



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

# DESARROLLO DE SISTEMA HIDROMECAÁNICO PARA LIMPIEZA INTERIOR DE POZOS PETROLEROS

TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA  
PRESENTA

ING. MIGUEL ANGEL LÓPEZ LÓPEZ

DIRECTOR:  
DR. LUÍS MANUEL PALACIOS PINEDA

SINODALES:  
DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO  
DR. EDGAR ERNESTO VERA CARDENAS

Pachuca de Soto, Hidalgo agosto de 2021



Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica  
ACTA

Siendo las 13:00 horas del 19 de febrero de 2020, reunidos a distancia, el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del tema de Tesis: *Desarrollo de un sistema hidromecánico para limpieza interior de pozos petroleros*, con el siguiente contenido:

- Resumen/Abstract
- Nomenclatura
- Contenido
- Índice de cuadros, gráficas y figuras.
- 1- Introducción
- 2- Estado del arte
- 3- Marco teórico
- 4- Materiales y métodos
- 5- Resultados
- Conclusiones
- Bibliografía
- Apéndices

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Miguel Ángel López López obtenga el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Luis Manuel Palacios Pineda.

**ATENTAMENTE**

*El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia*

**EL CONSEJO DE POSGRADO**

**Dr. Hugo Francisco Abundis  
Fong**

**Dr. Armando Irvin Martínez  
Pérez**

**Dr. Luis Manuel Palacios  
Pineda**

**Dra. Erika Osiris Ávila Dávila**

**Dr. Ignacio Ramírez Vargas**

**Dr. Edgar Ernesto Vera  
Cárdenas**

**Dra. Marisa Moreno Ríos**

**Dr. Juan Serrano Arellano**

**Dr. Valente Hernández Pérez**



# EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

Instituto Tecnológico de Pachuca  
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Pachuca, Hidalgo, **24/Agosto/2021**  
OFICIO No. DEPI-73-21

## C. ING. MIGUEL ÁNGEL LÓPEZ LÓPEZ PRESENTE

La que suscribe, jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica para examinar su Tesis:

Desarrollo de un sistema hidromecánico para  
limpieza interior de pozos petroleros

se han reunido, y después de intercambiar opiniones manifiestan su aprobación de la Tesis, en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y, en consecuencia, se autoriza su impresión.

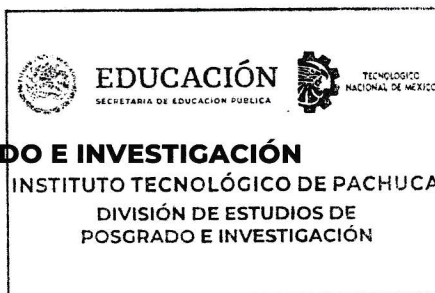
Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.

## ATENTAMENTE

*El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia*

  
**M. A. C. ELODIA CLAUDIA GUERRERO ORTIZ**  
**JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**

C.p. Archivo  
ECCO/LMPP



# AGRADECIMIENTOS

## ***A mi esposa e hijos***

Dedico este trabajo de tesis con mucho cariño y amor a las personas que tanto quiero y extraño mucho a mi esposa (Isabel) y a mis hijos (Hansel y Gretel), que han sido lo más importante en mi vida personal y profesional. A mi esposa por apoyarme y entenderme en todo momento para la realización de este proyecto, a mis hijos que son mi inspiración y el motivo de superarme cada día, espero que este trabajo que realice con mucho esfuerzo y dedicación, sea un motivo más en su futuro, les ayude para esforzarse en todo momento y dar lo mejor cada día para alcanzar sus metas y objetivos que se planteen en esta vida.

Ustedes saben el esfuerzo y dedicación que me llevo terminar este proyecto del cual me siento muy contento y orgulloso de haberlo terminado satisfactoriamente.



***A mis directores de tesis.***

Doc. Luis Manuel Palacios Pineda, Doc. Mario Emigdio Rodríguez Castillo y Doc. Edgar Ernesto Vera Cárdenas por sus conocimientos y apoyo que tuvieron durante el desarrollo de este trabajo de tesis.

***A mi asesor y amigo.***

Ing. Juan Antonio Castro Rodarte, por sus conocimientos, experiencia y apoyo brindado que tuvo durante el trabajo de tesis.

***A mis amigos.***

Esaú Rodríguez y Javier Covarrubias por su amistad y apoyo incondicional en todo momento para la realización de este trabajo de tesis.

***A mis compañeros de trabajo.***

Cesar Ontiveros Patlan, Misael García Rodríguez, Rubén Hernández Reyes, Emanuel Ortega López, José David Pérez Méndez y Apolinar Albiter Hernández, por su amistad y apoyo en la realización de este trabajo de tesis.

## **CONTENIDO**

LISTA DE FIGURAS.....	3
LISTA DE TABLAS .....	5
RESUMEN .....	6
ABSTRACT.....	7
1. ANTECEDENTES.....	8
1.1. Introducción .....	8
1.2. Planteamiento del problema.....	11
1.3. Justificación .....	13
1.4. Objetivos .....	15
2. MARCO TEORICO.....	16
2.1. Métodos de limpieza y tipos de sistema (motores).....	16
2.2. Engranés y trenes de engranes. ....	27
2.3. Cojinetes y lubricantes .....	29
2.4. Aro sellos .....	40
2.5. Recipientes sometidos a presión externa .....	42
2.6. Alabes .....	43
2.7. Metodología de diseño de Nigel Cross .....	46
3. SISTEMA HIDROMECAÁNICO.....	53
3.1 Geometría del tren de engranes.....	57
3.2 Cálculo de esfuerzos del sistema de transmisión de potencia.....	60
3.3 Cálculo de resistencia de la flecha de la sección de carga .....	73
3.4 Análisis de flujo de la turbina .....	83

4.	MANUFACTURA Y PRUEBAS DE LABORATORIO .....	94
4.1.	Elementos mecánicos .....	94
4.2.	Control de calidad y ensamble de los componentes.....	96
4.3.	Pruebas de laboratorio .....	98
	CONCLUSIONES .....	102
	REFERENCIAS.....	103
	ANEXO A. INGENIERÍA DE DETALLE .....	104

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Yacimiento y pozos petroleros costa afuera productores de aceite. ....	8
Figura 2. Representación típica de un pozo petrolero. ....	9
Figura 3. Pozo Fluyente .....	10
Figura 4. Pozos con Sistema Artificial de Producción.....	11
Figura 5. Problema típico de incrustaciones en una tubería de producción de hidrocarburos. ....	11
Figura 6. Problema típico de sedimentos en una tubería de producción de hidrocarburos. ....	12
Figura 7. Problemática de depositaciones e incrustaciones en tuberías de producción .....	12
Figura 8. Obstrucción parcial de tuberías de producción.....	13
Figura 9. Sección transversal de rotor / estator .....	21
Figura 10. Etapa de la sección de potencia .....	22
Figura 11. Motor hidráulico de desplazamiento positivo (PDM) para servicios de Tubería Flexible.....	23
Figura 12. Grafica de valores .....	24
Figura 13. Motor hidráulico metal – metal (Macdrill) para servicios de Tubería Flexible.....	25
Figura 14. Motor hidráulico de turbinas para servicios de Tubería Flexible .....	26
Figura 15. Ejemplo de un engrane cilíndrico .....	28
Figura 16. Tren de engranes planetarios .....	29
Figura 17. Cojinetes de bolas .....	34
Figura 18. Tipos de cojinetes con rodillos .....	35
Figura 19. Cojinetes de empuje.....	36
Figura 20. Clasificación de los cojinetes de elementos rodantes .....	37
Figura 21. Clasificación de los cojinetes de elementos rodantes .....	38
Figura 22. Información de desempeño, tamaño y disponibilidad relativos de cojinetes de rodamiento.....	39
Figura 23. Sección o grueso y diámetro interior .....	40
Figura 24. Diseño de alojamiento .....	41
Figura 25. Parámetros geométricos del perfil .....	43
Figura 26. Parámetros geométricos de la cascada de álabes .....	44
Figura 27. Dirección de la fuerza resultante en el álabe del rotor.....	44
Figura 28. Turbina Pelton.....	46
Figura 29. Metodología de Nigel Cross .....	47
Figura 30. Árbol de objetivos.....	47
Figura 31. Caja negra .....	48
Figura 32. Caja transparente.....	48
Figura 33. Diagrama general del sistema hidromecánico .....	54
Figura 34. Componentes que integran el sistema hidromecánico .....	54
Figura 35. Diseño de componentes internos del sistema hidromecánico.....	55
Figura 36. Diseño de la sección de potencia .....	55
Figura 37. Diseño de la sección de carga .....	56
Figura 38. Diseño de la camisa exterior .....	56
Figura 39. Tren de engranes planetarios .....	57
Figura 40. Fuerzas que se producen en el contacto entre engranes.....	62
Figura 41. Factor de sobrecarga $K_v$ .....	65
Figura 42. Factor de distribución de carga $K_m$ .....	66

Figura 43. Factor de espesor del aro $K_B$ .....	68
Figura 44. Factor de condición superficial $C_f$ .....	68
Figura 45. Esfuerzo de flexión .....	70
Figura 46. Esfuerzo de contacto.....	71
Figura 47. Sección de la flecha de salida .....	73
Figura 48. Cambio de geometría sección A-A.....	74
Figura 49. Perforación transversal sección B-B.....	75
Figura 50. Barra redonda ranurada sección C-C .....	77
Figura 51. Diseño de la turbina motriz (rotor) en CAD.....	84
Figura 52. Diseño del estator del motor (estator) en CAD.....	84
Figura 53. Ensamble del rotor - estator .....	85
Figura 54. Mallado del rotor - estator .....	85
Figura 55. Estudio en 2D en Fluent.....	86
Figura 56. Perfil de la velocidad del rotor – estator .....	86
Figura 57. Perfil de los vectores de velocidad del rotor – estator .....	87
Figura 58. Perfil de la velocidad del rotor – estator en 3D .....	87
Figura 59. Perfil de los vectores de velocidad del rotor – estator en 3D .....	88
Figura 60. Perfil del contorno de la turbulencia del rotor – estator en 3D.....	88
Figura 61. Perfil de las líneas de corriente de velocidad del rotor – estator en 3D.....	89
Figura 62. Perfil del contorno de velocidad del rotor – estator en 3D .....	89
Figura 63. Perfil del contorno de la presión del rotor – estator en 3D .....	90
Figura 64. Perfil de la velocidad del rotor – estator en 3D .....	90
Figura 65. Perfil de la velocidad del rotor – estator en 3D .....	91
Figura 66. Perfil del contorno del rotor en 3D .....	91
Figura 67. Piezas rotacionales y propiedades físicas del sistema hidromecánico.....	92
Figura 68. Maquinado de la flecha de la sección de carga.....	94
Figura 69. Maquinado del porta-satélite .....	95
Figura 70. Maquinado de la turbina motriz.....	95
Figura 71. Ensamble de piezas rotacionales de la sección de potencia.....	97
Figura 72. Ensamble de la sección de potencia.....	97
Figura 73. Ensamble de rodamientos de la sección de carga .....	97
Figura 74. Ensamble de la sección de carga.....	97
Figura 75. Ensamble del sistema hidromecánico .....	98
Figura 76. Molino plano.....	98
Figura 77. Prueba del funcionamiento del sistema hidromecánico.....	99
Figura 78. Prueba del tren de engranes .....	99
Figura 79. Prueba rotacional de la sección de carga .....	100
Figura 80. Prueba del funcionamiento del sistema hidromecánico con molino cónico .....	100
Figura 81. Prueba del funcionamiento del sistema hidromecánico con molino plano.....	101

## **LISTA DE TABLAS**

Tabla 1. Empresas que fabrican motores de perforación de fondo de pozo.....	20
Tabla 2. Tipos de lubricantes líquidos .....	31
Tabla 3. Coeficientes típicos de fricción para cojinetes de elementos rodantes .....	33
Tabla 4. Para diseño de alojamiento estáticos y dinámicos (pulgadas) .....	41
Tabla 5. Fijación de requerimientos y sus características .....	49
Tabla 6. Matriz de características y requerimientos.....	51
Tabla 7. Generación de alternativas .....	52
Tabla 8. Evaluación de alternativas de solución .....	52
Tabla 9. Parámetros de entrada .....	60
Tabla 10. Torque y fuerzas tangenciales.....	63
Tabla 11. Cálculo del factor de carga.....	65
Tabla 12. Valores obtenidos dependiendo el caso .....	67
Tabla 13. Factor geométrico.....	69
Tabla 14. Factor geométrico para fines prácticos .....	69
Tabla 15. Coeficiente elástico .....	70
Tabla 16. Esfuerzo de flexión y contacto $S_{at}$ y $S_{ac}$ .....	71
Tabla 17. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión $Y_N$ y a la picadura $Z_N$ .....	72
Tabla 18. Proceso de cálculo y factores de seguridad.....	73
Tabla 19. Valores para obtener A.....	76
Tabla 20. Propiedades mecánicas de algunos aceros tratados térmicamente.....	80
Tabla 21. Parámetros en la condición superficial de Marín.....	80
Tabla 22. Efecto de la temperatura de operación .....	81
Tabla 23. Elementos diseñados .....	93



## **RESUMEN**

Este trabajo tiene como propósito desarrollar una nueva tecnología eficiente, económica, práctica y de carácter nacional, de aplicación efectiva y de bajo costo, para la limpieza interior en tuberías de producción de pozos petroleros, sin soslayar la seguridad del personal durante la operación del sistema y el cuidado al medio ambiente.

Durante la vida de un pozo productor de hidrocarburos, se van generando de manera natural depósitos o incrustaciones en el interior de las tuberías que transportan dichos hidrocarburos desde el yacimiento hasta la superficie, esto es ocasionado principalmente por los cambios de presión, temperatura y regímenes de flujo.

Este dispositivo está basado en el principio hidromecánico como fuente de energía, incorporado a un sistema de tren de engranajes como amplificador de torque y un sistema giratorio de baja fricción que permita el libre movimiento rotacional de una barrena o molino como elementos limpiadores. El conjunto de todos los elementos conformarán una herramienta de fondo de pozos, herméticamente diseñada para aislar y resistente a las altas presiones y temperaturas dentro de un pozo petrolero.

De acuerdo con los resultados obtenidos de las pruebas experimentales este sistema hidromecánico puede ser utilizado como una solución a los problemas de sedimentos y asfaltenos en una tubería de producción de hidrocarburos.

Los cálculos realizados para obtener el torque requerido en el sistema y las cargas a las que estará expuesto durante su operación, tanto en la sección de potencia como en la sección de carga permitieron dimensionar adecuadamente el diseño propuesto del sistema de limpieza hidromecánico.

Finalmente, actualmente se están desarrollando, en conjunto con personal operativo de PEMEX, las técnicas y métodos necesarios para implementar la operación de este sistema de limpieza en los pozos petroleros candidatos de México.

## **ABSTRACT**

The proposal of this development is to have a new efficient, economical, practical, and national technology, within effective and low-cost service for cleaning of internal pipes in oil wells, without compromising the safety for both the personnel and environment.

The productive life of reservoir, deposits or incrustations are naturally generated inside the hydrocarbon's transportation from the reservoir to the surface, this is mainly caused by changes in pressure, temperature, and flow regimes.

The development is based on hydromechanical principle as energy source, incorporated into a gear train system as torque amplifier and a low friction rotary system that allows free rotational movement of an auger or mill such as cleaning elements. The set-up of all elements will conform a downhole tool, hermetically designed to isolate and resistant to high pressures and temperatures inside reservoir.

The hydromechanical system developed can be used as a typical solution problem of sediments and asphaltene in pipeline production hydrocarbons according to the experimental results obtained.

The calculations carried out to obtain the torque required in the system and the loads to which it will be exposed during its operation, both in the power section and in the load section, allowed adequately dimension the proposed design of the hydromechanical cleaning system.

Finally, the techniques and methods necessary to implement the operation of this cleaning system in candidate reservoir in Mexico are currently being developed, in conjunction with PEMEX operating personnel

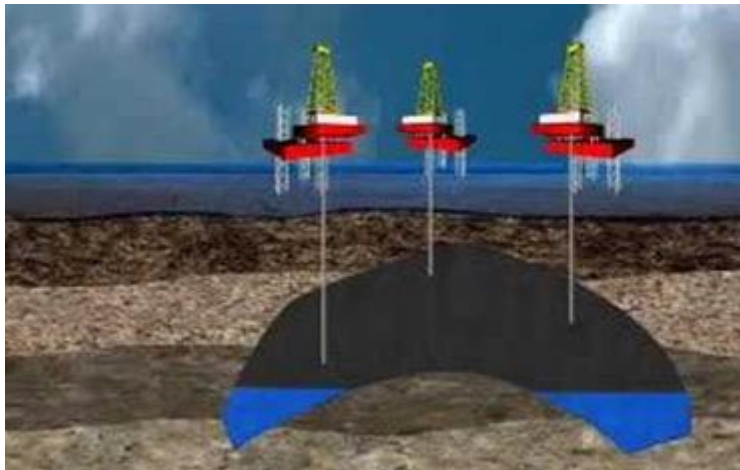
## **1. ANTECEDENTES**

El desarrollo de tecnologías y técnicas para combatir los depósitos orgánicos en tuberías de transporte tiene una larga historia. Sin embargo, no se puede decir que hoy en día se hayan superado todas las dificultades relacionadas con la solución de este problema. (Fatykhov, 2018)

Existen en la actualidad métodos mecánicos, térmicos, químicos, ultrasonido y combinaciones de ellos. Sin embargo, debido a la efectividad y particularidad de cada método hay interés permanente en aplicar nuevas tecnologías. (Mallorga Leon & Quevedo Mallorga, 2009).

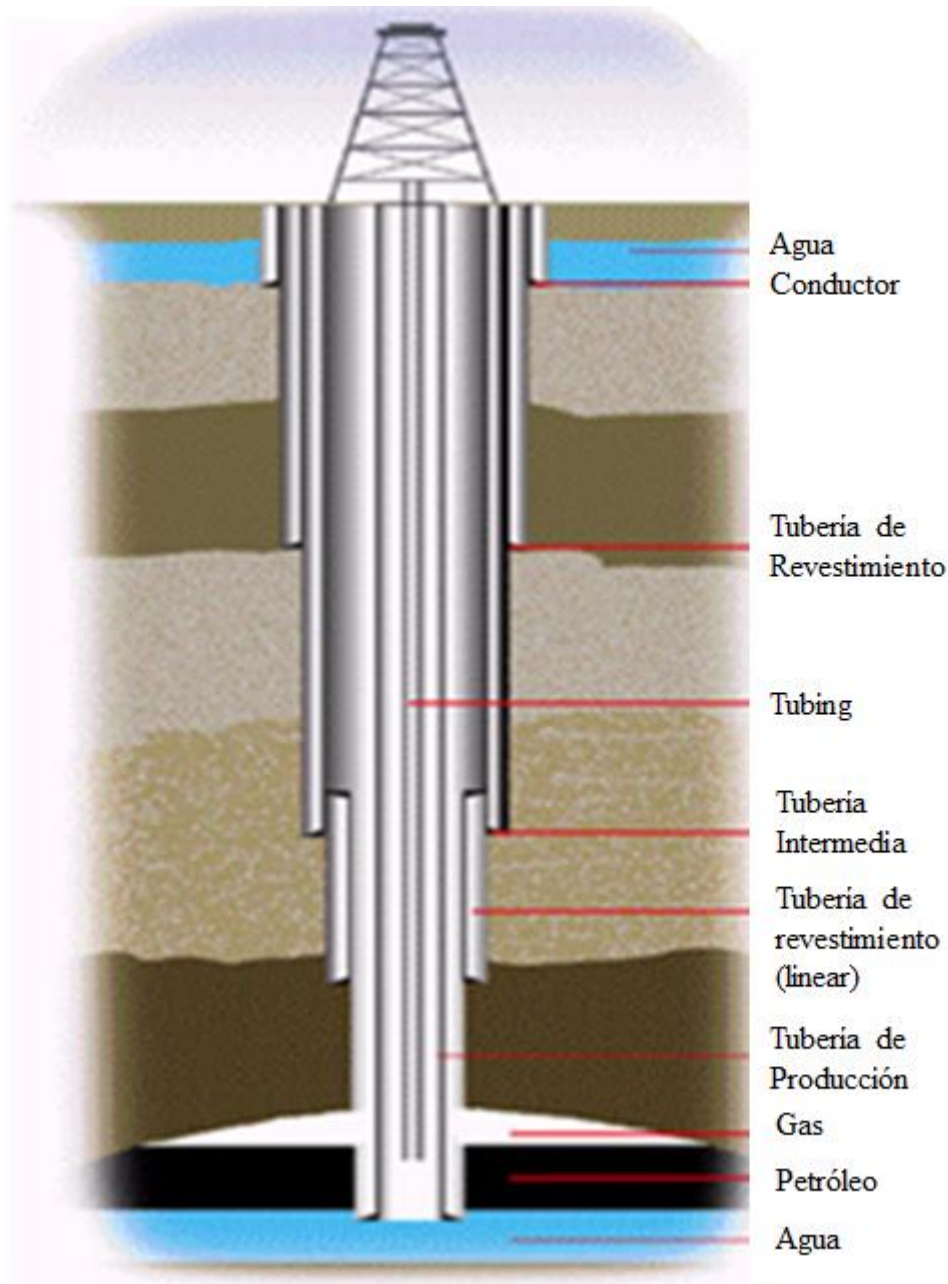
### **1.1. Introducción**

En México existen una gran variedad de pozos petroleros y se clasifican de la siguiente manera: por su ubicación geográfica existen pozos terrestres, pozos costa afuera o marinos y también los pozos lacustres; por el tipo de hidrocarburo producido, existen los pozos de aceite o petróleo líquido y los pozos de gas. La Figura 1 ilustra pozos petroleros costa afuera productores de aceite. Una tercera clasificación de tipos de pozos petroleros es por el diámetro nominal de la tubería de producción con la que están terminados. Así esencialmente son utilizadas tuberías de producción de diámetro de 2 3/8" (60.32 mm), 2 7/8" (73.02 mm), 3 1/2" (88.90 mm) y 4 1/2" (114.30 mm). Debido a que poco más del 70% de las tuberías utilizadas en México son de diámetro nominal de 3 1/2" (88.90 mm), el presente desarrollo está enfocado a diseñar un sistema hidromecánico para limpieza interior de estas tuberías.



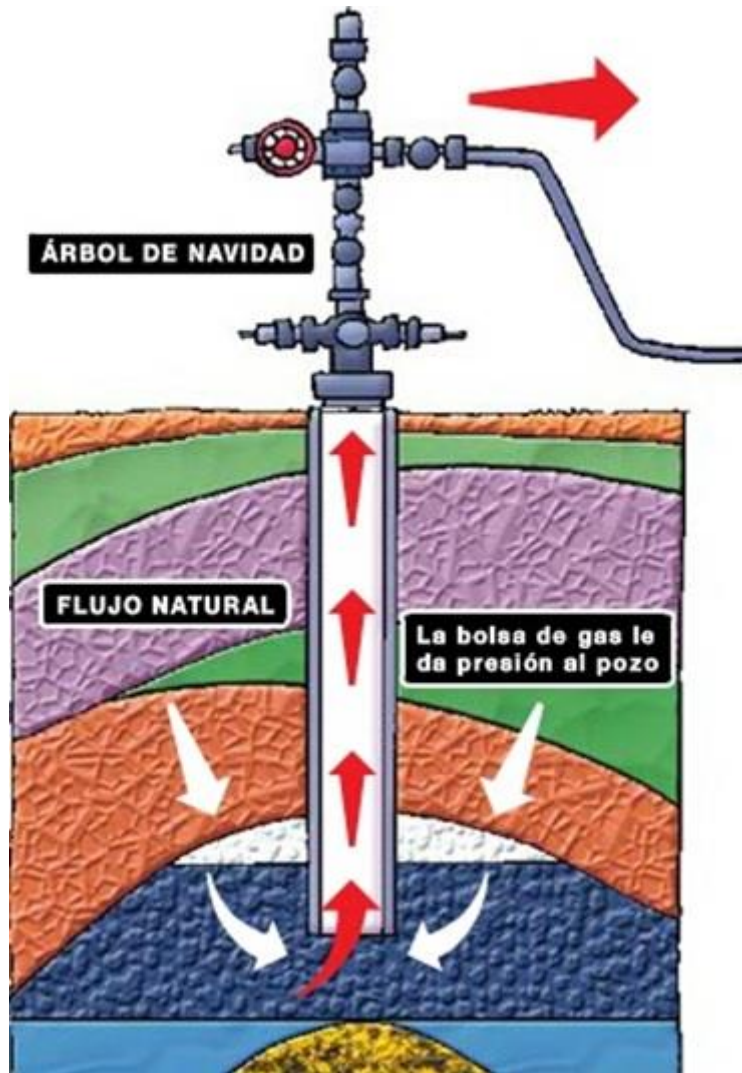
*Figura 1. Yacimiento y pozos petroleros costa afuera productores de aceite.*

Con el antecedente de que un pozo petrolero es un conducto que comunica un yacimiento de hidrocarburos con la superficie, se observa en la Figura 2, el arreglo o distribución de tuberías concéntricas que conforman y dan estabilidad mecánica a un pozo. La tubería central es la que se denomina tubería de producción y a través de ella, viajan los hidrocarburos desde el yacimiento a la superficie.



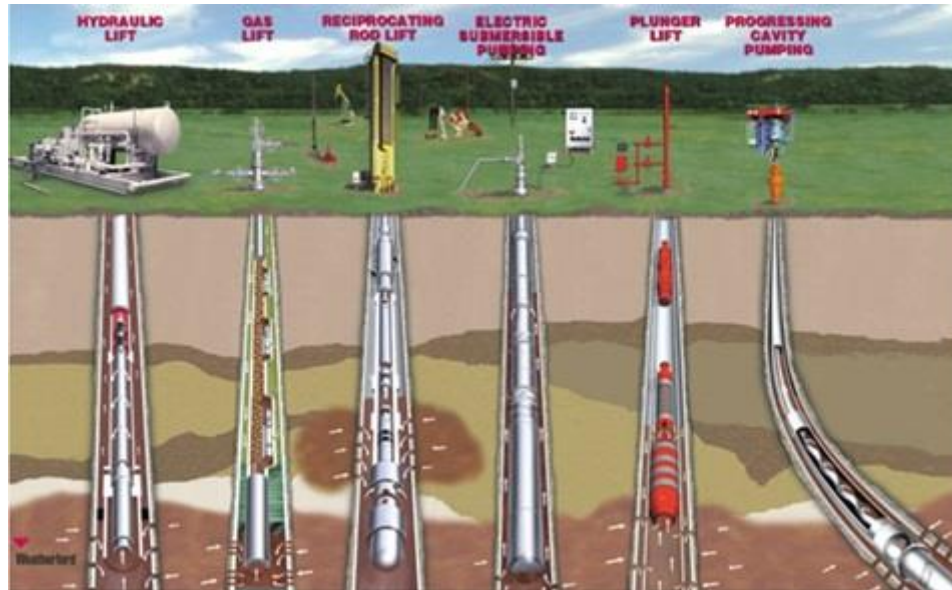
*Figura 2. Representación típica de un pozo petrolero.*

Existen básicamente dos etapas de producción de un pozo petrolero, la primera es cuando los hidrocarburos provenientes del yacimiento son transportados a través de la tubería de producción por la propia energía (presión) almacenada en el propio yacimiento, en cuyo caso se le llama Pozo Fluyente como se muestra en la Figura 3.



*Figura 3. Pozo Fluyente*

Con el paso del tiempo y la explotación de los hidrocarburos, el yacimiento va declinando o disminuyendo su energía propia, hasta llegar al momento donde esta energía no es suficiente para transportar los fluidos desde el yacimiento hasta la superficie, para continuar con dicha explotación, es necesario suministrar o adicionar alguna fuente de energía, a partir de este momento, se le llama Pozo con Sistema Artificial de Producción, como puede observarse en la Figura 4.



*Figura 4. Pozos con Sistema Artificial de Producción*

## 1.2. Planteamiento del problema

Durante la vida productiva de un pozo petrolero, se presentan fenómenos o efectos físicos no deseados durante el transporte de los hidrocarburos desde el yacimiento hasta la superficie. Estos efectos pueden dañar fuertemente tanto la integridad mecánica de las tuberías de producción como la eficiencia en el transporte de los hidrocarburos, lo que impide una óptima explotación del yacimiento, como se observa en la Figura 5 y Figura 6.



*Figura 5. Problema típico de incrustaciones en una tubería de producción de hidrocarburos.*





***Figura 6. Problema típico de sedimentos en una tubería de producción de hidrocarburos.***

La precipitación de parafinas, asfáltenos y la depositación de carbonato de calcio, se refiere al fenómeno mediante el cual un fluido hidrocarburo determinado, bajo ciertas condiciones de presión, temperatura, composición y régimen de flujo, se separa en una o dos fases fluidas de grandes proporciones (gas y/o líquido) y en una fase sólida insoluble de menor tamaño, constituida principalmente por los asfáltenos, las parafinas y el carbonato de calcio tal como se observa en la Figura 7.



***Figura 7. Problemática de depositaciones e incrustaciones en tuberías de producción***

Otro problema frecuente que afecta el interior de las tuberías de producción está asociado al aporte de arena ya sea proveniente del yacimiento o como retorno después de un fracturamiento hidráulico de un yacimiento. Estas arenas solas o con el efecto combinado con parafinas, asfáltenos o carbonato de sodio, representan quizás, los mayores problemas que existen en el obstrucción total o parcial de las tuberías de producción, en la Figura 8 se puede observar esta problemática.



*Figura 8. Obstrucción parcial de tuberías de producción*

### **1.3. Justificación**

El problema de los depósitos o incrustaciones en el interior de las tuberías de producción en un pozo petrolero ha representado históricamente uno de los aspectos de mayor relevancia económica en el ámbito petrolero, ocasionado por los dos siguientes factores:

El primer factor tiene que ver con las pérdidas multimillonarias por la baja producción, derivado de la disminución del diámetro interior de las tuberías, lo que trae como consecuencia que la capacidad de transporte de dichas tuberías sea cada vez menor si no se remedia oportunamente. Esto se agrava si le adicionamos que existen una gran cantidad de pozos que, por su ubicación geográfica, dificultan y encarecen aún más, su observación y seguimiento.

El segundo factor tiene que ver con las altas erogaciones económicas que se tienen que invertir para aplicar alguna técnica, metodología o tecnología para remediar la problemática.

Nuestra industria petrolera nacional (PEMEX) desafortunadamente no dispone en la actualidad de recursos propios (tecnología, equipos, herramientas y personal) para la limpieza interior de tuberías, por lo que tiene que subcontratar los servicios de alguna compañía privada con los

respectivos altos costos de operación, ya que los recursos utilizados para dar el servicio son de procedencia extranjera.

Por lo anteriormente expuesto, resulta altamente necesario disponer de un sistema de limpieza interior de tuberías, desarrollado y construido en nuestro país por ingenieros y tecnólogos especializados en el desarrollo de productos para la industria petrolera. El beneficiario directo será Petróleos Mexicanos con ahorros millonarios por disponer de una tecnología nacional.

Una vez que se tengan los prototipos funcionales para campo, se desarrollarán juntamente con Petróleos Mexicanos las técnicas para su aplicación en cada pozo candidato.

Existen actualmente sistemas para limpieza interior de tuberías de compañías particulares, pero todas son de procedencia extranjera con altos precios por servicio y sin garantizar el éxito de la operación, ya que, en su mayoría son sistemas no diseñados expresamente para las condiciones de los pozos de México.

El desarrollo de esta nueva tecnología para la limpieza interior de tuberías de pozos petroleros está respaldada por los 17 años de experiencia en el desarrollo de Sistemas y Herramientas para la Industria Petrolera, esto permite diseñar de manera específica un sistema para las condiciones particulares de los pozos de México, así mismo, a partir de conocimientos técnicos y el conocimiento a nivel de campo de muchos de los problemas de la industria petrolera, garantizan la factibilidad de construir un prototipo funcional para campo, logrando con ello la viabilidad económica para su aplicación en la industria petrolera.

En la actualidad existen 7,004 pozos productores, de los cuales 4,267 son pozos de petróleo y gas asociado (Gas natural disuelto en el aceite crudo del yacimiento bajo condiciones de presión y temperatura originales) y 2,737 productores de gas no asociado (Gas natural en el yacimiento que no contiene aceite crudo a las condiciones de presión y temperatura originales), con una producción de 1.64 millones de barriles diarios y 3 mil 771 millones de pies cúbicos por día, según datos proporcionados por la Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH) Marzo 2021.

## **1.4. Objetivos**

### **Objetivo general**

Diseñar y construir un sistema hidromecánico de limpieza interior de tuberías en pozos petroleros, que sea funcional para aplicaciones a nivel de campo, con el propósito de brindar un servicio práctico, eficaz y de bajo costo para la industria petrolera nacional (PEMEX).

### **Objetivos específicos**

El presente trabajo tiene los siguientes objetivos:

- a) Realizar los cálculos y planos de ingeniería de detalle para la fabricación del sistema. (Requisito de **diseño y revisión** de la norma de calidad ISO 9001).
- b) Supervisar la manufactura y ensamble del sistema funcional para su implantación en campo. (Requisito de **verificación** de la norma de calidad ISO 9001).
- c) Realizar las pruebas experimentales bajo condiciones de operación en campo. (Requisito de **validación** de la norma de calidad ISO 9001).
- d) Desarrollar las metodologías en conjunto con personal operativo de PEMEX para llevar a cabo su implementación en los pozos petroleros candidatos de México.

Así mismo y derivado de los objetivos específicos del presente trabajo, se establecerán los mecanismos para el control de calidad en la manufactura de las piezas o elementos mecánicos que integran el sistema, y finalmente se elaborará la metodología para las pruebas experimentales bajo condiciones de operación en campo para validar el correcto funcionamiento del sistema.

## **2. MARCO TEORICO**

En el presente capítulo se describen los principios técnicos, bases teóricas y los métodos experimentales para la definición detallada y propuestas de diseño, de cada uno de los subsistemas y elementos mecánicos que conforman el Sistema Hidromecánico para Limpieza Interior de Pozos Petroleros.

Si bien es cierto que los programas de cómputo para simulación actuales y las técnicas de diseño por elemento finito, brindan herramientas poderosas en el área de la ingeniería mecánica, también es cierto que en el presente desarrollo, existe una gran cantidad de variables y condiciones operativas diversas a nivel de campo, que resulta muy complejo establecer un modelo de simulación específico, por lo tanto, la definición e ingeniería de detalle de algunos elementos mecánicos tendrán sus bases en pruebas físicas a nivel laboratorio.

A continuación, se presentan los principios físicos y teorías de cálculo, para el diseño detallado de todos los elementos que conforman el sistema.

### **2.1. Métodos de limpieza y tipos de sistema (motores).**

En la actualidad los pozos parcial o completamente taponados con depósitos o incrustaciones pueden ser limpiados usando diversos métodos.

Los motores de fondo (**Downhole Motors – DHM**) están específicamente diseñadas para darle rotación a las barrenas, sustituye en muchas ocasiones a la rotaria, funcionan hidráulicamente como máquina perforadora de fondo, haciendo girar a la barrena sin necesidad de girar la tubería de perforación, obteniendo grandes ventajas sobre los métodos de perforación con rotaria, como son incremento en la velocidad de la barrena, reduce el desgaste de tuberías, facilita la perforación a mayor profundidad, controla las desviaciones de los agujeros, etc. (TS PETROSERVICE).

Actualmente hay tres tipos de motor de fondo de pozo que están disponibles para las unidades de tubos en espiral. Los tres tipos de motor son 1) hidráulico 2) compresible (es decir, aire, nitrógeno, espuma, etc.) y 3) eléctrico. Cada tipo de motor tiene sus ventajas y desventajas. El motor de fondo de pozo generalmente se puede dividir en las siguientes secciones: la sección de potencia, que es

el componente principal del motor de perforación, el subconjunto superior, el conjunto de transmisión. (Services, Current Capabilities of Hydraulic Motors, Air/Nitrogen Motors, and Electric Downhole Motors , 2004).

### **2.1.2 Métodos de limpieza mecánicos.**

Estos métodos involucran raspados mecánicos y limpieza dentro del pozo. Un método común es el de utilizar equipos de chorro de arena, los cuales resultan lentos y costosos, particularmente si la acumulación es larga y dura. Otra técnica es la Unidad de tubería flexible para remover el taponamiento con hidráulica, pero las limitaciones por presión pueden hacer de la limpieza un método difícil.

Otro método es aplicar presión y crear un diferencial de presión a través del taponamiento para desalojar los depósitos. El método mecánico a utilizar depende de las condiciones de la tubería y del taponamiento.

