor capacidad o con un número mayor de etapas.
2. Ataque químico: para fabricación de los estatores se utilizan elastómeros y entre ellos los más comunes son:
 - a. Caucho nitrilo o Buna-N (NBR).
 - b. Caucho nitrilo hidrogenado (HNBR) y
 - c. Fluoro elastómero.

La gama Buna-N es afectada por hidrocarburos livianos y aromáticos. Tales como el benceno y el tolueno. Estos causan un aumento en el volumen del elastómero y suavizan la superficie del estator.

Esta falla podrá ser identificada por la pérdida de eficiencia de la bomba y un incremento en el requerimiento del torque necesario para mover la bomba.

3. Excesiva presión por etapa: en estos casos, la superficie del estator se torna muy dura y brillante. Este puede presentar una superficie llagosa o con ampollas. Además, se puede perder parte de la goma del estator.

Esto puede ser originado por una presión por fricción o por una presión hidrostática muy grande.

Las principales causas que motivan esta alta presión son las siguientes:

- a. Línea de flujo tapada parcial o totalmente.
- b. Fluidos altamente viscosos.
- c. Bomba tapada total o parcialmente.

Es necesario verificar que no existe taponamiento en la línea de flujo ni en la línea de producción. También es muy importante verificar que el rotor se encuentra a la altura debida dentro del estator, con el fin de evitar que el acople entre el rotor y la sarta de succión se tapone.

4. Arrastre de alta presión: en este caso el estator presenta caminos tipo rasgadura en sentido contrario al flujo. Este problema se debe principalmente a partículas de arena de tamaño apreciable que tratan de pasar a través del estator, y causan las deformaciones señaladas. Esto produce picaduras, por lo cual los fluidos de alta presión arrastran la goma del estator.
5. Daños mecánicos: es posible que sustancias extrañas o rocas, entren al estator. Esto causa desgarramiento del elastómero.
6. Temperatura de operación elevada: generalmente esto causa grietas en la superficie del estator, ya que la goma se torna quebradiza. A medida que aumenta la temperatura, se incrementa la velocidad de oscilación del elastómero, lo cual a su vez causa una pérdida de resistencia del estator.

Las altas temperaturas pueden ser originadas por operación de la bomba en seco (sin fluido) o por características propias del yacimiento (de alta temperatura).

La condición de bombeo en seco puede ser ocasionada por bombeo por debajo del nivel dinámico o por exceso de gas. También es posible que se produzca alta temperatura debido al calor generado por la bomba durante su operación. Es importante revisar el nivel de fluido estático y dinámico y ajustar la bomba de tal manera que se evite su operación en seco.

6.9.9.1.2 Fallas en el sistema rotor-cabillas:

1. Problemas varios:
 - a. Mal espaciamiento del rotor.
 - b. Rotor fuera del estator.
 - c. Rotor partido.
 - d. Cabillas partidas o sueltas.

En estos casos la producción es nula o muy por debajo de lo calculado.

2. Rotor es posición demasiado alta: la eficiencia de la bomba disminuye apreciablemente, ya que disminuye el número de etapas efectivas de la bomba.
3. Rotor en posición demasiado baja: cuando el rotor se coloca demasiado bajo puede ocurrir que se asiente en el niple de paro, en este caso la varilla inferior es sometida a un esfuerzo de compresión, lo cual puede ocasionar dobladura de las cabillas, también la cabeza del rotor es sometida a una flexión, esto provoca su rotura.
4. Sarta de cabilla no posee la resistencia necesaria para soportar la tracción: en este caso se produce elongación permanente (daño irreversible) de la sarta, y puede alcanzar la rotura del rotor y/o de las cabillas. Se aconseja asegurarse que la sarta sea la apropiada para la operación específica que se realiza.
5. Completación con ancla de tubería: en este caso tanto la sarta de cabilla como la tubería se calientan con la temperatura del yacimiento. La tubería no se puede elongar porque se lo impide el ancla, sin embargo, la sarta de cabilla se estira por expansión térmica. Esto hace que el rotor baje dentro del estator y pueda llegar a asentarse en el niple de paro, esto puede conducir a rotura del rotor y/o de la sarta de cabilla.

6.9.9.2 Principales fallas que se presentan en los equipos de superficie de los sistemas BCP

6.9.9.2.1 Principales fallas: las principales fallas que se presentan en los equipos de superficie de los sistemas BCP son las siguientes:

- a. Correas de motovariador mecánico rotas o sueltas.
- b. Mal alineamiento del eje de impulsión.

- c. Poleas del motovariador dañadas.
- d. Fallas en la corriente del motor.
- e. Motor instalado en forma incorrecta (por ejemplo, fases invertidas).
- f. Deterioro de los rodamientos del cabezal (esto requiere de un trabajo mayor en el cabezal del pozo).
- g. Falla de la barra pulida o de la grapa.
- h. Falla del freno de retroceso.

6.9.9.2.2 Diagnóstico de fallas y correcciones necesarias

Los sistemas BCP requieren de un mantenimiento predictivo, preventivo, correctivo y programado. Lo deseable es no efectuar mantenimiento correctivo.

Los equipos deben ser instalados en forma correcta y realizar los mantenimientos predictivo y preventivo sugeridos por los fabricantes y empresa operadora.

Los equipos de revisión deben mantenerse en perfecto estado de funcionamiento.

Es importante que toda actividad de mantenimiento se realice tomando en cuenta las normas de seguridad establecidas.

Los elementos básicos para efectuar un diagnóstico son los siguientes:

1. Datos de todos los componentes de la completación.
2. Registro de las variables de producción:
 - Caudal de petróleo.
 - Caudal de agua.
 - Caudal de gas o RGP.
 - Velocidad de la bomba.
 - Esfuerzo en las cabillas.
 - Presión y temperatura a nivel del cabezal.

- Potencia desarrollada por el motor.
- Nivel dinámico o presión a la succión de la bomba

3. Resultado del diagnóstico:

a. Excesivo ΔP de la bomba

- Bomba colocada a mucha profundidad.
- Alguna obstrucción en las tuberías.
- Tuberías de muy poco diámetro.
- Válvulas cerradas o dañadas.
- Subestimación de la viscosidad del crudo.

Consecuencia: reducción de la vida útil de la bomba, así como una reducción en la producción esperada.

b. Esfuerzo en las cabillas próximo o superior al esfuerzo de cedencia.

- Cabillas empleadas de poco diámetro.
- Bomba colocada a mucha profundidad.
- Alta fricción rotor-estator.

Consecuencia: ruptura de alguna cabilla de la sarta.

c. Excesiva carga axial.

- Bomba colocada a mucha profundidad.

Consecuencia: reducción de la vida útil de los rodamientos del cabezal o ruptura de alguna cabilla.

d. Subestimación de la proporción de gas en la succión de la bomba.

- Mala medición de gas en el separador.
- No se contabilizo el gas venteado.
- Existe una fuga de gas no contemplada.

Consecuencia: reducción en la vida útil de la bomba. Baja eficiencia volumétrica del equipo de bombeo.

e. Producción de líquido inferior a la esperada a una velocidad específica.

- Bomba fuera de especificaciones:

1. Estator desgastado.
2. Elastómero roto, desgarrado o hinchado.
3. Rotor de tamaño incorrecto (interferencia).
4. Rotor y estator no compatibles.

- Perforación en la tubería de producción.

- Productividad del pozo inferior a la esperada.

- Eficiencia de separación inferior a la esperada.

- Relación gas-petróleo superior a la esperada:

1. cantidad de gas libre en la succión de la bomba superior al calculado para una cierta presión de succión. Este gas debe ser manejado junto con el líquido. En consecuencia, entre menos líquido a la cavidad de la bomba por cada revolución.

Consecuencia: sobreestimación de producción y pérdida de expectativas del método de producción.

f. Potencia desarrollada por el motor, superior a la estimada.

Observaciones:

La potencia debe medirse con el instrumento adecuado (vatímetro).

La medición de corriente (amperaje) no puede utilizarse como indicación de la potencia. Es necesario tomar en cuenta el factor de potencia del motor.

El factor de potencia depende de la carga a la cual está sometido el motor, no es constante.

g. No hay producción de fluido en superficie con el eje del cabezal girando a la velocidad deseada.

- Problemas con la sarta de cabilla.

1. Falla de una cabilla (por fluencia o por fatiga), ruptura de los hilos de la conexión roscada, desenroscado del acople (conexión cabilla-cabilla), ruptura del motor

En este caso se debe detectar una caída prácticamente instantánea en la potencia entregada por el motor.

- Tubería o bomba desconectada.

1. Síntomas similares a desconexión de la sarta de cabilla.

- Fuga en la tubería de producción.

1. Si la perforación es lo suficientemente grande, puede fugarse toda la producción.

Debe observarse una potencia un poco menor a la desarrollada antes de la anomalía.

- Rotor fuera del estator.

1. Mal espaciado del rotor.
2. Niple de paro colocado a la descarga de la bomba.
3. Algún accesorio puede estar trabando al rotor antes de llegar al estator.

- Bomba muy desgastada o falla mecánica del estator.

1. La columna hidrostática es lo suficientemente elevada como para alcanzar el ΔP máximo que puede desarrollar la bomba.

Consecuencia: no hay producción. Se está consumiendo energía eléctrica.

- h. El eje del cabezal no gira, pero el motor gira normalmente:
- Falla del mecanismo de transmisión de potencia en el accionamiento:
 1. Correas rotas.
 2. Problemas en la caja reductora.

Consecuencia: no hay producción. Se está consumiendo energía eléctrica.

6.9.10 Rango de funcionamiento

1. Tasa de flujo y capacidad de carga: los rangos de funcionamiento de las BCP se han ampliado de manera significativa, por ejemplo el tipo de levantamiento ya no está restringido a baja productividad y/o pozos pocos profundos.

Esta disponible un amplio rango de tasas de flujo: desde unos pocos m^3/d hasta 400 m^3/d (2500 BPD) con una capacidad de levantamiento que va desde 2000 pies hasta 6600 pies. Estos valores dependen fundamentalmente de:

- a. Diámetro de la bomba.
- b. Tasa de flujo y
- c. Características del pozo.

Algunos de los más recientes modelos Rodemip ofrecen combinaciones originales de carga y flujo, como por ejemplo:

Modelo: 120 TP 2000

Tasa de flujo: 120 m^3/d (755 BPD) a 500 rpm, para una presión de cabezal igual a cero.

Altura de carga igual a 2000 m (6600 pies).

Modelo: 400 TP 900

Tasa de flujo: 400 m^3/d (2525 BPD) a 500 rpm, para una presión de cabezal igual a cero.

Altura de carga igual a 900 m (3000 pies).

2. Tipo de fluido: se maneja una variedad de fluido, tanto en la industria del gas como del petróleo, se tienen fluidos desde viscosidades muy bajas hasta las más altas, con 100% agua, incluyendo cantidades limitadas de H_2S . Debido a sus componentes resistentes a la abrasión, también manejan fluidos con contenidos de arena. Se recomienda para crudos pesados, extrapesados y medianos, que abarquen un rango entre 8 y 21 grados API, y con bajo contenido aromático. En cuanto al gas, maneja cantidades limitadas de fluidos con gas, que no contengan una *RGP* mayor a 1000 PCN/BN debido a que el gas tienden a hinchar los elementos elastoméricos en la bomba, causando daños internos y restringiendo el paso de los fluidos.
3. Temperatura: lo limitante en este parámetro es el material del estator. En este momento, la temperatura máxima recomendada es de 120 ° C (250 ° F) con fluidos no abrasivos y 90 ° C (200 ° F) en fluidos abrasivos.
4. Diámetro del revestidor: se recomienda un equipo de 2 ^{3/8} " y 2 ^{7/8} " se puede instalar en un revestidor de 4 ^{1/2} " y en un equipo de 3 ^{1/2} " y 4 " se puede instalar en un revestidor de 5 ^{1/2} ".
5. Diámetro de la tubería: la limitación aquí, se encuentra en la compatibilidad bomba-cabilla-tubería. Es imprescindible que el diámetro interno de la tubería sea suficiente para permitir el movimiento excéntrico de la conexión rotor-cabilla.
6. Desviación del pozo: no existe restricción alguna en cuanto a la desviación del pozo, sin embargo, se acostumbra a utilizar centralizadores durante la completación.

