

**DISEÑO MECÁNICO DE UN SISTEMA PARA LA LIMPIEZA DE TUBERÍA, DE
30 PIES DE LARGO POR 4 1/2" DE DIÁMETRO, UTILIZADA EN EL SECTOR
DE PERFORACIÓN Y PRODUCCIÓN EN LA INDUSTRIA PETROLERA**

CARLOS ANDRÉS BALLESTEROS LASSO

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D.C.
2020**

**DISEÑO MECÁNICO DE UN SISTEMA PARA LA LIMPIEZA DE TUBERÍA, DE
30 PIES DE LARGO POR 4 ½" DE DIÁMETRO, UTILIZADA EN EL SECTOR
DE PERFORACIÓN Y PRODUCCIÓN EN LA INDUSTRIA PETROLERA**

CARLOS ANDRÉS BALLESTEROS LASSO

**Informe de Trabajo de Grado en la modalidad de Trabajo de Grado para optar
al título de Ingeniero Mecánico**

**Director
Jorge Andrés García Barbosa**

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D.C.
2020**

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1 RESUMEN	7
2 INTRODUCCIÓN	8
3 OBJETIVOS	9
3.1 GENERAL.....	9
3.2 ESPECÍFICOS.....	9
4 ESTRUCTURA DEL PROYECTO.....	10
5 MARCO REFERENCIAL.....	11
5.1 ANTECEDENTES.....	11
5.2 ESTADO DEL ARTE.....	14
5.2.1 R&R MANUFACTURING.....	14
5.2.2 HUB CITY IRON WORKS.....	14
5.2.3 STONEAGE / NLB CORP.....	15
5.2.4 THOMAS SERVICES	15
5.2.5 CLASIFICACIÓN DE CARACTERÍSTICAS	16
6 ETAPA DE DISEÑO CONCEPTUAL	17
6.1 FASE DE SÍNTESIS	17
6.2 DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL.....	18
6.3 METODOLOGÍA QFD.....	19
6.3.1 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE	20
6.3.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	21
6.3.3 MATRIZ DE RELACIONES Y GRADOS DE IMPORTANCIA.....	23
6.3.4 MATRIZ DE CORRELACIONES.....	25
6.3.5 SEGUNDA FASE QFD	26
6.3.6 TERCERA FASE QFD.....	28

6.4	GENERACIÓN Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	31
6.4.1	RODILLOS DE APOYO	31
6.4.1.1	ALTERNATIVA #1	31
6.4.1.2	ALTERNATIVA #2	31
6.4.1.3	ALTERNATIVA #3	32
6.4.2	LAVADO EXTERNO	33
6.4.2.1	ALTERNATIVA #1	33
6.4.2.2	ALTERNATIVA #2	33
6.4.2.3	ALTERNATIVA #3	34
6.4.3	LAVADO INTERNO	34
6.4.3.1	ALTERNATIVA #1	34
6.4.3.2	ALTERNATIVA #2	35
6.4.3.3	ALTERNATIVA #3	35
6.4.4	CONTROL DE RESIDUOS.....	36
6.4.4.1	ALTERNATIVA #1	36
6.4.4.2	ALTERNATIVA #2	36
6.4.4.3	ALTERNATIVA #3	37
6.4.5	ESTRUCTURA BASE.....	37
6.4.5.1	ALTERNATIVA #1	37
6.4.5.2	ALTERNATIVA #2	38
6.4.5.3	ALTERNATIVA #3	38
6.4.6	MANEJO DE TUBERÍA	39
6.4.6.1	ALTERNATIVA #1	39
6.4.6.2	ALTERNATIVA #2	39
6.4.6.3	ALTERNATIVA #3	40
6.5	SELECCIÓN ALTERNATIVAS	41