### **2.1.3 Métodos de limpieza química.**

Cuando las técnicas de remoción mecánica son insuficientes o no realizables, pueden utilizarse métodos de limpieza con químicos. Numerosos solventes, aditivos y químicos comerciales están disponibles por muchas compañías para disolver depósitos. Los hidrocarburos solventes, como, por ejemplo: tolueno, xileno y otros solventes como la piridina y el disulfuro de carbono son efectivos en la disolución de asfáltenos, pero tienen valores límites por sus costos, consideraciones de seguridad, etc. Este método es caro y difícil de implementar o requieren que la compañía produzca productos químicos, muy a menudo tóxicos, como el metanol, también presentan riesgos de explosión y fuego por sus bajos puntos de inflamación y puede también crear problemas de corrosión. Este tipo de método de limpieza puede crear problemas de manejo y disposición, específicamente en operaciones costa afuera, donde la solución crudo/depositación/solvente requiere disposiciones cuidadosas.



#### **2.1.4 Métodos de limpieza térmicos.**

Este método consiste en calentar y bombear en circulación normal o inversa aceites calientes, reactivos o solventes al pozo por calentadores de pozo o por el uso de unidades de aceite caliente para que disuelven los depósitos o incrustaciones.

#### **2.1.5 Métodos de limpieza por ultrasonido.**

Para el uso de este método de energía de alta frecuencia (HF) y súper alta frecuencia (SHF) (microondas) campos electromagnéticos (EMF), el uso del calentamiento tiene el efecto más significativo que ocurre como resultado de la transición de la energía de la radiación electromagnética a la energía interna del medio durante su polarización. (Fatykhov, 2018)

La tecnología para combatir los depósitos o incrustaciones en los pozos productores de petróleo con la ayuda de la energía de HF y SHF de EMF difiere porque el pozo sirve no solo como una tubería a través de la cual se extrae petróleo a la superficie, sino también como una guía de onda o una línea coaxial a través de la cual se transporta la energía de EMF. La eficiencia de este proceso depende de la potencia electromagnética en el pozo. Los procedimientos de limpieza son generalmente diseñados para adaptarse a un pozo en particular. En algunos casos, la inyección de solventes químicos (para suavizar el depósito) puede estar seguida de raspado mecánico. En cualquier caso, la limpieza es invariablemente costosa e involucra resolver numerosos problemas.

#### **2.1.6 Motores de limpieza por ultrasonido.**

El motor más común en uso es el motor hidráulico de desplazamiento positivo (PDM), que convierte la energía hidráulica proporcionada por el fluido de perforación en energía mecánica. La sección de potencia es responsable de la conversión de energía hidráulica en potencia útil en el eje. La sección de potencia consiste en el rotor y el estator, el rotor consiste en todos los componentes giratorios, mientras que el estator de todos aquellos que son estacionarios. El fluido de perforación empujado a través de la sección de potencia crea la potencia necesaria para el motor de perforación. Estos motores son los más adecuados para perforar debido a su capacidad de proporcionar un alto torque a baja velocidad de rotación.

### **2.1.7 Motores de aire / nitrógeno / espuma (fluido compresible).**

El segundo tipo de motor de fondo de pozo utilizado en la industria del petróleo es el motor de fluido compresible, o motor de aire, como se conoce comúnmente en la industria. En lugar de utilizar fluido hidráulico para alimentar el PDM, se usa un fluido compresible. Los fluidos compresibles incluyen aire, nitrógeno y espuma.

Los motores neumáticos de fondo de pozo se han utilizado principalmente en diámetros mayores de 3 pulgadas por varias razones. Hasta hace poco, los fluidos compresibles como el aire o el nitrógeno han resultado en un bajo rendimiento del motor durante la operación de perforación.

### **2.1.8 Motores eléctricos de fondo de pozo.**

El motor eléctrico es controlado directamente por el operador a medida que los comandos se envían a través del engranaje de superficie y la computadora, mientras que un PDM se controla indirectamente a través de variaciones en el flujo de lodo.

El motor eléctrico permite un control completo y directo del motor. La velocidad se puede aumentar o disminuir con un joystick o establecer mediante una instrucción de teclado

Como resultado de la búsqueda de fabricantes de motores de fondo de pozo y proveedores de servicios de Tubería Flexible, se identificaron un total de 26 empresas involucradas en la fabricación de pequeños motores de fondo de pozo, y para secciones de potencia de al menos 3 ½ pulg, de diámetro exterior o menos.

Se identificaron 23 compañías que fabrican motores de fondo de pozo. Se identificaron cinco empresas que fabrican secciones de potencia para estos pequeños motores de fondo de pozo.

En la Tabla 1, se muestran las empresas que fabrican motores de perforación de fondo de pozo.

**Tabla 1. Empresas que fabrican motores de perforación de fondo de pozo**

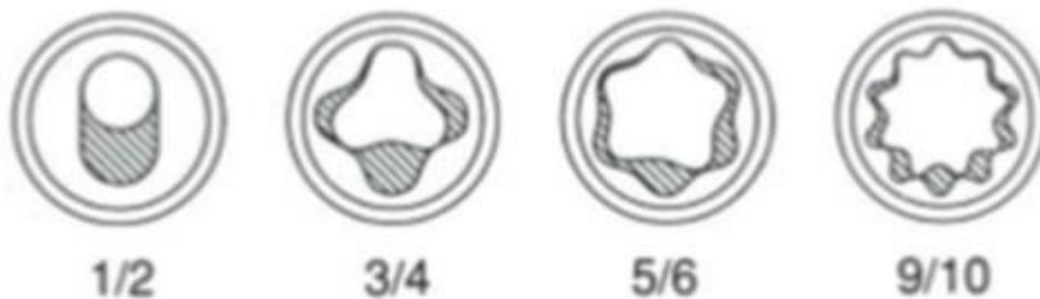
Nombre de la Empresa	Sección de potencia / Fabricante del motor	Tamaños de motores / Secciones de potencia (Diámetro Exterior)	Tipos de motores
Advanced Coiled Tubing	Motores	Incierto	Incierto
Bico Drilling Tools Inc.	Motores	1-11/16 in - 11-1/4 in	Aire e Hidráulico
Baker Hughes INTEQ	Motores	1-11/16 in - 12-3/4 in	Aire e Hidráulico
Canadian Advanced Inc.	Motores	3-1/2 in - 8-5/8 in	Eléctrico
Cavo Drilling Motors	Motores	2-7/8 in - 9-5/8 in	Aire e Hidráulico
Directional Drilling Contractors	Motores	3 in	Hidráulico
Dyna Drill	Secciones de Potencia	2-7/8 in - 11-1/4 in	Aire e Hidráulico
Grifco, Inc.	Motores	Incierto	Incierto
Grifco-Vector (National Oilwell Subsidiary)	Motores	1-11/16 in - 3-1/8 in	Aire e Hidráulico
Horizontal Technology Inc.	Motores	2-7/8 in - 7-3/4 in	Aire e Hidráulico
Inrock	Motores	2-7/8 in - 8 in	Aire e Hidráulico
International Directional Services	Motores	1-11/16 in - 11-1/4 in	Aire e Hidráulico
NQL Drilling Products	Motores	1-11/16 in - 11-1/16 in	Aire e Hidráulico
PV Fluid Products	Motores	2-1/16 in - 11-1/16 in	Aire e Hidráulico
R&M Energy	Secciones de Potencia	1-11/16 in - 11-1/4 in	Aire e Hidráulico
<b>Sistemas</b>			
Roper Pumps	Secciones de Potencia y Motores	1-1/2 in - 12-3/4 in	Aire e Hidráulico
Rotech Group	Secciones de Potencia y Motores	1-11/16 in - 4-3/4 in	Aire e Hidráulico
Ryan Energy Technologies	Motores	3-1/2 in - 9-5/8 in	Aire e Hidráulico
Schlumberger	Motores	1-11/16 in - 2-9/16 in	Aire e Hidráulico
Sharewell Directional Drilling	Motores	2-7/8 in - 6-3/4 in	Aire e Hidráulico
Slimhole International Drilling	Motores	1-1/2 in - 11-1/4 in	Aire e Hidráulico
Sperry Sun	Motores	1-3/4 in - 11-1/4 in	Aire e Hidráulico
Thru Tubing Solutions	Motores	1-11/16 in - 2-7/8 in	Hidráulico
Weatherford International Ltd.	Motores	1-11/16 in - 3-1/2 in	Aire e Hidráulico
Wenzel Downhole Tools	Motores	2-7/8 in - 9-5/8 in	Aire e Hidráulico
XL Technology	Motores	3-1/2 in	Eléctrico

La aplicación de motores hidráulicos de fondo de pozo con operaciones de tubería flexible se ha convertido en una rutina para operaciones de molienda, estimulaciones, limpieza de pozo y operaciones especiales en nuestro país.

### 2.1.9 Motor hidráulico de desplazamiento positivo (PDM).

Los motores de desplazamiento positivo producen torque a medida que el fluido se bombea a través de su sección de potencia, que consiste en el rotor y el estator. Es la configuración de estas dos partes lo que determina las características operativas del motor de caudal, velocidad, diferencial de presión y torque.

La Figura 9 representa un esquema en sección transversal de varias configuraciones de rotor / estator.



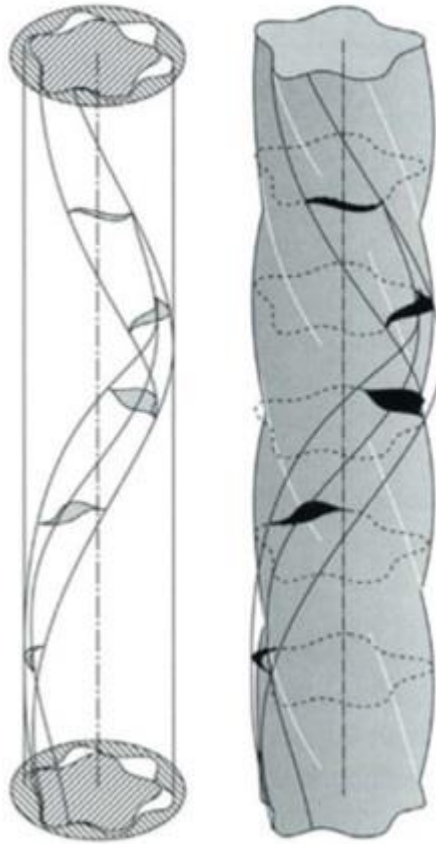
*Figura 9. Sección transversal de rotor / estator*

La producción de torque está asociada con el intento de mantener un caudal dado a través de la herramienta contra la resistencia creada en la broca.

Como se observa en la Figura 10, el paso de fluido en la herramienta se canaliza a través de la sección de potencia, siguiendo la cavidad creada por el rotor, ya que tendrá un lóbulo menos que el estator.

La configuración del lóbulo, modelada en una hélice, proporciona una cámara a escala para el fluido. La cámara se crea porque la longitud del patrón helicoidal del estator es más larga que la del rotor.

Una revolución completa de la hélice del lóbulo del estator constituye una etapa. Cada etapa dentro de una sección de potencia proporciona un torque adicional, ya que el fluido atrapado en cada etapa actúa sobre el área efectiva del elastómero dentro de esa etapa. En consecuencia, el diferencial de presión aumenta con etapas adicionales.



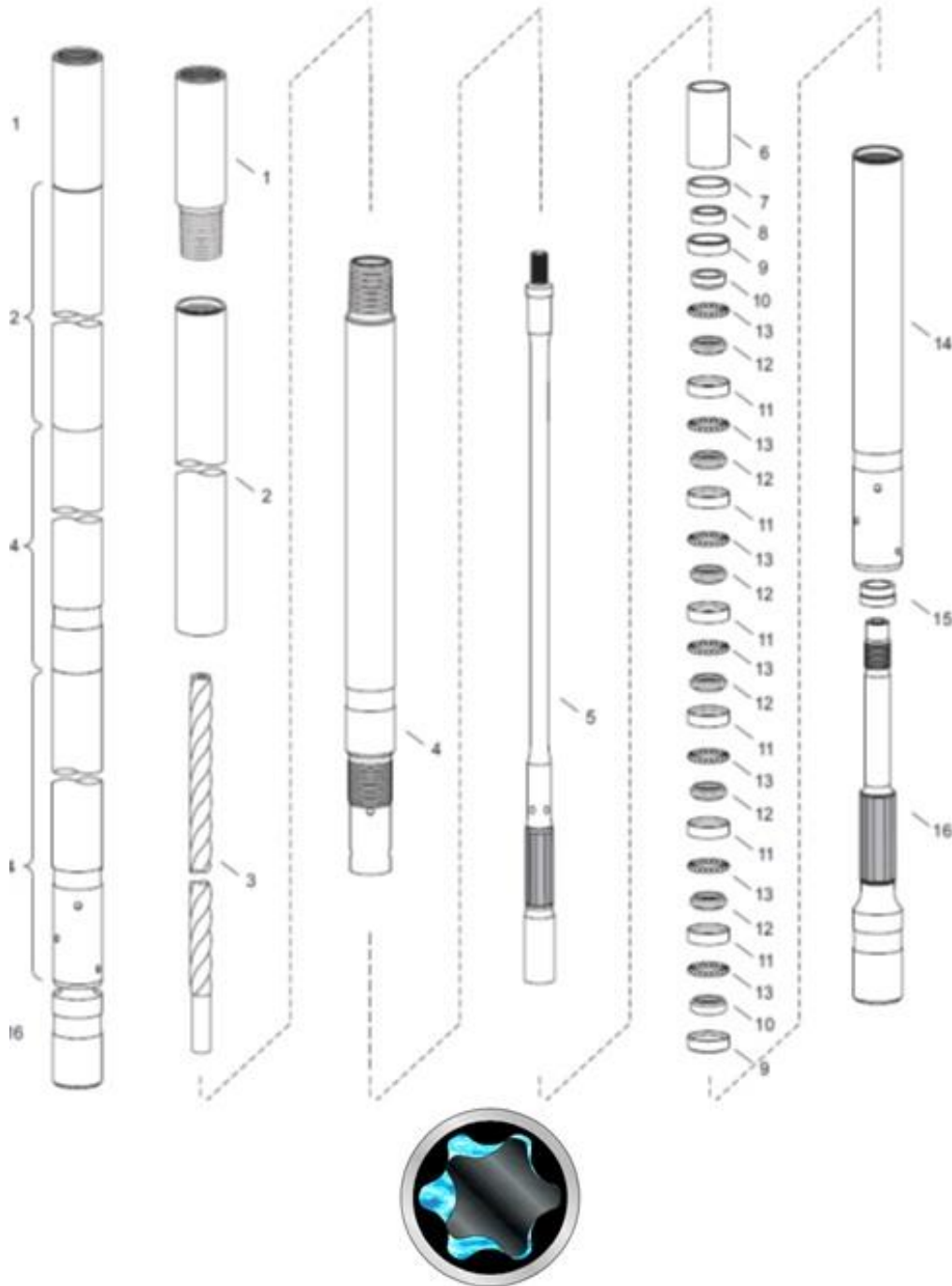
**Figura 10. Etapa de la sección de potencia**

La sección de potencia convencional consiste en un rotor de un lóbulo combinado con un estator de dos lóbulos. Este diseño produce alta velocidad con una salida de torque relativamente baja por etapa. La configuración de múltiples lóbulos proporciona una mayor producción de torque dentro de una longitud más corta, a una velocidad dada.

La configuración de múltiples lóbulos también actúa como una reducción de engranajes, proporcionando el mayor torque a una velocidad reducida, muy similar a una disposición de engranajes planetarios y solares.

Los otros componentes de un motor consisten primero en una transmisión, que puede tener varios diseños, y todos sirven para convertir la excentricidad de la precesión del rotor en una rotación concéntrica. Conectado debajo de la transmisión se encuentra el eje de salida, que está soportado por cojinetes radiales y axiales. Los cojinetes de empuje deben absorber la fuerza hacia abajo del

rotor, creada por el flujo del fluido a través del diseño del lóbulo helicoidal, así como la fuerza hacia arriba creada por el peso sobre la barrena o molino como se muestra en la Figura 11.



**Figura 11. Motor hidráulico de desplazamiento positivo (PDM) para servicios de Tubería Flexible**

Según la configuración del rotor / estator, la velocidad del motor corresponderá a la velocidad de flujo hasta que se restrinja, como con el peso en la broca. A medida que se aplica peso a la broca, esta demanda de torque se verá como presión diferencial, como se ilustra en la Figura 12. Si el peso en la broca continúa aumentando, la velocidad del motor disminuirá hasta un punto de paro. El bloqueo se produce cuando la resistencia a la rotación producida en la broca supera la capacidad de escalado entre el rotor y el estator, en cuyo punto el flujo evita la ruta de flujo normal a través de la sección de potencia.

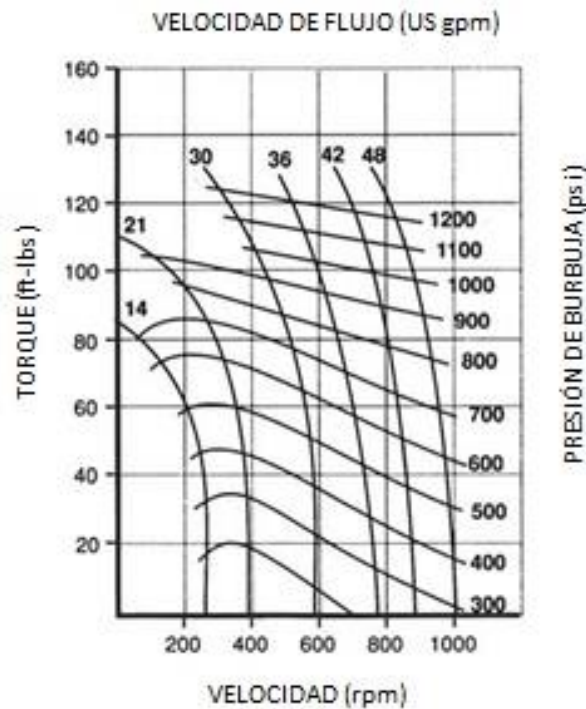


Figura 12. Grafica de valores

### 2.1.10 Motor hidráulico de metal – metal.

Se utiliza generalmente en tubería flexible para un mayor rendimiento en los servicios de limpieza con productos aromáticos en la industria petrolera. Este motor cuenta con un diseño el cual es un sello metal- metal principalmente, permitiendo el uso de fluidos ácidos menores al 10% de concentración y aromáticos nitrogenados, para ser utilizado en la remoción de cementos no consolidados, resinas de arena, parafina, puentes de arena, y en general limpiezas de pozos donde



se utilice productos químicos. Puede ser utilizado en ambientes donde las temperaturas de los pozos superen los 400 °F (205 °C). El motor es corto, ligero, con un libre funcionamiento, enfriado por sí mismo y es altamente eficiente. Este motor es accionado por una reacción de alta velocidad con fluido radial de tipo turbina de motor primario, acoplada con una unidad de reducción de velocidad en la sección de poder para producir relativamente un alto torque hacia fuera y así realizar la remoción con la barrena o molino ver Figura 13 (Toms, 2010).

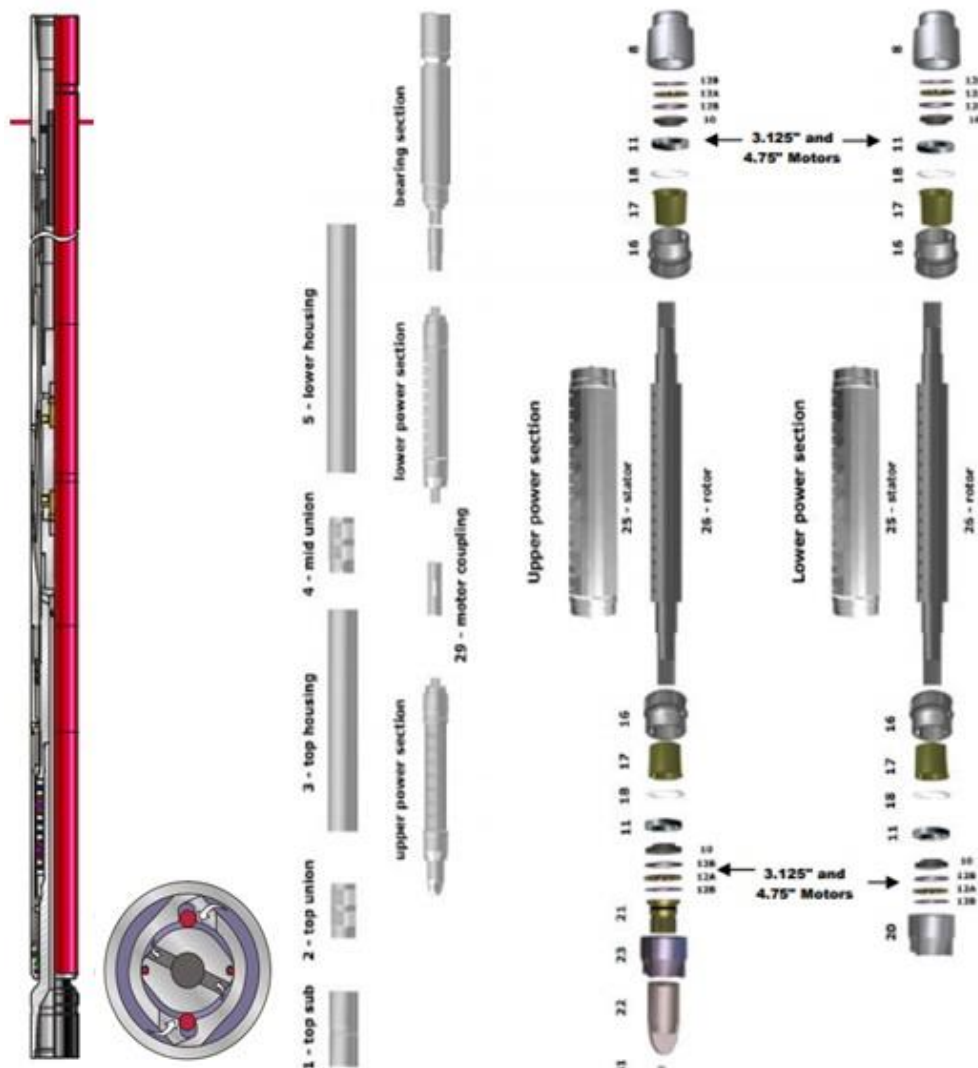


Figura 13. Motor hidráulico metal – metal (Macdrill) para servicios de Tubería Flexible



### 2.1.11 Motor hidráulico de turbina.

- La turbina convierte la energía hidráulica proveniente del lodo en energía mecánica rotativa para ser entregada al eje de perforación ver Figura 14.
- La velocidad de rotación en fondo está entre las 600 rpm y 1500 rpm

Las turbinas de perforación básicamente constan de dos partes:

- Sección de Poder o Potencia
- Sección de Rodamientos

Sección de Potencia

- Esta sección provee la potencia a la turbina.
- Dependiendo del requerimiento podemos tener configuraciones de 1, 2 hasta 3 secciones de potencia por turbina.
- Se pueden contar con 70 a 150 piezas de alabes (Rotor/Estator) por sección de potencia.

Sección de Rodamientos:

- Soporta la fuerza axial que se transmite a través del eje, desde la sección de potencia.



Figura 14. Motor hidráulico de turbinas para servicios de Tubería Flexible

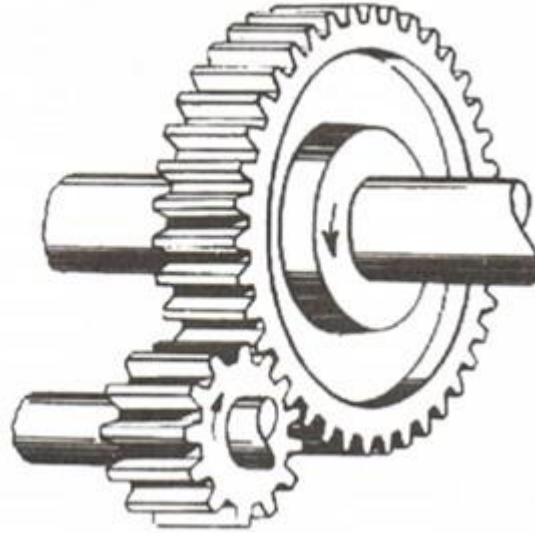
La física es la ciencia que se encarga de estudiar tanto la energía como la materia y sus respectivas interacciones entre sí en conjunto al espacio y el tiempo. Una de las ramas más conocidas es la mecánica que se encarga de estudiar propiamente el movimiento y reposo de los cuerpos y su evolución en el tiempo, bajo la acción de fuerzas. Este campo es conocido como el pilar básico de la ingeniería mecánica en donde van a emplear los conocimientos de la física para crear, reparar, montar o instalar distintos equipos mecánicos con un objetivo y función particular acorde a sus necesidades.

La hidromecánica es una rama de la mecánica que se encarga de estudiar las interacciones entre los fluidos, esta puede dividirse en hidrodinámica (movimiento de fluidos) y la hidrostática (reposo de los fluidos). Dependiendo de la fuente a tratar, la hidromecánica y la hidráulica pueden ser sinónimos, sin embargo, la hidráulica se encarga de tratar el comportamiento y movimiento de los líquidos mientras que la hidromecánica trata a los fluidos en general, es decir a los líquidos y a los gases por igual.

Por tanto, la definición de hidromecánica es el estudio de los fluidos en movimiento y de cómo se pueden emplear en máquinas capaces de producir rendimiento mecánico. Esto es posible debido a la propiedad de los fluidos descrita por el principio de Pascal, que nos dice que la fuerza por unidad de superficie (presión), aplicada a un líquido encerrado en un recipiente se transmite sin cambio a cada parte de este, cualquiera que sea la forma del recipiente.

## **2.2. Engranajes y trenes de engranes.**

Un tren de engranes es un acoplamiento que se utiliza para transmitir potencia mecánica con movimiento rotacional proveniente de un eje de entrada a un eje de salida. En general, los engranes son ruedas dentadas o levas con lóbulos múltiples que se utilizan para transmitir movimiento y potencia entre dos ejes, por medio del contacto positivo de dientes que se van acoplando sucesivamente. Si los ejes son paralelos el acoplamiento se realizará mediante engranes cilíndricos; si son concurrentes, mediante engranes cónicos o, si se cruzan en el espacio, mediante engranes hipoidales, estos conceptos se ilustran en la Figura 15 (Carlos S. López Cajún, Mecanismos).



*Figura 15. Ejemplo de un engrane cilíndrico*

### 2.2.1 Planetarios

Un engranaje planetario o engranaje epicicloidal es un sistema de engranajes (o tren de engranajes) consistente en uno o más engranajes externos o satélites que rotan sobre un engranaje central o planeta. Típicamente, los satélites se montan sobre un brazo móvil o portasatélites que a su vez puede rotar en relación con el planeta. Los sistemas de engranajes planetarios pueden incorporar también el uso de un engranaje anular externo o corona, que engrana con los satélites, como se observa en la Figura 16.

La relación de transmisión de engranes planetarios, se define mediante la ecuación 1.

$$(R + S)T_y = RT_r + T_sS \quad (1)$$

Donde:

$T_r$  = velocidad de giro de la corona

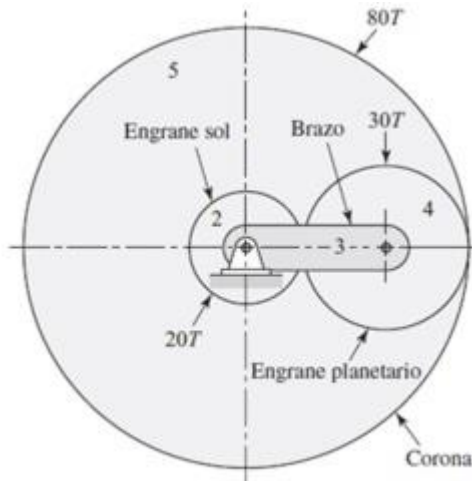
$T_s$  = velocidad de giro del planeta

$T_y$  = velocidad de giro del portasatélites

$R$  = dientes de la corona

$S$  = dientes del planeta

$P$  = dientes de cada satélite



*Figura 16. Tren de engranes planetarios*

### 2.3. Cojinetes y lubricantes

Siempre que dos piezas tienen movimiento relativo, forman un cojinete por definición, sin importar su forma ni su configuración. Generalmente es necesario lubricar cualquier cojinete para reducir la fricción y eliminar el calor. Los cojinetes pueden rodar o deslizarse, o bien, hacer ambas cuestiones al mismo tiempo. Los cojinetes planos están formados por dos materiales con frotamiento mutuo, ya sea una polea alrededor de un eje o una superficie plana debajo de un deslizador. En un cojinete plano una de las partes en movimiento es de acero o de hierro fundido, o de algún otro material estructural, que le permita alcanzar la resistencia y dureza requeridas. Por ejemplo, los ejes de transmisión, los eslabones y los pernos se encuentran en esta categoría.

Como alternativa para obtener una fricción muy baja, se utiliza un cojinete de rodamiento con bolas o rodillos de acero endurecido entre pistas de acero endurecido. Los cojinetes planos normalmente se diseñan en especial para una aplicación determinada, en tanto que los cojinetes de rodamiento normalmente se eligen de los catálogos de los fabricantes para manejar adecuadamente cargas, rapidez y vida deseada de la aplicación específica. Los cojinetes de rodamiento pueden soportar cargas radiales, de empuje, o una combinación de ambas, dependiendo de su diseño.

### **2.3.1 Lubricante**

La introducción de un lubricante a un punto de contacto deslizante tiene varios efectos benéficos sobre el coeficiente de fricción. Los lubricantes pueden ser líquidos, sólidos o gaseosos. Los lubricantes líquidos o sólidos comparten las propiedades de baja resistencia al corte y alta resistencia a la compresión. Un lubricante líquido como el aceite derivado del petróleo es básicamente incompresible a los niveles de esfuerzo que se encuentran en los cojinetes, pero se corta fácilmente. Por lo tanto, resulta el material más débil en el punto de contacto, mientras su baja resistencia al corte reduce el coeficiente de fricción. Los lubricantes líquidos son los que se utilizan con más frecuencia y los aceites minerales, los más comunes entre ellos. Las grasas son aceites mezclados con jabones que forman un lubricante más adherente y grueso que se usa en lugares donde los líquidos no se pueden aplicar o no se mantienen en las superficies. Los lubricantes sólidos se emplean en casos donde los líquidos no se pueden mantener sobre la superficie o carecen de alguna propiedad requerida, como resistencia a temperaturas altas. Los lubricantes gaseosos se utilizan en situaciones especiales, como cojinetes neumáticos, con la finalidad de obtener una fricción extremadamente baja. Los lubricantes, especialmente los líquidos, también eliminan el calor en el punto de contacto. Las menores temperaturas en los cojinetes reducen la interacción de las superficies y el desgaste. Los aceites se clasifican tanto por su viscosidad como por la presencia de aditivos en las aplicaciones de presión extrema. La Tabla 2 muestra algunos lubricantes líquidos comunes, sus propiedades y aplicaciones típicas. Se debe consultar a los fabricantes de lubricantes para aplicaciones específicas. Los lubricantes secos tienen la ventaja de su baja fricción y su resistencia a las altas temperaturas; sin embargo, esta última podría verse limitada por la selección del contenedor que los transporta. Los recubrimientos como los fosfatos o los óxidos pueden depositarse química o electrolíticamente. Tales recubrimientos son delgados y tienden a desgastarse completamente en corto tiempo.

### **2.3.2 Cojinetes**

Los rodillos se conocen como un medio para mover objetos pesados desde tiempos remotos, y hay evidencia del uso de cojinetes de bolas de empuje en el primer siglo A.C. (Norton, 2011); no obstante, fue hasta el siglo XX que la mejora en los materiales y la tecnología de manufactura permitió que se obtuvieran cojinetes de rodamiento de precisión. La necesidad de mayores

velocidades, con resistencia a temperaturas más altas en cojinetes de baja fricción, fue provocada por el desarrollo de turbinas de gas para la aviación. Muchos trabajos de investigación desde la Segunda Guerra Mundial han dado como resultado que cojinetes de rodamiento (REB) de alta calidad y alta precisión estén disponibles a un costo bastante razonable.

**Tabla 2. Tipos de lubricantes líquidos**

Tipo	Propiedades	Usos típicos
Aceites derivados del petróleo (aceites minerales)	Capacidad de lubricación básica, pero los aditivos generan gran mejora. Acción lubricante deficiente a altas temperaturas	Muy amplios y generales
Poliglicoles	Lubricantes bastante buenos; no forman sedimentos con la oxidación	Líquido para frenos
Silicios	Capacidad de lubricación deficiente, sobre todo contra el acero. Buena estabilidad térmica	Sellos de hule. Amortiguadores mecánicos
Clorofluorocarbonos	Buenos lubricantes, buena estabilidad térmica	Compresores de oxígeno. Equipo de procesos químicos
Éteres de polifenil	Intervalo líquido muy amplio. Excelente estabilidad térmica. Capacidad de lubricación aceptable	Sistemas de deslizamiento a altas temperaturas
Ésteres de fosfatos	Buenos lubricantes—Acción de presión extrema	Fluido hidráulico y lubricante
Ésteres dibásicos	Buenas propiedades de lubricación. Resisten mayores temperaturas que los aceites minerales	Motores de propulsión

Fuente: E. Rabinowicz, *Friction and Wear of Materials*, 1965, reimpresso con autorización de John Wiley & Sons, Inc.

Es interesante notar que, a partir de los primeros diseños de principios del siglo XX, los cojinetes de bolas y rodillos se estandarizaron mundialmente en medidas métricas. Por ejemplo, es posible eliminar un REB del montaje de la rueda de un viejo automóvil fabricado en casi cualquier país en la década de 1920, y encontrar el repuesto adecuado en un catálogo de cojinetes actual. El nuevo cojinete estará bastante más mejorado que el original, en términos de diseño, calidad y confiabilidad, pero con las mismas dimensiones externas.

**MATERIALES:** La mayoría de los cojinetes de bolas modernos se hacen con acero AISI 52100 y endurecido en alto grado, ya sea total o superficialmente. Esta aleación cromo-acero se puede

endurecer completamente hasta 61-65 HRC. Los cojinetes de rodillos se fabrican a menudo con aleaciones de acero AISI 3310, 4620 y 8620, con recubrimiento endurecido. Las mejoras recientes en los procesos de fabricación del acero dieron como resultado cojinetes de acero con niveles de impurezas reducidos. Los cojinetes elaborados con estos aceros “limpios” tienen vida y confiabilidad significativamente mejoradas.

MANUFACTURA: Los cojinetes de elementos rodantes son elaborados por los principales fabricantes alrededor del mundo, en dimensiones estándares, definidas por la Asociación de Fabricantes de Cojinetes Anti-Fricción (AFBMA) y/o la Organización Internacional de Estándares (ISO); por lo tanto, son intercambiables. Uno puede asegurar que con la selección de un cojinete con estos estándares se garantiza razonablemente la reparación del montaje en el futuro, incluso si el fabricante sale del negocio. Los estándares AFBMA para el diseño de cojinetes han sido adoptados por el Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI). Una parte de la información de esta sección se tomó del estándar 9-1990 para cojinetes de bolas y del estándar 11-1990 sobre cojinetes de rodamiento de la ANSI/AFBMA.

Comparación de cojinetes rodantes y deslizantes: Los cojinetes de rodamiento tienen varias ventajas sobre los cojinetes de contacto deslizantes y viceversa. Hamrock lista las siguientes ventajas de los cojinetes rodantes sobre los cojinetes deslizantes:

1. Baja fricción en el arranque y la operación,  $\mu$  estático  $\cong$   $\mu$  dinámico en el intervalo de 0.001 a 0.005.
2. Pueden soportar cargas radiales y de empuje combinadas.
3. Menos sensibilidad a las interrupciones de lubricación.
4. No hay inestabilidades de autoexcitación.
5. Buen arranque a bajas temperaturas.
6. Se puede sellar el lubricante dentro del cojinete y “lubricar de por vida”.
7. Usualmente se requiere menos espacio en dirección axial.

Las siguientes son las desventajas de los cojinetes de rodamiento, comparadas con los cojinetes deslizantes hidrodinámicos con ajuste perfecto:

1. Los cojinetes rodantes pueden fallar, con el tiempo, por fatiga.

2. Requieren más espacio en la dirección radial.
3. Capacidad de amortiguamiento deficiente.
4. Mayor nivel de ruido
5. Algunos tienen requerimientos de alineación más severos.
6. Costo alto.