6.10 VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Ventajas

Las BCP poseen algunas características únicas que las hacen ventajosas cuando se compara con otros sistemas de levantamiento artificial. Una de las características más importante, es su alta eficiencia total, además de su bajo costo por barril producido. La BCP típicamente exhibe eficiencias entre 50 y 60%, la cual, es mayor que cualquiera de los principales sistemas de levantamiento artificial. Alguna de las ventajas adicionales de los sistemas de bombeo por cavidades progresivas, son:

- Habilidad de producir fluidos de alta viscosidad (crudos pesados y extrapesados).
- Habilidad de producir grandes concentraciones de arena.
- Habilidad de tolerar altos porcentajes de gas libre.

- No tiene válvulas o partes reciprocantes que obstruyan el flujo o produzcan desgaste.
- Buena resistencia a la abrasión.
- Bajas tasas de corte internas (limita emulsificación de fluidos aún con agitación).
- Menor costo de capital, comparado con los otros métodos de levantamiento.
- Instalación y operación simple.
- Bajo mantenimiento, debido a sus pocas partes móviles.
- Utilización de motores pequeños, resultando en bajo costo.
- Bajo nivel de ruido.
- Reduce el consumo de energía eléctrica.
- Reduce el problema de flotabilidad de cabillas en crudos muy pesados.
- Preserva el ambiente en áreas probadas, por haber menor contorno sobre superficie.
- Su muy limitado espacio sobre la superficie lo hace disponible para múltiples localizaciones y plataforma costa afuera.

Desventajas

Las BCP, también tienen algunas desventajas comparadas con otros sistemas de levantamiento artificial. Las más preponderantes de estas, son la limitación con respecto a la capacidad de bombeo, levantamiento y compatibilidad del elastómero con fluidos altamente aromáticos. A continuación se muestran las limitaciones de aplicación y dificultades operacionales asociadas con el sistema de BCP:

- Tasa de producción limitada (máximo 3000 BPD).
- Levantamiento limitado (máximo 7000 pies).
- Resistencia a la temperatura limitada (máximo 330 ° F con elastómeros especiales).

- Sensible al ambiente del fluido (el elastómero se puede hinchar o deteriorar en exposición a ciertos fluidos).
- Propensos a bajas eficiencias volumétricas en pozos produciendo sustanciales cantidades de gas.
- La rotación de la sarta de cabilla no facilita el efectivo uso de raspadores para el control de parafinas.
- Tendencia del estator de sufrir daño permanente si la bomba trabaja sin fluidos, aún por períodos cortos de tiempo.
- Daño en la sarta de cabilla y la tubería de producción, puede ser un problema en pozos direccionales y horizontales.
- El sistema esta propenso a excesiva vibración en aplicaciones con altas velocidades, requiriendo el uso de anclas de tubería y estabilizadores de la sarta de cabilla.
- Necesita de experiencia en el diseño de sistemas, instalación y operación.
- No se emplea en crudo livianos.

De acuerdo a las limitaciones y las ventajas las sugerencias para utilizar una BCP son las siguientes:

- Utilizarla con crudo con grados API entre 8 y 21.
- Bajo contenido de aromáticos.
- Una RGP \leq a 250 PCN/bbl.
- Temperatura \leq 300 °F, a nivel de la bomba.
- Tasa máxima de producción de 2400 BPD.
- Completar con ancla de gas para minimizar la entrada de gas a la bomba.
- Para pozos con rango de producción entre 50 y 80 BPD, considerar la posibilidad de instalar bombas insertables.

Las limitaciones han sido rápidamente superadas con el desarrollo de nuevos productos y por el mejoramiento en materiales y diseño de equipos. En la aplicación correcta, los sistemas de bombeo por cavidades progresivas

proporcionan el más económico, y en algunos casos, el único medio de levantamiento artificial, si se configura y opera apropiadamente.

**ANEXO
BOMBA DE CAVIDADES PROGRESIVAS**

6.11 INNOVACIONES TECNOLÓGICAS

Estudios efectuados a los materiales que forman las BCP

- Evaluación de elastómeros utilizados en estatores de las BCP, 1995

Los materiales elastoméricos que se utilizan generalmente en la fabricación de los estatores son: el caucho nitrilo convencional, el caucho nitrilo hidrogenado y los fluoroelastómeros. El caucho nitrilo es un elastómero diseñado especialmente para aplicaciones que requieran elevada resistencia a aceite e hidrocarburos. El nitrilo hidrogenado es una variante del anterior el cual mediante un proceso de hidrogenación catalítica eleva la resistencia química y térmica del elastómero. Los fluoroelastómeros son materiales de elevada resistencia térmica y excelente resistencia al fenómeno de hinchamiento por diversos solventes incluyendo aceites e hidrocarburos.

Esta evaluación de las características y propiedades de 16 elastómeros utilizados para las diferentes compañías de BCP en la fabricación de estatores, pretendió establecer criterios técnicos de selección que permitan garantizar el adecuado desempeño de la bomba bajo una condición de operación particular. Sin lugar a dudas, el corazón de una BCP está formado por el estator y su material elastomérico, por lo cual su correcto desempeño garantiza el éxito de las operaciones de levantamiento que incorporan la tecnología BCP.

Evaluación de elastómeros: las muestras de elastómeros fueron formuladas y procesadas de manera similar a los estatores respectivos; de esta manera, se estableció una correspondencia entre los resultados obtenidos a nivel de laboratorio y las propiedades de los estatores de las bombas. La evaluación se dirigió a determinar las características y propiedades particulares de cada material. En una primera etapa se realizaron ensayos normalizados **ASTM** que permitieron correlacionar los resultados con el desempeño potencial del material bajo condiciones de operación.

Los principales ensayos normalizados **ASTM** incluyeron:

- a. **Identificación química mediante espectroscopia infrarroja por pirolisis.** Se obtienen por este proceso los vapores condensados de éstos, para identificar el tipo de elastómero aportado por los proveedores o compañías.
- b. **Análisis termogravimétrico.** Con la finalidad de estudiar el mecanismo de descomposición térmica de los distintos elastómeros. Los resultados obtenidos revelaron la información necesaria acerca de la estabilidad térmica de los materiales.

- c. **Dureza.** La determinación de la dureza consiste en la resistencia que ofrecen estos materiales cuando son penetrados por un objeto de dimensiones estandarizadas bajo una carga específica.
- d. **Deformación permanente.** Esta propiedad está relacionada con la capacidad de recuperación elástica que poseen los elastómeros. Esta propiedad determina la capacidad del estator de mantener el ajuste de la bomba durante su operación.
- e. **Resistencia a la abrasión.** La determinación de esta prueba es de relevancia para el caso de bombas en las cuales se requiere el manejo de crudos con altos contenidos de arena.
- f. **Ensayos de envejecimiento.** Este ensayo se realiza con la finalidad de determinar condiciones de operación sobre las propiedades de los elastómeros.

Una vez efectuados estos ensayos, se aplico la metodología de selección del elastómero adecuado, para la posterior fabricación del estator.

En líneas generales, el **Caucho nitrilo patrón** encuentra mejor aplicación para el manejo de crudos pesados y medianos. Para aplicaciones que requieren buen desempeño a elevadas temperaturas (< 350 ° F) y presencia de altas concentraciones de H_2S . **El Caucho nitrilo hidrogenado** es la mejor alternativa, en aquellos casos, donde se requiera un desempeño a temperaturas superiores a la anterior y excelente resistencia a aromáticos. El **Fluoroelastómero** tipo **Viton** representa la mejor decisión.

La selección del tamaño del rotor determina directamente el ajuste de la bomba, con lo cual, se logra el aislamiento de las cavidades. Las dimensiones del rotor dependen del tipo de elastómeros utilizado, la temperatura del crudo a nivel de la bomba y la naturaleza del crudo, factores que determinan el grado de hinchamiento del estator.

A pesar de que existen tablas de diseño que relacionan los diferentes tamaños de rotor para diferentes intervalos de temperatura de trabajo, se requiere utilizar pruebas funcionales al elastómero seleccionado. Únicamente de esta manera es posible predecir el grado de hinchamiento del estator para poder seleccionar el tamaño del rotor que proporcione el ajuste adecuado, de este factor depende la vida útil de la bomba.

- **Inyección de diluyentes por el espacio anular a pozos con BCP, 1996**

Los pozos completados con BCP como toda unidad de bombeo, están sometidos a ciertos efectos indeseables tanto en el equipo de subsuelo como en el de superficie a nivel de cabezal. Entre estos se encuentran el torque excesivo de las cabillas, la calidad deficiente de estas y las rotas, factor que incide en el diseño

apropiado y la aplicación y manejo de las herramientas para conectar las cabillas, y la bomba en general.

Las acciones tomadas para minimizar los efectos de las BCP son:

- a. Desahogo del gas (conexión tubería de producción-cabillas).
- b. Inyección de diluyente a la tubería de producción.
- c. Disminución de las velocidades de rotación.
- d. Menor profundidad de asentamiento.
- e. Procedimientos de arranques para pozos con BCP.
- f. Aumentar tiempo de arranque automático.
- g. Uso de las BCP que generan menos torque.

Procedimiento

Se analizaron una serie de datos básicos a los pozos inclinados completados en el área de Cerro Negro que presentaron fallas por cabillas sueltas y cabillas partidas debido al excesivo torque en el eje del motor, al alto nivel de fluido, para la selección del candidato a inyectar diluyente.

Una vez seleccionado, se realizaron las conexiones de superficie necesarias y la inyección del diluyente por el espacio anular al fondo del pozo. Para los cálculos se utilizaron los datos del motor eléctrico y los resultados fueron referidos al eje del motor, punto en la cual se obtienen los torques y potencias máximas de todo el sistema.

Se realizaron pruebas de producción y de análisis de muestras, se monitoreó el amperaje, el nivel de fluido y el consumo de diluyente, de esta manera se ajustó la cantidad de barriles inyectados hasta obtener un torque menor al permisible en las cabillas de 1 ^{1/8} " grado **K** y alcanzar la máxima producción.

Estudios efectuados al sistema general de BCP

- Bombas de cavidades para pozos con sistemas cerrados de inyección, 1992

Las bases de este estudio de campo fueron las de determinar la funcionalidad y la factibilidad de implementar las BCP en sistemas cerrado de inyección. El método convencional de las BCP instaladas fueron aquellas que originalmente se desarrollaron para pozos de agua y gas.

El agua entra al fondo del pozo y cae a la zona de eliminación debido al cabezal hidrostático, el gas es producido por el espacio anular a la superficie. Este método de producción es efectivo si se quiere, hasta el momento en que la zona de eliminación incrementa su presión, entonces debe usarse una bomba para contrarrestar este efecto.

Las BCP se adaptan fácilmente a este comportamiento. El desplazamiento positivo sin el uso de válvulas permite a la bomba una inyección a tasas constantes, estas tasas de inyección son determinadas con algún grado de exactitud, monitoreando el torque y velocidad del sistema. La tasa de inyección del agua es cambiada fácilmente ajustando la velocidad en superficie.

- Consideraciones en el diseño para la BCP

En las etapas iniciales en el diseño de pozos de inyección con sistemas cerrados de tubería, existen fundamentalmente tres criterios a discutir:

1. La habilidad de determinar el comportamiento de bombeo. El diseño incluye la presión en el fondo del hoyo midiendo la presión de succión y descarga de la bomba.
2. Minimizar la fricción sobre las cabillas y la tubería de producción tan pronto como se cree una protección contra la corrosión a causa de la salmuera del agua que esta siendo inyectada.
3. Conocer las etapas requeridas tales como la presión de integridad de la tubería de revestimiento para todos los pozos de inyección.