6.5.1	RODILLOS DE APOYO	42
6.5.2	LAVADO EXTERNO	42
6.5.3	LAVADO INTERNO	43
6.5.4	RECOLECCIÓN DE RESIDUOS	44
6.5.5	ESTRUCTURA BASE	44
6.5.6	MANEJO DE TUBERÍA	45
7	ETAPA DE DISEÑO DETALLADO	46
7.1	ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES	46
7.1.1	CARGUE DE TUBERÍA	46
7.1.1.1	PESO TUBERÍA	46
7.1.1.2	FUERZA CILINDRO	47
7.1.1.3	PRESIÓN CILINDRO	47
7.1.1.4	POTENCIA HIDRÁULICA	48
7.1.2	DESCARGUE DE TUBERÍA	49
7.1.2.1	FUERZA CILINDRO	49
7.1.2.2	PRESIÓN CILINDRO	50
7.1.2.3	POTENCIA HIDRÁULICA	50
7.1.3	ROTACIÓN DE TUBERÍA	51
7.1.3.1	VELOCIDAD DE GIRO	52
7.1.3.2	TORQUE	53
7.1.3.3	POTENCIA	53
7.1.3.4	FUERZAS Y MOMENTO	54
7.1.3.5	DIÁMETRO ESTÁTICO	56
7.1.3.6	DIÁMETRO PREFERENTE	57
7.1.3.7	FACTOR DE SEGURIDAD	60
7.1.4	CEPILLADO ABRASIVO	61

7.1.4.1	VELOCIDAD DE GIRO	62
7.1.4.2	FUERZAS	63
7.1.4.3	TORQUE	66
7.1.4.4	POTENCIA	66
7.1.4.5	EJE	67
7.1.4.6	ENGRANAJE	73
7.1.4.7	CADENA	89
7.2	FORMAS ESPECÍFICAS DE LOS COMPONENTES	97
7.2.1	SISTEMA ROTACIÓN TUBERÍA	97
7.2.2	SISTEMA CARGUE TUBERÍA	98
7.2.3	CONJUNTO LAVADO EXTERNO	99
7.2.4	CONJUNTO LAVADO INTERNO	101
7.2.5	ESTRUCTURA BASE PRINCIPAL	103
7.3	PLANOS DETALLADOS DE INGENIERÍA	104
8	CONCLUSIONES	105
9	RECOMENDACIONES	106
	BIBLIOGRAFÍA	107
10	ANEXOS	110

1 RESUMEN

En el presente trabajo, se plantea un diseño mecánico de los componentes para una máquina de limpieza interna y externa a tuberías de perforación y producción en la industria petrolera, mediante la metodología del QFD y el proceso DFMA de diseño para manufactura y ensamble, con énfasis en el análisis estructural. En la perforación y producción del sector petrolero, la tubería de acero al carbono puede presentar estrangulaciones de fluidos o atascamientos de herramientas, debido a dos efectos colaterales sumamente negativos: tendencia a oxidarse durante su almacenamiento y la adherencia de materia orgánica posteriormente a su operación. Previo a su inspección y reutilización, se debe realizar una limpieza detallada a las paredes internas y externas del tubo. Al final del proyecto, se obtuvieron nuevas ideas de innovación del diseño para el mercado, donde se desarrolló un sistema transportable de limpieza de tubería, el cual ofrece un servicio domiciliario rentable con mejor calidad y seguridad.

2 INTRODUCCIÓN

Día a día, empresas petroleras buscan soluciones para evitar eventos catastróficos por fallas en tuberías, generalmente causados por dos razones: la primera es la formación de grietas en las superficies del material debido a la corrosión, y la segunda es causado por atascamientos de herramientas de pozo o bloqueos de flujo ocasionados por la incrustación de crudo o lodo. Por ejemplo, la acumulación de sedimentos dentro tuberías provoca obstrucciones de flujo normal hasta causar una estrangulación en un pozo productivo, en consecuencia, ocasionando pérdidas de millones de dólares anuales. Por otro lado, las empresas petroleras Estadounidenses gastan un estimado de \$170 billones USD anualmente en herramientas de pozo afectadas por la corrosión [1]. Por el propósito de mejorar la calidad de limpieza, se busca implementar un proceso de lavado más automático en comparación al método manual actual

La corrosión es un proceso espontáneo, presentándose sobre la superficie de la tubería y provocando alteraciones electroquímicas, de tal manera que degradan y deterioran la composición física del acero. En las operaciones de perforación se involucran procesos de inyección de lubricantes conteniendo oxígeno, el principal causante de la corrosión. De igual forma, el oxígeno se encuentra tanto en el medio ambiente como en la formación sub-superficial de la tierra, ocasionando otra vez oxidación [2]. Por otro lado, la corrosión se presente con mayor frecuencia en tuberías almacenadas a la intemperie. *Vallourec* comenta que “una corrosión avanzada es capaz de originar una ruptura por fatiga debido a los grandes esfuerzos cíclicos durante la perforación”, lo cual puede provocar accidentes catastróficos, tiempos muertos y/o suspensiones en la operación [3] [4].