Tipos de cojinetes de elementos rodantes: Los cojinetes de elementos rodantes se agrupan en dos grandes categorías, cojinetes de bolas y cojinetes de rodillos; ambos con muchas variantes dentro de esas divisiones. Los cojinetes de bolas son más adecuados para aplicaciones pequeñas de alta rapidez. Para sistemas grandes, con cargas pesadas, son preferibles los cojinetes de rodillos. Si es posible que se presenten desalineaciones entre el eje y la carcasa, entonces se necesitan cojinetes de auto alineación.

Los cojinetes de rodillos cónicos son capaces de manejar cargas pesadas, tanto en la dirección radial como en la dirección de empuje, a velocidades moderadas. En situaciones de cargas pesadas radiales y de empuje a grandes velocidades, lo mejor son los cojinetes de bolas con pista profunda. En la Tabla 3 se presentan los coeficientes de fricción de varios tipos de cojinetes.

**Tabla 3. Coeficientes típicos de fricción para cojinetes de elementos rodantes**

Tipo	$\mu$
Autoalineación, de bolas	0.0010
Cilíndrico, de rodillos	0.0011
Empuje, de bolas	0.0013
Ranura profunda, de bolas	0.0015
Esférico, de rodillos	0.0018
Cónico, de rodillos	0.0018
Aguja, de rodillos	0.0045

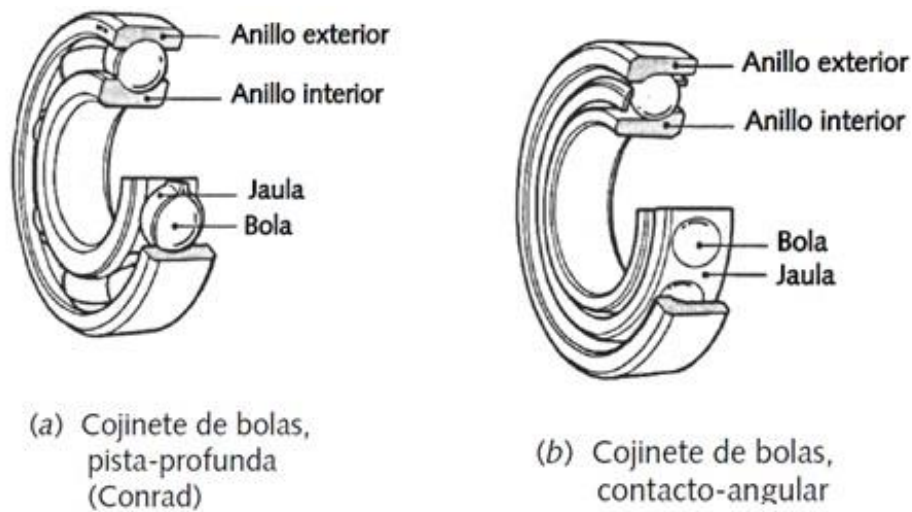
COJINETES DE BOLAS. Aprisionan varias esferas de acero endurecido y esmerilado entre dos canaletas: una interior y una exterior, para cojinetes radiales; o superior e inferior, para cojinetes de empuje. Se utiliza un retén (también llamado jaula o separador) para mantener las bolas adecuadamente espaciadas alrededor de las pistas, como se indica en la Figura 17.



Los cojinetes de bolas pueden soportar cargas radiales y de empuje combinadas, con niveles de variación, lo que depende de su diseño y su construcción. La Figura 17a muestra un cojinete de bolas de pista profunda, o tipo Conrad, que soporta cargas radiales y cargas de empuje moderadas.

La Figura 17b presenta un cojinete de bolas de contacto angular, diseñado para manejar cargas de empuje más grandes en una dirección, así como cargas radiales. Hay algunos cojinetes de bolas que vienen de la fábrica con escudos, para mantener afuera la materia extraña, y sellos, para retener el lubricante.

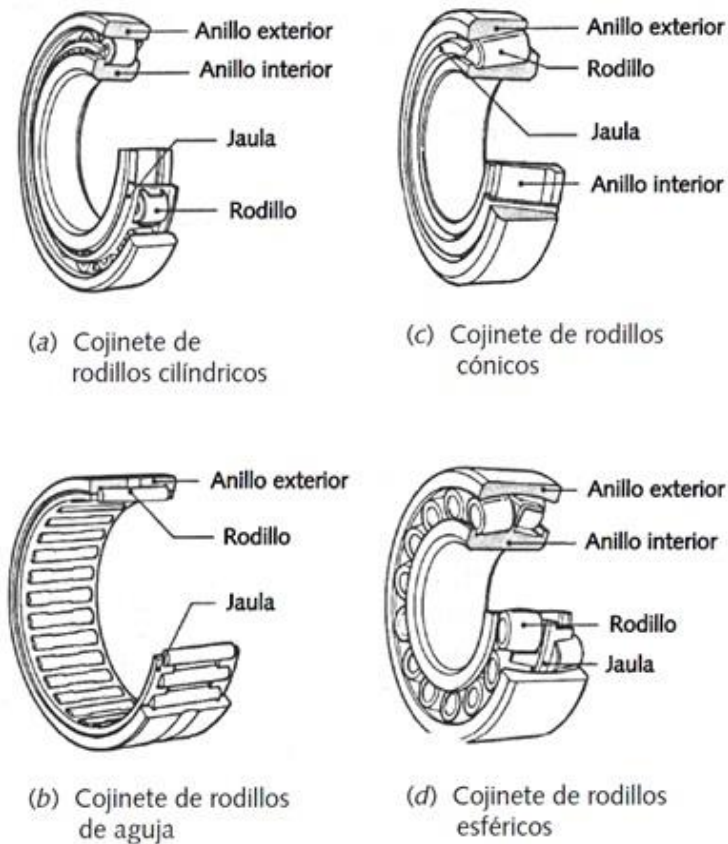
Los cojinetes de bolas son más adecuados para tamaños pequeños, rapidezces altas y cargas más ligeras.



**Figura 17. Cojinetes de bolas**

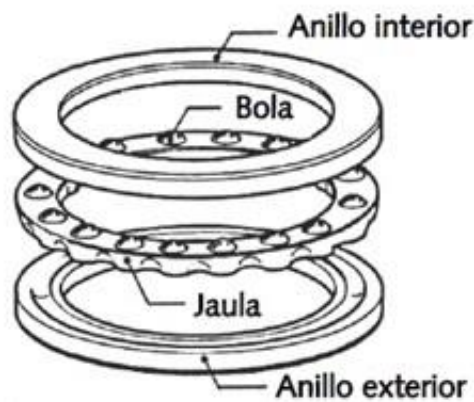
**COJINETES DE RODILLOS.** Utilizan entre las pistas de rodillos rectos, cónicos o contorneados, como se ilustra en la Figura 18. En general, los cojinetes de rodillos pueden soportar cargas estáticas y dinámicas (de choque) más grandes que los cojinetes de bolas, debido a su línea de contacto, a la vez que son menos costosos en tamaños mayores y cargas más pesadas. A menos que los rodillos sean cónicos o contorneados, pueden soportar una carga en una sola dirección, sea radial o de empuje, de acuerdo con el diseño del cojinete. La Figura 18a muestra un cojinete de rodillos cilíndricos rectos, diseñado para soportar sólo cargas radiales. Tiene fricción muy baja y

flota axialmente, lo cual puede ser una ventaja en ejes grandes, donde la expansión térmica carga con un par de bolas del cojinete en la dirección axial, si no se monta adecuadamente. La Figura 18b muestra un cojinete de aguja que usa rodillos de diámetro pequeño, a la vez que puede o no tener una pista o jaula interior. Sus ventajas son mayor capacidad de carga debido al complemento total de los rodillos y su dimensión radial compacta, sobre todo si se utiliza sin una pista interior. En estos casos, los ejes contra las que giran los rodillos se deben endurecer y esmerilar. Aun cuando el cojinete de aguja, con complemento total, tiene capacidad de carga más alta, también posee una mayor tasa de desgaste que uno con menos rodillos separados por una jaula para prevenir el frotamiento entre uno y otro. La Figura 18c ilustra un cojinete de rodillos cónicos diseñado para soportar cargas de empuje y radiales grandes, los cuales se utilizan con frecuencia como cojinetes en las ruedas de automóviles y camiones. Los cojinetes de rodillos cónicos (y otros) se separan axialmente, lo que hace más fácil el montaje que en los cojinetes de bolas que normalmente se ensamblan de forma permanente. La Figura 18d muestra un cojinete de rodillos esféricos de auto alineación, lo cual evita que se generen momentos en el cojinete.

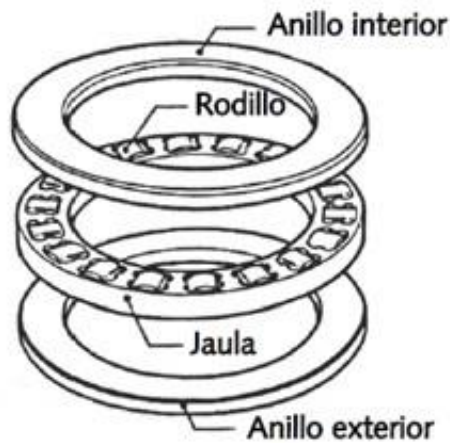


**Figura 18. Tipos de cojinetes con rodillos**

COJINETES DE EMPUJE. Los cojinetes de bolas y de rodillos también están fabricados para cargas de empuje puro, como se indica en la Figura 19. Los cojinetes de empuje de rodillos cilíndricos tienen mayor fricción que los cojinetes de empuje de bolas debido al deslizamiento que ocurre entre el rodillo y las pistas (porque sólo un punto sobre el rodillo puede cumplir con la velocidad lineal variable sobre los radios de las pistas), por lo que no se deberían utilizar en aplicaciones de alta velocidad.



(a) Cojinete de empuje de bolas



(b) Cojinete de empuje de rodillos

**Figura 19. Cojinetes de empuje**

CLASIFICACIÓN DE COJINETES. Las Figura 20 y Figura 21 muestran una clasificación de los tipos de REB. Cada una de las categorías principales de bolas o rodillos se divide en las subcategorías radial y de empuje. Dentro de estas divisiones son posibles muchas variedades. Se proponen configuraciones de una o dos hileras, donde esta última ofrece mayor capacidad de carga. Se pueden elegir de contacto unidireccional o angular, donde el primero acepta una carga radial o una carga de empuje “puras”, en tanto que el segundo acepta una combinación de ambas. Los cojinetes de bolas de pistas profundas son capaces de manejar tanto cargas radiales grandes como cargas de empuje limitado en ambas direcciones, además de que son los que se usan más comúnmente. Los cojinetes de bolas de contacto angular soportan cargas de empuje más grandes que los cojinetes de bolas de pista profunda, aunque tan sólo en una dirección. Se utilizan frecuentemente en pareja para absorber cargas axiales en ambas direcciones.

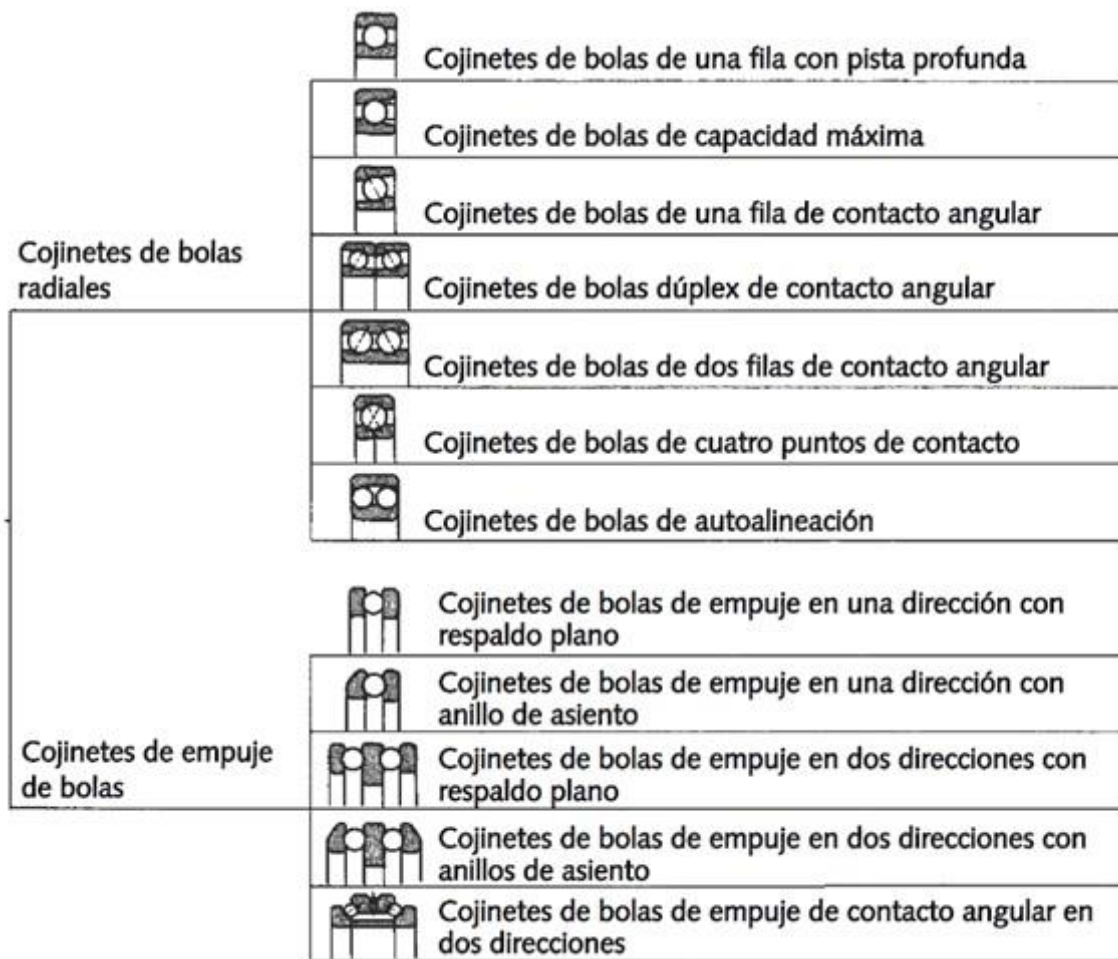
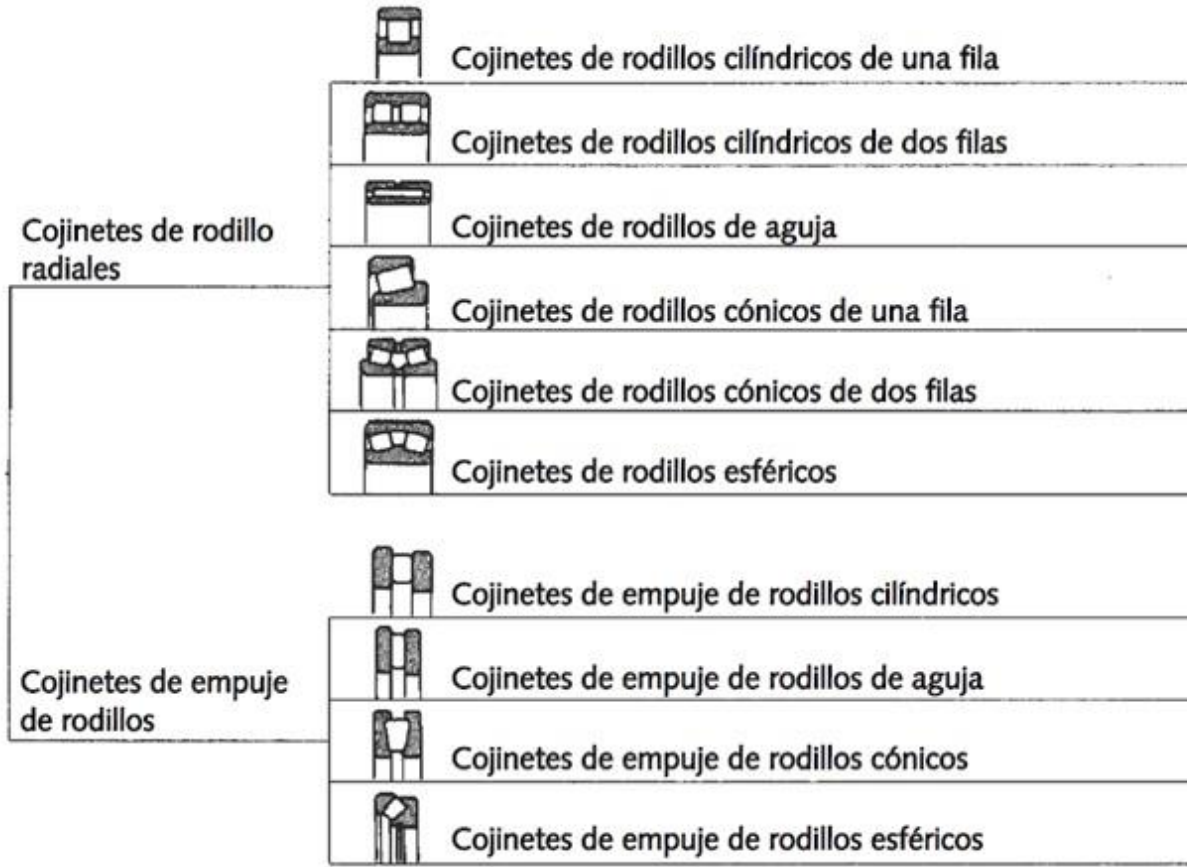


Figura 20. Clasificación de los cojinetes de elementos rodantes



**Figura 21. Clasificación de los cojinetes de elementos rodantes**

La Figura 22 muestra los intervalos de tamaños y clasificaciones de un fabricante de cojinetes, además de recomendaciones, en lo referente al uso de varios tipos de cojinete, como un ejemplo.

Las columnas identificadas como capacidad señalan la capacidad relativa para permitir cargas radiales y de empuje para cada tipo.

La columna de velocidad límite utiliza el cojinete tipo Conrad como el estándar de comparación, ya que tiene una de las mejores capacidades de alta velocidad. Consulte los catálogos de los fabricantes para información adicional sobre otros tipos y series de cojinetes.





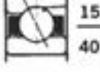













	TIPO	INTERVALO DEL TAMAÑO EN PULGADAS		CLASIFICACIONES RELATIVAS PROMEDIO				DISPONIBLE CON			DIMENSIONES	
		Diámetro interior	Diámetro exterior	Capacidad		Velocidad límite	Desalineación permisible	Escudos	Sellos	Chavetas circulares	Métrico	Pulgadas
				Radial	Empuje							
<b>Bolas</b>	TIPO CONRAD 	.1181 a 41.7323	.3750 a 55.1181	Buena	Aceptable $\longleftrightarrow$	El tipo Conrad se toma como base de comparación 1.00	Tolerancia radial estándar $\pm 0.8'$ . Tolerancia C3 $\pm 0.12'$	X	X	X	X	X
	TIPO MÁXIMO 	.6693 a 4.3307	1.5748 a 8.4646	Excelente	Deficiente $\longleftrightarrow$	1.00	$\pm 0^\circ 3'$	X		X	X	
	COJINETES DE BOLAS Contacto angular 15°/40° 	.3937 a 7.4803	1.0236 a 15.7480	Buena	Buena (15°) Excelente (40°) $\longleftrightarrow$	1.00 / 0.70	$\pm 0^\circ 2'$				X	
	Contacto angular 35° 	.3937 a 4.3307	1.1811 a 9.4488	Excelente	Buena $\longleftrightarrow$	0.70	0°				X	
	AUTO-ALINEACIÓN 	.1969 a 4.7244	.7480 a 9.4488	Aceptable	Aceptable $\longleftrightarrow$	1.00	$\pm 4^\circ$				X	
<b>COJINETES DE RODILLOS CILÍNDRICOS</b>	ANILLO INTERIOR SEPARABLE NO UBICADO 	.4724 a 19.6850	1.2598 a 28.3465	Excelente	0	1.00	$\pm 0^\circ 4'$				X	
	ANILLO INTERIOR SEPARABLE UBICADO EN UNA DIRECCIÓN 	.4724 a 12.5984	1.2598 a 22.8346	Excelente	Deficiente $\longleftrightarrow$	1.00	$\pm 0^\circ 4'$				X	
	AUTO-CONTENIDO UBICADO EN DOS DIRECCIONES 	.4724 a 3.9370	1.4567 a 8.4646	Excelente	Deficiente $\longleftrightarrow$	1.00	$\pm 0^\circ 4'$				X	
<b>COJINETES DE RODILLOS CÓNICOS</b>	SEPARABLE 	.6205 a 6.0000	1.5700 a 10.0000	Buena	Buena $\longrightarrow$	0.60	$\pm 0^\circ 2'$				X	X
<b>COJINETES DE RODILLOS ESFÉRICOS</b>	AUTO-ALINEACIÓN 	.9843 a 12.5984	2.0472 a 22.8346	Buena	Aceptable $\longleftrightarrow$	0.50	$\pm 4^\circ$				X	
	AUTO-ALINEACIÓN 	.9843 a 35.4331	2.0472 a 46.4567	Excelente	Buena $\longleftrightarrow$	0.75	$\pm 1^\circ$				X	
<b>Rodillos</b>	COJINETES COMPLETOS con o sin ubicación de anillos y ranuras lubricantes 	.2362 a 14.1732	.6299 a 17.3228	Buena	0	0.60	$\pm 0^\circ 2'$		X		X	X
<b>COJINETES DE AGUJA</b>	COPA ABIERTA 	.1575 a 2.3622	.3150 a 2.6772	Buena	0	0.30	$\pm 0^\circ 2'$				X	X
<b>COJINETES DE EMPUJE</b>	BOLA DE UNA DIRECCIÓN Carrera con ranura 	.2540 a 46.4567	.8130 a 57.0856	Deficiente	Excelente $\longrightarrow$	0.30	0°				X	X
	RODILLO CILÍNDRICO UNA DIRECCIÓN 	1.1811 a 23.6220	1.8504 a 31.4960	0	Excelente $\longrightarrow$	0.20	0°				X	
	RODILLO ESFÉRICO DE AUTOALINEACIÓN 	3.3622 a 14.1732	4.3307 a 22.0472	Deficiente	Excelente $\longrightarrow$	0.50	$\pm 3^\circ$				X	

Figura 22. Información de desempeño, tamaño y disponibilidad relativos de cojinetes de rodamiento

## 2.4. Aro sellos

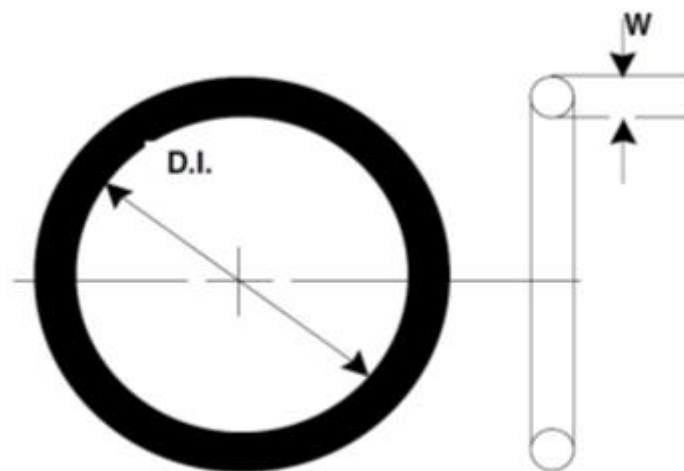
Los O-rings, también conocidos como aro sellos son empaques de forma y sección redondas, que tienen un infinito campo de aplicaciones en industrias de todo tipo.

El material más común en que se fabrican los aro sellos es Nitrilo, aunque dependiendo las características específicas de su aplicación, también se fabrican en Neopreno, EPDM, Silicón y Vitón debido a su adecuada resistencia a aceites y demás derivados del petróleo. (Parker)

Los aro-sellos se identifican mediante una nomenclatura utilizada mundialmente y solo se necesita saber cuál es el número del aro sello requerido para solicitar cotización y suministro. En caso de no conocer el número de parte, bastará con proporcionar la medida del diámetro interior, y la medida del diámetro de la sección (espesor). Ofrecen un efectivo sellado, evitando fugas de líquidos, los rangos de temperatura variable dependiendo el material.

La acción de sellado del O-ring se materializa mediante la deformación de su sección "W" (ver Figura 23), obtenida a través de un correcto diseño de su alojamiento.

Las dimensiones de ranura "L" y "G" pueden obtenerse de la tabla de diseño (ver Tabla 4) y de la Figura 24.



*Figura 23. Sección o grueso y diámetro interior*

Tabla 4. Para diseño de alojamiento estáticos y dinámicos (pulgadas)

	Numero Parker de arosello	Diámetro (W) de la sección transversal o grueso		Profundidad del alojamiento (L)	Aplastamiento		Claro diametral total (E)	Ancho del alojamiento (G)	Radio del alojamiento (R)
		Nominal	Real		Real	%			
Estático	2-004 al 2-050	1/16	.070 ± .003	.050 a .052	.015 a .023	22 a 32	.002 a .005	.093 a .098	.005 a .015
	2-110 al 2-178	3/32	.113 ± .003	.081 a .083	.017 a .025	17 a 24	.002 a .005	.140 a .145	.005 a .015
	2-210 al 2-284	1/8	.139 ± .004	.111 a .113	.022 a .032	16 a 23	.003 a .006	.187 a .192	.010 a .025
	2-325 al 2-395	3/16	.210 ± .005	.170 a .173	.032 a .045	15 a 21	.003 a .006	.281 a .286	.020 a .035
	2-425 al 2-475	1/4	.275 ± .006	.226 a .229	.040 a .055	15 a 20	.004 a .007	.375 a .380	.020 a .035
Dinámico	2-006 al 2-012	1/16	.070 ± .003	.055 a .087	.010 a .018	15 a 25	.002 a .005	.093 a .098	.005 a .015
	2-110 al 2-116	3/32	.103 ± .003	.088 a .090	.010 a .018	10 a 17	.002 a .005	.140 a .145	.005 a .015
	2-210 al 2-222	1/8	.139 ± .003	.121 a .123	.012 a .022	9 a 16	.003 a .006	.187 a .192	.010 a .025
	2-325 al 2-349	3/16	.210 ± .005	.185 a .188	.017 a .030	8 a 14	.003 a .006	.281 a .286	.020 a .035
	2-425 al 2-460	1/4	.275 ± .006	.237 a .240	.029 a .044	11 a 16	.004 a .007	.375 a .380	.020 a .035

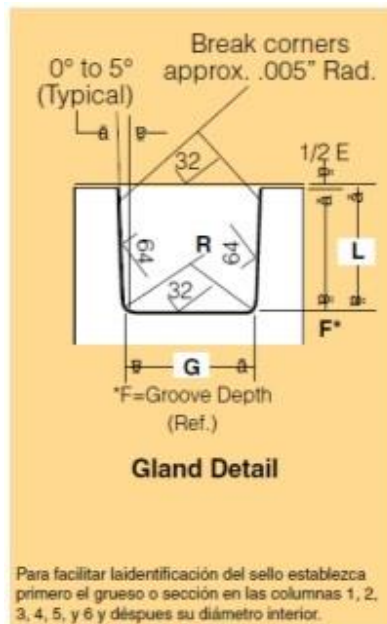


Figura 24. Diseño de alojamiento



## **2.5. Recipientes sometidos a presión externa**

La presión externa en recipientes sometidos a presión puede ser causada por una variedad de condiciones y circunstancias. La presión de diseño interior puede ser menor que la atmosférica debido a la condensación de gas o vapor. A menudo los recipientes son diseñados para una cierta cantidad de presión externa, para permitir la limpieza de vapor y los efectos de la condensación de vapor. Ciertos recipientes pueden estar sometidos a vacío por la naturaleza del proceso, debido a que la conexión a una bomba de vacío, el venteo de un equipo durante la descarga o dimensionamiento de conexiones de venteo inadecuadas. La presión externa también puede ser creada en recipientes encamisados, o con múltiples cámaras.

El mecanismo de falla de la presión externa es diferente al de presión interna, por lo tanto, se requieren diferentes métodos para diseñar recipientes en éstas dos condiciones distintas de forma segura. La falla por presión interna puede ser entendido como un recipiente que falla debido a que las tensiones inducidas en una parte o la totalidad del equipo son mayores que la resistencia del material. Por el contrario, durante la falla por presión externa, el recipiente ya no puede mantener su forma y, de repente y de forma irreversible adquiere un nuevo volumen inferior al original.

Un sistema estable es aquel que presenta una mayor resistencia que la necesaria. Dentro de esta categoría, cuando a un recipiente se le aplica una presión exterior, su resistencia contrarresta estos efectos manteniendo al equipo en su forma original. A medida que se añade presión externa al sistema, el recipiente tiene menos “fuerza” de reserva remanente para resistir estas cargas. Finalmente, el recipiente llega a un punto en el que no puede contrarrestar las solicitaciones externas y la pared del equipo no puede mantener la forma cilíndrica. En este punto el recipiente va a cambiar su forma a una configuración de menor volumen. El cambio es repentino e irreversible.

A diferencia de los recipientes que están diseñados para la presión interna por sí sola, no existe una fórmula única, o de diseño único, que se ajuste a todas las condiciones de presión externa. En su lugar, hay una gama de opciones disponibles para el diseñador que puede cumplir con los requerimientos. El espesor de la envolvente es sólo una parte del diseño. Otros factores que afectan al diseño son la longitud entre las líneas soportes, el uso, el tamaño y espaciado de los anillos de refuerzo.

El diseño de recipientes a presión externa es un procedimiento iterativo. En primer lugar, se selecciona un diseño con todas las variables incluidas, luego, se verifica que el diseño sea adecuado de acuerdo con los requerimientos. Si el diseño es inadecuado, el procedimiento se repite hasta que se alcanza un diseño aceptable. La geometría de los equipos es el factor crítico, no siéndolo la resistencia del material. Las fallas pueden ocurrir repentinamente por el colapso de un componente (normalmente la envolvente). Norma ASME VIII.

## 2.6. Alabes

Un álabe de turbina de vapor es un perfil aerodinámico curvado que desvía el flujo de corriente para intercambiar cantidad de movimiento del fluido con un momento de fuerza en su propio eje del rotor. Los álaves del estator son los encargados de conducir el fluido a la corona móvil con una velocidad adecuada en módulo y dirección, mientras que los alabes del rotor son los que producirán trabajo mecánico en el eje. (Industriales, Análisis CFD de un álabe del último paso de una Turbina de Vapor, 2016)

Debido a que los álaves giran a grandes revoluciones, es necesario que la construcción y el montaje de los mismos se hagan con mucha precisión y cuidado, para evitar vibraciones excesivas durante el funcionamiento.

La geometría de los álaves al igual que la geometría de la cascada de álaves, dependerá del grado de reacción del escalonamiento en el que ira montado, ver Figura 25 y Figura 26.

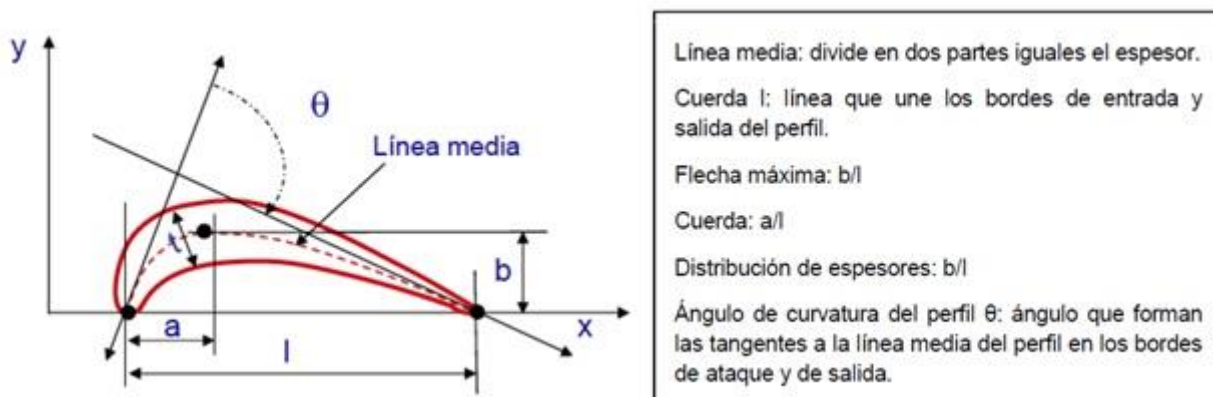


Figura 25. Parámetros geométricos del perfil

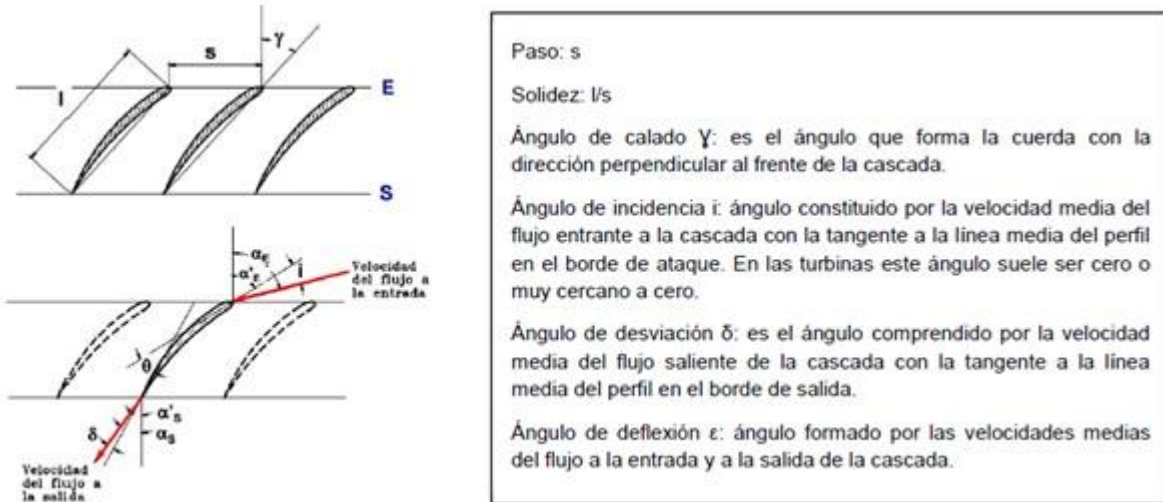


Figura 26. Parámetros geométricos de la cascada de álabes

Los álabes están sometidas a diferentes demandas mecánicas en función de las condiciones a las que se encuentre el flujo al impactar contra ellos. De esta forma, atendiendo a su naturaleza, las cargas soportadas por los álabes se pueden clasificar en:

- **Fuerza ejercida por el chorro de vapor:** la sufren todos los álabes de la máquina. Es la fuerza que produce trabajo mecánico en el eje del rotor, ver Figura 27.