- Instalación del sistema de inyección

Conociendo a la salmuera como corrosiva y más cuando es inyectada, se necesitó una sarta de tubería internamente cubierta para eliminar los problemas de corrosión. Varios tipos de obturadores fueron considerados para identificarse con los criterios de instalación. La sarta de tubería al crear tensión, minimizó el desgaste de las cabillas y de la tubería de producción causada por la rotación de la sarta.

El indicador de presión fue necesario para identificar el comportamiento de la presión de bombeo por monitor. Otro factor, tomado en cuenta en la instalación es la posibilidad de que el gas ascienda por la sarta de tubería sobre el nivel de fluido, causando graves problemas al pozo. Para eliminar este problema, se instala una válvula de purga en el tope de la tubería de producción.

El estator esta en el fondo de la sarta de tubería. Dentro del estator y tubería de producción esta el rotor conectado a 25 pies de la barra de peso. Por encima de esta barra, cabillas de 1 " con acoples en hoyo delgado.

Aunque se necesitan más evaluaciones para el momento de aplicar este estudio de campo, el resultado de la instalación de un medidor de flujo hoyo abajo confirmo que el sistema diseñado y descrito, fue funcional. Se estableció entonces para el momento de éste, un patrón de diseño para futuros sistemas similares.

- BCP tipo insertable “ GEREMIA “, 1993

Desde 1983 se han instalado BCP del tipo tubular. En dichas bombas se encuentran una serie de ventajas y de beneficios con respecto al sistema de bombeo mecánico convencional. Una de las desventajas con respecto a la anterior, es precisamente en el tiempo para cambiar una bomba, ya que en el sistema de bombeo por cavidades progresivas es necesario sacar toda la sarta de completación. Es importante señalar, que en el sistema de bombeo mecánico convencional también existen bombas tubulares, aunque no son muy usadas. Por esta razón son importante las BCP tipo insertadas, ya que con estas se le da al sistema flexibilidad y competitividad.

El objetivo de esta prueba fue el de realizar una evaluación en el equipo de BCP tipo insertada, con el propósito de observar ciertas ventajas y limitaciones que tiene con respecto al sistema convencional de bombeo mecánico, y al mismo sistema de BCP tubulares. Es de importancia señalar que para esta fecha 1993, es la primera vez que se realizó en Venezuela una prueba de este tipo.

Descripción y funcionamiento de las BCP tipo insertada

Lo elementos básicos de las BCP tipo insertables son, al igual que la de tipo tubular, el rotor y el estator.

La bomba es del tipo de desplazamiento positivo. Las BCP “GEREMIA“ son fabricadas con elastómeros del tipo **alto nitrilo** (212 ° F) y **Viton** (302 ° F).

Estos elastómeros tienen la capacidad de manejar concentraciones máximas de **sulfuro de hidrógeno** (H_2S) y aromáticos de 3% y 6% respectivamente.

Este tipo de bomba es cambiada o retirada sin necesidad de cambiar la tubería de producción. Esta innovación la hace más competitiva y ventajosa, con respecto a la tubular. Para fijar la bomba en el fondo se requiere un niple de asentamiento, el tubo distanciador y el niple centralizador. Estas piezas son bajadas en el extremo inferior de la tubería de producción.

El niple de asiento posee dos pines en los cuales se encastra la bomba insertable e impide que éste gire. También posee una sección interna pulida donde se localizan los sellos conjuntos del estator-rotor. Este conjunto en su parte inferior tiene una conexión tipo candado que es la que encastra en los pines del niple de asentamiento.

El equipo de superficie es análogo en cuanto al funcionamiento de las bombas tipo tubular, sus características fundamentales son:

1. Cabezal de rotación para motovariadores mecánicos verticales o angulares.
2. Cabezal de rotación con hueco perforado para barra pulida y grampas que permiten el movimiento rotacional y el espaciado de la bomba, diseñado con un conjunto de rodamiento cónicos para soportar el peso de la sarta de cabilla y carga axial de la acción de bombeo.

Actualmente, el equipo de superficie consiste en los siguientes cambios:

1. El motovariador mecánico originalmente utilizado, consistía de un motor de 15 HP acoplado mediante una polea fija con cuatro correas a una velocidad invariable de 250 rpm, que le transmite la potencia a la caja reductora y sarta de cabilla, por configuración del mismo, la caja de engranaje soportaba cierta fracción de la carga axial. El nuevo conjunto es de velocidad variable y con eje hueco, transmitiendo potencia hacia la sarta de cabilla sin peligrar la caja de engranaje.
2. El cabezal de rotación posee un elemento adicional en la parte superior, para el acople con el motovariador, conservando la misma configuración que el anterior. Los acoples están diseñados para evitar que la caja soporte carga.

Dadas las características de la completación del pozo *LS-2000* seleccionado para tal prueba, localizado en el campo Lagunillas de la Costa Bolívar y su ubicación dentro del área, se selecciono para realizar la preevaluación de la bomba de cavidades progresivas insertada marca "GEREMIA".

El modelo de la bomba seleccionada es la 18.35-4001 y se instaló a una profundidad de 2639 pies.

La velocidad inicial de rotación fue de 200 rpm, obteniéndose una producción promedio de 102 BPD. En diciembre de 1992 se tomo un registro del nivel dinámico del fluido, determinándose una sumergencia de la bomba de 1231 pies. En función de esto, se cambio la velocidad de rotación a 250 rpm, lográndose elevar la producción promedio a 127 BPD.

Fallas ocurridas durante la evaluación

Desde el momento de su instalación, el sistema solo presentó dos fallas localizadas a nivel de superficie:

- Correas partidas: después de colocar la polea para 250 rpm de velocidad, se apreció en tres oportunidades la ruptura de cuatro correas, como consecuencia de la mala colocación de ésta.
- Derrame por la prensa estopa: por lo cual fue necesario el ajuste de prensa estopa que trae incorporado el cabezal de rotación, cada vez en dos oportunidades.

Ventajas de las BCP insertadas en comparación con las BCP tubulares

- a. Para cambiar la bomba se requiere menor tiempo, ya que solo se necesita sacar las cabillas.
- b. Se puede probar la tubería a profundidades considerables, ya que el estator es bajado en conjunto con el rotor y las cabillas, sin peligro de deterioro del elastómero a altas presiones.
- c. Las BCP insertables mejoran la eficiencia volumétricas de bombeo, cuantificándose para esta prueba un aumento del 5%.
- d. Debido a la sencillez y flexibilidad del equipo de superficie de la BCP insertada, es poca o propensa a fallas y presenta de igual modo un ahorro de energía hasta de 35% con respecto al método convencional de bombeo mecánico.

Desventajas de las BCP insertadas en comparación con las BCP tubulares

- a. Cuando es retirado el motovariador mecánico, se pierde el espaciado, ya que por encima de la caja reductora es donde se coloca la grampa.
- b. Por reducción del diámetro del estator para que pueda ser insertado en el conjunto de asentamiento, el mismo debe ser de mayor longitud para compensar el flujo que se deja de manejar por la disminución de ésta.

- BCP con altas eficiencias mecánicas y bajos costos de operación en pozos de inyección de agua, 1993

En los pozos que viene produciendo por inyección de agua se crean constantes cambios que afectan el patrón de levantamiento artificial a la que están sometidos. El volumen levantado es incrementado mientras que el porcentaje de crudo en la producción de fluidos disminuye. Esta indecisión puede convertir a

estos tipos de pozos en marginales. La necesidad de levantar grandes cantidades de fluidos de una manera más eficiente, crea la necesidad de explorar nuevos métodos de levantamiento artificial que sean lo más atractivo y económicamente posible.

El proyecto fue establecido para evaluar el comportamiento de la BCP como un sistema alternativo de levantamiento de grandes volúmenes de crudo (500-1000 BPD), en el bombeo mecánico (*BM*) y de (800-1000 BPD) en la bomba electro sumergible (*BES*) en un rango establecido entre 3800 pies y 5000 pies.

Aplicación de la bomba

Los sistemas de BCP, han sido exitosos en la producción de aguas y de petróleo de baja gravedad, estudios hacen posible tomar estas consideraciones y reaplicarlas a aquellos que presentan una mayor gravedad pero a las profundidades establecidas. El primer paso fue familiarizarse con la tecnología usada en la producción de petróleo pesado y determinar cual de estos aspectos es aplicable a la producción de crudos con una más alta gravedad específica, con menos viscosidad y grandes facilidades de levantamiento, identificando dos patrones operacionales.

Se tomaron en cuenta dos categorías de selección de la tecnología adecuada:

1. Problemas que causan efectos perjudiciales en las BCP:

- a. Adecuadas etapas de bombeo para levantar el volumen requerido a la profundidad requerida.
- b. Compatibilidad de los elastómeros empleados con gran contenido de aromáticos en la producción de crudo, y la producción de químicos, es decir, inhibidores de corrosión.
- c. Comportamiento adecuado en el cabezal rotatorio debido al incremento del peso por unidad de carga.

2. Problemas que no causan efectos perjudiciales en el uso de las BCP:

- a. La tubería de producción no ofrece resistencia debido a la fricción en la bomba.
- b. Desgaste de la tubería de producción desde las varillas y desde las varillas de acoples debido al incremento de la velocidad de rotación (por encima de 720 rpm).

- c. Exposición ambiental, es decir, comportamiento del prensa estopa.
- d. Instalación y exceso de tracción.

- Diseño del sistema y su aplicación

Se desarrolló el siguiente procedimiento para la implementación del proyecto:

Fase I. Diseño de la bomba y aplicación de los criterios de selección:

- Diseñar un sistema de BCP con la tecnología existente: la bomba seleccionada fue aquella en la cual cada etapa de bombeo soportara 100 lpc. Un total de 26 etapas de bombeo fueron requeridas, esto permitió mayor flexibilidad entre el estator-rotor y compensó las incompatibilidades en el elastómero por el paso de sólidos. El tamaño de las tuberías en todas las instalaciones fue 2 ^{7/8} “. Se estimó que la tensión creada dentro de la tubería de producción durante la operación es benéfica en la prevención del desgaste en la tubería.
- Escoger los pozos candidatos que representan la mayoría de las operaciones características en inyección de agua.

Esta selección se basó en la tasa de producción, profundidad, completación y problemas asociados con el diseño de la bomba previamente empleada. El objetivo fue el de determinar si el sistema de la BCP es una alternativa económica para estas altas tasas de relación agua-petróleo, cuando son comparadas con las *BES*.

Pozos candidatos fueron aquellos que tuvieron problemas utilizando el bombeo mecánico debido a la presencia de FeS en el hoyo, además del contenido de H_2S , y del efecto de éste con respecto a los aromáticos. Cuando un sistema de bombeo mecánico ha alcanzado el máximo potencial, es necesario implantar otros sistemas de levantamiento, pero a menor eficiencia. El criterio utilizado para seleccionar a estos pozos fue el de maximizar el levantamiento por bombeo mecánico y el de obtener mejor producción económicamente por la BCP.

Fase II. Identificación de los problemas operacionales

- Instalar 12 bombas e implantar los cambios en el diseño cuando fueran necesarios.

Los comportamientos eléctricos y mecánicos fueron evaluados en cinco de estas instalaciones. Las 26 etapas de bombeo fueron las adecuadas,

sin embargo, el levantamiento nunca excedió los 4400 pies. Un intento fue hecho para incrementar la producción desde 1000 BPD, aumentando la velocidad de la bomba desde 600 rpm hasta 720 rpm. Ya que solo un pequeño volumen fue encontrado, se determinó que la velocidad de bombeo alcanza su máximo cerca de los 600 rpm, dependiendo del levantamiento neto y ajuste del rotor-estator.