Por otro lado, en los procesos de perforación, se inyecta por la tubería como fluido base para la lubricación de la broca, el cual llega a fondo y regresa a la superficie por los espacios anulares entre tuberías sucesivas. Este lodo contiene una base de petróleo crudo, el cual se adhiere y endurece sobre el metal, causando una obstrucción del flujo normal durante las operaciones de producción y/o posibles atascamientos de las herramientas en el pozo en operaciones de perforación.

3 OBJETIVOS

3.1 GENERAL

Desarrollar el diseño integrado de un sistema para la limpieza de tubería, de 30 pies de largo con $\varnothing 4\text{-}1/2$ " de diámetro externo y aproximadamente $\varnothing 3\text{-}3/4$ " de diámetro interno, utilizada en la perforación y producción del sector petrolero.

3.2 ESPECÍFICOS

- Proponer el diseño conceptual de una máquina para limpieza de tubería, utilizada en los pozos de perforación y producción del sector petrolero, con base en la metodología QFD.
- Realizar el diseño de detalle para el equipo de limpieza de tubería propuesto en el diseño conceptual.

4 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El desarrollo del diseño mecánico involucra bastantes actividades relacionadas secuencial y jerárquicamente, las cuales llegan a una meta principal del proyecto. El mapa conceptual de la **Figura 1**, ayuda en la organización y definición del alcance del proyecto, donde se aplican conocimientos, habilidades, herramientas y técnicas de la Ingeniería Mecánica para cumplir los requisitos del diseño.