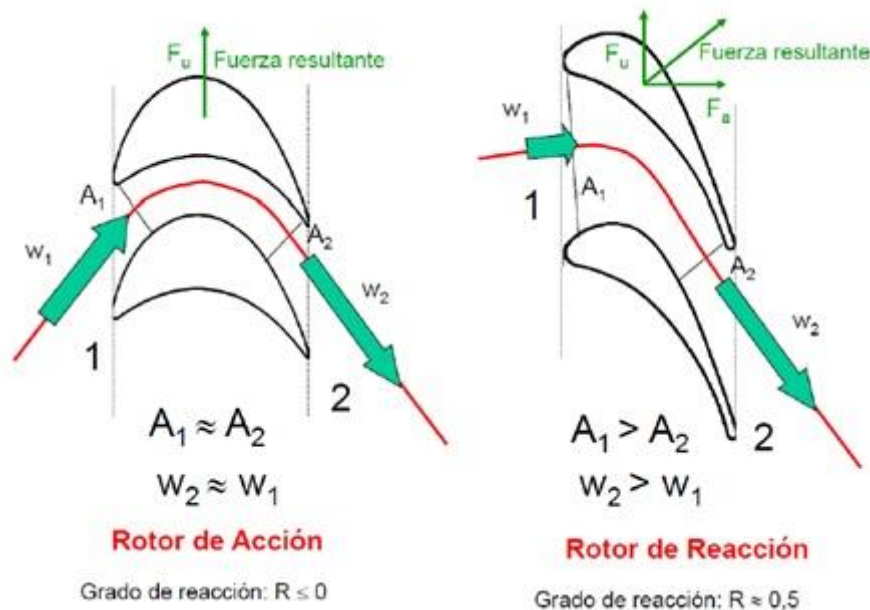
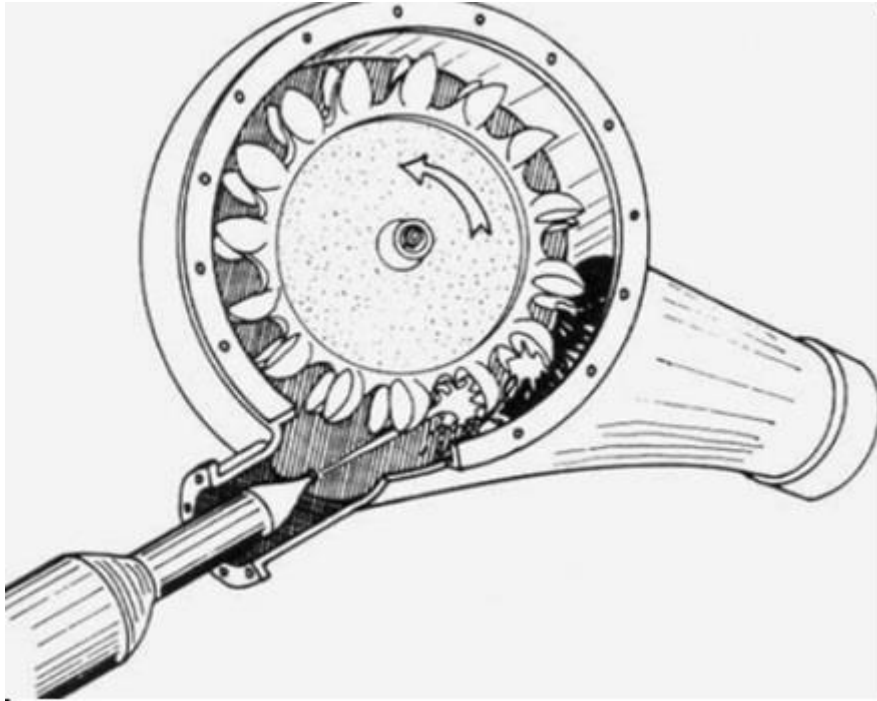


Figura 27. Dirección de la fuerza resultante en el álabe del rotor

La dirección de la fuerza resultante en un álabe del rotor dependerá de si el álabe pertenece a un escalonamiento de acción o reacción. En el caso que un álabe de un rotor de reacción, la fuerza resultante tiene dos componentes: una componente  $F_a$  que produce empuje y una componente tangencial  $F_u$  que origina torque al motor, como consecuencia, aparece una fuerza axial en el rotor de la turbina, la cual suele ser amortiguada por cojinetes de empuje, o bien es compensada con pistones de equilibrio o haciendo que el cuerpo de baja presión sea de doble flujo.

- **Fuerza por impacto de las gotas de condensado:** su implicación cobra mayor importancia en los álabes de los últimos escalonamientos de la etapa de baja presión, ya que es donde el grado de humedad del vapor alcanza valores no despreciables.
- **Fuerza centrífuga:** aparece en los álabes pertenecientes al rotor de la máquina. El módulo de esta fuerza para una masa considerada se expresa como  $F_c = m * \omega^2 * r$ , por tanto, esta fuerza es directamente proporcional a la distancia “r” al centro de rotación.
- **Vibraciones:** se hacen especialmente evidentes durante el proceso de arranque de la máquina, ya que durante este periodo se atraviesan una o varias velocidades críticas de la turbina. Son velocidades en las que la vibración, por resonancia, se ve notablemente amplificada. De ahí que en el arranque se preste especial atención en pasar rápidamente por esas velocidades críticas y así evitar que la estructura entre en resonancia.
- **Tensión térmica:** las elevadas temperaturas presentes en el vapor de entrada a la turbina ocasionan deformaciones de origen térmico en los alabes estatores y rotores de los primeros escalonamientos de la etapa de alta presión.

Una turbina Pelton es uno de los tipos más eficientes de turbina hidráulica. Es una turbo máquina motora, de flujo transversal, admisión parcial y de acción. Consiste en una rueda (rodete o rotor) dotada de cucharas en su periferia, las cuales están especialmente realizadas para convertir la energía de un chorro de agua que incide sobre las cucharas, como se ilustra en la Figura 28. Las turbinas Pelton están diseñadas para explotar grandes saltos hidráulicos de bajo caudal.



**Figura 28. Turbina Pelton**

## **2.7. Metodología de diseño de Nigel Cross**

Al inicio de cada proyecto, el Ingeniero de diseño debe proponer una metodología adecuada, proponer un método para el desarrollo de su proyecto y también las técnicas y enfoques para diseñar de acuerdo con el problema que desea solucionar y la naturaleza de dicho proyecto.

En este trabajo se empleó el método de diseño de Nigel Cross, el cual se estructura de la siguiente manera: Clarificar y definir objetivos, determinar las funciones y sus estructuras (forma), configurar requerimientos, determinar características, generar alternativas y evaluar alternativas, ver Figura 29. A continuación, se presenta una descripción de cada una de ellas.

### **2.7.1 Clarificación y definición de objetivos**

En esta primera etapa se partió del objetivo general y se dividió este objetivo principal en diversos sub-objetivos, a través de un diagrama denominado “árbol de objetivos”, donde se capturan las principales necesidades requeridas, como se observa en la Figura 30.

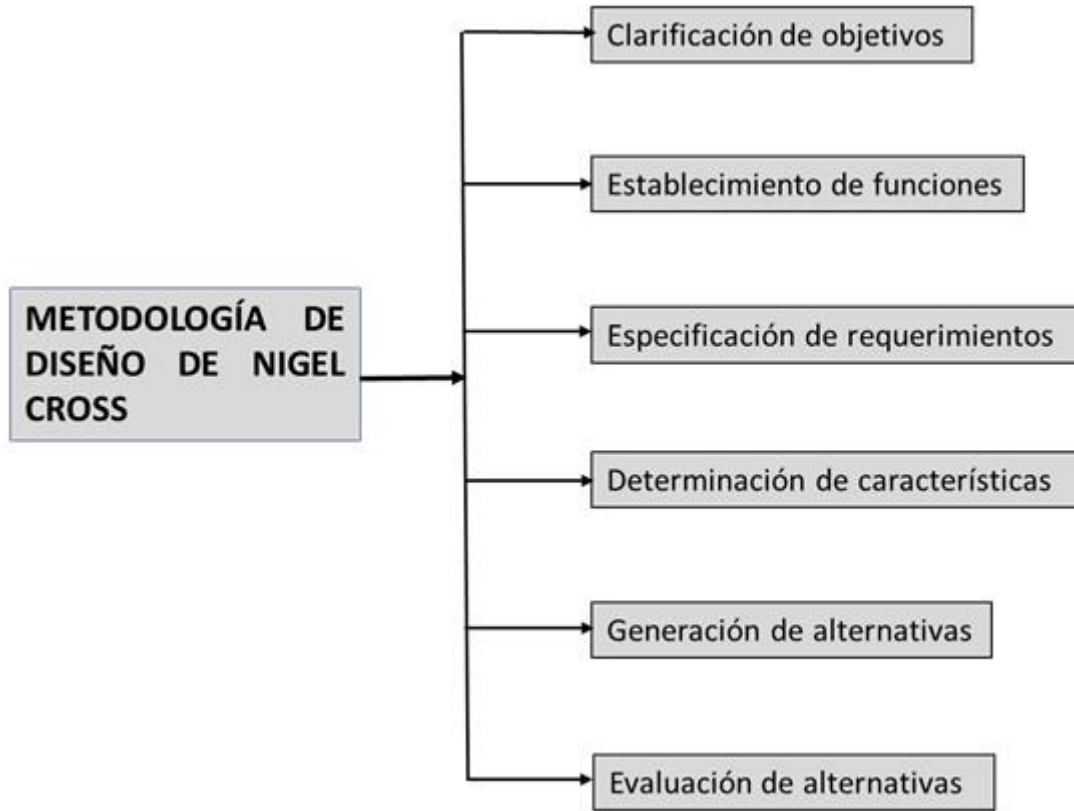


Figura 29. Metodología de Nigel Cross

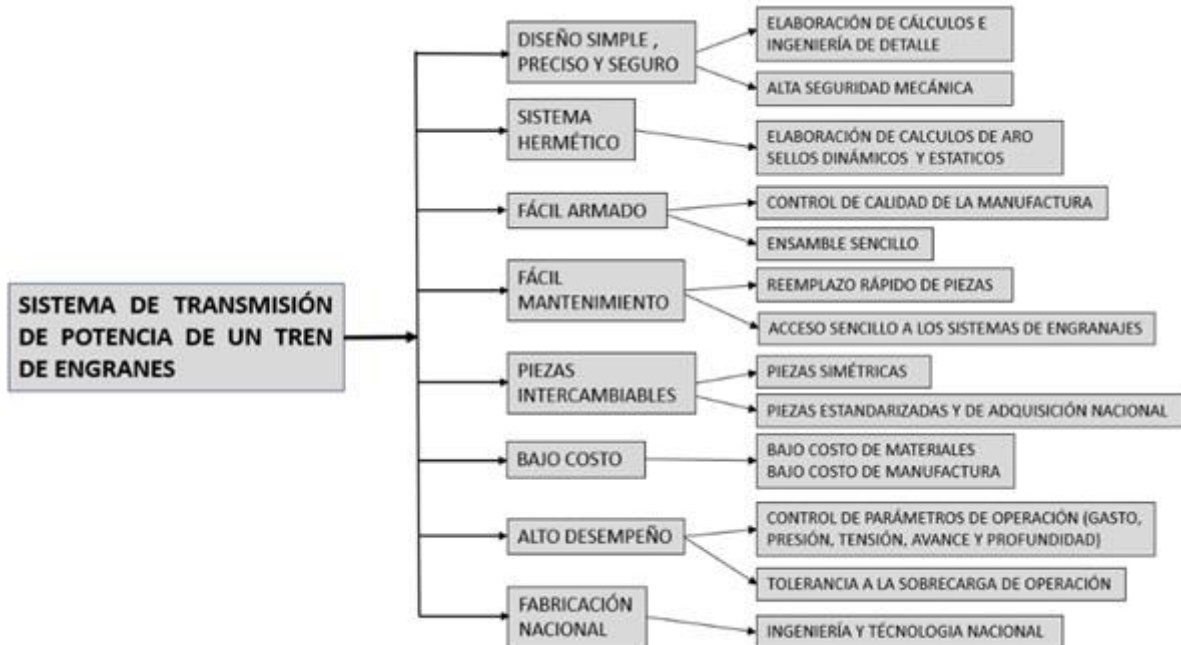


Figura 30. Árbol de objetivos

### 2.7.2 Establecimiento de funciones

En esta segunda etapa se comenzó elaborando un sistema denominado “caja negra”, el cual contiene todas las funciones que son necesarias para que ciertas “entradas” se conviertan en “salidas” deseadas, como se observa en la Figura 31. Obtenido lo anterior, ahora se elaboró un modelo denominado “caja transparente”, el cual permitió visualizar cómo las “entradas” se relacionan con las “funciones” y estas a su vez con las “salidas”, como se ilustra en la Figura 32.



Figura 31. Caja negra

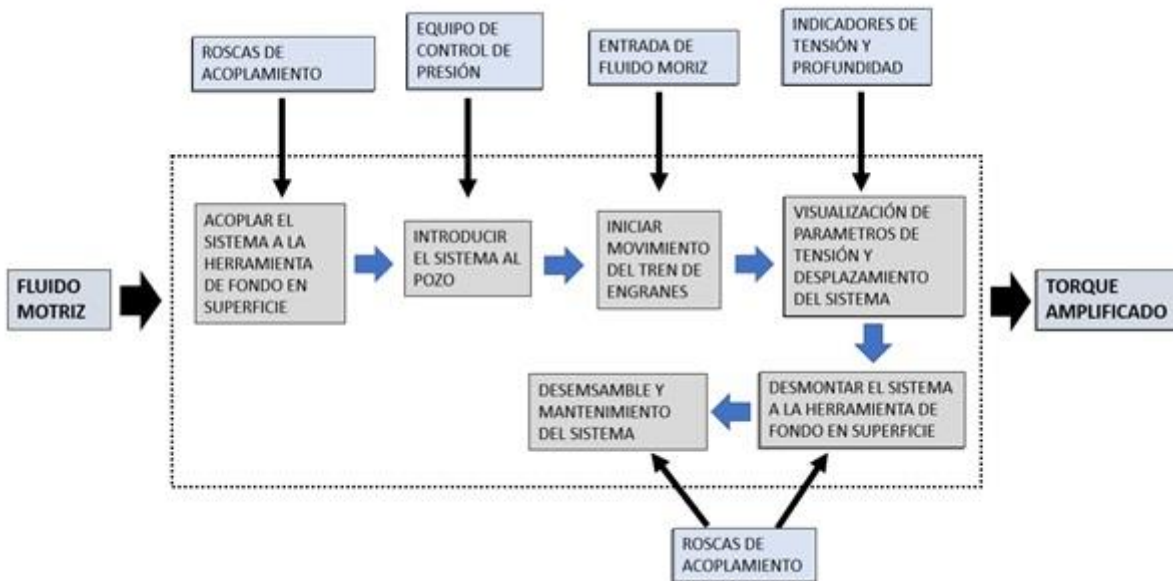


Figura 32. Caja transparente

### 2.7.3 Fijación de requerimientos

En esta etapa se definen los requerimientos necesarios sobre el funcionamiento y desempeño del Sistema de transmisión de potencia de un tren de engranes. Estos requerimientos se dividieron en 6 partes:

1. Características generales.
2. Condiciones de trabajo.
3. Características de componentes mecánicos.
4. Seguridad.
5. Ensamble y mantenimiento.
6. Precio.

A continuación, se muestra en la Tabla 5, como se capturó el estatus para cada requerimiento.

**Tabla 5. Fijación de requerimientos y sus características**

Características		Requeridas	Deseadas
1	Características generales:		
	Potencia (120 hp)	X	
	Diámetro exterior (2 1/8")	X	
	Movimiento giratorio		X
	Roscas compatibles (1 1/2" MT)	X	
	Materiales resistentes a ambientes amargos (H2S)	X	
	Longitud mínima		X
2	Condiciones de trabajo:		
	Control del gasto (1 bpm)	X	
	Control de la tensión (5000 lbf)	X	
	Control del avance (5 mts/min)	X	
	Tipo de fluido		X
	Profundidad de limpieza objetivo (intervalos productores)	X	
	Programa operativo	X	
3	Características de componentes mecánicos:		
	Material acero comercial (AISI 4140 Tratado)	X	
	Fácil adquisición	X	
	Procedencia nacional		X
4	Seguridad:		
	Condiciones operativas seguras		X
	Equipo de protección del personal operativo	X	
	Amigable con el medio ambiente		X
5	Ensamble y Mantenimiento:		
	Mínimo y sencillo (piezas intercambiables)		X
	Facilidad en la fabricación y adquisición de refacciones		X
	Manual de ensamble y mantenimiento de piezas y componentes mecánicos	X	
6	Precio:		
	Bajo costo en comparación de otras tecnologías extranjeras		X



#### **2.7.4 Determinación de características**

En esta etapa se recurrió al método del despliegue de la función de calidad por la estrecha interrelación con nuestro cliente principal Pemex (QFD por sus siglas en inglés) para determinar las características del sistema de transmisión de potencia de un tren de engranes, con la finalidad de obtener una “matriz de la calidad” con base en la etapa anterior y aunado a los requerimientos de ingeniería que implica el diseño final del objetivo de este trabajo.

En la Tabla 6, se muestra la matriz que relaciona las características con los requerimientos de ingeniería.

#### **2.7.5 Generación de alternativas**

En esta quinta etapa se generaron una serie de alternativas de diseño para el sistema de transmisión de potencia del tren de engranes, las cuales se muestran en la Tabla 7.

En la Tabla 7 se identificaron las combinaciones de medios que podrían generar una solución, sin embargo, esto se determina en la siguiente etapa, donde se da una ponderación a dichos medios.

#### **2.7.6 Evaluación de alternativas**

En esta sexta etapa se evaluaron las alternativas de solución, donde se ponderaron cada una de las soluciones de la etapa anterior.

Posteriormente se calcularon y compararon los valores de utilidad de los diseños alternativos.

Con esto se obtiene una calificación, aquellas que sean mayores en comparación con las demás son las que se seleccionaron, como se observa en la Tabla 8.

Nota: La calificación es de 0 – 10.

La Tabla 8, muestra que los medios que pertenecen a la opción “A” son los seleccionados.

Tabla 6. Matriz de características y requerimientos

◇	Con relación	Control de gasto	Control de tensión	Control de avance	Control de profundidad	Seguridad	Materiales	Mantenimiento
●	Sin relación							
Características generales	Potencia (120 hp)	✓	◇	✓	✓	◇	✓	◇
	Diametro exterior (2 1/8")	◇	✓	◇	◇	✓	✓	✓
	Movimiento giratorio	✓	✓	✓	✓	✓	◇	◇
	Roscas compatibles (1 1/2" MT)	◇	◇	◇	◇	◇	✓	✓
	Material resistentes a ambientes amargos (H2O)	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
	Longitud minima	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
Condiciones de trabajo	Control del gasto (1 bpm)	✓	◇	✓	✓	◇	◇	◇
	Control de la tensión (5000 lbf)	◇	◇	✓	✓	◇	◇	◇
	Control del avance (5 mts/min)	✓	✓	✓	✓	◇	◇	◇
	Tipo de fluido	✓	◇	✓	◇	◇	✓	✓
	Profundidad de limpieza objetivo (intervalos productores)	✓	✓	✓	✓	◇	◇	◇
	Programa operativo	✓	✓	✓	✓	◇	◇	◇
Características de componentes mecánicos	Material acero comercial (ASISI 4140 tratado)	◇	◇	◇	◇	◇	✓	✓
	Facil adquisición	◇	◇	◇	◇	◇	✓	✓
	Procedencia nacional	◇	◇	◇	◇	◇	✓	✓
Seguridad	Condiciones operativas seguras	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
	Equipo de protección personal operativo	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
	Amigable con el medio ambiente	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
Ensamble y Mantenimiento	Mínimo y sencillo (piezas intercambiables)	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
	Facilidad en la fabricación y adquisición de refacciones	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
	Manual de ensamble y mantenimiento de piezas y componentes mecánicos	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
Precio	Bajo costo en comparación de otras tecnologías extranjeras	◇	◇	◇	◇	✓	✓	✓
✓	<b>Con relación</b>	◇			<b>Sin relación</b>			

**Tabla 7. Generación de alternativas**

CARACTERISTICAS	MEDIOS		
Diseño simple, preciso y seguro	Elaboración de calculos e Ingeniería de detalle	Elaboración de bocetos a mano alzada	Diseño compacto
Sistema hermetico	Elaboración de calculos de arosellos dinamicos y estaticos	Sellos metal - metal	Sellos por medio de juntas
Facil armado	Supervisión y control de calidad de los procesos de fabricación	Revisión dimensional de las piezas, geometrias y tolerancias geometricas	Diagramas de ensamble de componentes mecanicos
Facil mantenimiento	Reemplazo rapido de piezas	Acceso sencillo a los sistemas de engranes	Ensamble de piezas de componentes mecanicos
Piezas intercambiables	Fabricación de piezas en centros de maquinado CNC	Mismo ajuste en la fabricación de piezas en centros de maquinado CNC	Piezas simetricas, estandarizadas y compradas
Bajo costo	Bajo costo de la materia prima	Bajo costo en los procesos de manufactura	Materiales de facil maquinado
Alto desempeño	Control de parametros de operación (gasto, volumen y presión)	Control de parametros de operación (fluido y tensión)	Elaboración de programas operativos de operación
Fabricación nacional	Diseños e Ingeniería nacional	Contenido nacional de la materia prima	Técno-logía nacional

**Tabla 8. Evaluación de alternativas de solución**

Objetivos	Escala (%)	Medida	A			B			C			
			Magnitud	Calificación	Valor	Magnitud	Calificación	Valor	Magnitud	Calificación	Valor	
Diseño simple, preciso y seguro	20	Confiable	Cumple	8	1.6	Cumple	6	1.2	Cumple	6	1.2	
Sistema hermetico	5	Confiable	Cumple	4	0.2	Cumple	4	0.2	Cumple	3	0.15	
Facil armado	10	Ensamble componentes sencillo	Bueno	5	0.5	Bueno	5	0.5	Regular	4	0.4	
Facil mantenimiento	10	Ensamble de piezas sencillo	Sencilla	4	0.4	Regular	4	0.4	Sencilla	4	0.4	
Piezas intercambiables	5	Ajustes y tolerancias	Cumple	4	0.2	Cumple	4	0.2	Cumple	4	0.2	
Bajo costo	10	Menor costo	Valor a nivel sistema	5	0.5	Valor a nivel sistema	6	0.6	Valor a nivel sistema	3	0.3	
Alto desempeño	20	Control de parámetros	Bueno	8	1.6	Bueno	8	1.6	Bueno	7	1.4	
Fabricación nacional	20	Contenido naciona	Cumple	5	1	Cumple	4	0.8	Cumple	6	0.8	
					6						5.5	4.85

El despliegue de la función de calidad (o QFD, por las siglas inglesas de Quality Function Deployment) es un método de diseño de productos y servicios que recoge la voz del cliente y la traduce, en pasos sucesivos, a características de diseño y operación que satisfacen las demandas y expectativas del mercado. Dada la estrecha interrelación con Pemex, como cliente, se ha elegido la metodología de desarrollo QFD para considerar de forma ordenada y sistemática sus requerimientos.

### **3. SISTEMA HIDROMECAÁNICO**

El proceso de diseño conceptual consiste esencialmente en obtener una solución a un problema de diseño planteado a partir de las necesidades, problemática, requisitos y especificaciones planteadas por Petróleos Mexicanos.

En el presente capítulo, se describe de manera detallada todos y cada uno de los criterios de diseño, parámetros de entrada y cálculos, utilizados para el diseño del sistema hidromecánico para limpieza interior de pozos petroleros.

En esta sección, se fundamenta desde el punto de vista técnico, la viabilidad de aplicar y disponer de una nueva tecnología eficiente, económica, práctica y de carácter nacional para la limpieza interior en tuberías de producción de pozos productores de hidrocarburos.

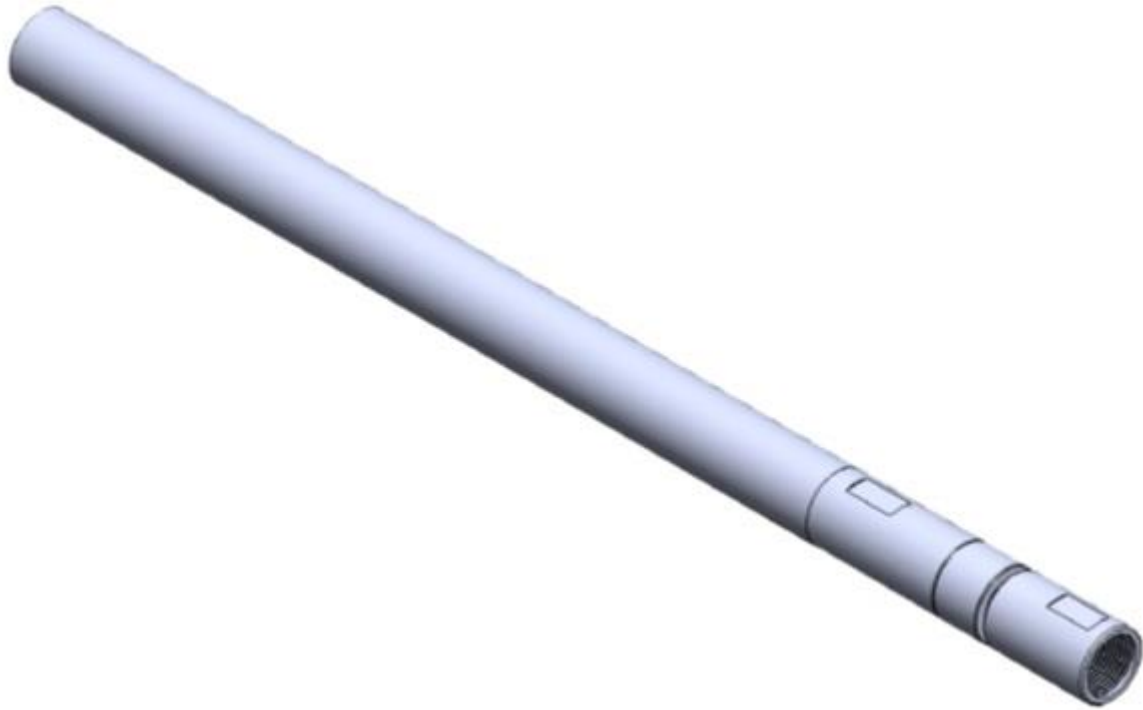
Se analizan, desde la infraestructura de petróleos mexicanos los procedimientos operativos, herramienta convencional, cálculos, geometrías, tipos de sellos, materiales, etc., hasta obtener la ingeniería de detalle y planos para fabricación de todos los elementos que conforman el sistema hidromecánico.

Como parte final de este capítulo se describe la integración de piezas y componentes para un mejor entendimiento del funcionamiento y aplicación de esta tecnología.

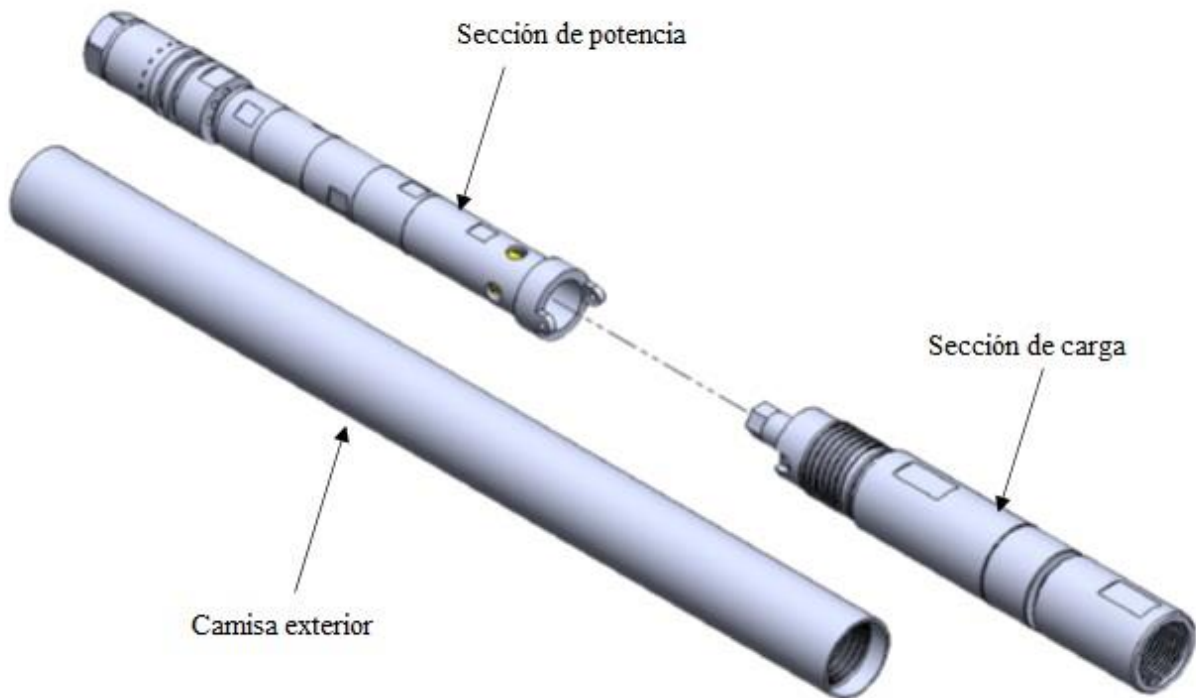
En la Figura 33 se observa el diagrama general del sistema hidromecánico, el cual está constituido por: Sección de potencia, sección de carga y camisa exterior, ver Figura 34.

La Figura 35 ilustra el diseño de los componentes internos del sistema hidromecánico, que son principalmente: la sección de potencia, tiene incorporado un sistema de tren de engranes para amplificar el torque a la salida, ver

Figura 36, la sección de carga, cuenta con un sistema giratorio de baja fricción que permita el libre movimiento rotacional de una barrena o molino, ver Figura 37 y una camisa exterior diseñada para aislar y soportar la presión y temperatura de una tubería de producción, además de tener la conexión roscada para adaptarse a las herramientas convencionales para la realización de estas operaciones de limpieza, ver Figura 38.



*Figura 33. Diagrama general del sistema hidromecánico*



*Figura 34. Componentes que integran el sistema hidromecánico*

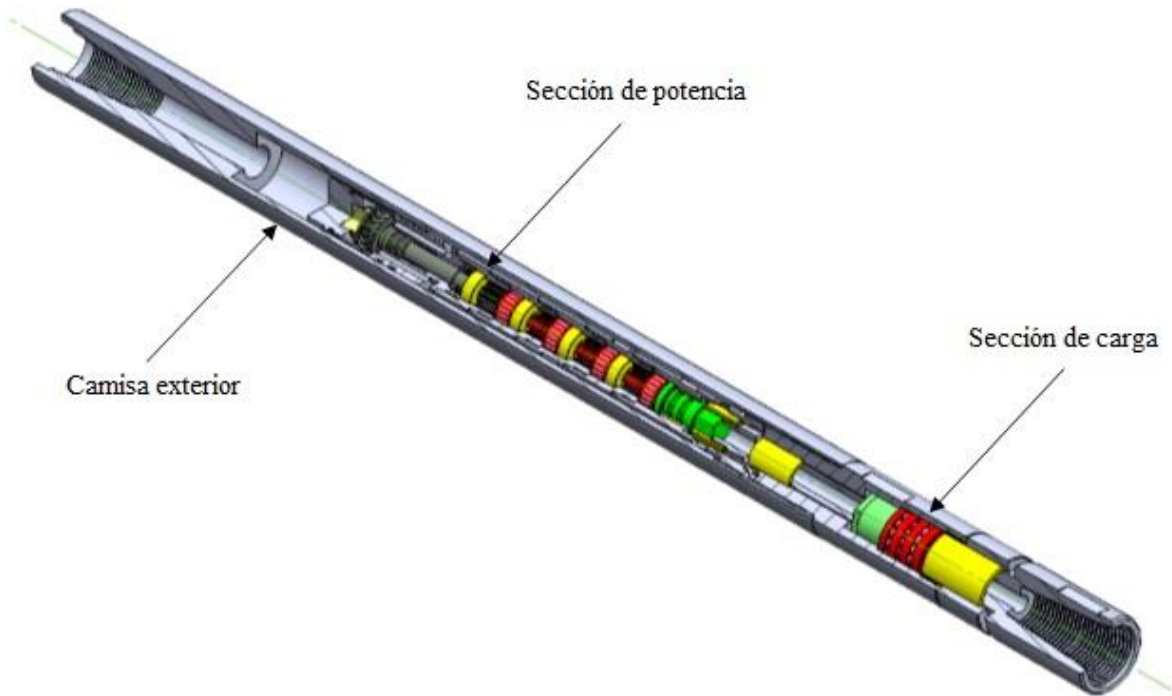


Figura 35. Diseño de componentes internos del sistema hidromecánico

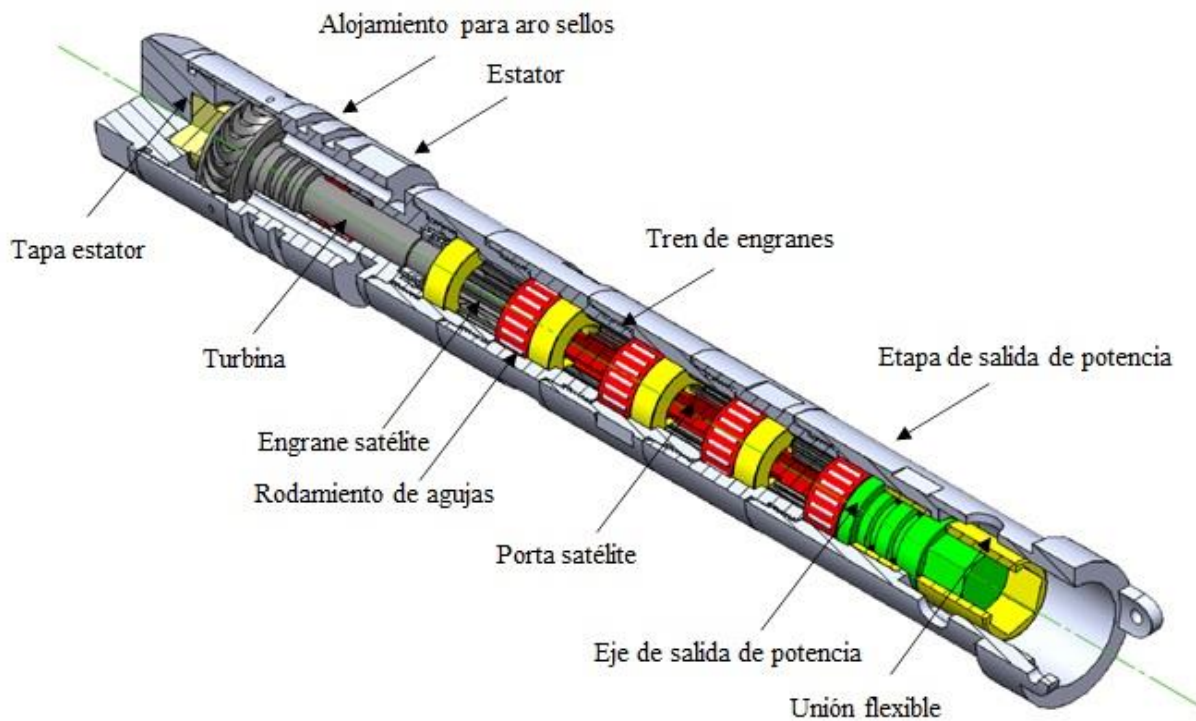
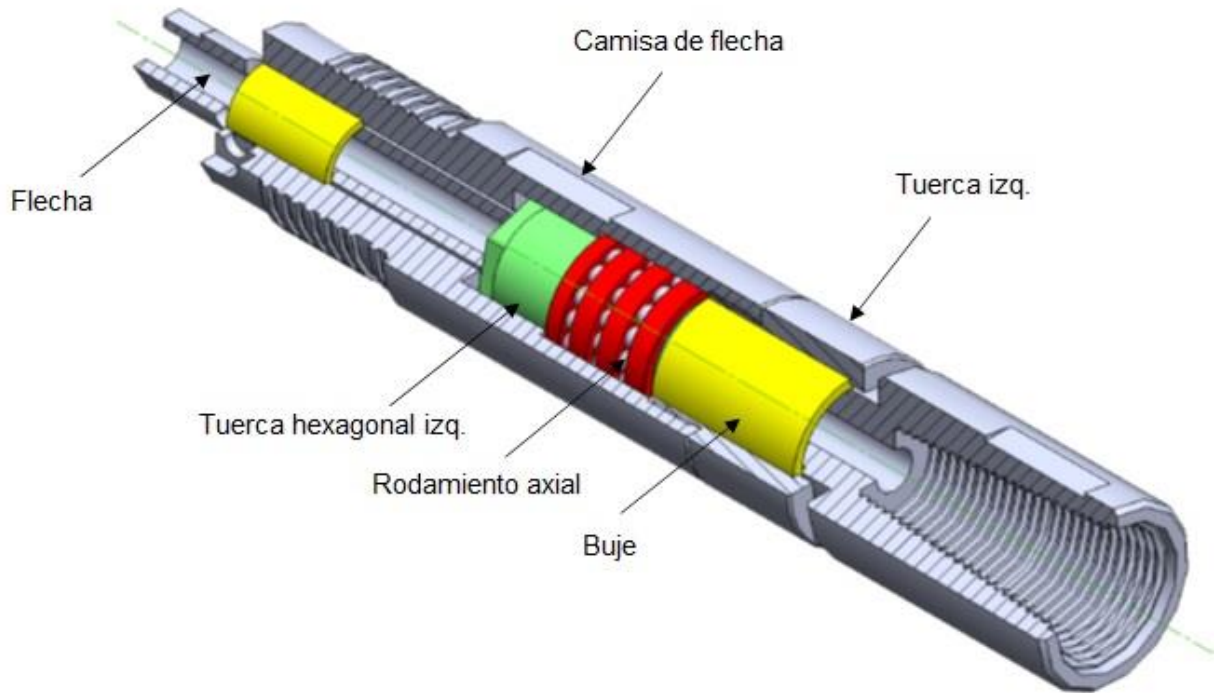
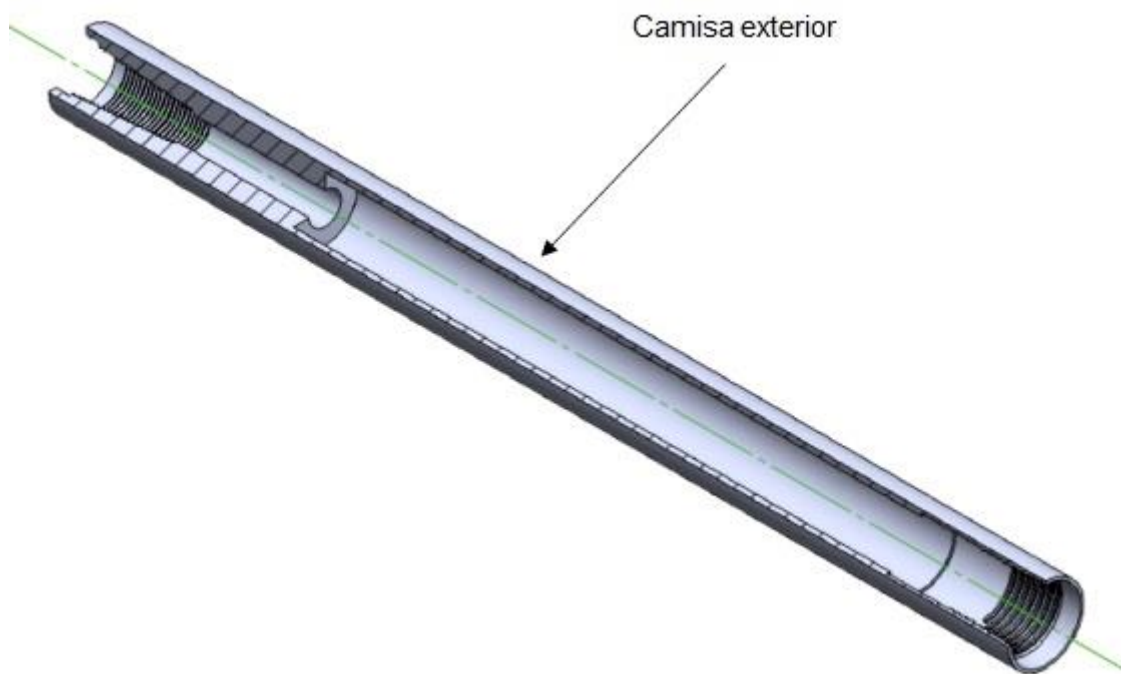


Figura 36. Diseño de la sección de potencia





*Figura 37. Diseño de la sección de carga*



*Figura 38. Diseño de la camisa exterior*

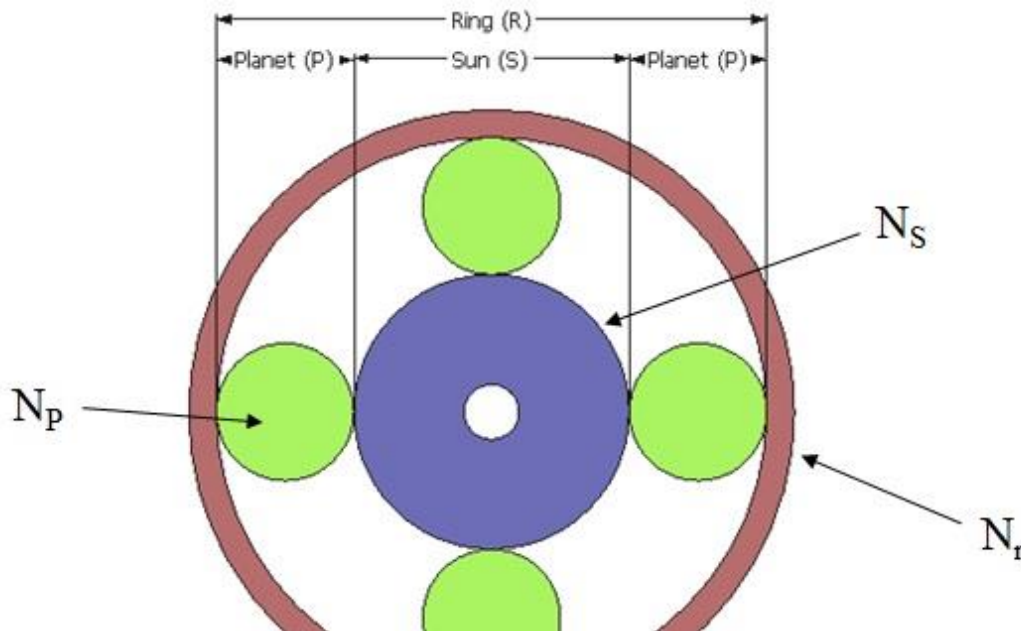
### 3.1 Geometría del tren de engranes

El empleo de trenes epicicloidales tiene la ventaja de que los reductores de velocidad que se obtienen son muy compactos en comparación con los de trenes ordinarios.