No se identificaron problemas con incompatibilidades aromáticas con el elastómero de alto nitrilo usado. Inspecciones posteriores determinaron diferentes grados de endurecimiento del elastómero. El peor caso de dureza fue de solo 1/8 " profundidad. Se llegó a la conclusión que el H_2S fue responsable de las fallas presentadas por el estator, a pesar de que otros estatores expuestos al mismo material por largos períodos de tiempo no presentaron ningún incidente. Altas velocidades de rotación contribuyeron de igual modo en el proceso de desgaste del estator.

Fase III. Identificar los problemas secundarios

- Identificar y remediar los problemas operacionales secundarios: la sarta de tubería permitieron la tensión dentro de ésta para mover el estator, y al rotor mantenerse en contacto con el estator con el adecuado espaciamiento.

Se desarrolló un nuevo tipo de barra para el espaciamiento del rotor. Con este diseño se le permite al rotor ponerse en contacto con la barra mientras se esté operando. El correcto espaciamiento al principio fue difícil. Las fallas en la barra pulida, los movimientos en el cabezal del pozo y las fugas en la prensa estopa fueron debidas al inapropiado alineamiento. El uso de un indicador de cuadrante fue implementado para asegurar un correcto alineamiento con el pozo.

Originalmente fue empleado un tambor mecánico, con el propósito de limitar la velocidad de rotación en reverso cuando el nivel del fluido en la tubería de producción se igualaba a la del anular. Esto resultó insatisfactorio y se reemplazo con un nuevo diseño pero del tipo hidráulico. Este permitió poner en libertad la energía almacenada en la sarta de cabillas y prevenir así un reverso en la velocidad de rotación.

- Evaluar mediante monitor la eficiencia eléctrica y mecánica: el promedio de la eficiencia de estas bombas es del 63,4%. Esto representa el 23% más de la eficiencia que se obtiene por bombeo mecánico que son evaluadas en este estudio. Los resultados muestran que estas bombas de cavidades progresivas son 13% más eficientes que las de bombeo mecánico y 50% más eficientes que las *BES*.

Las eficiencias mecánicas fueron calculadas en base a los datos suministrados de acuerdo al monitoreo en el nivel del fluido antes y después de colocar la bomba.

Fase IV. Optimización del bombeo y su control

- Optimizar la operación del sistema por dos años para determinar la vida útil de la bomba: Se han hecho considerables trabajos para optimizar las instalaciones de las BCP. En vista de que el volumen de fluido obtenido es proporcional a la velocidad de rotación, se deben utilizar controladores para incrementar o no, las tasas de producción. El uso de controladores en este estudio indicaron el levantamiento requerido.

- Bomba de Cavidad Progresiva sin interferencia.

En los conceptos explicados en el capítulo anterior se asume que los diámetros de los componentes de la bomba son iguales, es decir, que el rotor y el estator tienen las mismas dimensiones. De existir alguna diferencia entre los diámetros de ambos elementos, la teoría planteada debe adaptarse para incluir un nuevo concepto dentro de la geometría de una BCP llamado 'interferencia'. La interferencia se define como la diferencia algebraica entre el diámetro del rotor y el diámetro del estator (Ec. 6.36).

$$w = \frac{d_r - d_{st}}{2}$$

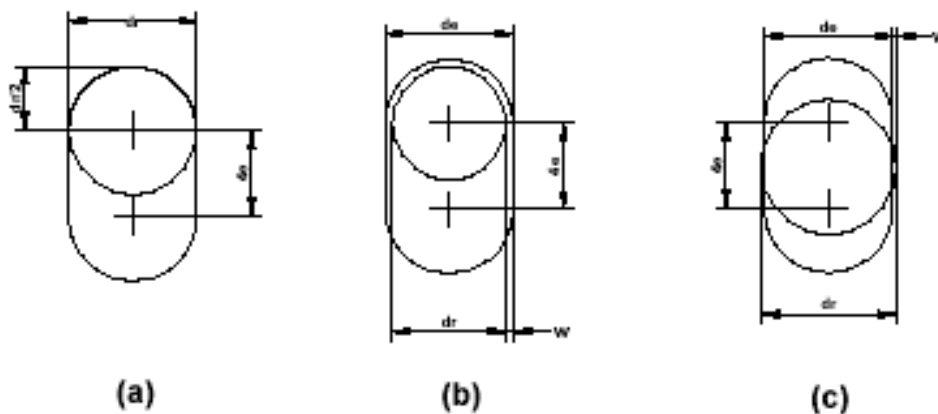


Fig. 6.28 Configuraciones de BCP: (a) Definición de Cero Interferencia, (b) Interferencia Negativa, (c) Interferencia Positiva.

De acuerdo al valor de la interferencia existen tres configuraciones posibles: (a) si la interferencia es menor que cero implica que el estator posee un diámetro ligeramente mayor que el del rotor, por lo cual no existe contacto entre los elementos de la bomba; (b) si la interferencia tiene un valor igual a cero implica que ambos elementos tienen el mismo diámetro, esto se interpreta físicamente como la existencia de contacto entre los elementos de la bomba, pero sin deformación; y (c) si la interferencia es mayor a cero significa que existe contacto entre el rotor y el estator y existe deformación de alguno de los elementos (originará una fricción excesiva entre el rotor y estator, lo cual se traduce en altas temperaturas que ocasionan una rápida falla en el estator [Fig. 6.28].

Factores como la temperatura y composición del fluido deben ser tomados en cuenta en el caso de estatores de goma, para predecir la dilatación de la misma y elegir una interferencia adecuada.

Para cada uno de los valores de interferencia deben ser redefinidos conceptos tales como: el desplazamiento, el caudal teórico, la capacidad y el escurrimiento; por lo que se analizará teóricamente todos estos conceptos para el uso de una Bomba de Cavidad Progresiva con interferencia menos a cero (BCP sin interferencia) para el caso de una BCP cuya relación de pasos sea igual a dos.

Desplazamiento.

El desplazamiento de una BCP cuya interferencia sea negativa se puede calcular a partir del volumen libre entre el rotor y el estator. Este volumen viene dado por el área libre calculada a partir de una sección transversal de la bomba y el paso del estator (Fig. 6.29).

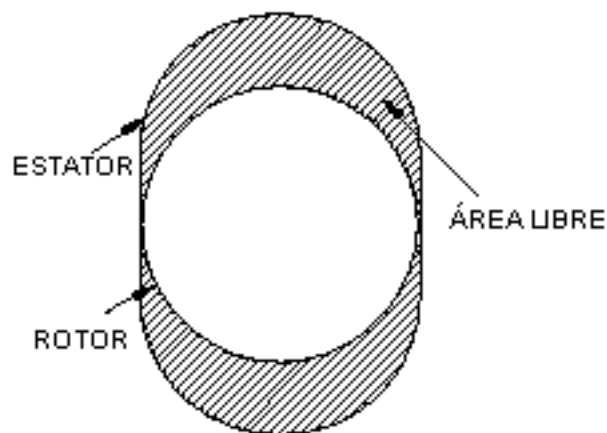


Fig. 6.29 Área Libre para una BCP sin Interferencias

El área libre de la bomba se calcula a partir de la diferencia algebraica entre el área total del estator y el área del rotor (Ec. 6.37)

$$A = 4 * e * d_r - 8 * e * w - \pi * (d_r * w - w^2) \quad \text{Ec. 6.37}$$

El desplazamiento de la bomba será el producto del área de la sección transversal y el paso del estator (Ec. 6.38).

$$D = (4 * e * d_r - 8 * e * w - \pi * (d_r * w - w^2)) * Paso_{st} \quad \text{Ec. 6.38}$$

De esta manera el caudal teórico de la bomba se obtiene de la multiplicación del desplazamiento y la velocidad de operación (Ec.6.39).

$$D = (4 * e * d_r - 8 * e * w - \pi * (d_r * w - w^2)) * Paso_{st} * n_{ROTOR} \quad \text{Ec. 6.39}$$

Según lo encontrado por Vetter (1995) y Gómez (1999), de no tomarse en cuenta la interferencia dentro del cálculo del desplazamiento de la bomba se está incurriendo en una subestimación del caudal teórico de la bomba y en una sobreestimación de su eficiencia volumétrica, de aquí la importancia de calcular correctamente el desplazamiento de la bomba.

Escurrecimiento.

Durante la explicación de la cinemática del rotor y la operación de la bomba se hizo hincapié en que el escurrecimiento es el factor que define el comportamiento de la bomba y que entender su física es comprender el comportamiento de una BCP.

Para el caso de una BCP sin interferencia, la complejidad de la geometría de los elementos de la bomba hace que la región, a través de la cual se produce la fuga del fluido, cambie en función de la posición relativa del rotor dentro del estator y del valor de la interferencia, razón por la cual el escurrecimiento no es el mismo en cada instante ni a lo largo de la bomba.

Una simplificación para analizar el escurrecimiento en esta máquina es la de dividirlo en dos tipos: (a) un escurrecimiento transversal, que se define como la fuga de fluido entre cavidades contiguas, y (b) un escurrecimiento longitudinal, el cual se entiende como el escape de fluido entre cavidades adyacentes; de esta manera el escurrecimiento total de la bomba será la suma vectorial de estas dos componentes (fig. 6.30).



Fig. 6.30 Tipo de Escurrimiento de una BCP. (a) Escurrimiento Transversal, (b) Escurrimiento Longitudinal

Revisión Bibliográfica.

La primera etapa de esta investigación consistió en la búsqueda y consulta de trabajos previos sobre bombeo monofásico con bombas rotativas de desplazamiento positivo, específicamente, publicaciones relacionadas con BCP y bombas de doble tornillo.

- Vetter y Wirth (1995)

En este trabajo se analiza la influencia de parámetros operacionales, como la velocidad y el diferencial de presión, en el desempeño de las BCP, el cual es evaluado a partir de la capacidad de la bomba, la potencia consumida, la eficiencia volumétrica y el torque de arranque. Un aporte importante de este trabajo es que introduce el concepto de la interferencia como un parámetro de influencia decisiva en el desempeño de las BCP (Figura 6.31), demostrando que las BCP sin interferencia pueden alcanzar valores aceptables de eficiencia comparables incluso, a los que se tienen en BCP con interferencia positiva.

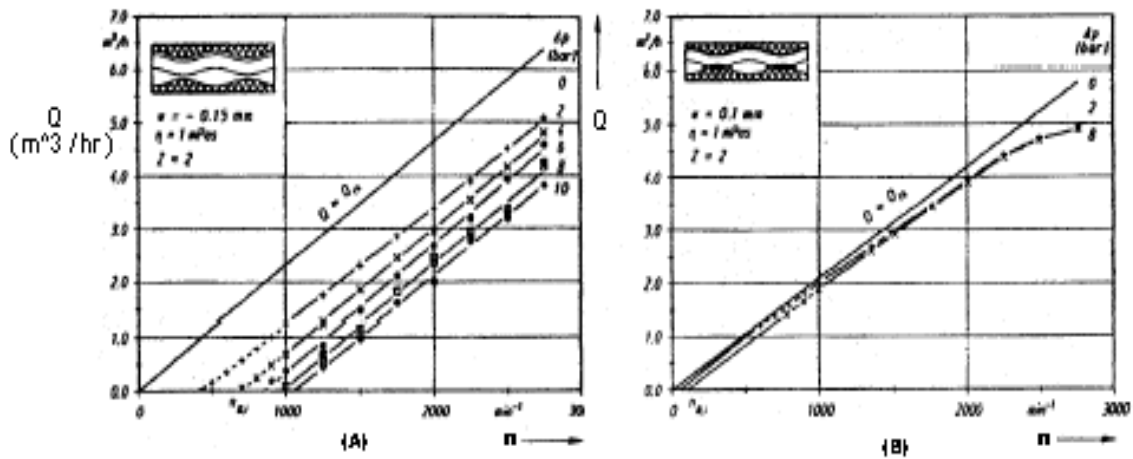


Fig. 6.31 Curvas de Q vs. n con Interferencia Negativa y Positiva

Como una estrategia para calcular la eficiencia volumétrica de BCP sin interferencia, se proponen las pruebas de escurrimiento estático, que consisten en hacer pasar líquido a través de la bomba con el rotor bloqueado ($n = 0$), para obtener una curva de caudal vs. diferencial de presión. Los autores observan que el caudal obtenido de esta manera se aproxima bastante bien el escurrimiento de la bomba operando en condiciones dinámicas, [Figura 6.32].