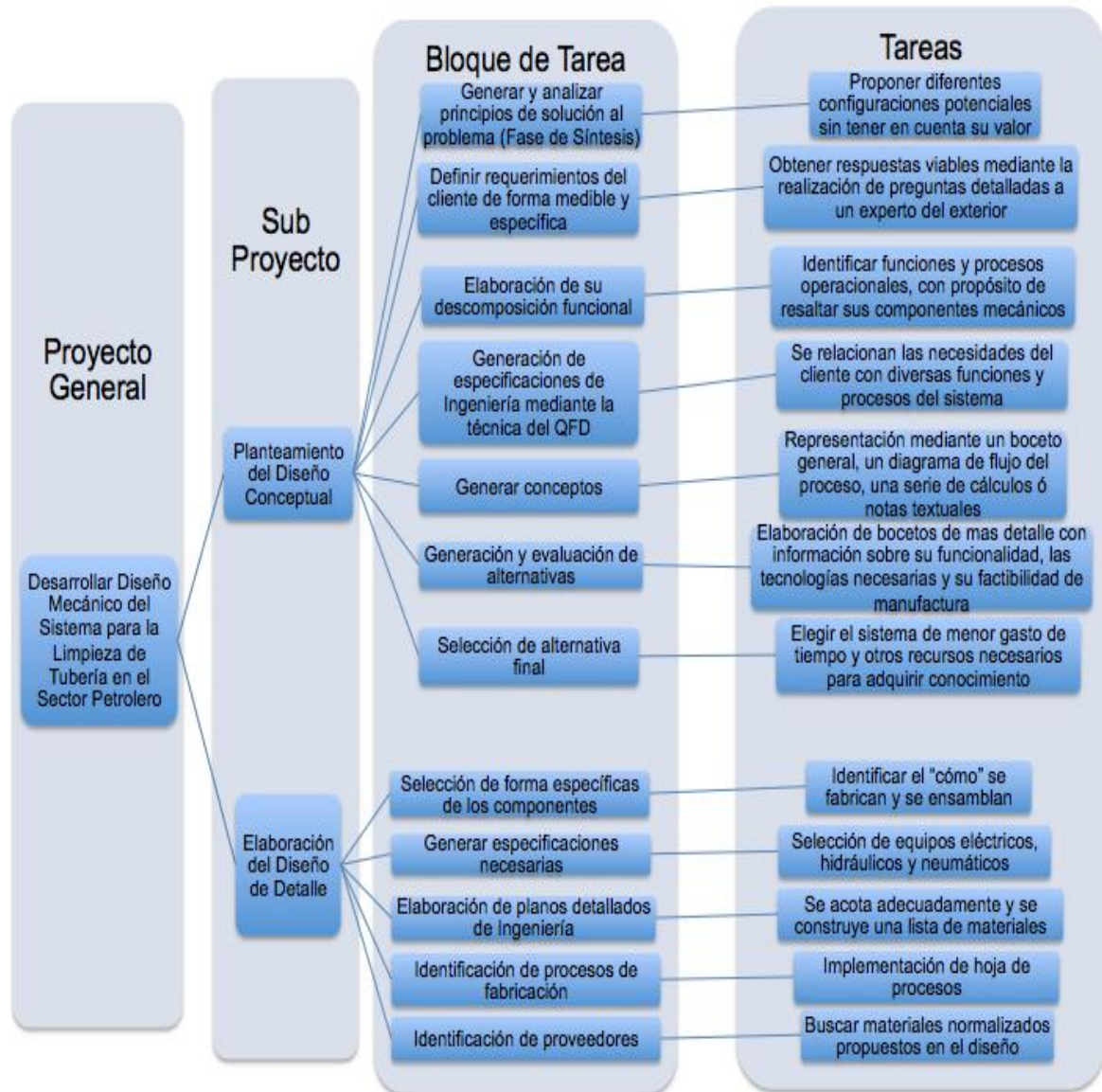


Figura 1 Mapa Conceptual representado la Descomposición del Proyecto

5 MARCO REFERENCIAL

5.1 ANTECEDENTES

Es inevitable decir que las innovaciones tecnológicas en el país dependen del conocimiento humano y sus recursos, de tal manera que el desarrollo de la ciencia se encuentra limitada por su economía y tradiciones culturales. Según el Reporte Mundial de la Ciencia 2015, Colombia es uno de los países con menor inversión por habitante del PIB o Producto Interno Bruto. Por ejemplo, el sector privado invierte aproximadamente un dólar por cada dólar del Estado, mientras Estados Unidos y Japón invierten 2,5 y 4,4 respectivamente [5]. Por lo tanto, se dificulta la existencia de empresas, referentes en nuestro país, como fabricantes de máquinas de lavado interno y externo automático para tubería a nivel industrial del sector petrolero.

Principalmente, se aplican dos métodos manuales de limpieza de tubería para crudo y corrosión: el primero incluye un pulido abrasivo con cepillo de alambre metálico y el segundo es por medio de una pistola de mano por chorro de agua a alta presión. A continuación, se explicará cronológicamente una breve historia de la evolución de cada tecnología de limpieza a nivel industrial.

En la década de 1930, se presentó el diseño original de un raspador de tubería, el cual consistía en seis bloques fijos de forma sólida, montados sobre una lanza con resortes y unidos por anillos o tornillos [6]. Los raspadores de tipo bloque fijo eran ineficaces debido a su incapacidad de adaptarse con las irregularidades en las superficies internas de la tubería. Por otro lado, estos bloques sólidos produjeron un efecto llamado “*tramlining*”, donde su control direccional es alterado, por lo tanto desgastaban sus componentes en menor tiempo [7].

Durante estos tiempos, el método más común para la limpieza interna de tubería era llamado el “*pigging*”, donde se introduce una herramienta del mismo diámetro desde un extremo y se forcejea hasta el otro extremo para extraer los residuos. Como desventaja, estos “*pigs*” tenían un alto riesgo de atascamiento, ya que los “marranos” sólidos eran inflexibles y se bloqueaban cuando la tubería presentaba una adhesión de sedimentos duros. Como resultado, la mayoría de empresas del sector petrolero han clasificado sus componentes tubulares como “*unpiggable*” o imposible de “marranear”.