#### 3.1.1 Primera regla de los trenes planetarios.

El número de dientes de la corona es igual al número de dientes en el engranaje central más dos veces el número de dientes de un engrane planeta (satélites), para lo cual se debe cumplir con la ecuación 2. Tal como se observa en la Figura 39.

$$R = 2 \times P + S \quad (2)$$



**Figura 39. Tren de engranes planetarios**

Donde:

$N_s$  = Número de dientes del engrane central

$N_p$  = Número de dientes del satélite

$N_r$  = Número de dientes de la corona



### 3.1.2 Segunda regla para los trenes de engranes planetarios

Para que los dientes de los planetas puedan engranar de forma simultánea se debe cumplir la ecuación 3.

$$\frac{N_s + N_r}{n_p} = n_l \quad (3)$$

Siendo  $n_p$  el número de engranajes planetarios (por lo general 3 o 4),  $n_l$  debe ser un número entero y positivo.

Debe recalarse que la expresión no es una ley estricta e inalterable, y existen casos en los cuales no se cumple.

Si bien no es estrictamente necesario que los engranajes planetarios engranen en forma simultánea, si no lo hacen puede conducir a una mala estimación de los esfuerzos que resisten los dientes de los engranajes.

### 3.1.3 Cálculo de la relación de transmisión

La relación de transmisión de un tren planetario está dada por la ecuación 4.

$$(N_r + N_s)(\omega_y) = (N_r \omega_r)(\omega_s N_s) \quad (4)$$

Tomando en cuenta que la corona está fija, la velocidad angular en esta es 0, despejando de la ecuación (4) la velocidad del porta-satélite.

$$(N_r + N_s)(\omega_y) = (N_r \cdot 0)(\omega_s N_s)$$

$$\omega_y = \omega_s \frac{N_s}{N_r + N_s} \qquad \frac{\omega_s}{\omega_y} = \frac{N_r + N_s}{N_s}$$

$$R_v = \frac{\omega_s}{\omega_y} = \frac{N_r + N_s}{N_s} \quad (5)$$

Donde:

$\omega_y$  = velocidad angular del porta-satélites

$N_r$  = número de dientes en la corona

$\omega_r$  = velocidad angular de la corona

$N_s$  = número de dientes del engrane central

$\omega_s$  = velocidad angular del engrane central

Transmisión propuesta:

$$N_s = 11, N_p = 7, N_r = 25$$

De la ecuación 2 tenemos:

$$N_r = 2(N_p) + N_s$$

$$25 = 2(7) + 11$$

De la ecuación 3 tenemos:

$$\frac{11 + 25}{4} = 9$$

Relación de transmisión.

$$R_v = \frac{25 + 11}{11} = 3.272$$

### **3.1.4 Cálculo cinemático**

Los parámetros de entrada para el cálculo cinemático del diseño del tren de engranes, se muestran en la Tabla 9.

**Tabla 9. Parámetros de entrada**

Velocidad angular de entrada	22923	RPM
Número de dientes del Engrane motriz	11	Dientes
Número de dientes de engrane planetario	7	Dientes
Número de dientes de la corona	25	Dientes
Diámetro del Engrane Motriz	13	mm
Diámetro de los engranes planetarios	9	mm
Diámetro de la corona	27	mm
Densidad del material	7850	Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Yong	2.00E+11	N/m <sup>2</sup>
Poisson	0.3	....
Espesor del engrane motriz	41.1	mm
Espesor del engrane planetario	31.7	mm
Torque	160.25	N m
Potencia	3.36	kW
Diámetro del eje motriz y de salida	23.8	mm
Largo del eje motriz	43.8	mm
Largo del eje de salida	41.2	mm

### 3.2 Cálculo de esfuerzos del sistema de transmisión de potencia

Transmisión propuesta.

$$N_s = 11 \text{ dientes}, N_p = 7 \text{ dientes}, N_r = 25 \text{ dientes}$$

Diámetros primitivos.

$$d_s = 11 \text{ mm}, d_p = 7 \text{ mm}, d_r = 25 \text{ mm}$$

Relación de velocidad de cada tren.

$$R_v = 3.272$$

Ángulo de presión = 20 grados

Relación de transmisión total:

$$R_t = R_{v1} R_{v2} R_{v3} R_{v4}$$

$$R_t = 3.272^4 = 114.61$$

Velocidad angular de cada tren de engranes

$$Turbina = \omega_{entrada} = 22923 \text{ RPM}$$

$$\omega_1 = 7006 \text{ RPM}$$

$$\omega_2 = 2141 \text{ RPM}$$

$$\omega_3 = 654 \text{ RPM}$$

$$\omega_4 = \omega_{salida} = 200 \text{ RPM}$$

Como parámetro de diseño se considera una potencia de salida de 3.36 kW (4.5 hp).

Se calcula el par del último tren de engranes (sol).

$$P = T \omega \quad (6)$$

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = 3355.65 \text{ w} / 20.94 \text{ rad/s}$$

$$T_{motriz} = 160.25 \text{ N-m} (118.19 \text{ lb-ft})$$

Carga tangencial del primer engrane.

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad (7)$$

Por ser 4 los engranes planetas la carga se divide entre los 4 dientes que están en contacto con el engrane central.

$$W_{ts} = \frac{2T_p}{4d_s}$$

$$W_{ts} = 2(160.25 \text{ N}\cdot\text{m}) / 4(0.011 \text{ m})$$

$$W_{ts} = 7,284.09 \text{ N} (1,637.53 \text{ lbf})$$

Los satélites son engranajes intermedios que tocan tanto el planeta como la corona. Por tanto, también es necesario cuantificar las fuerzas que se producen en el contacto entre el satélite y la corona, como se muestra en la

Figura 39.

El satélite, al ser un engranaje loco, no ejerce par sobre su eje. De la Figura 40 tomando momentos respecto del centro del satélite, se tiene:

$$\sum M = 0$$

$$\sum M = W_{t,p-s} \cdot \frac{d_p}{2} - W_{t,c-s} \cdot \frac{d_p}{2} = 0$$

$$W_{t,p-s} = W_{t,c-s}$$

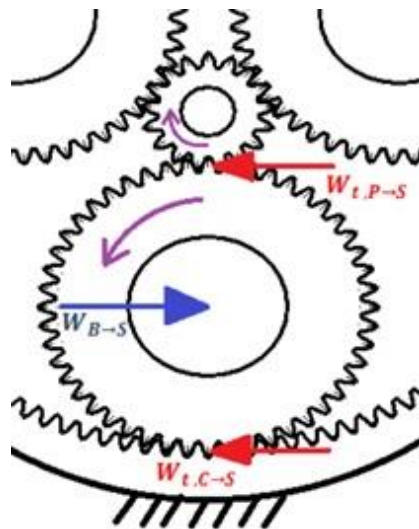


Figura 40. Fuerzas que se producen en el contacto entre engranes

Es importante notar que, aunque los dientes del satélite sean sometidos a la misma fuerza tanto por el contacto con el planeta como con la corona, esta fuerza es alternante, es decir, un mismo diente

sufrirá el esfuerzo por ambas caras ya que el contacto con el planeta se realiza por una cara y con la corona por la cara opuesta (ver Figura 39, las flechas de color rojo).

Por lo tanto, en los dientes de la corona se presentarán esfuerzos de igual magnitud que en el engrane sol.

$$W_{t,c-s} = 7,284.09 \text{ N (1,637.53 } lb_f)$$

Las fuerzas que se aplican a los engranes de los siguientes trenes se calculan de forma similar a lo descrito anteriormente por lo que el par que se trasmite a los engranes sol esta dado por la magnitud de la relación de transmisión.

$$W_{motriz} = T_{Pn} R_{Vn}$$

$$W_{ts} = \frac{12T_{Pn}}{4d_{Pn}}$$

Las magnitudes del torque y fuerzas tangenciales se muestran en la Tabla 10.

**Tabla 10. Torque y fuerzas tangenciales**

Tren de reducción	Valor de $R_v$	Velocidad angular (RPM)	Torque (N-m)	Fuerza tangencial $W_t$ (N)
Turbina	1	22924	1.39	63.54
1	3.272	7006	4.57	207.86
2	10.705	2141	14.96	680.32
3	35.030	654	48.96	2,225.72
4	114.618	200	160.25	7,284.09

### 3.2.1 Cálculos de resistencia para los engranes del primer tren de reducción.

- Los cálculos de la resistencia se efectúan como dicta la norma ANSI/AGMA 2001-D04 específica para el diseño de engranes rectos y helicoidales.
- Las ecuaciones que permiten determinar los esfuerzos presentados en los dientes de los engranes son las siguientes:

$$\sigma_t = W_t K_o K_v K_s \cdot \frac{1}{F m_t} \cdot \frac{K_m K_b}{J} \quad \text{Esfuerzo por flexión} \quad (8)$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \cdot \frac{K_m}{d_{\text{piñon}} F} \cdot \frac{C_f}{I}} \quad \text{Esfuerzo por contacto} \quad (9)$$

Las ecuaciones que se utilizan para calcular los esfuerzos admisibles son las que se listan a continuación:

El esfuerzo admisible por flexión se calcula.

$$S_{wt} = \frac{S_{at} Y_n}{S_F K_T K_R} \quad (10)$$

El esfuerzo admisible por contacto se calcula.

$$S_{wc} = \frac{S_{ac} Z_n C_H}{S_H K_T K_R} \quad (11)$$

### 3.2.2 Cálculo del factor de sobrecarga $K_o$ .

Para determinar el factor de sobrecarga se utiliza la siguiente Tabla 11.

**Tabla 11. Cálculo del factor de carga**

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Para nuestro caso de estudio, se determina, al ser de entrada uniforme y de salida con impacto moderado:

$$K_o = 1.250$$

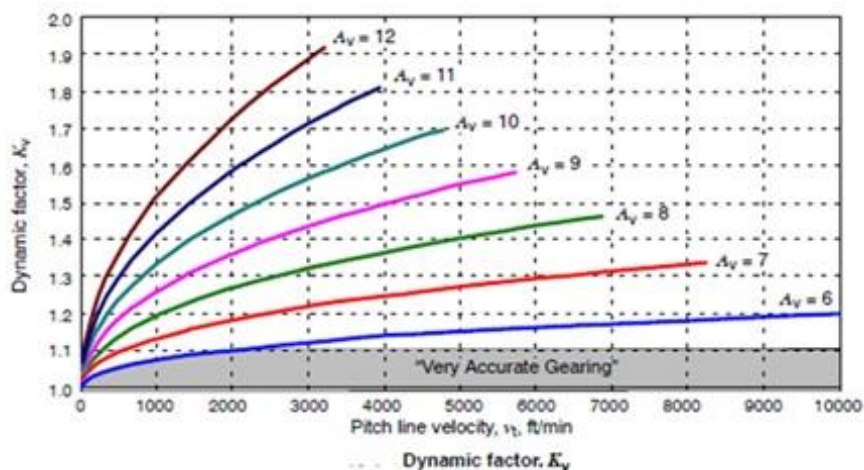
### 3.2.3 Cálculo del factor de sobrecarga $K_v$ .

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento.

Como dato de entrada se calcula la velocidad en la línea de paso considerándose la velocidad lineal del porta satélite como si fuese el que está fijo.

$$V = n_{p1} \frac{d_{p1}}{2} = 7006RPM \cdot \frac{2\pi \cdot 0.011m}{60 \cdot 2} = 4.035 \text{ m/s} = 794.3ft/min$$

Determinando gráficamente de las curvas a continuación se obtiene



**Figura 41. Factor de sobrecarga  $K_v$**



$A_v$  es el grado de precisión con que se fabrican los engranes la AGMA sugiere usar un valor entre 6 y 12 tomando  $A_v=9$  de la Figura 41.

$$K_v = 1.3$$

### 3.2.4 Cálculo del factor de distribución de carga $K_m$ .

Con el factor de distribución de la carga ( $K_m$ ), se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto, como se muestra en la Figura 42.

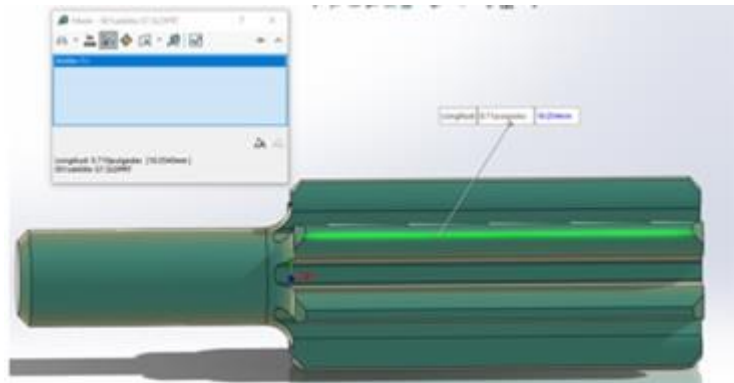


Figura 42. Factor de distribución de carga  $K_m$

Para engranes de uso general la AGMA sugiere:

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (12)$$

$$C_{mc} = C_{pm} = C_e = 1$$

El ancho de cara en contacto es

$$F = 18 \text{ mm}$$

$C_{ma}$  para unidades cerradas de engranes comerciales se calcula:

$$C_{ma} = 1.27 \cdot 10^{-1} + 6.22 \cdot 10^{-4} \cdot F - 1.69 \cdot 10^{-7} \cdot F^2$$

$$C_{ma} = 1.27 \cdot 10^{-1} + 6.22 \cdot 10^{-4} \cdot 0.018 - 1.69 \cdot 10^{-7} \cdot 0.018^2 = 1.27$$

Según es el caso los resultados son los mostrados en la Tabla 12.

**Tabla 12. Valores obtenidos dependiendo el caso**

	CASO	
	Piñon: Sol (d=11mm)	Piñon: Planeta (d=7mm)
	Rueda: planeta	Rueda: corona
Cmc	1	1
Cpf	0.164	0.257
Cpm	1	1
Cma	1.27	1.27
Ce	1	1
Km	2.434	2.527

### 3.2.5 Factor de tamaño $K_s$ .

El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, el cual está en función de los siguientes parámetros:

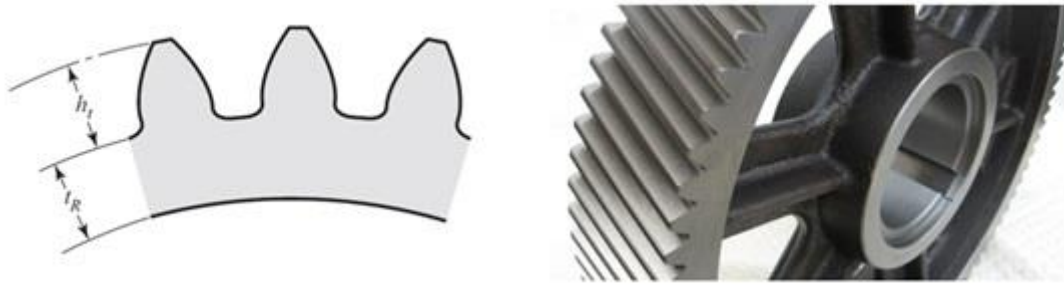
- Tamaño del diente
- Diámetro de la pieza
- Relación del tamaño del diente con el diámetro de la pieza
- Ancho de la cara
- Área del patrón de esfuerzo
- Relación de la profundidad de la superficie con el tamaño del diente
- Templabilidad y tratamiento térmico

Si no hay efecto perjudicial de tamaño, se usa un valor unitario.

$$K_s = 1$$

### 3.2.6 Factor de espesor del aro $K_B$ .

Cuando el espesor del aro ( $K_B$ ) no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla conocida por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz Figura 43.



**Figura 43. Factor de espesor del aro  $K_B$**

Por ser nuestro caso engranes sólidos sin aro, se considera:  $K_B = 1$

### **3.2.7 Factor de condición superficial $C_f$ .**

Las condiciones superficiales estándar de dientes de engranes aún no se han establecido. Cuando se tenga el conocimiento de que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de factor de condición superficial ( $C_f$ ) mayor que la unidad.



**Figura 44. Factor de condición superficial  $C_f$**

Como se observa en la Figura 44, el factor de condición superficial se considerará:  $C_f = 1$

### 3.2.8 Factor geométrico para flexión y para contacto J e I.

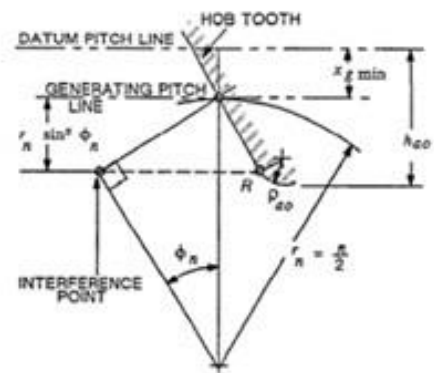
Se recomienda que los factores geométricos, I y J, sean determinados por AGMA 908 - B89, hoja de información, factores de geometría para determinar la resistencia a las picaduras y resistencia a la flexión para dientes rectos, helicoidales y dientes de engranaje *Herringbone*.

Para el factor geométrico, considerando nuestro caso, así como para casos indeterminados dentro de la Tabla 13 marcados como U se aplica una corrección al generado del diente.

**Tabla 13. Factor geométrico**

I AND J FACTORS FOR:		PINION TEETH											
GEAR TEETH	12	14	17	21	26	35	45	55	65	80	100	125	150
12 I	U	U											
14 I	U	U	U										
17 I	U	U	U	U									
21 I	U	U	U	U	U								
26 I	U	U	U	U	U	U							
35 I	U	U	U	U	U	U	U						
45 I	U	U	U	U	U	U	U	U					
55 I	U	U	U	U	U	U	U	U	U				
65 I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U			
80 I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U		
100 I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	
125 I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
150 I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U

\* The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.



Para fines prácticos (Tabla 14) se toma los mínimos fuera de la indeterminación.

**Tabla 14. Factor geométrico para fines prácticos**

	CASO			
	Piñon: Sol (Z=11)		Piñon: Planeta (Z=7)	
	Rueda: planeta (Z=7)		Rueda: corona (Z=25)	
	Piñon	Rueda	Piñon	Rueda
I	0.078		0.084	
J	0.24	0.24	0.24	0.25

### 3.2.9 Coeficiente elástico de resistencia a picadura Cp.

Los valores están en función del material a utilizar, los cuales se pueden obtener de la Tabla 15.

**Tabla 15. Coeficiente elástico**

Coeficiente elástico  $C_p$  ( $Z_p$ ),  $\sqrt{\text{psi}}$  ( $\sqrt{\text{MPa}}$ ) (Fuente: AGMA 218.01.)

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón $E_p$ psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona $E_o$ , lb/pulg <sup>2</sup> (MPa)*					
		Acero $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^3$ )	Hierro maleable 25 x $10^5$ ( $1.7 \times 10^3$ )	Hierro nodular $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^3$ )	Hierro fundido $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^3$ )	Bronce al aluminio $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^3$ )	Bronce al estaño $16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^3$ )
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^3$ )	2 300 <b>(191)</b>	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^3$ )	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^3$ )	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^3$ )	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^3$ )	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^3$ )	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

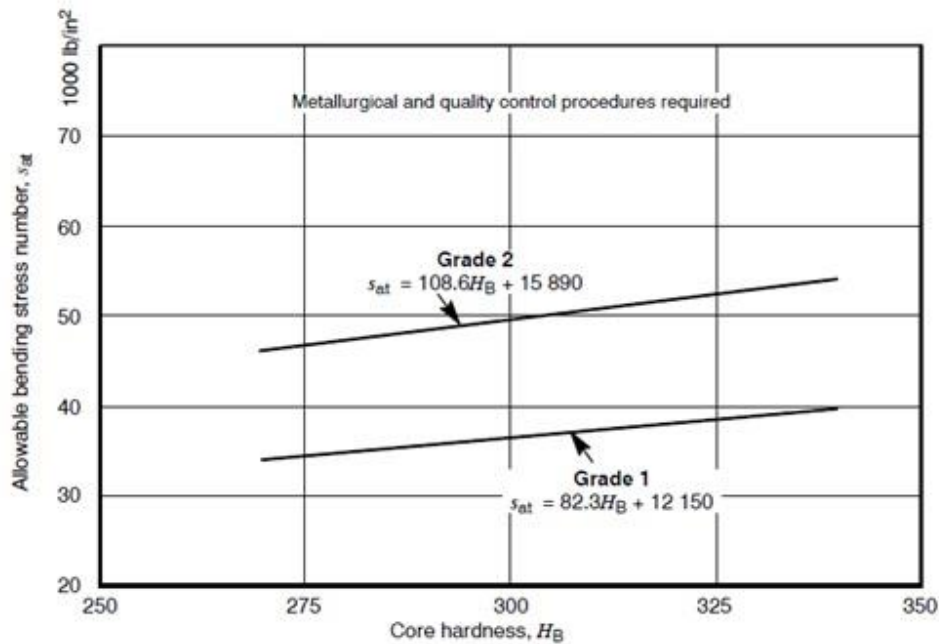
Relación de Poisson = 0.30.

\* Cuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podría utilizar.

$$C_p = 191 \text{ MPa}$$

### 3.2.10 Números de esfuerzo de flexión y contacto $S_{at}$ y $S_{ac}$ .

Los valores de  $S_{at}$  y  $S_{ac}$ , se obtienen directamente de las curvas mostradas en la Figura 46 y Figura 47, se usa SAE AISI 4140T con 320 HB y aplicando tratamiento de nitrurado:



**Figura 45. Esfuerzo de flexión**

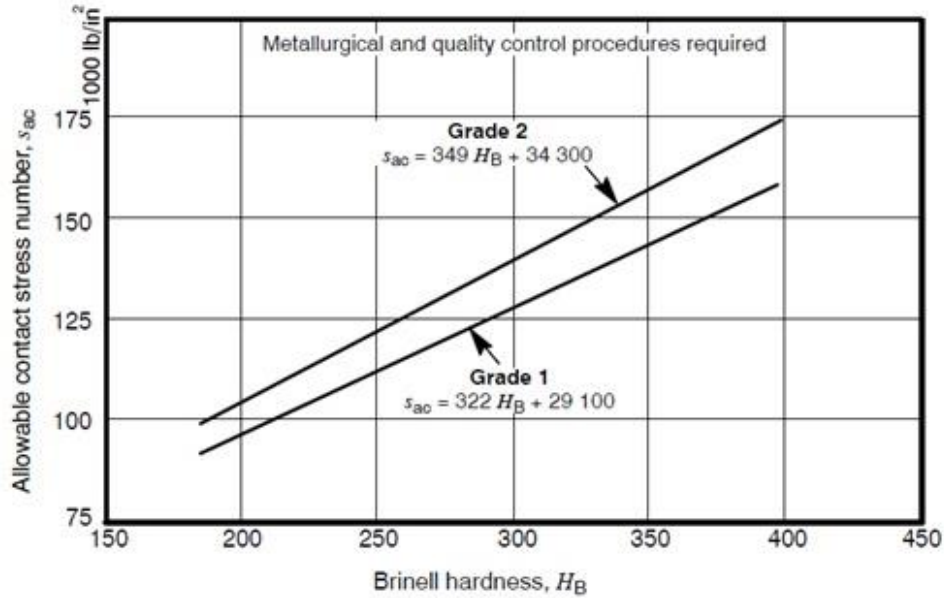


Figura 46. Esfuerzo de contacto.

El satélite está sometido a esfuerzos alternantes, por lo que el valor empleado para el esfuerzo a flexión permisible es un 70% del valor que se muestra de la Tabla 16, tal como indica la AGMA para estos casos.

Según el engrane se tiene:

Tabla 16. Esfuerzo de flexión y contacto  $S_{at}$  y  $S_{ac}$

	Sol		Planeta		Corona	
	(Ksi)	(MPa)	(Ksi)	(MPa)	(Ksi)	(MPa)
$S_{at}$	77.01	531	77.0	530.9	77.01	531
$S_{ac}$	150	1034.25	150	1034.25	150	1034.25

### 3.2.11 Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión YN y a picadura ZN.

Tomando de referencia el portasatélite, es decir, como si este fuese el que está fijo, un diente del planeta en una vuelta de este habrá engranado con tres satélites lo que supone tres ciclos de esfuerzo. Lo mismo le ocurre a la corona. El planeta realizará dos ciclos en una vuelta ya que

engrana con el planeta y la corona. Por lo tanto, los ciclos que realizará cada uno en las 30000h de vida de trabajo requerida son:

$$N_s = 100h \cdot \frac{60min}{1} \cdot \frac{6007rev}{1min} \cdot \frac{4ciclos}{1rev} = 1.441 \times 10^8$$

$$N_p = 100h \cdot \frac{60min}{1} \cdot \frac{4458rev}{1min} \cdot \frac{2ciclos}{1rev} = 5.349 \times 10^7$$

$$N_c = 100h \cdot \frac{60min}{1} \cdot \frac{1248.24rev}{1min} \cdot \frac{4ciclos}{1rev} = 2.995 \times 10^7$$

Los factores de ciclo se calculan como sigue

$$Y_N = 1.3558 \cdot N^{-0.0178}$$

$$Z_N = 1.4488 \cdot N^{-0.023}$$

En la Tabla 17, se determina el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión ( $Y_N$ ) y a la picadura ( $Z_N$ ), para cada condición Sol, Planeta y Corona.

**Tabla 17. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión  $Y_N$  y a la picadura  $Z_N$ .**

	<b>Sol</b>	<b>Planeta</b>	<b>Corona</b>
$Y_N$	0.849	0.91	0.919
$Z_N$	0.8459	0.865	0.8771

### 3.2.12 Factores de temperatura (KT), confiabilidad (KR), y relación de dureza, (CH).

Al no ser determinantes en el diseño del sistema, se consideran con valor unitario para fines de cálculo.

$$K_T = K_R = C_H = 1$$

### 3.2.13 Coeficientes de seguridad por flexión (Swf) y por contacto (Swc).

En la Tabla 18 se muestra el proceso de cálculo y factores de seguridad obtenidos para cada uno de los engranes.

Tabla 18. Proceso de cálculo y factores de seguridad

	CASO								
	PIÑÓN : SOL		PIÑÓN : SATELITE						
Fuerza tangencial Wt (N)	207.86		207.86						
Diametro primitivo piñon d (mm)	11		7						
ancho de cara F (mm)	18		18						
Modulo Transversal mt [1]	1		1						
Factor de sobrecarga Ko	1.25		1.25						
Factor dinámico, Kv	1.2		1.2						
Factor de distribución de carga, Km	2.434		2.527						
Factor de tamaño Ks	1		1						
Factor de temperatura Kt	1		1						
Factor de confiabilidad Kr	1		1						
	PIÑÓN: sol	RUEDA: planeta	PIÑÓN: planeta	RUEDA: corona	coeficiente elástico Cp (N/MPa)	PIÑÓN: sol	RUEDA: planeta	PIÑÓN: planeta	RUEDA: corona
factor de espesor de aro Kb	1	1	1	1	Factor geométrico, I	0.078	0.078	0.084	0.084
Factor geométrico, I	0.24	0.24	0.24	0.25	Factor de condición superficial Cf	1	1	1	1
Número de esfuerzo de flexión permisible, Sat (MPa)	372.33	260.631	260.631	372.33	Número de esfuerzo de flexión permisible, Sac (MPa)	1034.25	1034.25	1034.25	1034.25
factor de ciclos de esfuerzo Yn	0.849	0.91	0.91	0.919	Factor de ciclos de esfuerzo Zn	0.8459	0.865	0.956	0.987
Esfuerzo de flexión solicitado					Factor de relación de dureza Ch	1	1	1	1
$\sigma_z = W_t K_o K_v K_x \cdot \frac{1}{F m_t} \cdot \frac{K_m K_b}{J}$	175.671	175.671	182.383	175.087	Esfuerzo de flexión solicitado				
Coeficiente de seguridad a flexión,					$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_x \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_{p\pi n} F \cdot I}}$	747.863	719.632	955.238	919.179
$S_f = \frac{S_{ac} Y_n / K_T K_E}{\sigma_c}$	1.799	1.350	1.300	1.954	Coeficiente de seguridad a flexión,				
					$S_f = \frac{S_{ac} Y_n C_{11} / K_T K_E}{\sigma_c}$	1.170	1.243	1.035	1.111

### 3.3 Cálculo de resistencia de la flecha de la sección de carga

Se propone un acero 4140T para la fabricación de este componente.

Se realiza el estudio del comportamiento a torsión de los puntos marcados con letras A, B, C y D como se observa en la Figura 47.

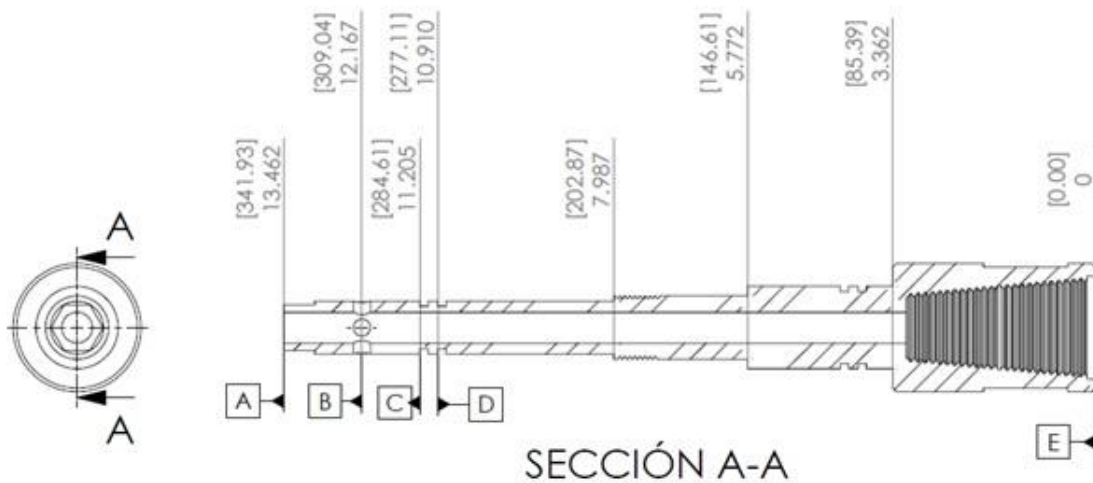


Figura 47. Sección de la flecha de salida



Cálculo de resistencia por concentración de esfuerzos de la sección A-A por cambio de geometría ver Figura 48.

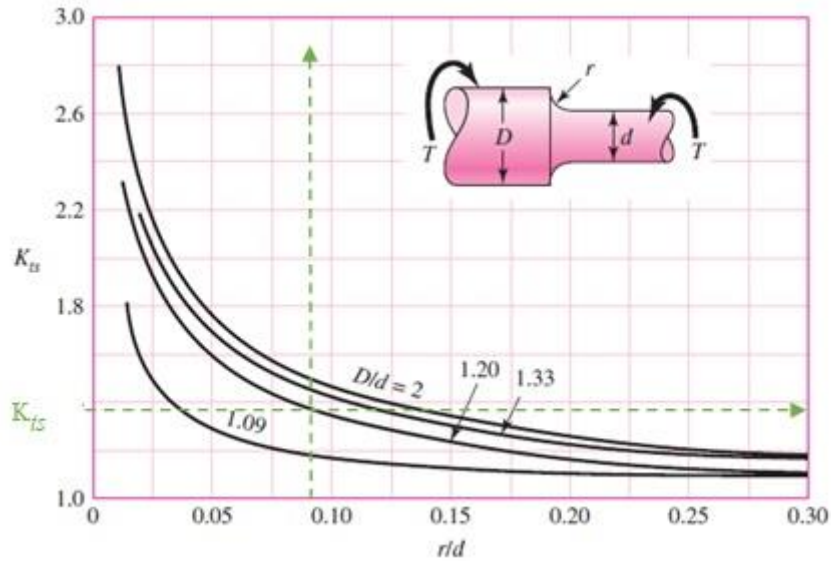


Figura 48. Cambio de geometría sección A-A

$$\tau_{max} = K_{ts} \tau_{nom} \quad (13)$$

$$T = 118.19 \text{ lb-ft (1418.28 lb-in)}$$

$$D = 0.875 \text{ in}$$

$$d = 0.750 \text{ in}$$

$$r = 0.0625 \text{ in}$$

$$\tau = \frac{T c}{J} \quad (14)$$

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \quad (15)$$

Calculando  $J$ :

$$J = \frac{\pi((0.750\text{in})^4 - (0.500\text{in})^4)}{32}$$

$$J = 0.0249 \text{ in}^4$$

$$c = \frac{d}{2} \quad (16)$$

$$c = \frac{0.750}{2} = 0.375 \text{ in}$$

$$\tau_{nom} = \frac{1418.28 \text{ lb} - \text{in}(0.375 \text{ in})}{0.0249 \text{ in}^4} = 21,359 \text{ Psi}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.0625}{0.750} = 0.083$$

$$\frac{D}{d} = \frac{0.875}{0.750} = 1.16$$

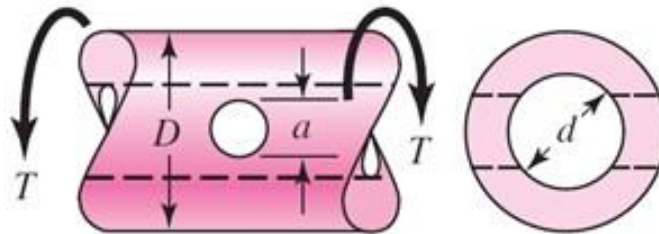
Calculando el  $K_{ts}$  de la Figura 49.

$$K_{ts} = 1.25$$

$$\tau_{max} = 1.25 (21,359 \text{ Psi})$$

$$\tau_{max} = 26,698.7 \text{ Psi}$$

Cálculo de resistencia por concentración de esfuerzos de la sección B-B por una perforación transversal ver Figura 49.