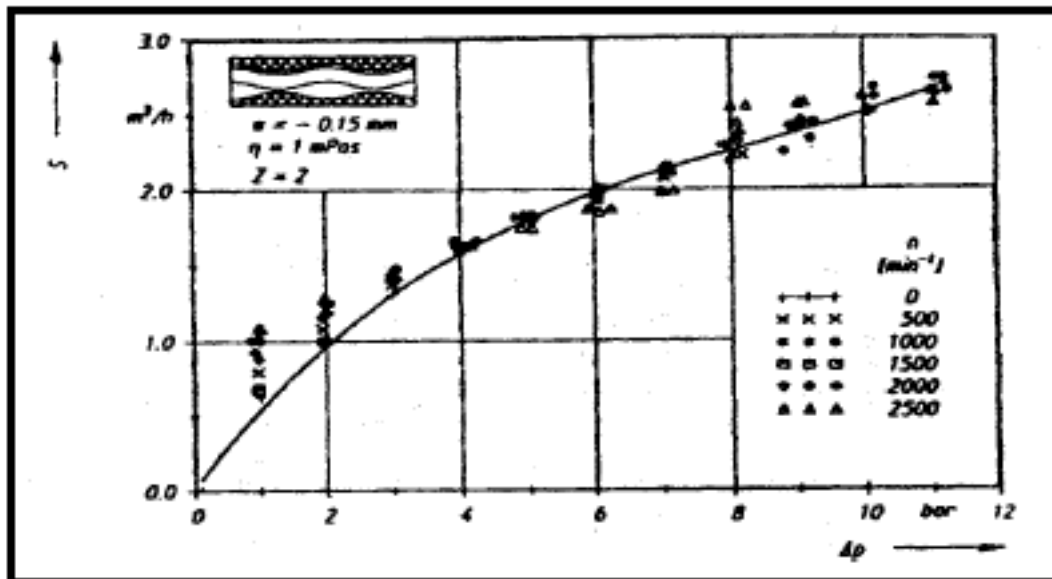


Fig. 6.32 Comparación entre el Escurrimiento Estático y Dinámico

-Gamboa (2000)

En este trabajo se muestran los resultados de pruebas experimentales y simulación computacional de una BCP de estator rígido en condiciones monofásicas. Sus resultados se resumen en los siguientes puntos:

- Confirma los resultados de Vetter y Wirth al demostrar que el contacto de los elementos en una BCP no es requisito indispensable para su funcionamiento.

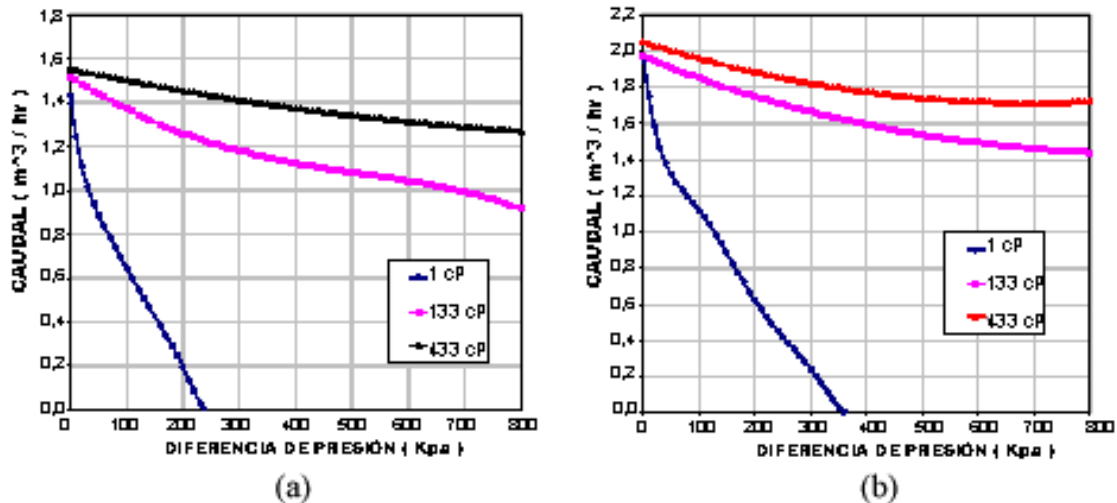


Fig. 6.33 Q vs ΔP para: 300 rpm y 400 rpm

- Concluye que la eficiencia de la BCP de estator rígido mejora con el aumento de la viscosidad del fluido, como se observa en la (Figura 6.34).

- Encuentra que la diferencia entre la curva de escurrimiento estático y la de escurrimiento dinámico se hace mayor cuando aumenta la viscosidad del fluido.

- Concluye que la velocidad de giro mejora la eficiencia volumétrica de la bomba, pero sólo hasta un valor óptimo de velocidad, donde el caudal desplazado y por tanto la eficiencia de la bomba comienzan a decrecer (Figura 6.34).

- A partir de modelos de simulación computacional, establece que el mecanismo de sello en una BCP de estator rígido debe ser entendido como una región de estancamiento, que se produce por la concurrencia de flujo entre cavidades continuas o por la formación de zonas de recirculación.

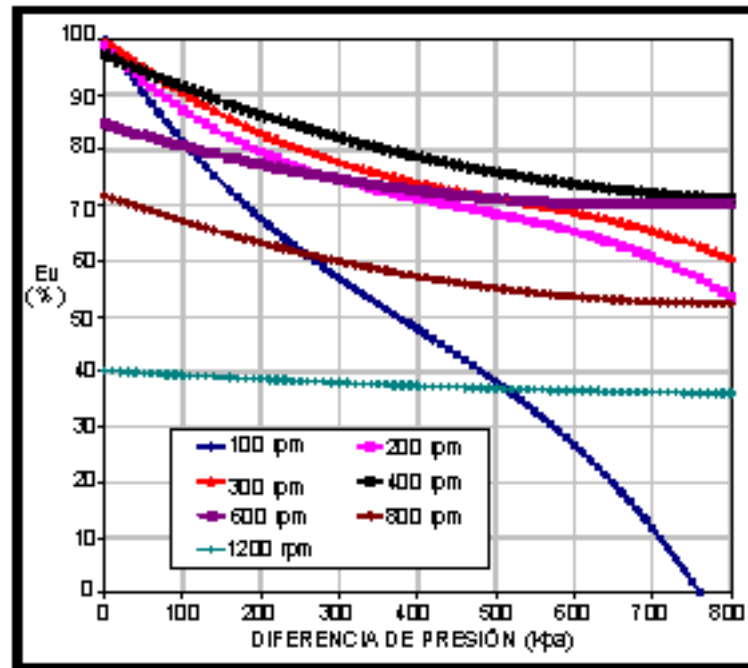


Fig. 6.34 Curvas de Q vs ΔP con viscosidad de 133 cPs en una BCP de Estator Rígido

- Vetter y Wincek (1993).

Presentan modelos para predecir el desempeño de una bomba de doble tornillo con flujos monofásico y bifásico. En el caso de puro líquido se modela el escurrimiento a través de las holguras internas de la bomba, tomando algunas suposiciones para simplificar su geometría, pero tomando en cuenta la rugosidad interna de la bomba y los efectos de rotación y excentricidad del eje.

En el caso de dos fases se crea un modelo con las siguientes hipótesis: el líquido bombeado llena las holguras internas entre los elementos de la bomba y el gas se comprime dentro de la bomba por empuje del flujo de escurrimiento. En este modelo se asume comportamiento ideal de la fase gaseosa y se desprecian los efectos termodinámicos dentro de la bomba.

Los modelos se validan con datos experimentales de dos bombas comerciales. En resumen las pruebas experimentales muestran que la bomba de doble tornillo mejora su eficiencia volumétrica cuando se aumenta el contenido de gas. El modelo de puro líquido se ajusta bien con los resultados experimentales. Por su parte, el modelo para flujo bifásico, aunque muestra resultados aceptables, presenta mayor error cuando se aumenta el contenido de gas. Según los autores, esto último se debe a que con altas fracciones de gas se rompe la hipótesis de que las holguras internas siempre están llenas de líquido.

Lo anterior se muestra (Figura 6.35). En el eje de las ordenadas está el caudal total (agua más aire) a condiciones de succión, es la fracción volumétrica de gas en la succión y la línea punteada representa el resultado de los modelos.

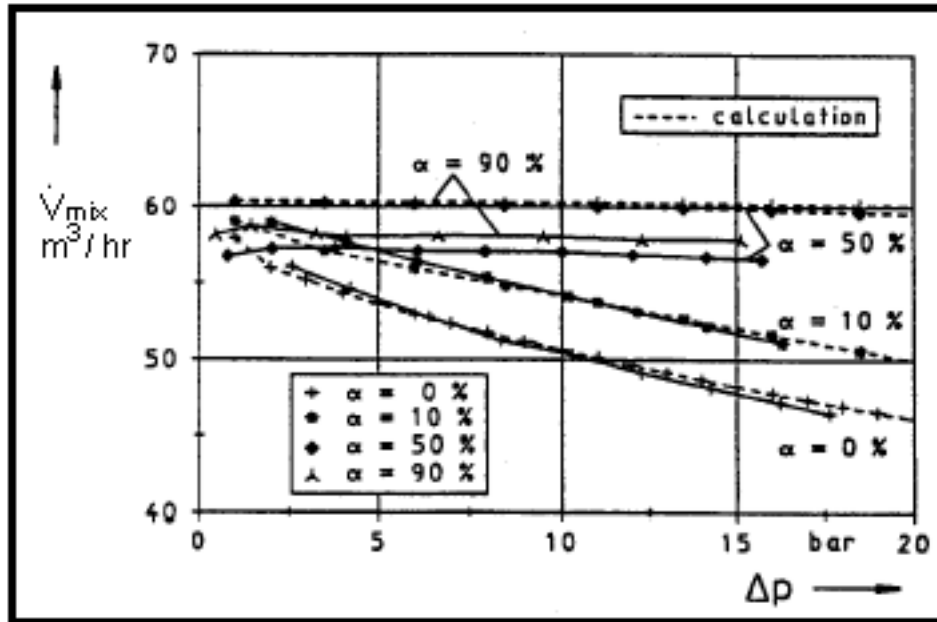


Fig.6.35 Resultados del Modelo Propuesto de Vetter y Wincek para Bombas de Doble Tornillo

1.7.4 Vetter (2000)

En este trabajo se presentan mejoras al modelo de Vetter y Wincek para predecir el desempeño de bombas de doble tornillo trabajando con flujo bifásico líquido-gas. Las mejoras surgen a partir de experimentos donde se observó que para fracciones de gas superiores al 85%, las dos fases se mezclan y forma una especie de espuma que llena las holguras internas de la bomba. Para fracciones superiores al 85% las propiedades (densidad y viscosidad) del caudal de escurrimiento se calculan como las de una mezcla de las dos fases.

En este trabajo también se observa que la distribución de presión en la bomba de doble tornillo es lineal cuando opera con flujo monofásico. A medida que aumenta la fracción de gas hasta 80%, la distribución muestra mayores diferenciales de presión hacia la descarga, pero a partir de este valor y hasta 100% de gas, la distribución de presión vuelve continuamente a su forma lineal.

Según los autores, esto sucede porque los fluidos dentro de la bomba forman una mezcla cuando se trabaja con altas fracciones de gas.