Fue hasta el año de 1990 cuando los ingenieros de producción concluyeron que la obstrucción en la tubería era la causa más común de los “Tiempos No Productivos”, provocando tiempos muertos y costos en operaciones [8]. En otras palabras, un impedimento causaba una desaceleración en el fluido lubricante, resultando en atascamientos de la broca u otras herramientas de pozo.

En 1950, se introdujo la limpieza por chorro de agua a alta presión compuesta por una lanza con boquillas funcionando a presiones desde 400 hasta 500 Psi [9]. En la actualidad, esta tecnología se ha desarrollado significativamente, ya que existen sistemas robotizados, equipos avanzados de reciclaje de agua y boquillas de alta eficiencia. Se evidencian varias ventajas con el chorro de agua a alta presión en comparación a los otros métodos: una efectividad y eficiencia elevada, menor costo operacional, menor costo de eliminación de residuos, menor costo de mantenimiento, menor problemas ambientales y de salud, menor acumulación de desechos contaminantes, y mínimo daño a la superficie [7]. Sin embargo, la limpieza por chorro de agua produce un leve óxido en minutos, llamado “*flash rust*”, dependiendo del tiempo de secado. Existen dos métodos para disminuir esta re-oxidación: utilizar agua de baja conductividad y realizar un secado inmediato por aire forzado [10]. Por otro lado, presiones altas de agua desde 15 kPsi hasta 40 kPsi requieren una alta inversión de una motobomba de alta potencia desde 100 hasta 350 caballos de fuerza, respectivamente.

En 1976, el nombre *CEDA* creado por *Bill Mowatt* y entre otros, se convirtió en una de las primeras empresas para prestar servicios de limpieza química a nivel mundial, consistiendo en la eliminación de impurezas blandas y duras, mediante su inmersión en un baño de productos limpiadores [11]. Aunque estos detergentes pueden ser lavables con agua, se debe evitar su uso inadecuado, ya que una reacción desfavorable puede causar un ataque brusco e irreparable a la superficie. Como desventaja, es imposible aplicar el mismo producto limpiador para las diferentes impurezas contaminantes, es decir, se requieren distintos químicos dependiendo del tipo de suciedad. Adicionalmente, su aplicación resulta en una capa fina de contaminación sobrante en la superficie, la cual debe ser retirada con una etapa adicional de limpieza [7].

En el siglo XX, nacieron los abrasivos artificiales como el cepillo de alambre, los cuales contienen filamentos metálicos de un alto grado de flexibilidad, elasticidad y resistencia a la ruptura [12]. En comparación a los famosos equipos de *Hodge Clemco* por chorro de arena [13], el cepillado ofrece un menor desgaste superficial debido a su contacto de arrastre, en vez de un choque brusco [14]. Una mayor efectividad en el cepillado interno consiste en la “no-rotación” con sistemas tradicionales de lanza, donde los raspadores se mueven transversalmente sin rotación, mientras la tubería gira sobre su eje, así demostrando menor desgaste de la herramienta [6]. Actualmente, la limpieza abrasiva es el método más común en el campo petrolero.

Principalmente, existen cinco métodos para el proceso de lavado de tubería: disolventes, chorro de partículas abrasivas, chorro de agua a presión, cepillos de alambre y desincrustadores mecánicos. En la **Tabla 1**, se muestra una descripción resumida para cada método de limpieza:


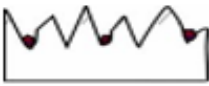



MÉTODO	DESCRIPCIÓN GENERAL
<p>Disolventes</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Elimina óxido, pintura, aceite, grasa y residuos similares - Utiliza disolventes u otros removedores - Requiere un enjuague con agua adicional - Es primordial tener una ventilación adecuada - Pueden ser necesarias varias aplicaciones de disolventes - Pueden convertirse en un impedimento de la pintura
<p>Chorro de Partículas Abrasivas</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Elimina óxido, pintura, aceite, grasa y sales solubles - Utiliza una corriente de gas con partículas abrasivas - Produce un cambio de perfil en la superficie - Requiere una limpieza adicional para desechos sobrantes - Puede redistribuir y atrapar los desechos contaminantes - Genera ruido y suciedad de polvo en grandes cantidades
<p>Chorro de Agua a Presión</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Elimina incrustaciones de óxido y cemento, pintura, aceite, grasa y sales solubles - Utiliza grandes cantidades de agua - Ecológicamente amigable - No produce un cambio en la geometría de la superficie - Produce una oxidación instantánea llamada <i>flash rust</i> - Se pueden agregar inhibidores al agua contra la oxidación - El agua debe ser suficientemente limpia o pura
<p>Cepillos de Alambre</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Elimina óxido moderado hasta 18 micro pulgadas, pintura, aceite, grasa y sales solubles - Utiliza filamentos metálicos o sintéticos - Las incrustaciones duras se resisten al corte abrasivo - Sólo es eficaz en los puntos reales de contacto
<p>Raspadores Mecánicos</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Elimina incrustaciones duras de óxido y cemento - Utiliza raspadores tipo golpeteo con un material duro de corte - Dejan una capa inferior de incrustación sobre la superficie - Sólo es eficaz en los puntos reales de contacto

Tabla 1 Descripción General sobre Diferentes Métodos de Limpieza

5.2 ESTADO DEL ARTE

En esta etapa de diseño, se desarrollaron investigaciones científicas de ingeniería y estudios de mercados, donde se identificaron modelos existentes en el mercado:

5.2.1 R&R MANUFACTURING

Originada en Texas (USA), R&R Manufacturing tiene más de 80 años de experiencia combinada en el diseño y fabricación de máquinas hidráulicas y eléctricas. Esta empresa ofrece un modelo de limpieza automatizado llamado *SuperMax* de viga suspendida con cepillos de alambre y chorro de agua a alta presión hasta 20 kPsi, como se muestra en la **Figura 2**. El movimiento del cabezal superior se transmite a través de una cadena a una velocidad máxima de 30 ft/min. El sistema de agua a presión funciona con un motor eléctrico de 240 caballos de fuerza para una bomba triplex de 20 gpm de servicio pesado, capaz de remover óxido, crudo y cemento. Para el manejo de tubería, el accionamiento de brazos hidráulicos y los motores hidráulicos de velocidad variable utilizan un motor eléctrico de 50 caballos de fuerza [15].



Figura 2 Máquina de Limpieza *SuperMax* de *R&R Manufacturing* [15]

5.2.2 HUB CITY IRON WORKS

La empresa *Hub City Iron Works*, a través de sus dos plantas de producción en Louisiana (USA), ha suministrado equipos automatizados de alta calidad para la limpieza externa e interna de tubería en la Industria Petrolera a nivel mundial por más de 40 años. El modelo *XPCM* utiliza un carro de limpieza desplazable sobre la misma estructura tipo pórtico, como se muestra la **Figura 3**, ofreciendo limpieza seca por cepillos o lavado húmedo por chorro de agua a alta presión hasta 40 kPsi [16], incluyendo un sistema de reciclado y tratamiento de agua. El sistema requiere una unidad hidráulica de bomba dual y una motobomba para el chorro de agua con entrada eléctrica de 220 Voltios [16].

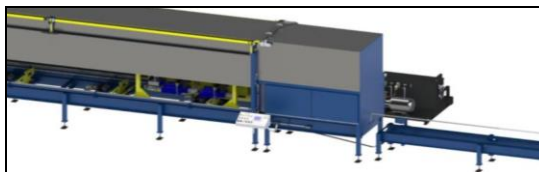


Figura 3 Sistema de Limpieza *XPCM* de *Hub City Iron Works* [16]

5.2.3 STONEAGE / NLB CORP.

StoneAge desde Colorado (USA) brinda maquinas automatizadas a nivel internacional con sistemas exclusivamente por chorro de agua a alta presión hasta 40 kPsi, capaz de eliminar eficazmente incrustaciones duras de cemento. Como se muestra la **Figura 4**. El sistema incluye un cabezal superior sobre una viga suspendida, soportes ajustables para diferentes diámetros de tubería, una lanza con centralizadores, un panel de control portátil y mangueras de alta presión, por otro lado, las boquillas se compran a las necesidades del cliente [17]. Este modelo permite variar el movimiento transversal del carro superior entre 12,5 y 75 ft/min y utiliza un motor *Diésel* de 240 caballos de fuerza (179 kW), para presiones hasta 40 kPsi (2,800 bar), con flujos de agua desde 20 gpm hasta 50 gpm para presiones desde 20 kPsi hasta 40 kPsi, respectivamente. Por otro lado, el sistema requiere una alimentación de aire con 200 CFM a 100 Psi [18].