**Figura 49. Perforación transversal sección B-B**

$$\tau_{max} = K_{ts} \tau_{nom}$$

$$T = 118.19 \text{ lb-ft (1418.28 lb-in)}$$

$$D = 0.875 \text{ in}$$

$$d = 0.500 \text{ in}$$

$$a = 0.281 \text{ in}$$

$$\tau = \frac{T D}{2J_{neto}} \quad (17)$$

$$J_{neto} = \frac{\pi A(D^4 - d^2)}{32} \quad (18)$$

**Tabla 19. Valores para obtener A**

a/D	d/D									
	0.9		0.8		0.6		0.4		0	
	A	K <sub>ts</sub>	A	K <sub>ts</sub>	A	K <sub>ts</sub>	A	K <sub>ts</sub>	A	K <sub>ts</sub>
0.05	0.96	1.78							0.95	1.77
0.075	0.95	1.82							0.93	1.71
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70	0.92	1.68
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67	0.89	1.64
0.15	0.90	1.77	0.89	1.75	0.87	1.69	0.87	1.65	0.87	1.62
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64	0.85	1.60
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63	0.83	1.58
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63	0.79	1.54
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63	0.74	1.51
0.35	0.77	2.41	0.75	2.09	0.72	1.81	0.69	1.63	0.68	1.47
0.40	0.72	2.67	0.71	2.25	0.68	1.89	0.64	1.63	0.63	1.44

$$\frac{d}{D} = \frac{0.500}{0.875} = 0.571$$

$$\frac{a}{D} = \frac{0.281}{0.875} = 0.321$$

Calculando los valores de  $A$  y  $K_{ts}$  de la Tabla 19.

$$A = 0.77$$

$$K_{ts} = 1.76$$

$$J_{neto} = \frac{\pi(0.77)((0.8751in)^4 - (0.500in)^4)}{32}$$

$$J_{neto} = 0.0396 in^4$$

$$\tau_{nom} = \frac{1418.28 lb - in(0.875 in)}{2(0.0396 in^4)} = 15,669.13 Psi$$

$$\tau_{max} = 1.76 (15,669.13 Psi)$$

$$\tau_{max} = 27,577.67 Psi$$

Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca de la sección C-C de una barra redonda ranurada ver Figura 50.

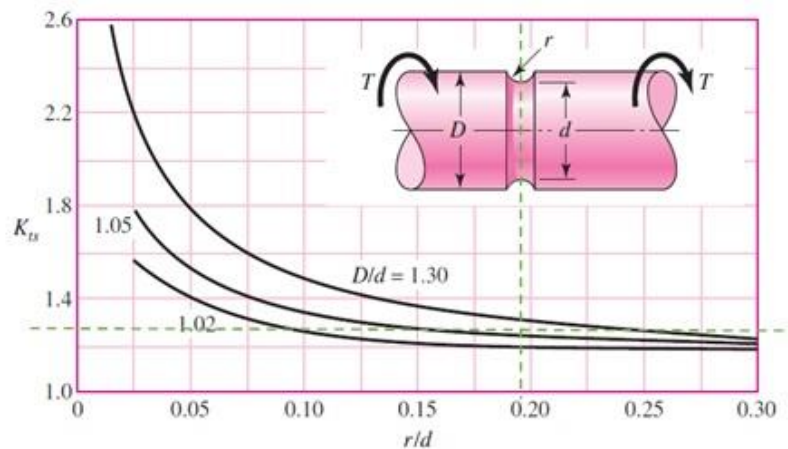


Figura 50. Barra redonda ranurada sección C-C

$$\tau_{max} = K_{ts} \tau_{nom}$$

$$T = 118.19 lb-ft (1418.28 lb-in)$$

$$D = 0.875 \text{ in}$$

$$d_1 = 0.701 \text{ in}$$

$$d_2 = 0.500 \text{ in}$$

$$r = 0.138 \text{ in}$$

$$\tau = \frac{T c}{J}$$

$$c = \frac{d}{2}$$

$$c = \frac{0.701}{2} = 0.350 \text{ in}$$

$$J = \frac{\pi(d_1^4 - d_2^4)}{32} \quad (19)$$

$$J = \frac{\pi((0.701 \text{ in})^4 - (0.500 \text{ in})^4)}{32}$$

$$J = 0.0176 \text{ in}^4$$

$$\tau_{nom} = \frac{1418.28 \text{ lb} - \text{in}(0.350 \text{ in})}{0.0176 \text{ in}^4} = 28,204.4 \text{ Psi}$$

Calculando el  $K_{ts}$  de la Figura 50.

$$\frac{D}{d} = \frac{0.875}{0.701} = 1.25$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.138}{0.701} = 0.196$$

$$K_{ts} = 1.32$$

$$\tau_{max} = 1.32 (28,204.4 \text{ Psi})$$

$$\tau_{max} = 37,229.80 \text{ Psi}$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de la flecha de salida.

Debido a que la flecha de salida se somete a un tratamiento térmico de nitrurado y alcanzando una dureza de 50 – 55 Rc, se toma la resistencia a la tensión de 257 Kpsi de acuerdo con la Tabla 20.

Cálculo de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (20)$$

donde  $k_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = factor de modificación del tamaño

$k_c$  = factor de modificación de la carga

$k_d$  = factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad<sup>13</sup>

$k_f$  = factor de modificación de efectos varios

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Para un material acero 4140T tiene un  $S_{ut} = 257 \text{ Kpsi}$

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (21)$$

El valor de  $S'_e = 100 \text{ kpsi}$

Calculando el factor de superficie  $k_a$ .

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (22)$$

**Tabla 20. Propiedades mecánicas de algunos aceros tratados térmicamente.**

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

\*Templado en agua.

De la Tabla 21 se obtiene:

$$a = 2.70$$

$$b = -0.265$$

**Tabla 21. Parámetros en la condición superficial de Marín**

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S<sub>utr</sub></i> kpsi	<i>S<sub>utr</sub></i> MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Sustituyendo valores.

$$k_a = 2.70(257)^{-0.265} = 0.6205$$

Calculando el factor del tamaño *k<sub>b</sub>*.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (23)$$

Sustituyendo valores.

$$k_b = 0.879(0.701)^{-0.107} = 0.913$$

Calculando el factor de la carga  $k_c$ .

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{torsión} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases} \quad (24)$$

$$k_c = 0.59$$

Calculando el factor de la temperatura  $k_d$ .

De la Tabla 22 a 100 °C temperatura de operación se obtiene:

$$k_d = 1.010$$

**Tabla 22. Efecto de la temperatura de operación**

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Calculando el factor de confiabilidad  $k_e$ .



$$k_e = 1.0$$

Calculando el factor de efectos varios  $k_f$ .

$$k_f = 1.0$$

Sustituyendo valores para calcular  $S_e$ .

$$S_e = 0.6205 (0.913) (0.59) (1) (1.010) (1) (100)$$

$$S_e = 33.758 \text{ Kpsi}$$

Calculando el factor de seguridad con la ecuación de Goodman modificada.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (25)$$

Calculando el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (26)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (27)$$

Considerando:

$$\sigma_{m\acute{i}n} = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_m$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{37.229}{2} = 18.614 \text{ Kpsi}$$

Sustituyendo valores en la ecuación de Goodman mod.

$$\frac{18.614}{33.758} + \frac{18.614}{257.000} = \frac{1}{n}$$

**$n = 1.6$  Factor de seguridad**

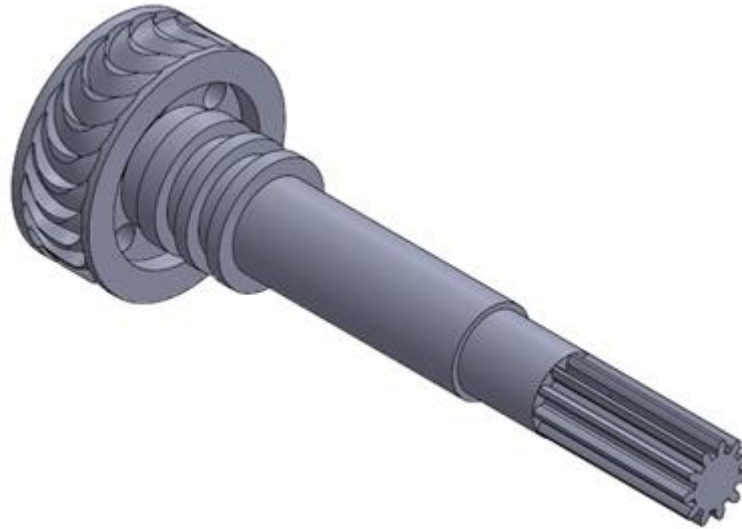
### **3.4 Análisis de flujo de la turbina**

En la Figura 51 se presenta la geometría del rotor de la turbina, en esta pieza se transforma la energía del fluido de trabajo en energía cinética para mover la herramienta de limpieza, por medio de un tren de engranes se amplifica el torque a los requerimientos necesarios para la máquina. La Figura 52 presenta la geometría de la carcasa y de las toberas del porta-turbina, en esta pieza llega el caudal que proviene del bombeo desde la superficie. El ensamble del estator y rotor se muestra en la Figura 53, a partir de este ensamble se define el dominio computacional que se utilizará en el análisis de flujo, el objetivo principal del análisis de flujo es determinar si el gasto disponible en el pozo será suficiente para generar la potencia mecánica necesaria para realizar la limpieza. Es importante anticipar si el gasto disponible generará la potencia requerida para un movimiento rotacional de una barrena o molino como elemento limpiador o escariador. Primeramente, se realizó un análisis bidimensional del comportamiento del fluido dentro de la turbina, en la Figura 54 se observa la discretización del rotor – estator en para el estudio en ANSYS - Fluent, con el objetivo de obtener el perfil de velocidades.

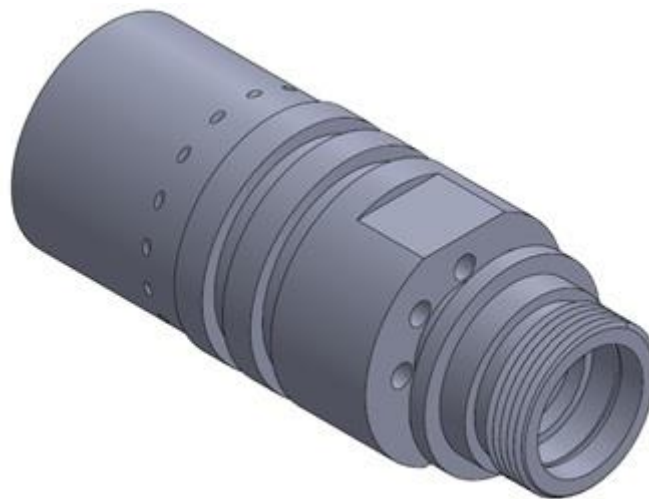
En la Figura 55 se muestran las condiciones de frontera en el análisis bidimensional la entrada de las toberas (líneas en color azul) y la salida del fluido motriz del rotor – estator en 2D para su estudio en Fluent (líneas de color rojo). A partir de este estudio fue posible obtener el campo de velocidades en la interfase del rotor y estator y se muestra en la Figura 56. Estos resultados permiten tener un mejor entendimiento del comportamiento de la turbina originado por el gasto y presión del fluido bombeado desde superficie. La Figura 57 muestra el campo vectorial de velocidad en el dominio 2D, puede observarse la zona donde se desarrolla la máxima velocidad del fluido.

Los resultados del análisis bidimensional son muy útiles para identificar características principales del fluido, pero es indispensable la realización de un análisis tridimensional (3D) del flujo dentro de la turbina. La Figura 58 muestra la discretización del rotor – estator en 3D, es importante notar que en la zona de las toberas se ha realizado un mayor refinamiento de la malla. Los resultados obtenidos en 3D del perfil de velocidad, vectores de velocidad, contornos de presión, contornos de velocidad, líneas de corriente de velocidad y contornos de la turbulencia en Fluent, muestran los puntos máximos en las toberas debido al menor diámetro de flujo tal y como se muestra en las Figura 59 a la Figura 65. La Figura 66 muestra el estudio en ANSYS en 3D del perfil del contorno

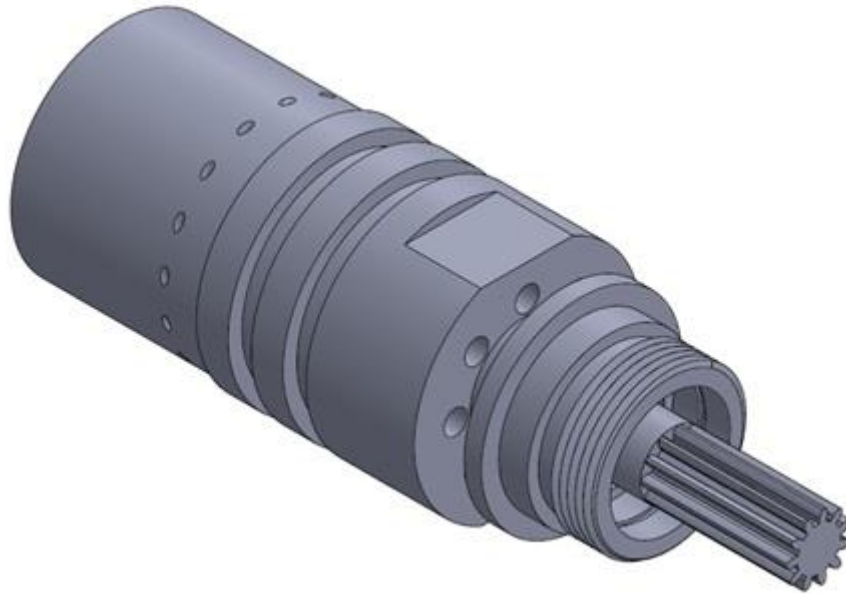
del rotor donde se observa el choque del fluido con la turbina motriz debido al bombeo del gasto y presión en superficie.



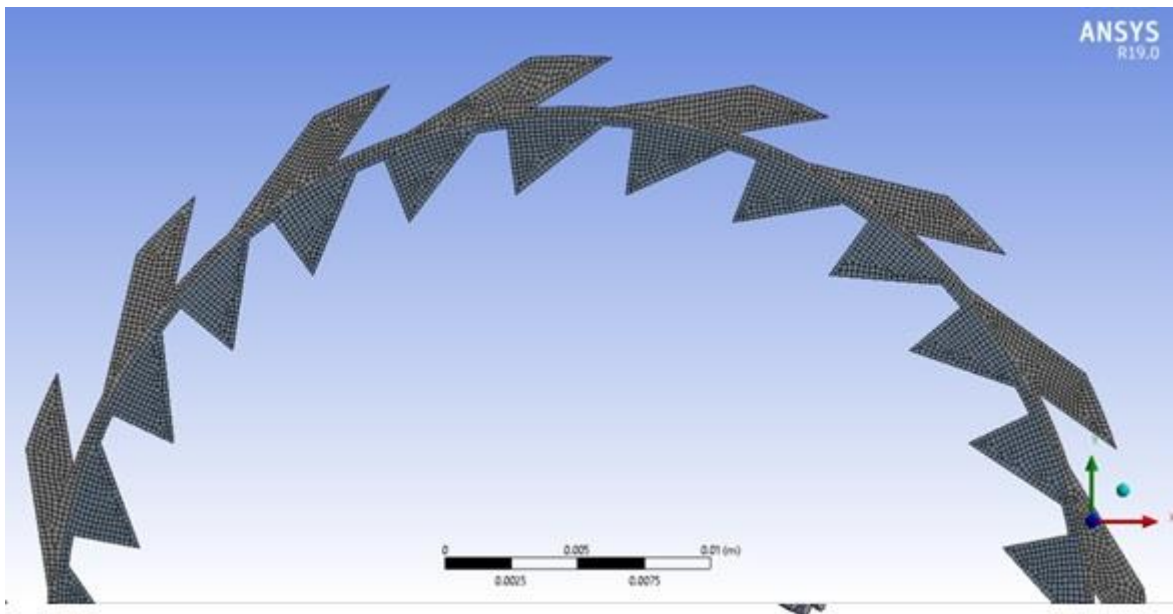
***Figura 51. Diseño de la turbina motriz (rotor) en CAD***



***Figura 52. Diseño del estator del motor (estator) en CAD***



*Figura 53. Ensamble del rotor - estator*



*Figura 54. Mallado del rotor - estator*

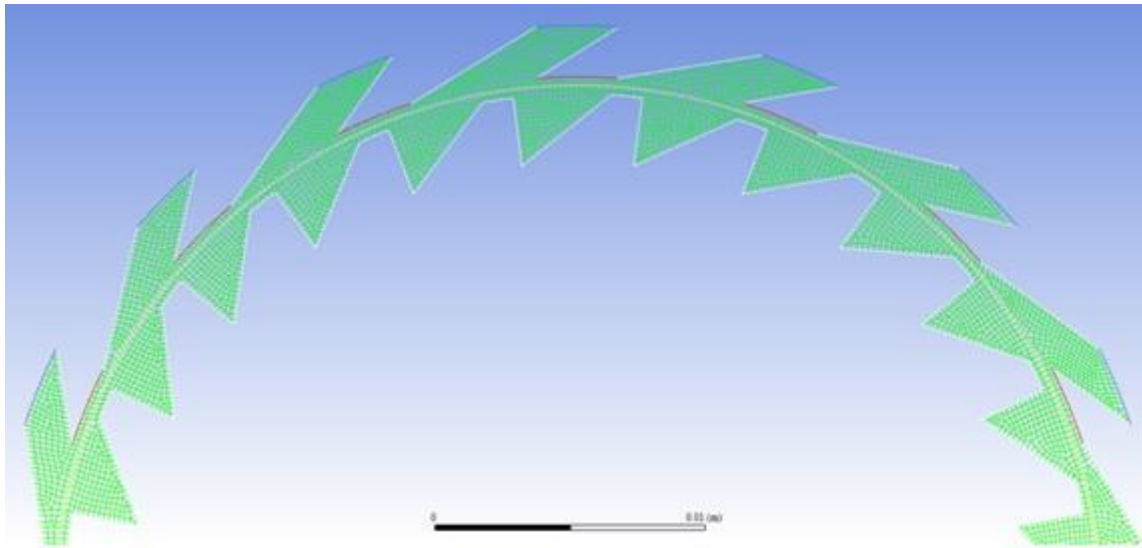


Figura 55. Estudio en 2D en Fluent

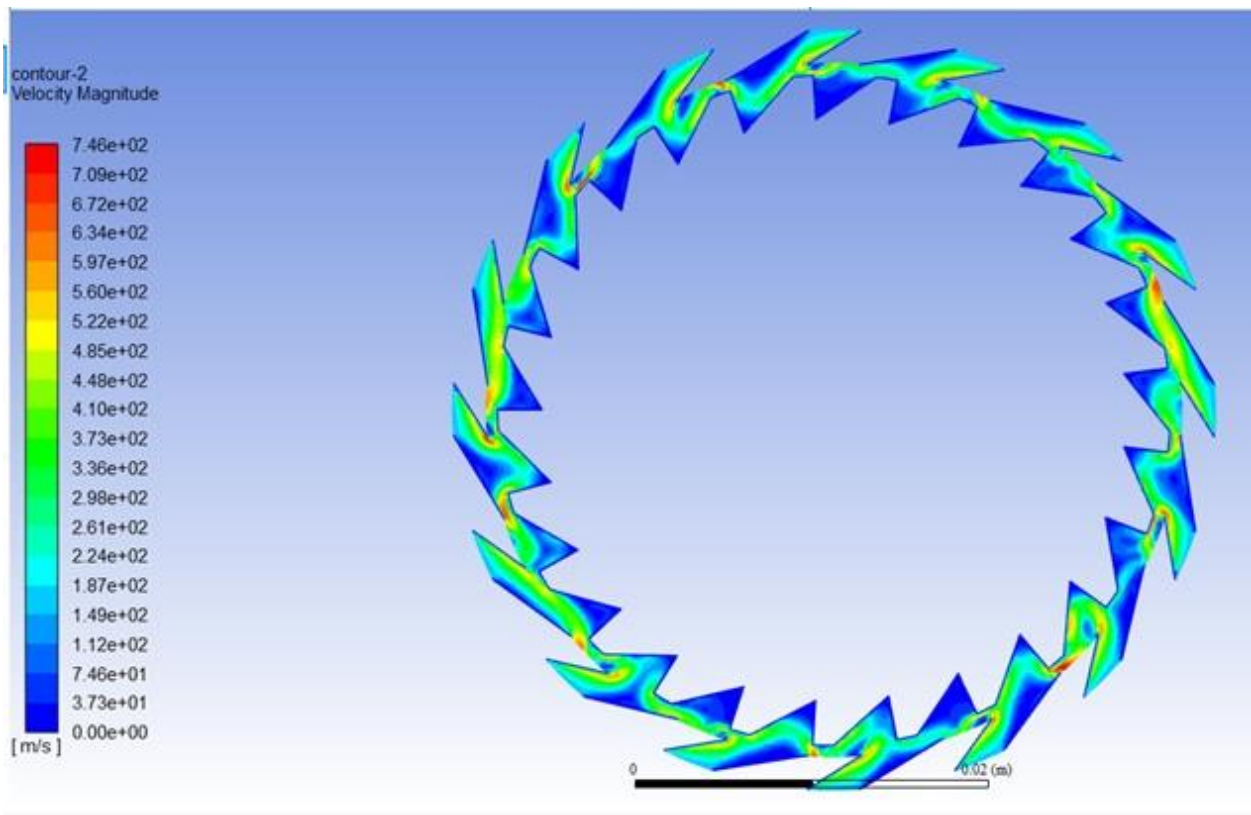
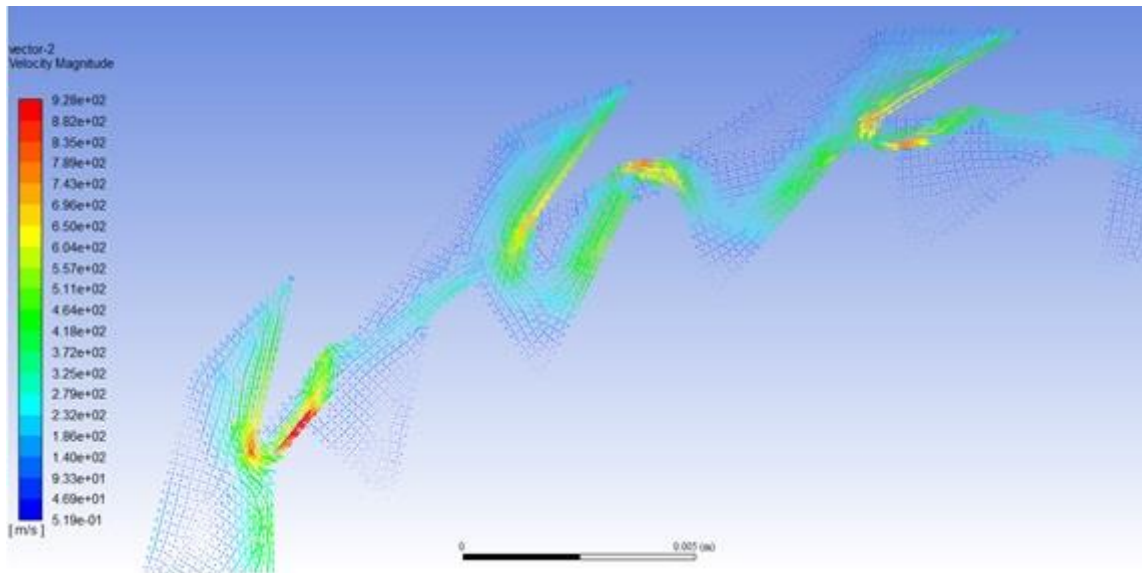
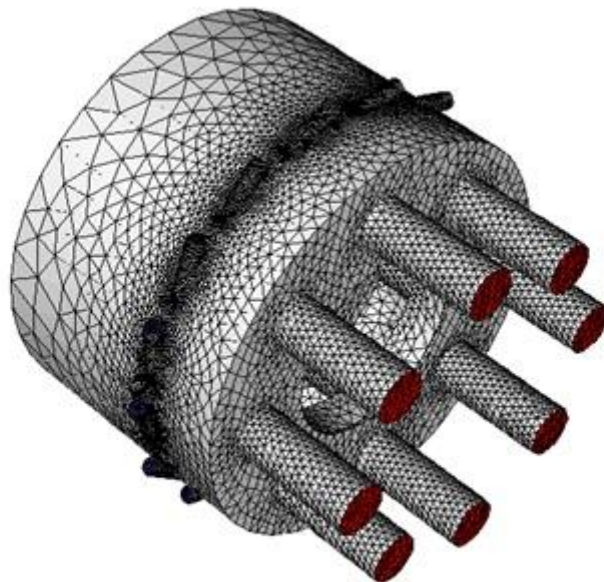


Figura 56. Perfil de la velocidad del rotor – estator



*Figura 57. Perfil de los vectores de velocidad del rotor – estator*



*Figura 58. Perfil de la velocidad del rotor – estator en 3D*



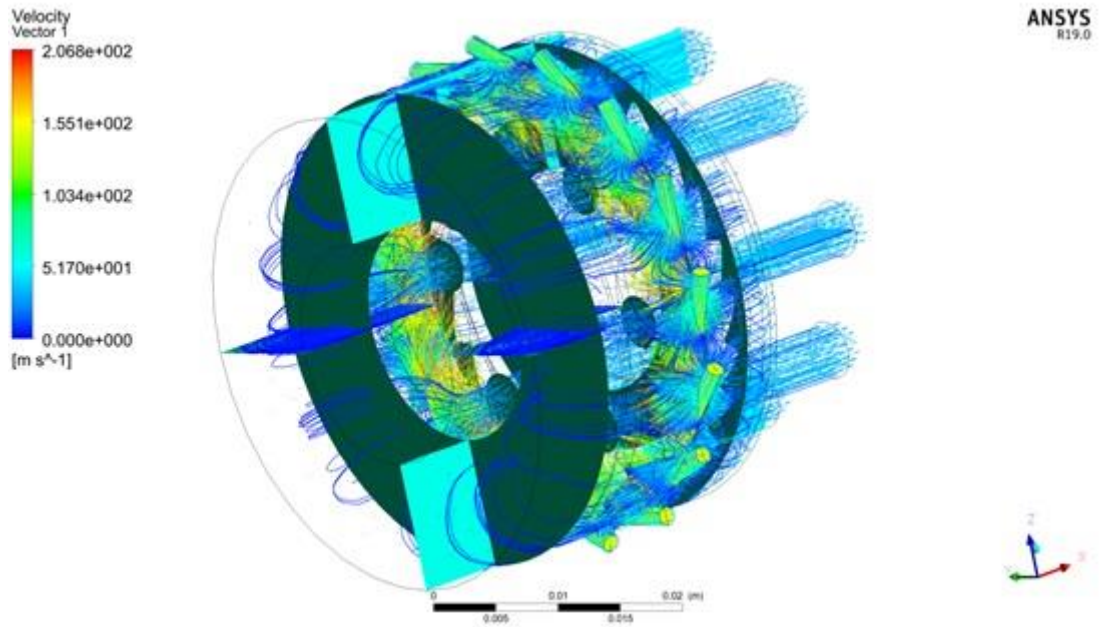


Figura 59. Perfil de los vectores de velocidad del rotor – estator en 3D

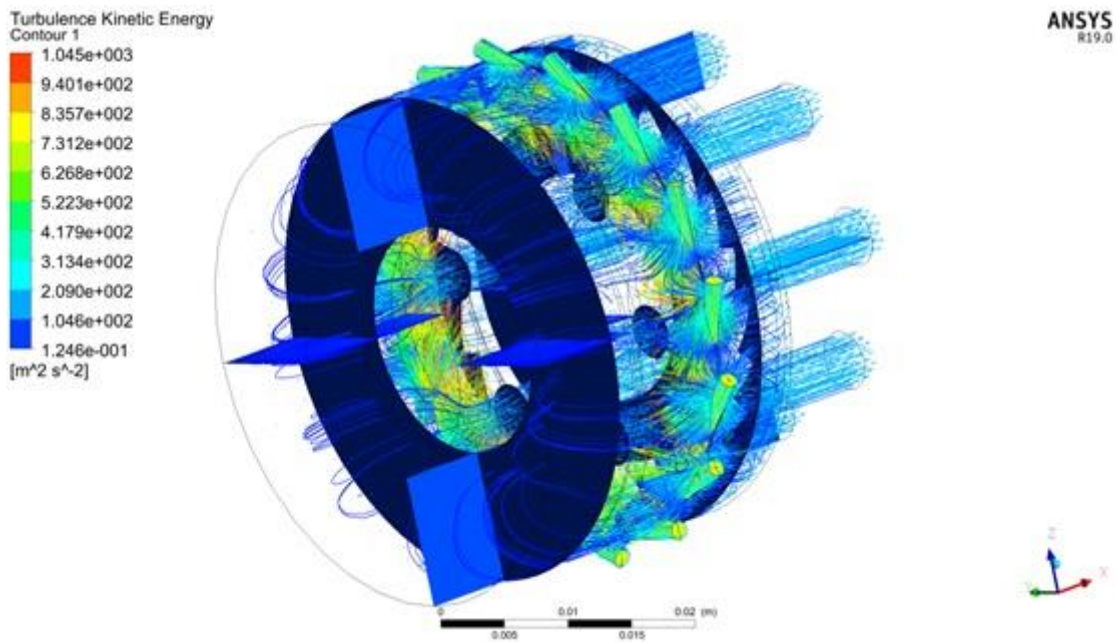


Figura 60. Perfil del contorno de la turbulencia del rotor – estator en 3D

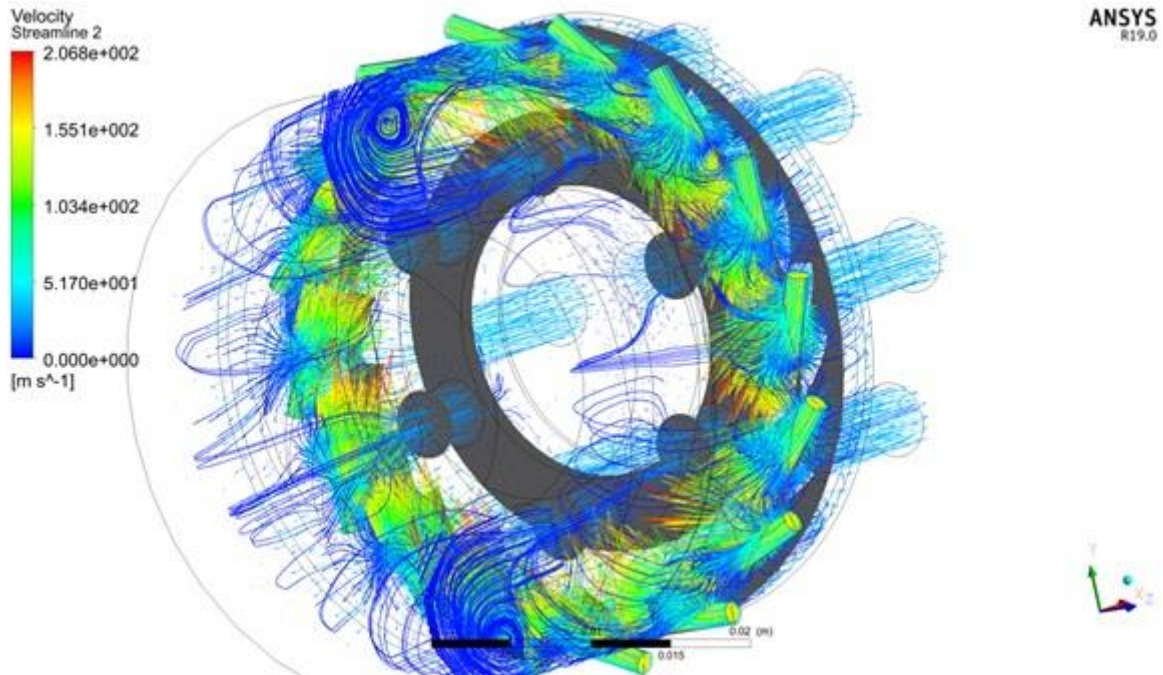


Figura 61. Perfil de las líneas de corriente de velocidad del rotor – estator en 3D