- Olivet (2001)

Este trabajo presente el estudio experimental de la Bomba de Cavidad Progresiva de estator rígido, con fluidos monofásicos y bifásicos. Los resultados se resumen en los siguientes puntos:

- Los resultados de las pruebas de escurrimiento estático pueden predecir el comportamiento del escurrimiento dinámico de la bomba, cada posición del rotor respecto al estator genera un escurrimiento diferente.

- Las curvas de potencia hidráulica con flujo monofásico presentan un punto máximo, donde las pérdidas por escurrimiento se equiparan con la potencia efectiva consumida por el fluido y la eficiencia volumétrica de la máquina es de 50%.

- El desempeño de la BCP de estator rígido con flujo bifásico depende principalmente del contenido de gas en la bomba y de la velocidad de giro de la misma.

- Para ciertos rangos de diferencial de presión y velocidad de giro, el aumento del contenido de gas en la BCP de estator rígido se traduce en un incremento de la eficiencia volumétrica medida a condiciones de succión, sin embargo, esta mejora tiende a desaparecer cuando aumenta el diferencial de presión.

- En base al análisis de las curvas características y de los perfiles de presión con flujo bifásico se propuso que bajo ciertas condiciones de operación, puede existir escurrimiento de la fase gaseosa.

REFERENCIAS GRÁFICAS

Fig. 6.1 Definición de una Bomba de Cavidades Progresivas. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.2 Componentes de un Sistema Típico de Bombeo por Cavidades Progresivas. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por De Sá, Guillermo A.

Fig. 6.3 Equipo de Superficie. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.4 Cabezal Giratorio. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.5 Motor. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.6 Prensa Estopa. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.7 Cabillas. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.8 Estator. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.9 Parte del Rotor. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.10 Consumo de Potencia en una BCP. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.11 Construcción de Elementos Lobulares. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.12 Definición de una Hipocicloide. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.13 Sección Transversal de la Bomba. Relación entre el Número de Lóbulos. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.14 Definición de una Hélice Circular. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.15 Elementos Lobulares según la Segunda Condición Geométrica. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.16 Representación de una BCP. Relación 2:1. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.17 Hipocicloides Correspondientes a una Configuración Estator/Rotor de 4:3. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por De Sá, Guillermo A.

Fig. 6.18 Sección Transversal de una Bomba de Configuración Estator /Rotor de 4:3. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por De Sá, Guillermo A.

Fig. 6.19 Movimiento Relativo del Rotor con Respecto al Estator. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.20 Definición de la línea de sello en una BCP. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.21 Ciclos de Operación de una BCP. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.22 Movimiento del Rotor en una Bomba Sencilla. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por De Sá, Guillermo A.

Fig. 6.23 Ciclo del Área Libre de la Bomba a partir de una Sección Transversal. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.24 Vórtices de Taylor entre dos Cilindros Concéntricos, donde el Interior Rota. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado por De Sá, Guillermo A.

Fig. 6.25 Conexión Cabilla y Rotor. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.26 Levante del Rotor. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.27 Bajada del Rotor. Cortesía del Trabajo Especial de Grado realizado po Peñaloza Ordóñez, Lourdes.

Fig. 6.28 Configuraciones de BCP: (a) Definición de Cero Interferencia. (b) Interferencia Negativa. (c) Interferencia Positiva. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.29 Área Libre para una BCP sin Interferencias. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.30 Tipo de escurrimiento de una BCP: (a) Escurrimiento Transversal. (b) Escurrimiento Longitudinal. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.31 Curvas de Q vs. n con Interferencia Negativa y Positiva. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.32 Comparación entre el Esguerrimiento Estático y Dinámico. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.33 Q vs. ΔP para: 300 rpm y 400 rpm. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.34 Curvas de Q vs. ΔP con Viscosidad de 133 cPs en una BCP de Estator Rígido. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

Fig. 6.35 Resultado del Modelo Propuesto de Vetter y Wincek para Bombas de Doble Tornillo. Cortesía de Trabajo Especial de Grado realizado por Sánchez M, Carlos A.

CONCLUSIONES

Del trabajo realizado se concluye lo siguiente:

Verificación de la necesidad de la creación de un manual de ingeniería de producción para los estudiantes de dicha asignatura.

La base de datos diseñada presume una flexibilidad aparente en el aprendizaje del estudiantado, con la puesta en práctica de un manual integral que contiene los diferentes tópicos de la asignatura de ingeniería de producción.

Eliminación de la dispersión de información de la materia Ingeniería de Producción I, la cual se encontraba disgregada en distintos libros, manuales y trabajos especiales de grado.

Integración, recolección y sistematización de la información en este material confeccionado para el insumo del manual de ingeniería de producción I.

El insumo o base de datos diseñada suple, aparentemente la carencia de manuales de ingeniería de producción integrados, en el idioma español, en nuestro país y posiblemente a nivel latinoamericano.

El instrumento elaborado (encuestas) (incluidas en el marco metodológico), detectó la inconformidad del estudiantado en las asignaturas: Ingeniería de Producción I e Ingeniería de Producción II, por la dificultad del manejo y proceso de la información.

La encuesta verificó la necesidad de la elaboración de un manual de producción petrolera integro, cónsono y veraz con contenido de figuras ilustrativas que visualizan con una mayor precisión y pedagogía de los procesos de producción.

El insumo o base de datos diseñado será el material básico de consulta en el segundo semestre del 2002 en la asignatura de ingeniería de producción I.

RECOMENDACIONES

Incluir esta base de datos en la página Web de la escuela de petróleo de la facultad de ingeniería de la UCV, para los estudiantes poder tener acceso a dicho material con el fin de mejorar el conocimiento integral con respecto a la materia de producción I.

Continuar con la segunda parte de esta base de datos, con el contenido de la materia de producción II, para que así el estudiantado posea suficiente material eficiente e integral para su avance profesional, además de desarrollar una eficiente cultura con respecto a las materias de producción I y II.

Realizar una tercera parte, la cual sirva para incentivar la elaboración de un laboratorio de producción petrolera, con el fin de que el estudiantado tenga acceso a diferentes softwares que se utilicen en la industria, además de tener diferentes recursos audiovisuales para que los estudiantes tengan una visión más clara de cómo operan los diferentes tipos de levantamiento artificial.

Alcanzar la realización del manual con la incorporación de las tres bases de datos, con el fin de tener un excelente material en la escuela de petróleo de la UCV, el mismo se usará por los estudiantes de ingeniería de petróleo como la principal guía para su aprendizaje.

Actualizar periódicamente el material elaborado con las diferentes tecnologías de punta que salgan en el mercado para la industria petrolera nacional y mundial, con el propósito de mantener actualizado al estudiantado, además de tenerlo capacitado para competir en el difícil mercado de la industria petrolera.

Proponer el manual a otras casas de estudio donde se imparta la ingeniería de petróleo y el tópico de ingeniería de producción, con el propósito de que éstas se guíen y efectúen observaciones a dicho material; además de unificar criterios, en la medida que sea posible con respecto a dicha especialidad. Y así con dicho manual, nuestra insigne universidad dejar una huella dentro del aprendizaje de la industria petrolera.

Estudiar la posibilidad de la elaboración de un libro a partir de este insumo, para así, obtener un aporte económico para la escuela de petróleo de la Universidad Central de Venezuela, con la venta de dicha publicación.

Realizar un trabajo similar, para otros cursos y/o asignaturas dictadas en la escuela de petróleo de la Universidad Central de Venezuela, esto con el objeto de facilitar el desarrollo integral del estudiante.

Realización de material audio visual por parte del profesorado de las asignaturas de ingeniería de producción, para apoyar el material elaborado que refleje la información recopilada e integrada.

BIBLIOGRAFÍA

1. Brown, Kermit. "The technology of Artificial Lift Methods ". PPC Books, TULSA, 1980.
2. Nind, T. E. W. "Principles of Oil Well Production ". McGraw-Hill Book Company. 1964.
3. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Levantamiento Artificial por Gas ", Curso, 1995.
4. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Levantamiento Artificial por Gas para Ingenieros ", Curso, 1997.
5. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Bombeo Mecánico ", Curso, 1995.
6. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Estranguladores ", Curso, 1995.
7. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Levantamiento Artificial por Gas ", Curso, 1995.
8. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Diseño y Completación con Bombeo de Cavidades Progresivas ", Curso, 1998.
9. Centro Internacional de Educación y Desarrollo (CIED), " Facilidades de Superficie", Curso, 1995.
10. Economides, M, A. y Ehlig Economides, C., " Petroleum Production Systems ", Prentice Hall Petroleum Engineering, Series. New Jersey, 1994.
11. Castro, Ana; Escalona, Víctor y Padilla, José R., " Manual de Ingeniería de Producción ", 1995.
12. Ramírez Celis, Martha Elena, " Evaluación del Sistema de Manejo de la Producción de la Estación de Flujo Carito (NMEF-2) ", Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 1999.
13. De Sá F., Guillermo A., " Actualización y Validación de los Algoritmos y Modelos Para la Simulación del Comportamiento de Pozos con Sistemas de Levantamiento por Bombeo de Cavidades Progresivas Mediante el Programa BCPI ", Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 1999.

14. Carpio V., Miguel O; Varela M., Verónica M., “ Estudios sobre Técnicas de Diseño para Equipos de Levantamiento Artificial por Gas con Tubería Continua “,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 1994.
15. Llano G., Alba R., “ Análisis y Evaluación del Bombeo Electro Sumergible (1998/2000) en la Unidad Monagas Sur (Uracoa y Tucupita) “,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 2001.
16. Corro Toro, Marcos Antonio, “ Metodología de Evaluación de Cambio de Métodos de Producción “,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 2002.
17. Rengifo D., Marbella N., “ Optimización del Esquema de Producción en los Campos Guafita y La Victoria en el Área Apure, Considerando el Plan de Negocios 1999-2008 “,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 1999.
18. Solórzano Cheng, Jesús R., “ Optimización del Sistema de Levantamiento Artificial por gas del Campo Chimire R. “,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 2001.
19. Chacón M., Isolmar del C., “ Metodología para la Aplicación del Algoritmo de Optimización de Pozos de Levantamiento Artificial por Gas por Medición de Temperatura “,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 2000.
20. Peñalosa Ordóñez, Lourdes, “ Estudio de Optimización de Sistemas por Bombas de Cavidades Progresivas Aplicado al Campo Mene Grande“,Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad Central de Venezuela. Caracas, 1999.

ANEXO
MARCO METODOLÓGICO

MARCO METODOLÓGICO

La creación de las cátedras de ingeniería de producción I y II, tienen sus antecedentes desde la época de la creación de la escuela de ingeniería de petróleo de la UCV.

Los estudios o material de apoyo de dichas asignaturas, que antecedieron a los cursos mencionados son los libros de Kermit Brown, Calhoun, Nind, etc., al menos hasta mediados del año de 1986.

A partir de los años 1990, específicamente hacia los años de 1993 y 1994, surgen cursos del CIED, de muy buen nivel, pero concretados hacia temas específicos de ingeniería como por ejemplo: Cursos de Levantamiento Artificial por Gas, Cursos de Bombeo Mecánico, Cursos de Flujo Natural, etc.

En el año de 1995 se hace un esfuerzo para el desarrollo de un manual de ingeniería de producción con la participación de los profesores Víctor Escalona, Ana Castillo y José R. Padilla. Esfuerzo bien loable, pero sin embargo hay que admitir que este producto con sus aciertos y virtudes adolece de débil data y se plantea la posibilidad de desarrollar un manual de ingeniería de producción más integrador, que incorpora los últimos adelantos tecnológicos en el área, que dinamice el enfoque de la docencia e investigación en el área de ingeniería de producción.

Se presume que buena parte del estudiantado no se encuentra satisfecho del manual empleado hasta los momentos, por otro lado, se siente insatisfacción por parte del cuerpo profesional en el uso del manual y por supuesto en las fallas o anomalías existentes que deben superarse.

En la actualidad en el mercado nacional e internacional, se presume la inexistencia de un material que integre y sintetice conocimientos en el área de ingeniería de producción y lo enfoque de manera general poco profunda y a su vez tenga elementos importantes de pedagogía, de docencia e investigación en el área de ingeniería de producción.