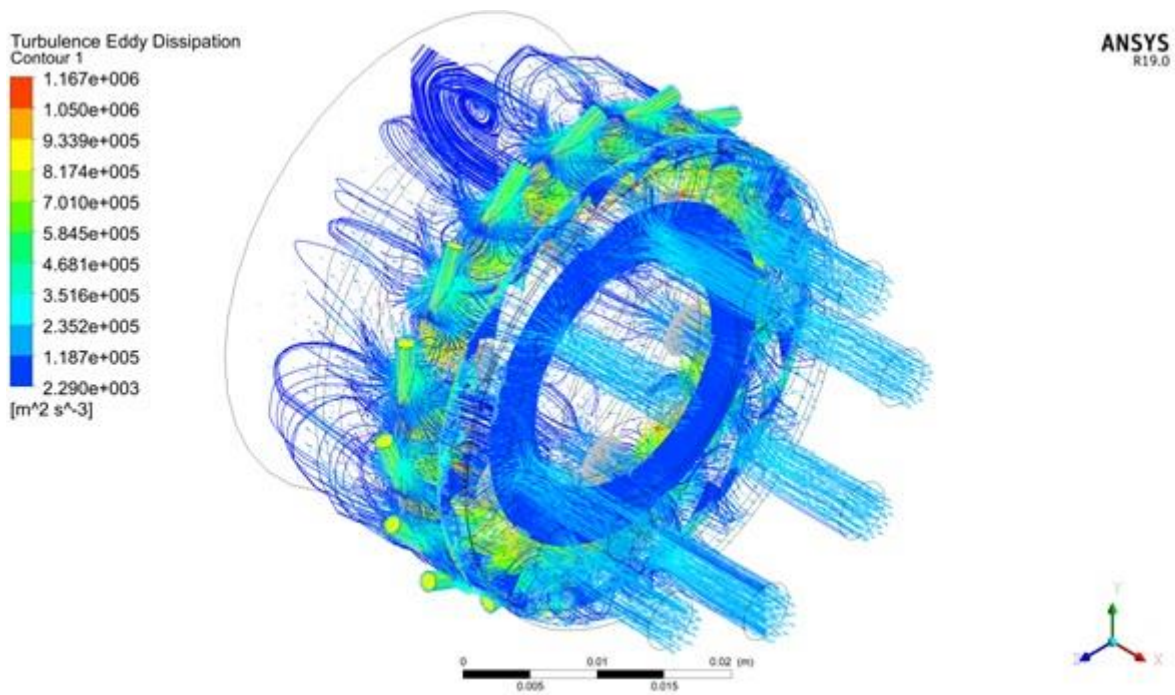


Figura 62. Perfil del contorno de velocidad del rotor – estator en 3D



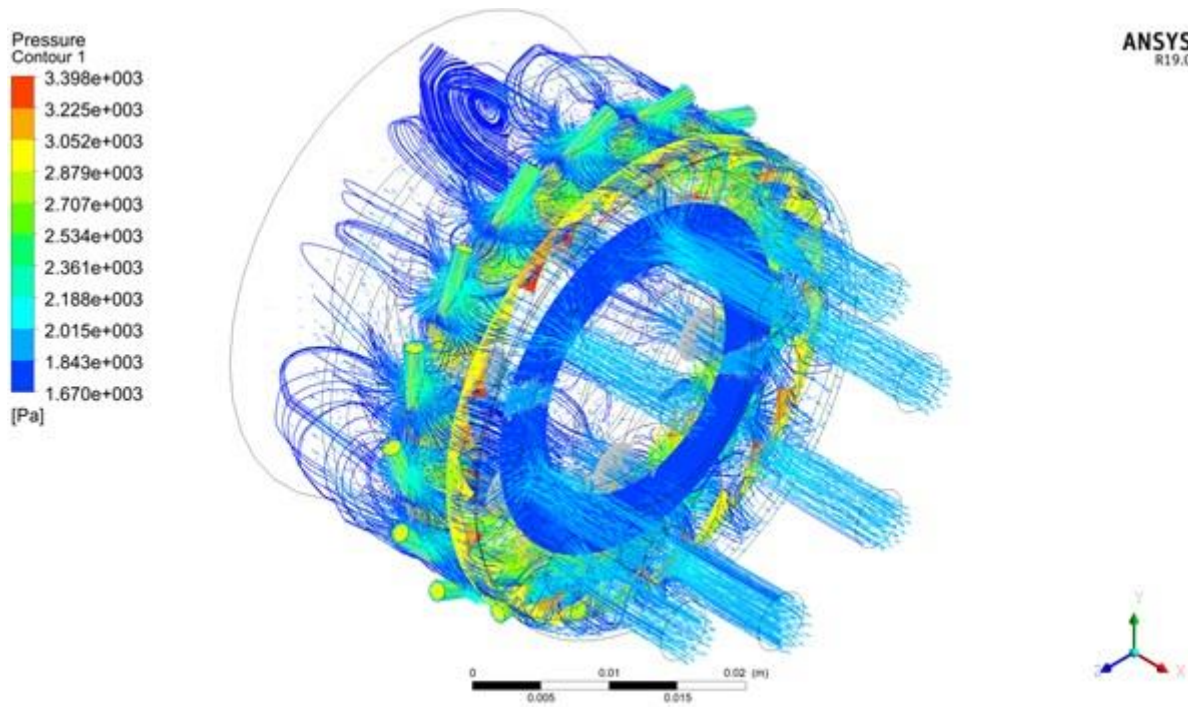


Figura 63. Perfil del contorno de la presión del rotor – estator en 3D

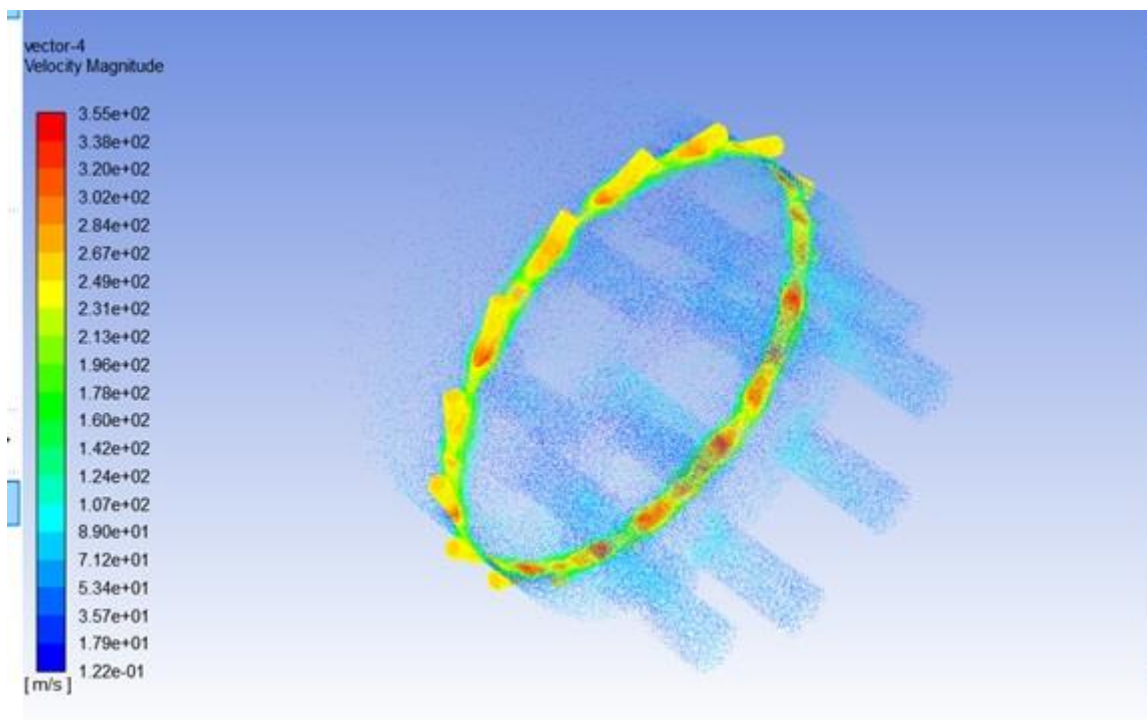


Figura 64. Perfil de la velocidad del rotor – estator en 3D

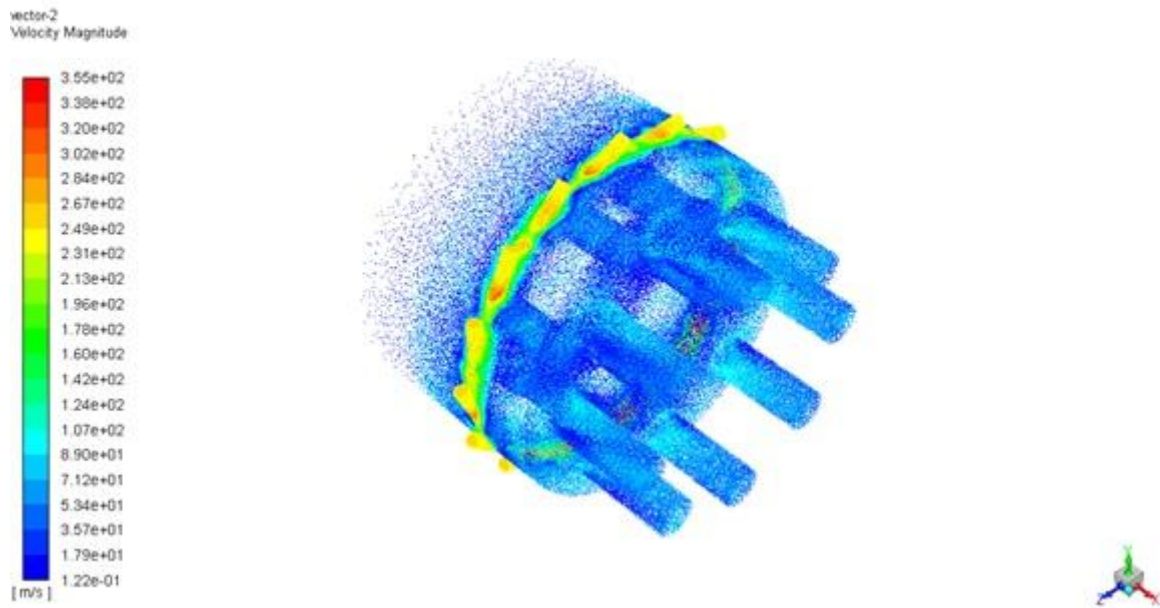


Figura 65. Perfil de la velocidad del rotor – estator en 3D

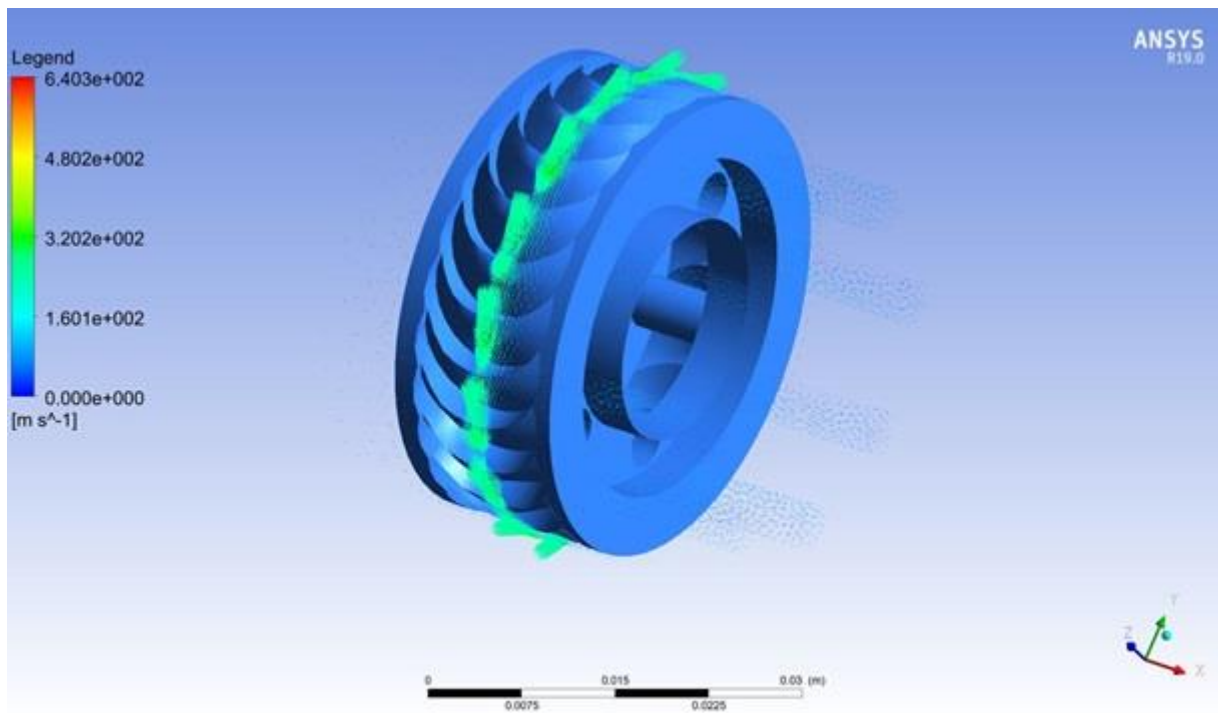


Figura 66. Perfil del contorno del rotor en 3D

El análisis de flujo muestra que con la presión y gasto del fluido motriz disponible en superficie se podrá alcanzar la potencia requerida para poder proporcionar un movimiento rotacional de una barrena o molino como elemento limpiador en el extremo inferior del sistema hidromecánico. La Figura 67 se muestran las piezas y elementos mecánicos que integran la inercia rotacional, así como sus propiedades físicas del sistema hidromecánico.



**Figura 67. Piezas rotacionales y propiedades físicas del sistema hidromecánico**

A continuación, se listan los elementos diseñados en este desarrollo en la Tabla 23.

**Tabla 23. Elementos diseñados**

<b>Sistema Hidromecánico</b>		
<b>Sección de potencia</b>	<b>Sección de carga</b>	<b>Camisa Exterior</b>
1. Tapa estator	1. Flecha	1. Camisa exterior
2. Estator	2. Camisa de la flecha	
3. Turbina motriz	3. Tuerca hexagonal izquierda	
4. Tren de engranes	4. Tuerca izquierda	
5. Coronas	5. Buje	
6. Etapa de salida de potencia	6. Rodamiento axial	
7. Eje de salida de potencia		
8. Unión flexible		

## **4. MANUFACTURA Y PRUEBAS DE LABORATORIO**

Una vez concluida la etapa de diseño del sistema hidromecánico y la elaboración de la ingeniería de detalle (ver Anexo A, planos de fabricación) de todas y cada una de las piezas que lo integran, pasamos a la etapa de maquinado (tolerancias y ajustes), que requiere de la dedicación y experiencia del personal técnico encargado de fabricar las piezas físicamente.

### **4.1. Elementos mecánicos**

A continuación, se muestran algunas imágenes reales de los procesos de fabricación en los centros de maquinado tales como: generadora de engranes, torneado, fresado, etc., de las piezas que conforman el sistema hidromecánico en cuestión, ver Figura 68 a la Figura 70.



*Figura 68. Maquinado de la flecha de la sección de carga*





*Figura 69. Maquinado del porta-satélite*



*Figura 70. Maquinado de la turbina motriz*

#### **4.2. Control de calidad y ensamble de los componentes**

Para el desarrollo de esta actividad se dispone con personal técnico altamente calificado, lo que le permite aplicar un estricto control de calidad sobre los trabajos realizados. Los principales aspectos para supervisar dentro del centro de maquinado son:

- Aplicar los principios de seguridad industrial.
- Interpretar los planos de fabricación.
- Aplicar las tolerancias de forma y dimensión marcadas en los planos.
- Aplicar los acabados de superficie marcados en los planos.
- Cumplir con los tiempos estipulados en los programas de actividades.

Todas y cada una de las piezas fabricadas son sometidas a un proceso estricto de revisión de las dimensiones, tolerancias y acabados con el fin de garantizar que las piezas físicas construidas, cumplan con las características técnicas indicadas durante el proceso de diseño.

Esta actividad es realizada directamente por el personal que participó durante el proceso de diseño, de no cumplir con las especificaciones marcadas en los planos e ingeniería de detalle, se procede a su corrección o en su caso a su nueva fabricación.

Sin lugar a duda es uno de los procesos que requiere una dedicación especial, ya que de ello depende el correcto ensamble y su eficiente operación en el campo (condición de operación).

El proceso de ensamble se lleva a cabo verificando y validando la correcta interrelación entre piezas de contacto directo como son; rodamientos, aro sellos, engranes, roscas, etc. Es quizás la actividad que requiere de mayores conocimientos y expertis del personal participante.

De la Figura 71 a la Figura 75 se observa el ensamble de piezas internas y elementos mecánicos que integran los componentes del sistema hidromecánico.



*Figura 71. Ensamble de piezas rotacionales de la sección de potencia*



*Figura 72. Ensamble de la sección de potencia*



*Figura 73. Ensamble de rodamientos de la sección de carga*



*Figura 74. Ensamble de la sección de carga*





*Figura 75. Ensamble del sistema hidromecánico*

En la Figura 76 se ilustra un molino plano de diámetro exterior 2.500”, utilizado como elemento limpiador en el interior de una tubería productora de hidrocarburos.



*Figura 76. Molino plano*

#### **4.3. Pruebas de laboratorio**

Como parte del procedimiento dentro de un programa de desarrollo, se diseñan y realizan pruebas a nivel laboratorio, en esta etapa se simulan y ejecutan aquellas condiciones que se consideraron durante la etapa de diseño. El llevar los dispositivos y piezas construidas a las condiciones que serán sometidas en campo, contribuyen en gran medida a la confianza y viabilidad técnica que deben tener un especialista para el desarrollo tecnológico y convertirse en productos industriales.

Para las pruebas experimentales del sistema hidromecánico se dispone de las instalaciones del Instituto Mexicano del Petróleo, una bomba de alta presión y bajo gasto, agua como fluido motriz, así como de equipo y herramientas de mano para la ejecución de dichas pruebas, como se muestra en la Figura 77.



***Figura 77. Prueba del funcionamiento del sistema hidromecánico***

En la Figura 78 se realiza una prueba del funcionamiento de cada etapa del tren de engranes, impulsado por la turbina motriz a un gasto de 0.5 bpm de agua como fluido motriz y con la ayuda de una bomba de alta presión y bajo gasto.



***Figura 78. Prueba del tren de engranes***

En la Figura 79 se realiza una prueba del funcionamiento de giro de la sección de carga acoplada a la sección de potencia y a la camisa exterior, impulsado por la turbina motriz y a un gasto de 0.5 bpm de agua como fluido motriz y con la ayuda de una bomba de alta presión y bajo gasto.



***Figura 79. Prueba rotacional de la sección de carga***

Se realiza una prueba del funcionamiento de giro del sistema hidromecánico con un molino cónico, como se indica en la Figura 80 y molino plano (Figura 81) como elemento limpiador de la tubería de producción de hidrocarburos y también impulsado por la turbina motriz y a un gasto de 0.5 bpm de agua como fluido motriz y con la ayuda de una bomba de alta presión y bajo gasto.



***Figura 80. Prueba del funcionamiento del sistema hidromecánico con molino cónico***



*Figura 81. Prueba del funcionamiento del sistema hidromecánico con molino plano*

## **CONCLUSIONES**

El sistema hidromecánico desarrollado, ha mostrado en la etapa inicial de pruebas que será capaz de resolver los problemas de sedimentos o asfaltenos depositados en una tubería de producción de hidrocarburos.

Los cálculos obtenidos de torque, cargas, esfuerzos y factores de seguridad de la sección de potencia y la sección de carga fueron muy importantes para obtener los parámetros de diseño del sistema hidromecánico.

El análisis de flujo muestra que con la presión y gasto del fluido motriz disponible en superficie se podrá alcanzar la potencia requerida para poder proporcionar un movimiento rotacional de una barrena o molino como elemento limpiador en el extremo inferior del sistema hidromecánico.

La fabricación de todas las piezas mecánicas y el ensamble de los componentes mecánicos de la sección de potencia, la sección de carga y la camisa exterior del sistema hidromecánico, se puede realizar en México, contribuyendo a la independencia tecnológica.

Con la ayuda de una bomba de alta presión y bajo gasto se realizaron las pruebas de funcionamiento a nivel laboratorio del sistema hidromecánico diseñado, logrando girar en todo momento la barrena o molino como elemento limpiador del sistema, simulando las condiciones de operación en campo.

Se están desarrollando las metodologías en conjunto con personal operativo de PEMEX para llevar a cabo su implementación en los pozos petroleros candidatos de México.

## REFERENCIAS

- AGMA Information Sheel. Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth.
- Compean, L. B. (2010). *Métodos t técnicas de diseño*.
- Enrique Yacuzzi, F. M. (n.d.). *QFD; Concepto, Aplicaciones y Nuevos Desarrollos*. Universidad del CEMA.
- Engineering Desing Methods, C. Nigel Balderas 95, México, D.F.: Editorial U Musa, S.A. DE C.V., 2002.
- Fatykhov, L. M. (2018). CLEANING THE WELL FROM WAX DEPOSITION BY HIGH-FREQUENCY AND ULTRA HIGH-FREQUENCY ELECTROMAGNETIC EXPOSURE. *Perm Journal of Petroleum and Mining Engineering*, P.152-165.
- Industriales, E. U. (Febrero 2016). *Análisis CFD de un Álabes del Ultimo paso de una Turbina de Vapor*. Madrid.
- Lopez Cajún Carlos (2008). *Mecanismos Fundamentos cinemáticos para el diseño y optimización de maquinaria*.
- Mallorga Leon, H. G., & Quevedo Mallorga, A. (2009). Limpieza de Arenas en Pozos Petroleros. In *Trabajo de Grado presentado para obtener al titulo de tecnico en perforación y completamiento de pozos petroleros* (p. 65). Corporacion Institucional del Petroleo.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. Pearson.
- Parker. (n.d.). *O-ring Guia de Referencia*.
- Services, R. T. (2004). Current Capabilities of Hydraulic Motors, Air/Nitrogen Motors, and Electric Downhole Motors . *Downhole Motors*, 26.
- Services, R. T. (January 30, 2004 ). *Current Capabilities of Hydraulic Motors, Air/Nitrogen Motors, and Electric Downhole Motors*. Texas : RIO Technical Services.
- Toms. (2010). Motor de Fluidos Ácidos y Aromáticos HP-HT. *Tools Mills and Services*.
- TS PETROSERVICE, S. d. (n.d.). Motores de fondo - ATLAS. *Ficha técnica*, 2.
- VIII, A. (2004). Boiler & Pressure Vessel Code.
- Yacuzzi, E. y. (n.d.). QFD; Concepto, Aplicaciones y Nuevos Desarrollos. Univesidad del CEMA.

## **ANEXO A. INGENIERÍA DE DETALLE**

El alcance de actividades en la ingeniería de detalle es el siguiente: revisión detallada de la ingeniería básica, especificaciones técnicas, materiales, acabados y tolerancias geométricas.

En el presente capítulo se presenta la ingeniería detallada de todas las piezas que integran cada sección del sistema hidromecánico.



**INFORMACION CONFIDENCIAL**

N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	CAMISA EXTERIOR	SAE AISI 4140T	1
2	TAPA DE ESTATOR	SAE AISI 4140T	1
3	POSICIONADOR DE TURBINA	BRONCE SAE 60	1
4	TURBINA G11		1
5	RODAMIENTO DE AGUJAS	K 15x19x10	2
6	ESTATOR DE MOTOR		1
7	BUJEDE BALERO	BRONCE SAE 60	1
8	RODAMIENTO DE BOLAS	#61802	1
9	ANILLO DE DESGASTE	BRONCE SAE 60	1
10	CORONA 1 G25	SAE AISI 4140T	1
11	TREN INTERMEDIO DE REDUCCIÓN	MISC.	3
12	ETAPA DE SALIDA DE POTENCIA	MISC.	1
13	UNION FLEXIBLE	SAE AISI 4140T	1
14	basic internal retaining ring_am		1

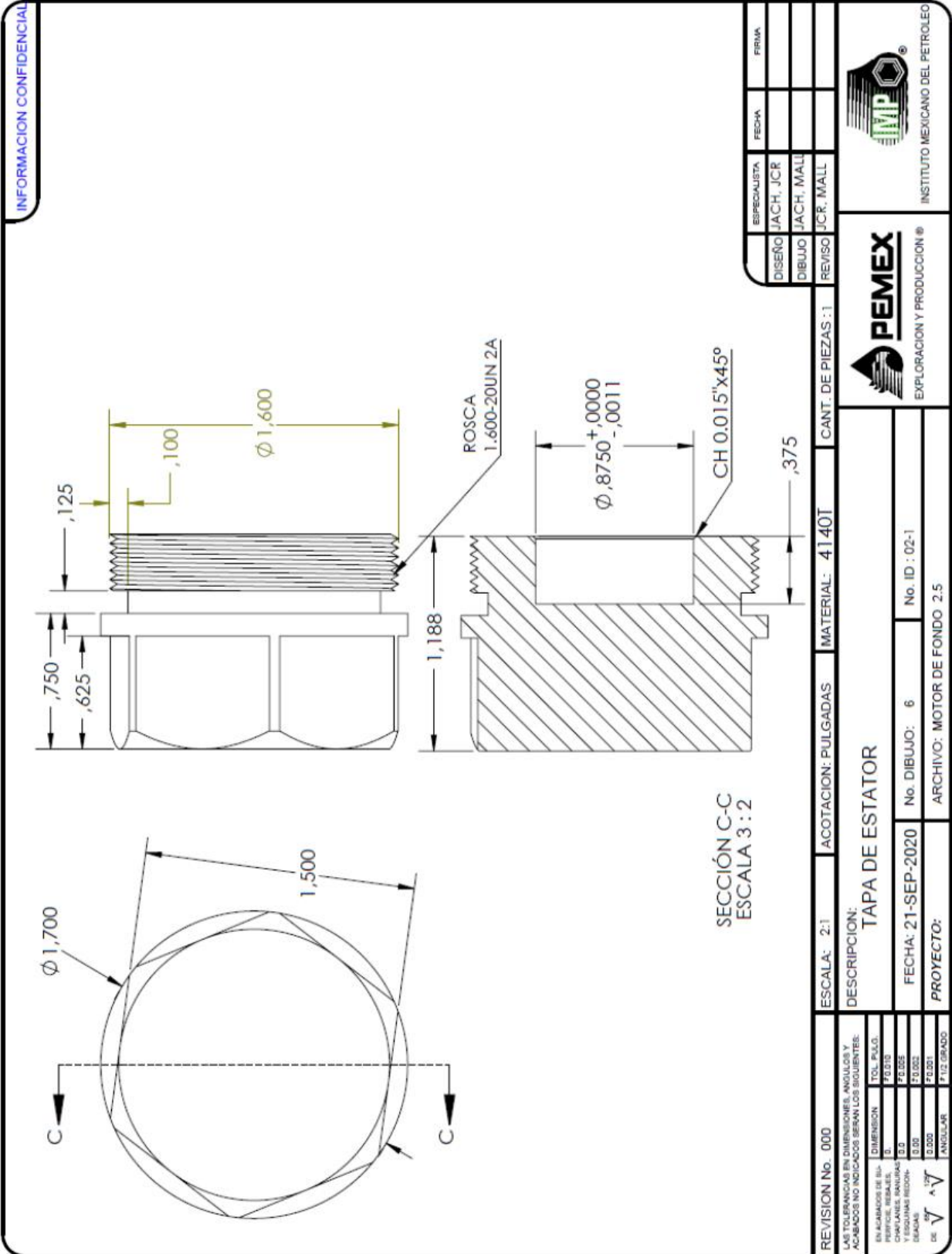
ESPECIALISTA	FECHA	PRIMA
DISEÑO JCH,JCR		
DIBUJO JCH,MALL		
REVISO JCR,MALL		

**PEMEX**  
EXPLORACION Y PRODUCCION ®

INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

REVISION No. 0005	ESCALA: 1:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL-MISC.	CANT. DE PIEZAS :
DESCRIPCION: <b>MOTOR DE FONDO R2.5</b>				
LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS DEBEN SER LOS SIGUIENTES:		No. DIBUJO: 1		
ENCAJADOS DE BIL.	DIMENSION	TOL. PULG.	No. ID : 00-1	
PERIFER. RESALES,	B.	F8.010	ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5	
CHAPUNES, MANUBIOS,	Ø	F8.005		
CHARNAL,	Ø	F0.002		
Ø	Ø	F0.001		
Ø	Ø	F0.001		
ANGULAR	° 1/2 GRADO			





INFORMACION CONFIDENCIAL

ESPECIALISTA	FECHA	FRIMA
DISEÑO JACH, JCR		
DIBUJO JACH, MALL		
REVISO JCR, MALL		



INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO

REVISIÓN 01-09-2006  
S-HAIP F-05



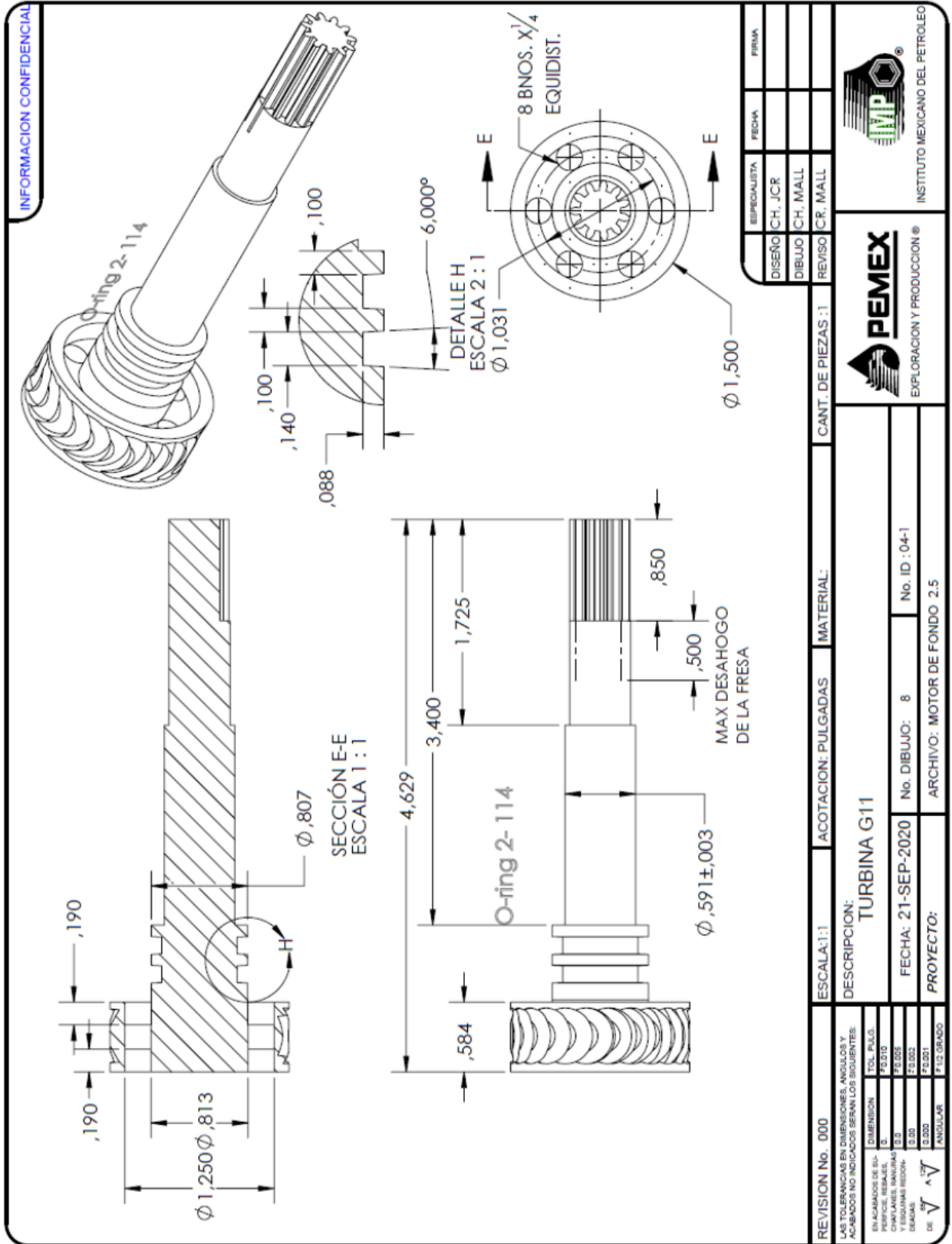
ESCALA: 2:1 ACOTACION: PULGADAS MATERIAL: 4140T CANT. DE PIEZAS: 1

DESCRIPCIÓN: TAPA DE ESTATOR

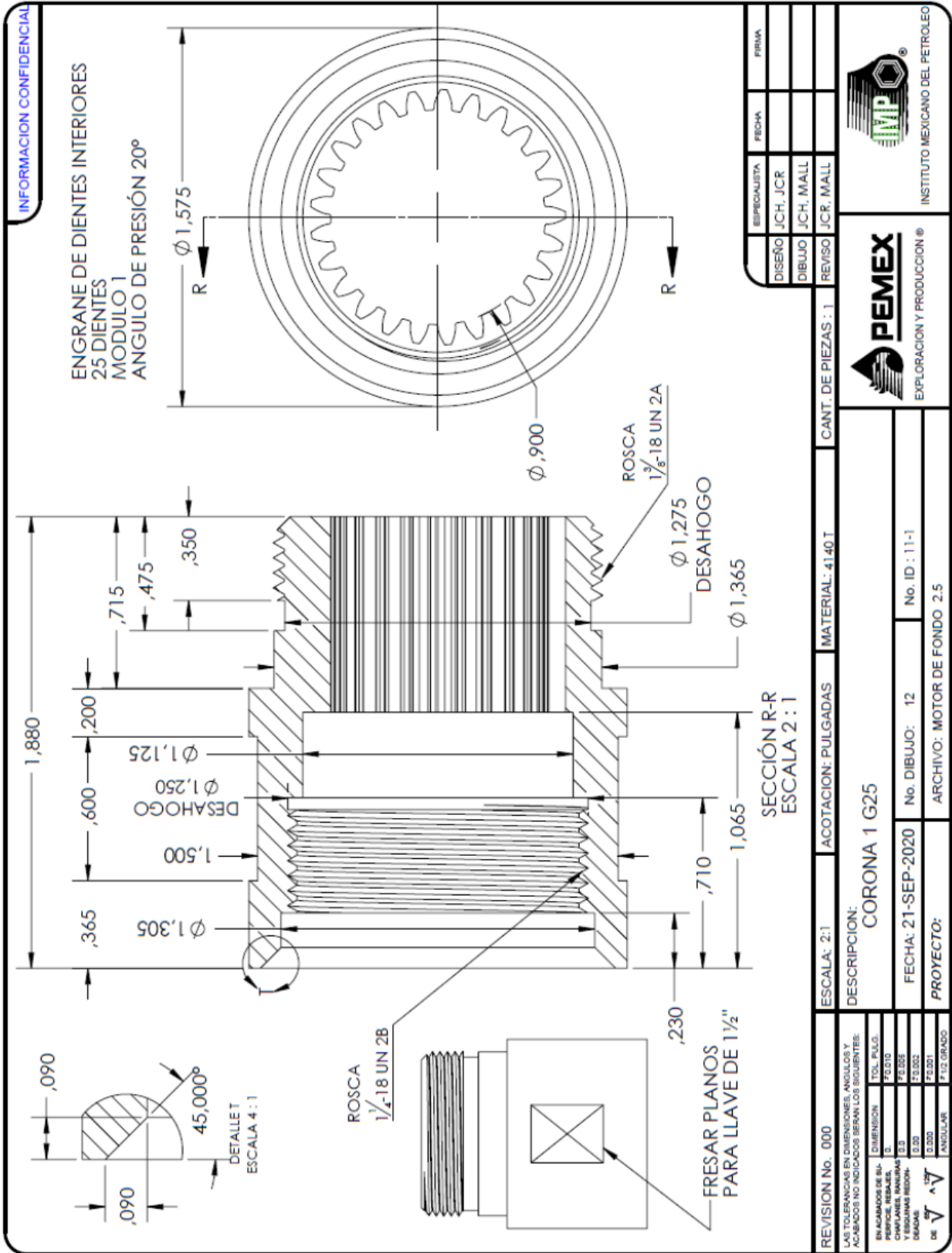
FECHA: 21-SEP-2020 No. DIBUJO: 6 No. ID : 02-1

PROYECTO: ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5

REVISIÓN No. 000	LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y RASGOS NO INDICADOS DEBEN SER LAS SIGUIENTES:
EN ALAMINOS DE 3/16"	TOL. PULO.
PERIFERIE, RESALES,	F0.010
CHAPLANES, ANILLOS,	F0.005
ESCALAS,	F0.002
DE 1/2"	F0.001
ANGULARES	F1/2 GRADOS



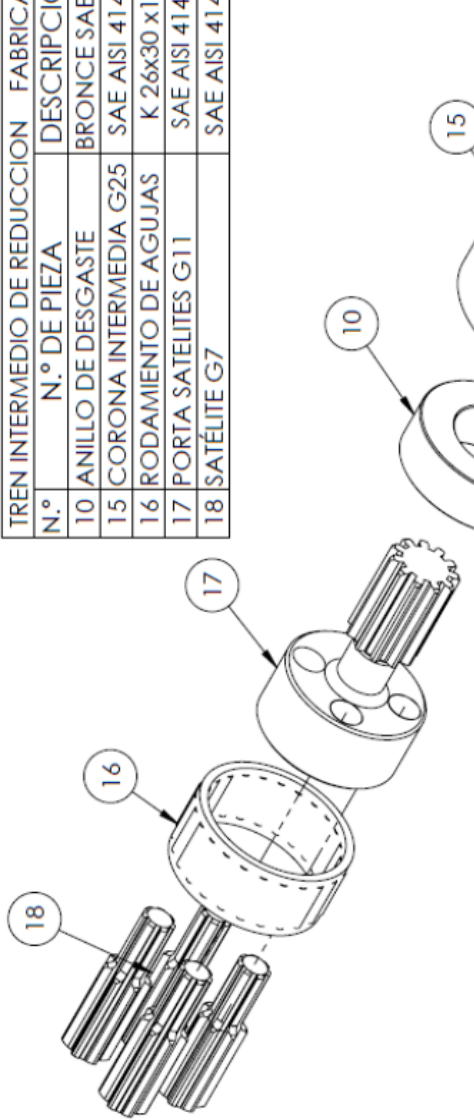
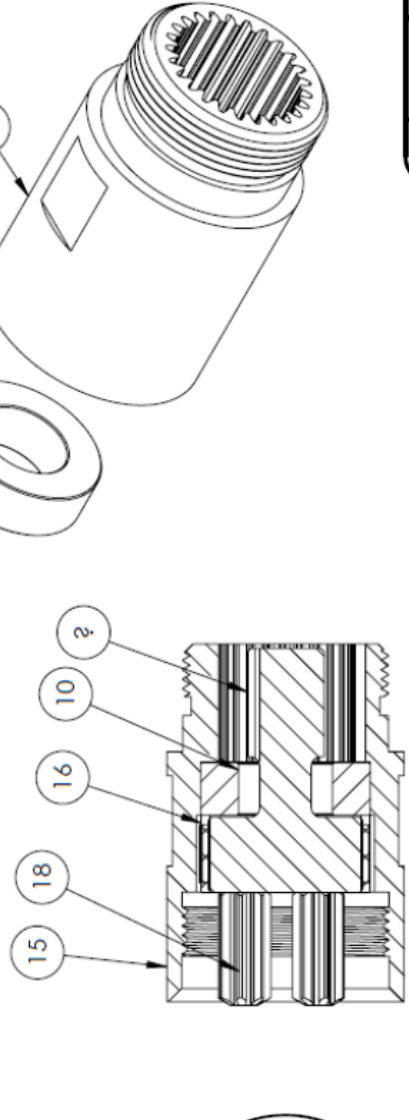