La motivación para la realización de este trabajo especial de grado yace en cuatro aspectos fundamentales: la primera la estimulación del tutor de los investigadores por legarle al estudiante un texto didáctico. La segunda, la experiencia de los investigadores a raíz de los problemas padecidos al cursar la materia, como por ejemplo la falta de material organizado y completo, estas primeras siendo las motivaciones iniciales. La tercera la preocupación de los investigadores por el estudiantado futuro para que estos no padezcan la misma experiencia y hacerle fácil la optimización del aprendizaje. Y por último la inquietud de los investigadores por dejarle a la Escuela de Petróleo de la ilustre Universidad Central de Venezuela un texto que les sirva de ayuda para impartir la asignatura de ingeniería de producción I.

La presente investigación tiene sus bases en la metodología documental, la cual supone una secuencia de operaciones que conducen racionalmente a la obtención de información necesaria para generar un conocimiento nuevo, propio, derivado del uso creativo de la información.

En ella se parte de un ámbito temático, que en este caso es información acerca de Ingeniería de Producción, el cual se seleccionó a partir de una observación de la realidad, donde se estudió temas generadores del saber y de la definición de objetos de investigación.

Se realiza la documentación, análisis e integración de la información recuperada y se elabora un trabajo propio que debe constituir una producción de conocimiento derivado de la investigación documental.

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN: Según Mc Guigan (1996), existen diferentes formas por la cual se manifiesta un problema de investigación. Para este proyecto se puede señalar que uno de los problemas de mayor relevancia es la existencia de “*lagunas en el conocimiento*”, esto quiere decir que hay una falta de información en los tópicos a tratar, por tanto debe procederse a hacer una recabación de datos con vistas a llenar esta laguna. Por ejemplo:

Tema II. Índice de Productividad.

En este tema, las lagunas se encuentran en diversos tópicos como es el caso de los métodos LOG-LOG y Fetkovich los cuales no se encuentran en cualquier literatura sino en artículos de autores especialistas. Además tenemos el caso de los instrumentos de medición los cuales son muy difíciles de conseguir en los distintos libros. Por otra parte en este insumo se cubrieron las lagunas de los ejemplos y problemas.

Tema III. Flujo Natural.

En este caso, las lagunas fueron cubiertas al agregar los regímenes de flujo horizontales ya que no solo no es importante conocer el comportamiento de estos en la tubería sino también en las líneas de flujo que van hacia las estaciones. Además de conceptos básicos para la mejor comprensión del comportamiento de las caídas de presión a lo largo de la tubería de producción y las líneas de flujo como por ejemplo: factor de fricción, caídas de presión en válvulas y accesorios, entrampamientos deslizamientos, entre otros. Por otra parte se incluyeron no solo otras correlaciones para el cálculo de ecuación general del gradiente de presión sino que además se incluyó la deducción de las mismas de las más usadas y se completaron con problemas y ejercicios resueltos. Sin olvidar la inclusión un tópico tan importante como es de los estranguladores.

Tema IV. Bombeo Mecánico.

En este, se completaron las unidades de superficie ya que solo se encontraba la unidad de balancín y no las unidades hidráulicas, además de figuras descriptivas de los equipos de este método. Se mejoró y se amplió el tópico del análisis de las condiciones de producción por bombeo mecánico (dinamómetro). Ejemplos y problemas.

Tema V. Levantamiento Artificial por Gas.

En este tema, las lagunas se llenaron con la información de los cursos dictados en el CIED y con elementos importantes encontrados en trabajos especiales de grado actuales. Se debe resaltar que en los textos antes mencionados se utilizan los procesos tal cual se aplican en el campo. Se le agregaron problemas de diseño.

Tema VI. Bombeo por Cavidades Progresivas.

En el mismo, se incluyeron figuras e imágenes descriptivas de los equipos tanto de superficie como de subsuelo como de la geometría del movimiento del sistema rotor-estator. Además de introducir las innovaciones tecnológicas más recientes de la industria solo encontradas en artículos de autores especializados, de difícil traducción. Sin olvidar la explicación detallada del proceso de diseño de las BCP.

Por último es importante señalar el problema de *“la explicación y sistematización de los conocimientos”*, cuanto mayor sea la sistematización, mayor será la comprensión del tópico. Lo importante es relacionar los conocimientos existentes con aquellos que han surgido últimamente e ir engranando la información de forma coherente, metódica y sistemática.

Un ejemplo claro de esto, es el hecho de que el manual existente no posea un orden lógico por el cual se pueda tener una productividad eficaz del estudio. Por otro lado los tópicos se encuentran en libros, trabajos especiales o guías especializadas en un tema en concreto, pero no existe un material sistematizado que recopile toda la información y contenga ayuda audiovisual descriptiva que lleve al estudiante a que con un solo material pueda conseguir toda esa información, tanto es así que el estudiante se tiene que trasladar a diversas bibliotecas para conseguir una gran cantidad de textos para recopilar una información veraz y completa de el objetivo a estudiar.

Con el paso de los años no han existido renovaciones o actualizaciones de los materiales útiles para tales materias, los alumnos no tienen donde buscar la información, pierden tiempo, esfuerzo y nunca se logra concretar la información por no haber una manual que contenga los contenidos necesarios del área.

La mayoría de los textos están en el idioma inglés, además de tener la información dispersa, lo que ocasiona un consumo extra de tiempo para la búsqueda de la misma, la cual, luego conseguirla, en la mayoría de los casos se debe traducir al idioma español y esto se traduce en tiempo extra para el estudio de la materia, además de poner en peligro la veracidad de lo interpretado. Este tiempo se reduciría encontrando toda la información en un solo material y en el idioma español (lengua nacional).

Una vez planteado el problema de la investigación, se puede exponer la hipótesis del mismo:

HIPÓTESIS GENERAL: Se considera necesario la utilización de un manual de Ingeniería de Producción que contenga información válida y actualizada.

HIPÓTESIS ESPECÍFICA: 1) El manual empleado actualmente para estudiar la asignatura de ingeniería de Producción I es deficiente. 2) Se necesitan materiales coherentes, ordenados y completos para estudiar esta asignatura.

OBJETIVO GENERAL:

Construir una base de datos, con el propósito de alimentar la preparación de un manual de ingeniería de petróleo que sirva de apoyo a los estudiantes de las asignaturas: Ingeniería de Producción I e Ingeniería de Producción II de la Universidad Central de Venezuela.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Diseñar una base de datos, fundamentalmente para la asignatura de Ingeniería de Producción I.
- Construir una síntesis de los tópicos, que tengan que ver con: Índice de Productividad, IPR, TPR, flujo natural, Bombeo Mecánico, Levantamiento Artificial por gas y Bombas de Cavidad Progresiva.
- Demostrar mediante una encuesta difundida en la asignatura: Ingeniería de Producción I, (30%) de la población estudiantil del curso del primer semestre del 2002, la relevancia de la construcción de dicha base de datos para el beneficio de estudiantes de las carreras antes mencionadas.

MÉTODO:

Para cumplir con los objetivos antes propuestos se decidió realizar una búsqueda exhaustiva de materiales pertinentes con el tema a tratar. Este trabajo especial de grado consiste en una monografía, ya que está basada principalmente en información documental, acumulando, recopilando y diseñando una fuente

verídica, confiable y actual que contenga la materia pertinente a la asignatura de Ingeniería de Producción I.

Sin embargo, se han establecido algunos criterios para la búsqueda de la información documental presente en esta investigación, los cuales se han seguido rigurosamente como parte de la metodología aplicada en dicho proyecto.

Los criterios utilizados fueron los siguientes:

- 1) **Criterio de Temporalidad documental:** para recolectar la información de la investigación se ha propuesto buscar documentación actualizada que pertenezca al período de los años '90 hasta la presente. Sin embargo, se incluyeron dos materiales que resultan ser unos clásicos fundamentales en la materia en cuestión y por ese motivo se agregaron. El resto de la información que se encontró que no perteneciera o formara parte del criterio de temporalidad establecido quedaron fuera del proceso de investigación.
- 2) **Criterio Temático:** otro criterio establecido para la búsqueda fueron los “temas de interés”, ya que el proceso de búsqueda se concentró en conseguir la información por “temas” preestablecidos que se plantearon desde el inicio de la investigación. Es decir, luego de haber realizado una lista con los temas a investigar, se fue recopilando información que complementara dichos temas.
- 3) **Criterio de Línea Base:** la base de la información a investigar surgió del programa de estudio de la materia Ingeniería de Producción I del año 2002. Los investigadores, decidieron revisar el programa de estudio de dicha materia y tomarlo como base temática para la búsqueda de la información. Si embargo, se decidió introducir otros tópicos a la hora de establecer el **Criterio Temático**, ya que se consideraron de gran importancia e interés para los investigadores y no se encontraban en dicho programa.
- 4) **Criterio de Síntesis de los Tópicos:** en este trabajo se desarrolló una síntesis de los tópicos mencionados en los objetivos específicos:

1.1 **Desarrollo del tema I** - Fundamentos básicos de la Ingeniería de Producción.

1.2 **Desarrollo del tema II** - Índice de Productividad, IPR y TPR.

1.3 **Desarrollo del tema III** - Flujo Natural.

1.4 **Desarrollo del tema IV** - Bombeo Mecánico.

1.5 **Construcción de la síntesis del tema V** - Levantamiento Artificial por Gas.

1.6 **Construcción de la síntesis del tema VI** – Bomba de Cavidad Progresiva.

En el contenido de los temas fueron incluidos: definiciones, figuras descriptivas de los procesos, métodos de cálculos, como se calculan las variables necesarias, ejemplos, problemas, antecedentes, importancia de los distintos métodos de producción, aspectos básicos para el mejor entendimiento de los temas, en algunos casos avances tecnológicos, entre otras cosas.

Dichos tópicos se fueron incluyendo en el proyecto mediante una síntesis, analizada y compactada, pero veraz, completa, confiable y sencilla. Buscando la mayor accesibilidad y comprensión de los tópicos tratados.

Así tenemos, que los criterios propuestos anteriormente, son las bases metodológicas que se consideraron a la hora de la búsqueda de la información documental del presente trabajo investigativo.

Ahora bien, para cumplir con el tercer objetivo específico propuesto, se utilizó mezcla de metodología cualitativa y cuantitativa para el análisis de los datos revelados en las encuestas, que proporcionará una información completa y clara, la cual se revelará en una encuesta para detectar las necesidades y justificación de un manual de Ingeniería de Producción.

Antes de entrar en el proceso metodológico de lleno debe señalarse que la población utilizada para la realización de la encuesta fue:

- 1) Estudiantes de la asignatura, Ingeniería de Producción I del primer semestre del 2002, aquí se habla de una población estudiantil de cincuenta y cinco (55) estudiantes (grupo 1).
- 2) Profesores del área de Producción y Perforación, que consta de cuatro (4) profesores.
- 3) Ex-alumnos de las asignaturas del área (egresados); se hace realmente complejo saber la cantidad exacta de esta población.

Todos de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela.

Una vez descrita la población debe destacarse la muestra encuestada:

Del grupo 1, los encuestados fueron: Diez y ocho (18) (33% de la población).

Del grupo 2, los encuestados fueron: tres (3) profesores del área (75% de la población).

Del grupo 3, los encuestados fueron: nueve (9) ex alumnos.

Estas cifras hacen un total de 30 personas encuestadas, lo cual se consideró suficiente para conseguir confiabilidad y validez del instrumento, así como para las estadísticas de los datos revelados.

Metodología Cuantitativa: busca los hechos y sus causas, escasa atención a los aspectos subjetivos, busca la objetividad, la medición penetrante y controlada, la perspectiva de la investigación es desde afuera, orientado a la comprobación y al resultado, los datos son sólidos, generalizables y asume la realidad como estable.

Método Cuantitativo: Específico: se utilizaron dos métodos cuantitativos, en primer lugar una escala “**Tipo Lickert**” de cinco (5) escalafones que van desde excelente, bueno, regular, deficiente hasta malo. Por otra parte se realizó una “**Pregunta Cerrada**”, con respuesta dicotómica (si/no). Ambos serán analizadas en términos numéricos y los resultados de las mismas serán expresadas en gráficos de porcentajes.

Metodología cualitativa: es una metodología de origen naturista, donde las realidades son múltiples y construidas, donde el conocedor y lo conocido son interactivos e inseparables, está ligada a los valores y opiniones. Es una metodología subjetiva, con una perspectiva desde adentro, es no generalizable y asume una realidad dinámica.

Método Cualitativo específico: en este caso se utilizó el método del “**Análisis de Contenido**”, el cual consiste en crear categorías con las frases más comunes y relevantes expresadas por los encuestados, en preguntas abiertas o semiestructuradas, con el fin de estructurar los datos revelados de las opiniones y significados particulares que otorgan los encuestados.

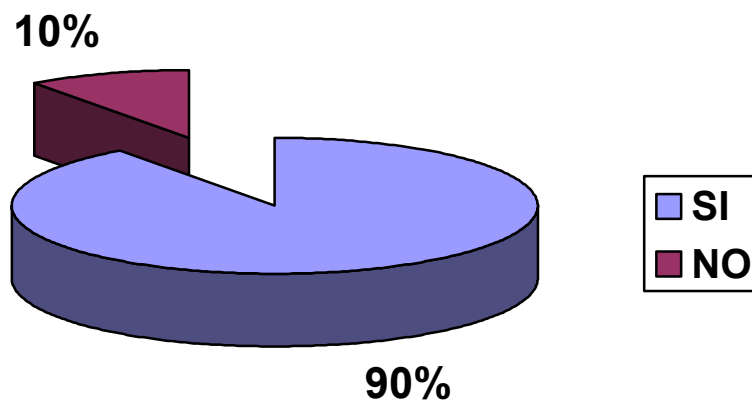
Estructuración de la encuesta

- 1) La primera pregunta de la encuesta se basa en una pregunta cerrada, con respuesta dicotómica (si/no), que se evaluará de manera cuantitativa, es decir contando el número de personas que respondieron de forma afirmativa o negativa.
- 2) La segunda pregunta está formulada en una escala tipo Lickert, que puntúa desde excelente hasta malo, pasando por bueno, regular y deficiente. Las personas que respondieron excelente puntuarán con la máxima puntuación, que es cinco (5), las que respondieron bueno con cuatro (4), regular con tres (3), deficiente con dos (2) y malo con uno (1). Es por ello que se habla nuevamente de una metodología cuantitativa.
- 3) La tercera pregunta es abierta de opinión, para su análisis se realizará un Análisis de Contenido, antes explicado de origen metodológico cualitativo.
- 4) Por último se plantea una pregunta semiestructurada, donde la persona debe responder 5 características, las cuales serán analizadas también en el orden de lo cualitativo, mediante un Análisis de Contenido.

RESULTADOS

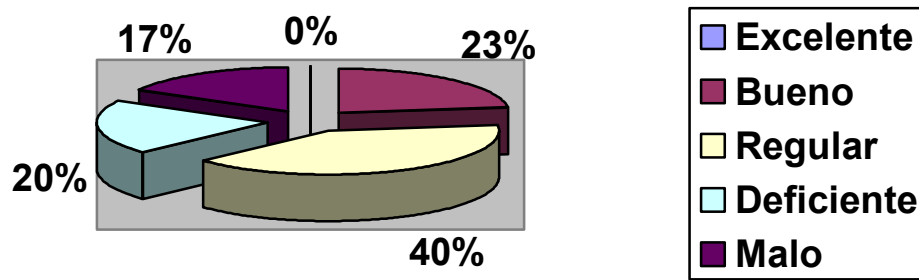
- 1) En la primera pregunta realizada en la encuesta. ¿Considera usted necesaria la realización de un manual de Ingeniería de Producción? Donde las respuestas eran: si y no, los resultados fueron los siguientes:
 - a) 27 personas encuestadas respondieron que sí era necesario la utilización de un Manual de Ingeniería de Producción. Lo que significa que el 90% de las personas consideran que es necesario el uso del manual.
 - b) 3 personas encuestadas respondieron que no era necesaria la utilización de un Manual de Ingeniería de Producción, lo que conforma el 10% de la muestra.

¿Considera necesaria la utilización de un manual de Ingeniería de Producción?



- 2) En la segunda pregunta, planteada en una escala Tipo Lickert . Que dice: El manual empleado actualmente para estudiar la asignatura de Ingeniería de Producción es. Las respuestas eran, excelente, que puntúa con el máximo valor, que es cinco (5), las que respondieron bueno puntuarán con cuatro (4), regular con tres (3), deficiente con dos (2) y malo con uno (1).

- a) Ninguno de los encuestados respondió que el manual empleado actualmente para estudiar la asignatura de Ingeniería de Producción es excelente.
- b) Siete (7) personas encuestadas respondieron que era bueno.
- c) Doce (12) personas respondieron que era regular.
- d) Seis (6) personas respondieron que era deficiente
- e) Cinco (5) personas respondieron que era malo.



- 3 La tercera pregunta consiste en una pregunta abierta, cuyos resultados serán analizados en base a la metodología cualitativa del Análisis de Contenido. La pregunta dice: Para usted, que le faltaría al actual material para ser bueno o excelente?. Para dicho análisis se formaron cuatro (4) categorías, que se presentan a continuación:

<p>Propuesta de inclusión de ejercicios con respuestas</p>	<p>“ Debería contener ejercicios resueltos” “Agregar problemas resueltos y propuestos” “Faltan ejemplos prácticos” “Deben adicionarse problemas de aplicación de conocimientos y ejemplos”</p>
<p>Estructura de la información</p>	<p>“ Debería haber más orden en la información” “Debe haber secuencias en la información” “Debe haber síntesis y resumen de la información” “Hace falta coherencia en la información” “Partes integradas en el manual”</p>
<p>Explicación del contenido</p>	<p>“Debe haber mejor explicación de los temas” “Explicar más a fondo los componentes de cada sistema” “Hay carencia de información de los sistemas de levantamiento artificial”</p>
<p>Gráficos y dibujos</p>	<p>“No hay dibujos o ejemplos claros” “Debería haber gráficos de cada bomba con su explicación” “No existen dibujos que expliquen la función de los elementos teóricos”</p>

- 4 La última pregunta en la cual se plantea una pregunta semiestructurada, donde la persona debe responder 5 características, las cuales serán analizadas también en el orden de los cualitativo, mediante un Análisis de Contenido, los resultados a la pregunta, ¿Qué sugerencias propondría usted para mejorar en términos globales las asignaturas de Ingeniería de Producción? fueron los siguientes:

<p>Mejor explicación</p>	<p>“Buena explicación de los procesos”</p> <p>Se necesitan láminas gráficas”</p> <p>“Ilustraciones y ejemplos numéricos”</p>
<p>Práctica</p>	<p>“ Hacer más problemas tipo examen”</p> <p>“Más ejemplos tipo parcial”</p> <p>“Realizar más prácticas tanto en laboratorio como en ambientes” externos”</p> <p>“Trabajos y salidas de campo”</p> <p>“Hace falta observar equipos, su funcionamiento, mejorar la parte empírica”</p> <p>“Más horas de práctica”</p> <p>“Hacer prácticas en simuladores”</p>
<p>Información</p>	<p>“Se necesita un manual que dure desde el principio de la materia hasta el final”</p> <p>“El material debe ser distribuido en clases para reproducirlo”</p> <p>“Tener material de apoyo a tiempo”</p>
<p>Profesores</p>	<p>“Se necesitan mas profesores en el área”</p> <p>“Mas dedicación al estudiante”</p> <p>“Clases más dinámicas y participativas”</p> <p>“Mayor interacción alumno-profesor”</p> <p>“Charlas de actualización”</p> <p>“Menos horas y más densas las clases”</p>
<p>Internet</p>	<p>“Incorporación de información a internet”</p>

HERRAMIENTA DE TRABAJO

La forma de estructurar este manual no fue nada sencilla a causa de la ardua búsqueda de información para luego compaginarla de forma coherente de manera de satisfacer las necesidades del principal usuario (el estudiante), a sabiendas que se incluyeron sus propuestas obtenidas a través de las encuestas, que se llenaron las lagunas, y sistematizo el contenido.

Se atendió la preocupación del profesorado, que necesitaba un material de apoyo que incluyera de manera integral toda la asignatura y de esta manera se obtuvo el producto final.

Uds. se preguntarán ¿porqué se dice que se obtuvo de forma coherente? Y la respuesta es que con ayuda de nuestro tutor y profesor de la materia (el Prof. Víctor Escalona) y el programa de la misma se logró hilar un tema con el otro con el orden adecuado, es decir, Índice de Productividad, IPR y TPR debido a que estos son los parámetros guías del proceso de producción y con su ayuda se conoce la capacidad de producir un pozo, es decir si produce naturalmente (tema que viene a continuación) o si es necesario que se le apliquen algunos métodos de levantamiento artificial, como Bombeo Mecánico, Levantamiento Artificial por Gas Bombeo de cavidades progresivas (temas subsiguientes).

CONCLUSIONES

Se determinó la necesidad de crear un manual de ingeniería de producción para los estudiantes de dicha asignatura

El instrumento elaborado detectó la inconformidad del estudiantado en las asignaturas: ingeniería de producción I y II, por la dificultad del manejo y proceso de la información.

El instrumento verificó la necesidad de un manual de producción petrolera con contenido de figuras ilustrativas que visualicen con mayor precisión los procesos de producción así como los ejemplos y problemas.

Se elaboró una base de datos para un manual integral que contenga los diferentes tópicos de la asignatura de ingeniería de producción I.

La base de datos elaborada:

- ✓ Integra la información que se encontraba dispersa en diferentes materiales.
- ✓ Presenta los temas de forma lógica y coherente.
- ✓ Suple la carencia de manuales de ingeniería de producción.

RECOMENDACIONES

Validación del manual diseñado, con la puesta en práctica del mismo en los cursos de producción.

Utilizar el insumo o base de datos diseñada como material básico de consulta en el segundo semestre del 2002 en la asignatura de ingeniería de producción I.

Incluir esta base de datos en la página Web de la escuela de petróleo de la facultad de ingeniería de la UCV, para los estudiantes poder tener acceso a dicho material con el fin de mejorar el conocimiento integral con respecto a la materia de producción I.

Realizar la segunda fase de esta base de datos, con el contenido de la materia de producción II, para que así el estudiantado posea suficiente material.

Actualizar el material elaborado con las diferentes tecnologías de punta que salgan en el mercado de la industria petrolera nacional y mundial, con el propósito de mantener actualizado al estudiantado, además de tenerlo capacitado para competir en el difícil mercado de la industria petrolera.

Enviar dicho manual a otras casas de estudio donde se imparta la ingeniería de petróleo y el tópico de ingeniería de producción, con el propósito de que éstas, se guíen con dicho material; además de unificar criterios, en la medida que sea posible con respecto a dicha especialidad. Y así con dicho manual, nuestra insigne universidad dejar una huella dentro del aprendizaje de la industria petrolera.

Realizar un trabajo similar, para otros cursos y/o asignaturas dictadas en la escuela de petróleo de la Universidad Central de Venezuela, esto con el objeto de facilitar el desarrollo integral del estudiante.

BIBLIOGRAFÍA

Sjoberg y Nett (1980). **Mitología de la investigación**. Mexico:Trillas.

Rusque, A. (1999). **De la Diversidad a la Unidad en la Investigación Cualitativa**. Caracas: Faces UCV.

Mc. Guigan, F (1996). **Psicología Experimental: Métodos de Investigación**. Mexico: Prentice Hall.