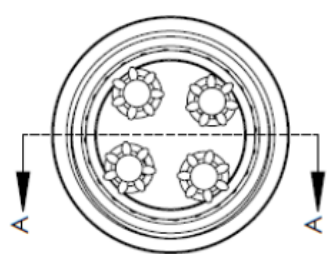




**INFORMACION CONFIDENCIAL**

TREN INTERMEDIO DE REDUCCION		FABRICAR 3 JUEGOS	
N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCION	CANT.
10	ANILLO DE DESGASTE	BRONCE SAE 60	1
15	CORONA INTERMEDIA G25	SAE AISI 4140T	1
16	RODAMIENTO DE AGUJAS	K 26x30 x13	1
17	PORTA SATELITES G11	SAE AISI 4140T	1
18	SATELITE G7	SAE AISI 4140T	4








**SECCION A-A**

ESCALA: 1:1	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: MISC.	CANT. DE PIEZAS: 3
DESCRIPCION: <b>TREN INTERMEDIO DE REDUCCION</b>			
FECHA: 21-SEP-2020	No. DIBUJO: 3	No. ID: 00-3	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5			

REVISION No. 0005	ESPECIALISTA:	FECHA:	PRIMA:
EN ACABADO DE S/A: PERIFERIE, REBULTES, Y BORDOS REDON- DEADOS	DISEÑO DIBUJO	JCH, JCR JCH, MALL	
DE: $\sqrt{A}$	REVISO	JCR, MALL	



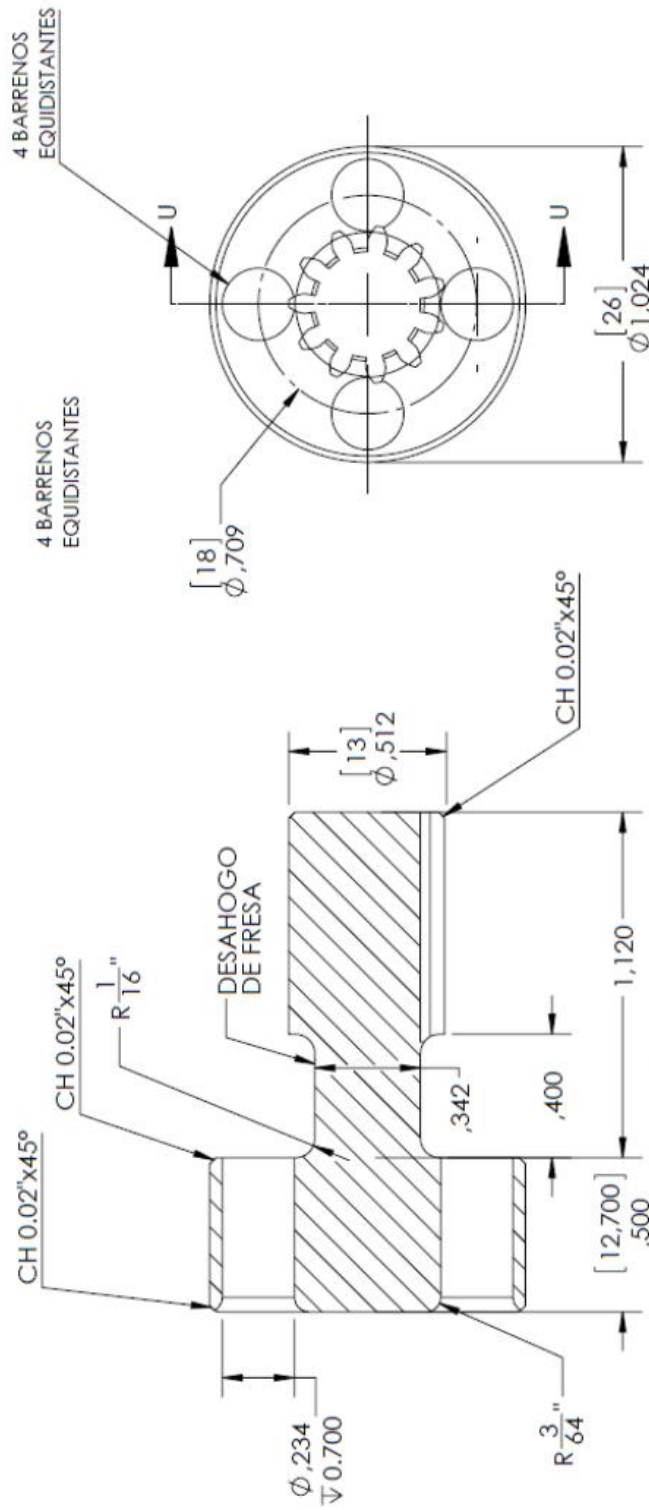
**PEMEX**  
EXPLORACION Y PRODUCCION ®



INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
SEUSION 01-SE2005  
SHAP F-66



INFORMACION CONFIDENCIAL

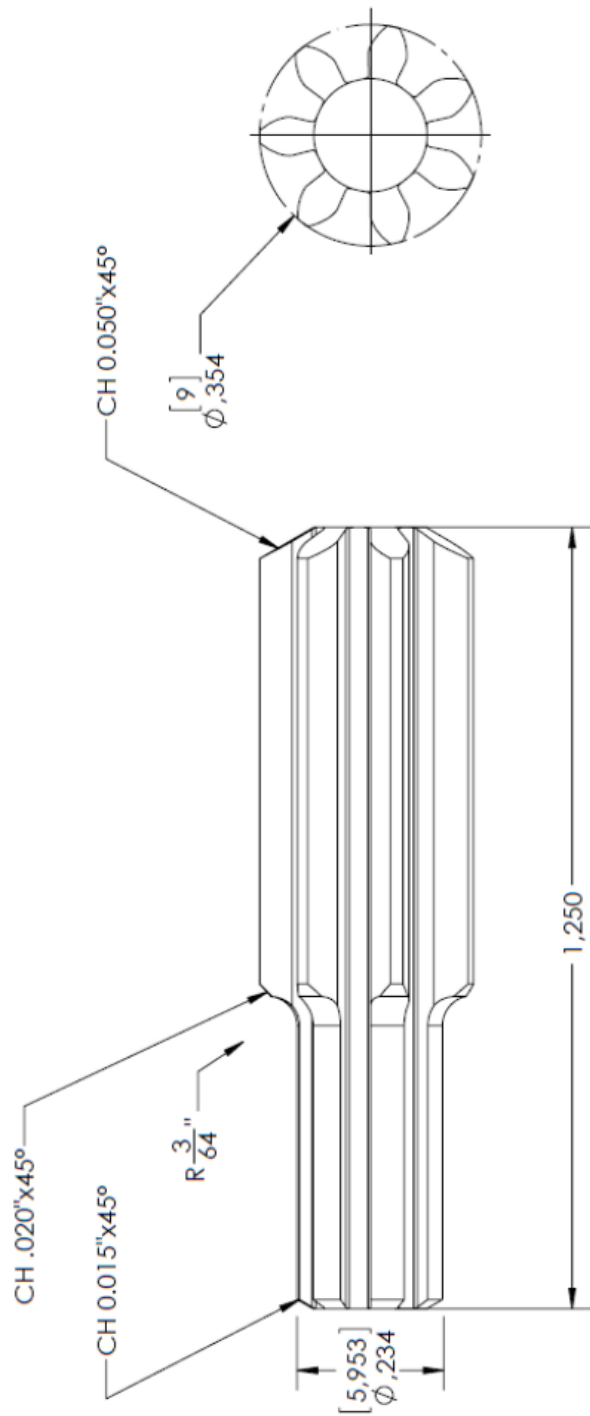


SECCIÓN U-U  
ESCALA 2 : 1

ENGRANE DE DIENTES EXTERIORES  
11 DIENTES ANGULO DE PRESIÓN 20°  
MODULO 1

REVISION No. 000	ESCALA: 2:1	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 3	REVISOR: JCR, MALL	FECHA: JCR, MALL	BIENAJUETA: JCR, MALL	FIRMA:
LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS SERAN LOS SIGUIENTES:								
INDICACIONES EN DIMENSION	TOL. PULG.							
PERIFERIE REALES	±0.010							
CON PLANES MANIFIESTA Y REGIMINES REDON-	±0.002							
DE	±0.001							
ANGULAR	±1/2 GRADOS							
DESCRIPCION: PORTASATELITES G11								
FECHA: 21-SEP-2020			No. DIBUJO: 15			No. ID: 15-1		
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5								
EXPLORACION Y PRODUCCION ®			INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO					
REVISION 01-05-2006 SHAP F-05								

INFORMACION CONFIDENCIAL



ENGRANE DE DIENTES EXTERIORES  
7 DIENTES ANGULO DE PRESIÓN 20°  
MODULO 1

ESPECIALISTA	FECHA	FRMA.
DISEÑO JCH, JCR		
DIBUJO JCH, MALL		
REVISO JCR, MALL		

REVISION No. 000	ESCALA: 4:1	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140T	CANT. DE PIEZAS: 16
LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS SE VAN LOS SIGUIENTES: EN ACABADOS DE SU- DIMENSION TOL. PULG. PERFILS, REBARAS 0 F 6.010 CHAPUNES, BANERAS 0.3 F 6.005 CILINDROS REDONDOS 0.025 F 2.002 DE 1/2" F 2.001 ANGULAR F 1/2 GRADOS	DESCRIPCION: SATELITE G7			
	FECHA: 21-SEP-2020	No. DIBUJO: 16	No. ID: 18-1	
	PROYECTO:	ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5		
EXPLORACION Y PRODUCCION		INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO		

REVISION 01-05-2006  
SHAIP F-05



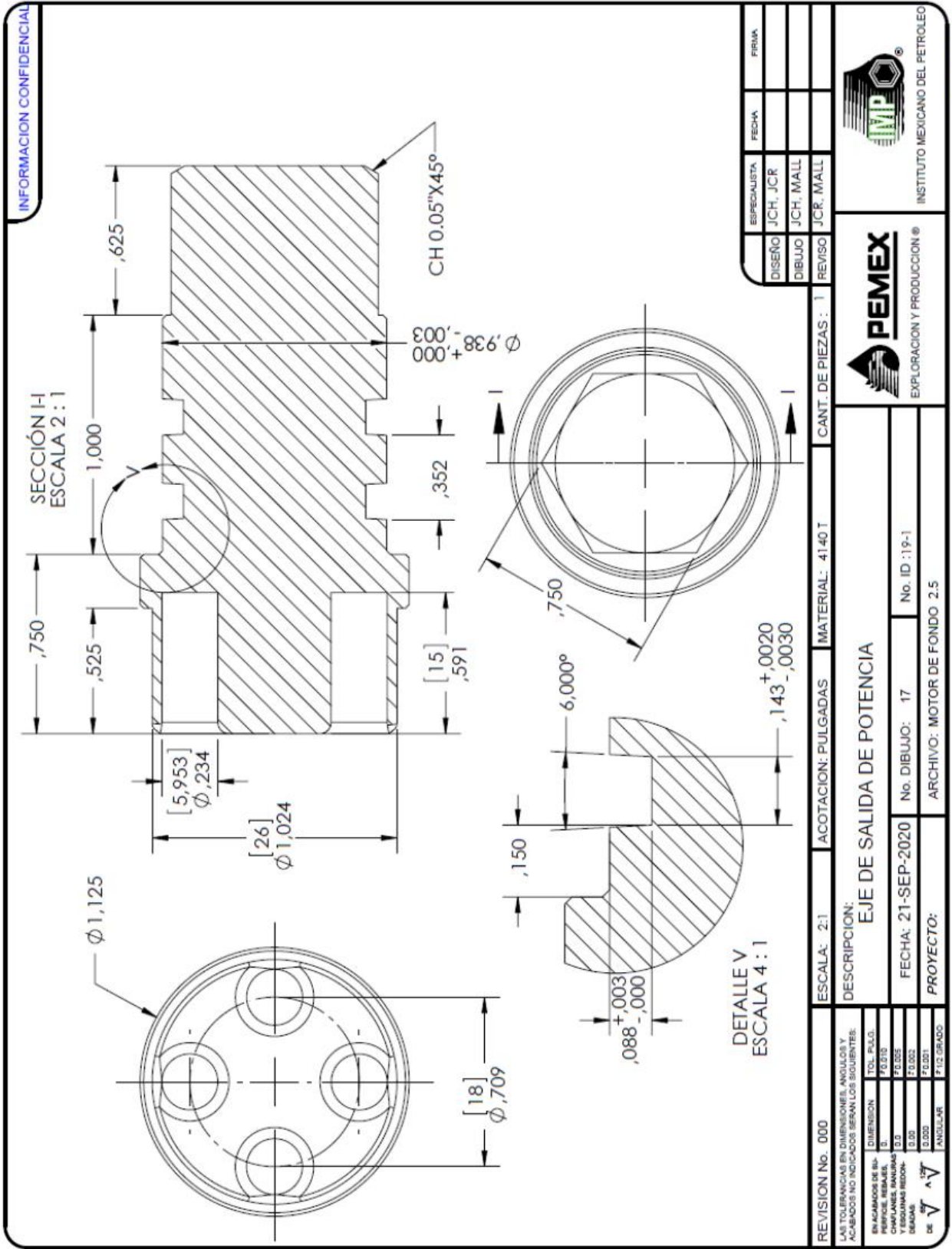
**INFORMACION CONFIDENCIAL**

ETAPA DE SALIDA DE POTENCIA			
N.º	PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
16	RODAMIENTO DE AGUJAS	K 26x30 x13	1
18	SATÉLITE G7	SAE AISI 4140T	4
19	EJE DE SALIDA DE POTENCIA	SAE AISI 4140T	1
20	CASQUILLO DE ALINEACION	BRONCE SAE 60	1
21	CORONA FINAL	SAE AISI 4140T	1

**SECCIÓN B-B**

REVISION No. 0035	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: MISC.	CANT. DE PIEZAS : 1	ESPECIALISTA	FECHA
LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS SEAN LOS SIGUIENTES: DIMENSIONES: TOOL PLUS PERFORACIONES: P20 EN ALABRADO DE 90°: P20 PERFILES, RETALES, BORDOS Y TROCENOS: P20 BARRAS: L20 BARRAS: L20S2 BARRAS: P20S1 ANGULOS: P 33 GRADOS	DISEÑO: JCH/JCR DIBUJO: JCH/MALL REVISO: JCR/MALL	DISEÑO: JCH/JCR DIBUJO: JCH/MALL REVISO: JCR/MALL	DISEÑO: JCH/JCR DIBUJO: JCH/MALL REVISO: JCR/MALL	DISEÑO: JCH/JCR DIBUJO: JCH/MALL REVISO: JCR/MALL	DISEÑO: JCH/JCR DIBUJO: JCH/MALL REVISO: JCR/MALL
DESCRIPCIÓN: <b>ETAPA SALIDA DE POTENCIA</b>		No. DIBUJO: 4 No. ID : 00-4		INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO EXPLORACION Y PRODUCCION ®	
FECHA: 21-SEP-2020		ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5		REVISION 01-09-2006 CHAP F-01	



ESPECIALISTA	FECHA	FRIMA
DISEÑO JCH, JCR		
DIBUJO JCH, MALL		
REVISO JCR, MALL		



INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

REVISION 01-05-2006  
SHAP F-45



EXPLORACION Y PRODUCCION

CANT. DE PIEZAS: 1	MATERIAL: 4140T
--------------------	-----------------

ESCALA: 2:1	ACOTACION: PULGADAS
-------------	---------------------

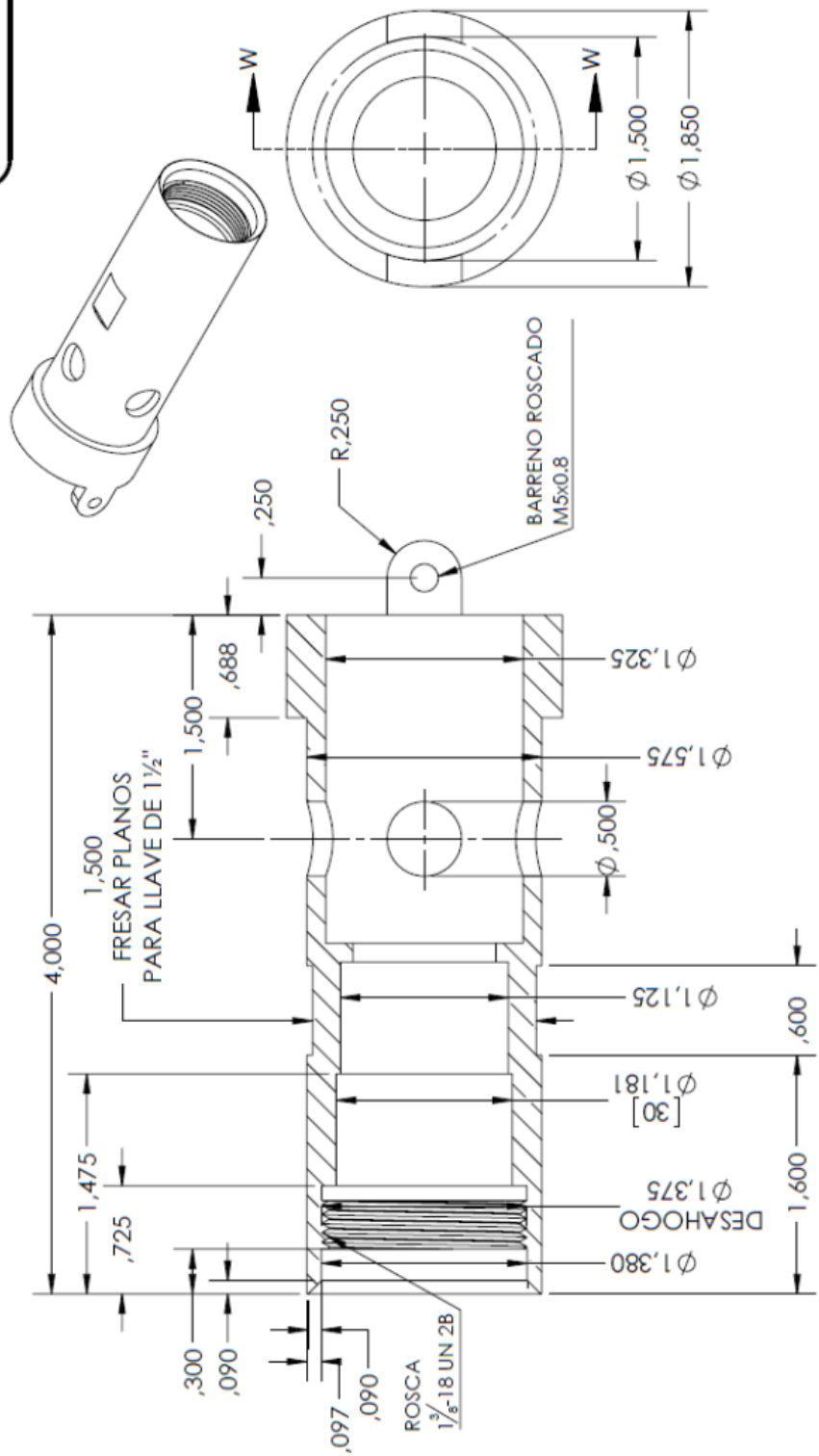
No. DIBUJO: 17	No. ID :19-1
----------------	--------------

REVISION No. 000	DESCRIPCION: EJE DE SALIDA DE POTENCIA
------------------	--

FECHA: 21-SEP-2020	PROYECTO: ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5
--------------------	---------------------------------------

REVISION No. 000	DESCRIPCION: EJE DE SALIDA DE POTENCIA
------------------	--

INFORMACION CONFIDENCIAL



SECCIÓN W-W  
ESCALA 1:1

REVISION No. 000	ESCALA: 1:1	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1	ESPECIALISTA	FECHA	FIRMA
LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS SERAN LOS SIGUIENTES: EN ACABADOS DE SUPERFICIE: REBARBOS Y ESQUINAS REDONDEADAS. DE ADAR:				DISEÑO	JCH, JCR		
EN ACABADOS DE SUPERFICIE: REBARBOS Y ESQUINAS REDONDEADAS. DE ADAR:				DIBUJO	JCH, MALL		
de:				REVISOR	JCR, MALL		
ANGULAR: F 1/2 GRADO				DESCRIPCION: <b>CORONA FINAL</b>			
TOL. PULG.: F 0.010 F 0.005 F 0.002 F 0.001				No. DIBUJO: 19 No. ID: 21-1			
de:				PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5			
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO				INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO			



REVISION 01-05-2006  
CIMP P-06

**INFORMACION CONFIDENCIAL**

N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
22	FLECHA	SAE AISI 4140 T	1
23	TUERCA IZQ	SAE AISI 4140 T	1
24	BUJE DE TUERCA IZQ	BRONCE SAE 60	1
25	SEPARADOR BALERO	SAE AISI 4140 T	1
26	RODAMIENTO AXIAL ESPECIAL	MISC.	1
27	TUERCA HEXAGONAL IZQ	SAE AISI 4140 T	1
28	CAMISA DE FLECHA	SAE AISI 4140 T	1
29	BUJE DE CAMISA	BRONCE SAE 60	1

ESPECIALISTA	FECHA	FRMA
DISEÑO JCH,JCR		
DIBUJO JCH,MALL		
REVISO JCR,MALL		

ESCALA: 1:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: MISC.	CANT. DE PIEZAS:
DESCRIPCIÓN: <b>ENSAMBLE SECCION DE BALEROS</b>			
FECHA: 22-SEP-2020	No. DIBUJO: 5	No. ID : 00-5	
PROYECTO:		ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5	

REVISION No. 000	EN ACABADO DE SU DIMENSION	TOL. PULG.
	LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOR NO INDICADOS SERAN LOS SIGUIENTES:	F30 D10
		F30 D08
		F30 D05
		F30 D02
		F30 D01
		F1/2 GRADO

**PEMEX**  
EXPLORACION Y PRODUCCION ®

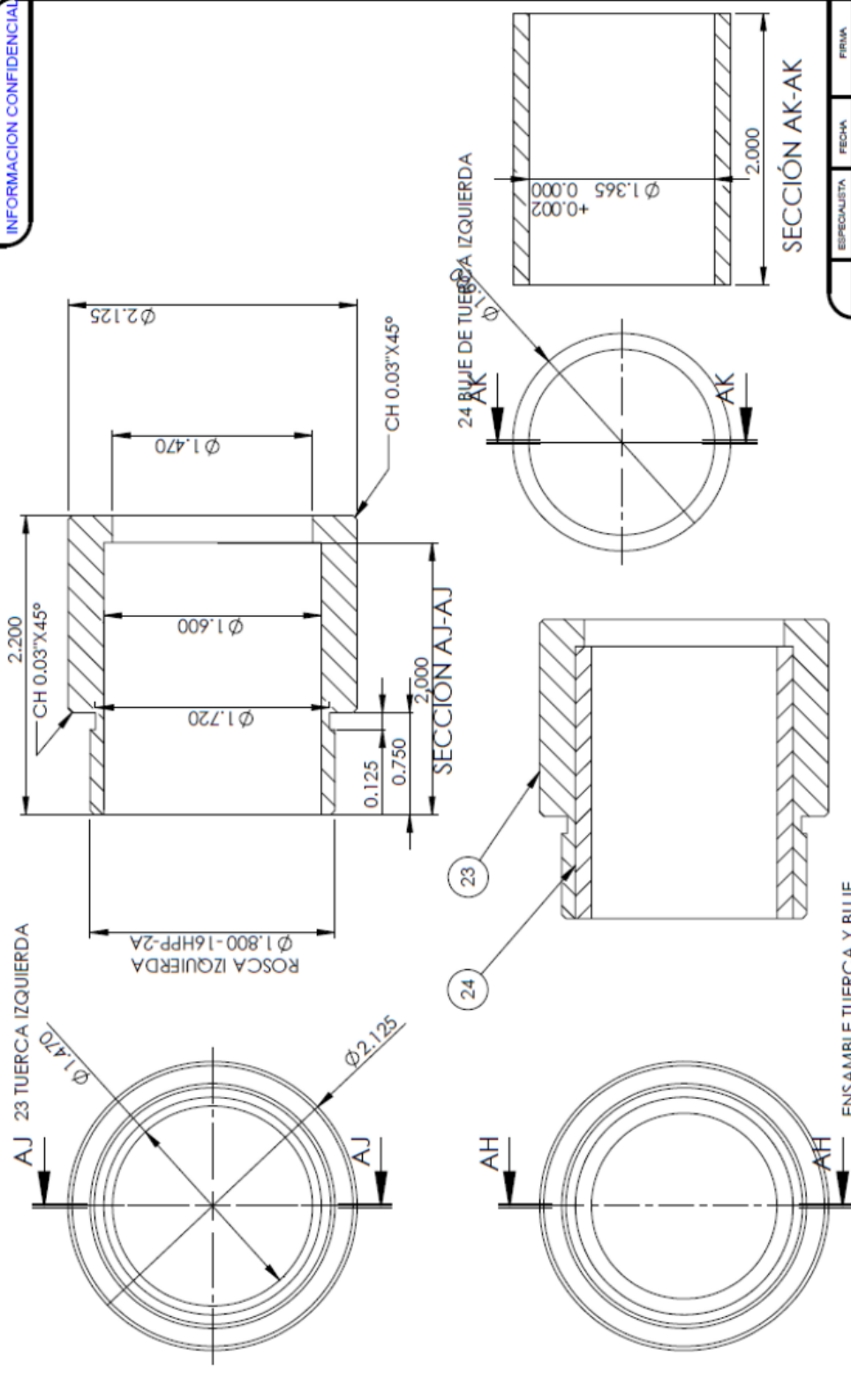
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

REVISION 01-05-2005  
SHAP F.02





INFORMACION CONFIDENCIAL



ESPECIALISTA	FECHA	FIRMA
DISEÑO	JCH, JCR	
DIBUJO	JCH, MALL	
REVISO	JCR, MALL	



ESCALA: 1:2	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: MISC.	CANT. DE PIEZAS: 1
-------------	---------------------	-----------------	--------------------

REVISION No. 000  
 LAS TOLERANCIAS EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS SE VAN LOS SIGUIENTES:

EN ACABADOS DE SUELO	TOL. PULO.
PERIFERIE, RESALDES, Y BORDOS	F3.00
DEBIDAS	F3.00
DE	F3.00
ANGULARES	F1.00 GRADOS

DESCRIPCION:  
**TUERCA IZQUIERDA Y BUJE**  
 No. DIBUJO: 22  
 No. ID.: 23-1  
 PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5

REVISION No. 000	ESCALA: 1:2	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: MISC.	CANT. DE PIEZAS: 1
------------------	-------------	---------------------	-----------------	--------------------

REVISOR 01-09-2006  
 SHMP F-05

**INFORMACION CONFIDENCIAL**

ESPECIALISTA	FECHA	FIRMA
DISEÑO JCH, JCR		
DIBUJO JCH, MALL		
REVISO JCR, MALL		

No.	NOMBRE	A	B	C	PISTA PARA BALINES
30	TAZA SUPERIOR	1.685	1.045	0.215	SENCILLA
31	TAZA INTERMEDIA	1.675	1.045	0.265	DOBLE
32	TAZA INFERIOR	1.675	1.055	0.295	SENCILLA

USAR BALINES DE 1/4"

ESCALA: 1:1    ACOTACION: PULGADAS    MATERIAL: 4140 T

DESCRIPCION: **RODAMIENTO AXIAL ESPECIAL**

FECHA: 22-SEP-2020    No. DIBUJO: 24    No. ID: 26-1

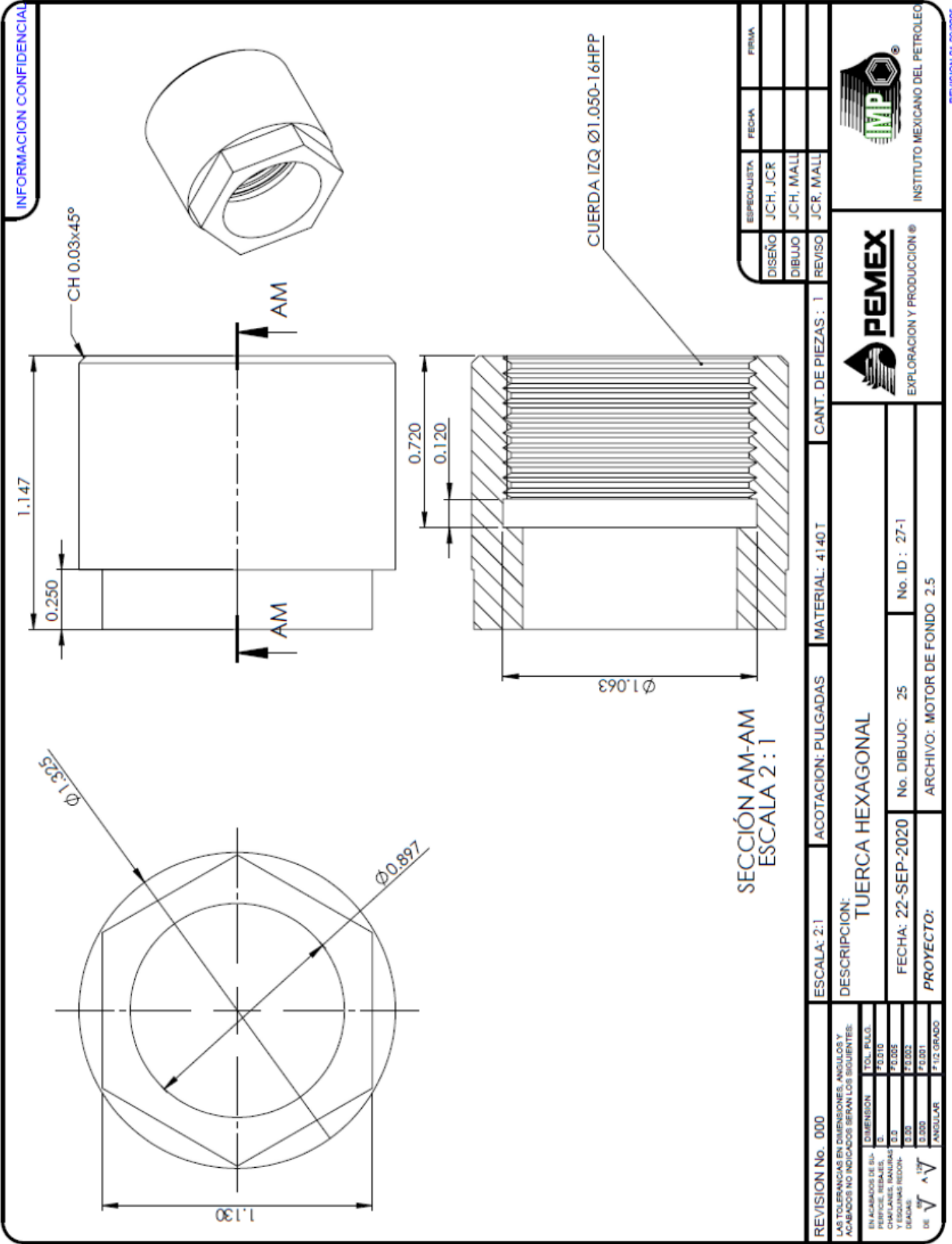
PROYECTO:    ARCHIVO: MOTOR DE FONDO 2.5

REVISION No. 000	REVISIONES EN DIMENSIONES, ANGULOS Y ACABADOS NO INDICADOS EFECTUAR LOS SIGUIENTES:
INDICACION	TOL. PULG.
EN DIMENSIONES:	F2.010
PERFILES, REDALES:	F2.010
CHAPONES, MANILLOS:	F2.010
BALINES REDON-	F2.010
DE $\sqrt{\text{A}}$ ANGULAR	F2.010

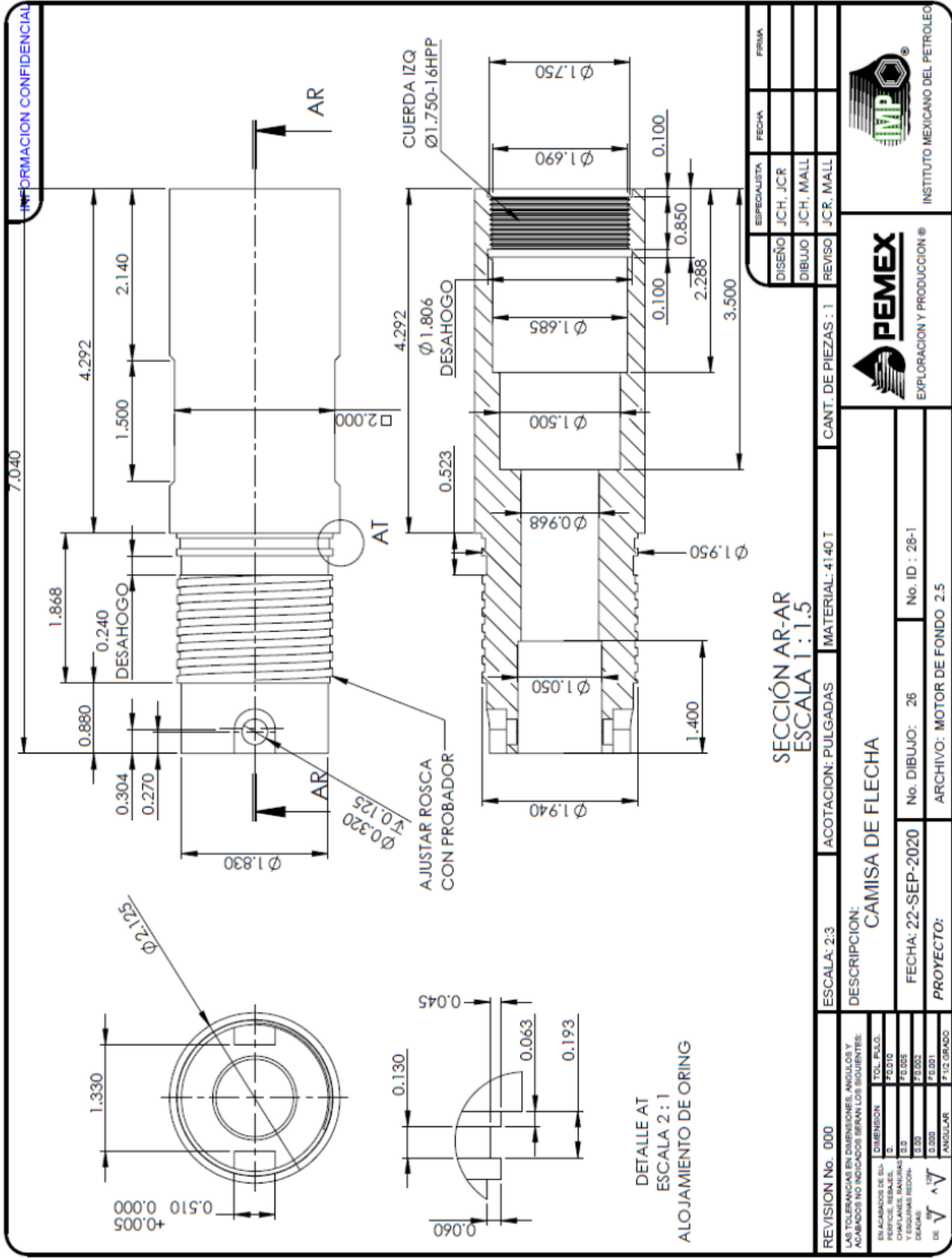
**PEMEX**  
EXPLORACION Y PRODUCCION®

**IMP**  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

REVISION 01-09/2006  
SHAIP F-05







INFORMACION CONFIDENCIAL

SECCIÓN AR-AR  
ESCALA 1:1.5

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				

REVISION No. 000	ESCALA: 2:3	ACOTACION: PULGADAS	MATERIAL: 4140 T	CANT. DE PIEZAS: 1
DESCRIPCION: CAMISA DE FLECHA				
FECHA: 22-SEP-2020		No. DIBUJO: 26	No. ID : 28-1	
PROYECTO: MOTOR DE FONDO 2.5				



INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
SHMP F-05  
REVISION 01-09-2006