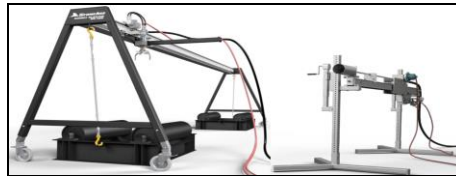


Figura 4 Sistema de Limpieza ID y OD de *Stoneage* [18]

5.2.4 THOMAS SERVICES

La compañía *Thomas Services* ubicada en Texas y Louisiana (USA) está actualmente desarrollando e innovando el diseño de una máquina automatizada llamada *Scorpion TMS* (Sistema de Mantenimiento Tubular), como se muestra en la **Figura 5**. Según *Thomas Services*, el *TMS Gen. II* es capaz de limpiar más de 100 juntas de tubería en una hora, ofreciendo una limpieza simultánea externa e interna, para varios tamaños de tubería en Rangos I, II y III. Este modelo utiliza un carro de limpieza tipo pórtico para el cepillado abrasivo externo y una lanza flexible para el chorro interno por agua a alta presión [19].

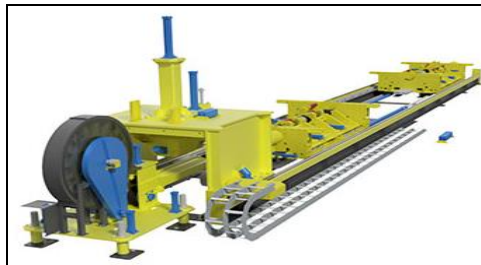


Figura 5 Modelo *TMS* de *Thomas Services* (patentes pendientes) [19]

5.2.5 CLASIFICACIÓN DE CARACTERÍSTICAS

En esta etapa, se identificaron las características principales de las máquinas modernas actualmente en el mercado, como se muestra en la **Tabla 2**.

Técnicas de Interrogación					
ASPECTOS PRINCIPALES		MAQUINAS MODERNAS			
		R&R MANUFACTURING	HUB CITY IRON WORKS	STONE AGE TOOLS / NLB CORP.	THOMAS SERVICES
LIMPIEZA	Cepillo de alambre	X	X		X
	Chorro de agua a alta presión	X	X	X	X
	Remoción de corrosión	X	X	X	X
	Remoción de crudo	X	X	X	X
	Remoción de cemento leve	X	X	X	X
MANEJO	Cargue de tubería	X	X		X
	Rotación de tubería	X	X	X	X
	Descargue de tubería	X	X		X
	Transportable			X (Semi)	
SEGURIDAD	Colector de residuos	X	X		X
	Tratamiento de agua	X	X		X
	Operación remota	X	X	X	X

Tabla 2 Características las maquinas del Estado del Arte

Todas las maquinas implementan el cepillado abrasivo y chorro por agua, excepto *StoneAge*, el cual se dedica solamente a la limpieza húmeda, sin embargo, esta empresa no cuenta con sistema de tratamiento de agua. Tanto el cepillado abrasivo, como el chorro por agua, tienen la capacidad de remover oxido, crudo y cemento leve. Por otro lado, la mayoría de las maquinas cuentan con sistemas de cargue y descargue de tubería, junto a su rotación sobre rodillos. Como desventaja, los sistemas con cepillado abrasivo ofrecen su instalación de manera fija, es decir, son incapaces de ser transportables de manera fácil y rápida. En cuanto a la seguridad ambiental, todos los sistemas excepto *StoneAge* ofrecen una recolección de residuos secos y tratamiento de aguas.

6 ETAPA DE DISEÑO CONCEPTUAL

6.1 FASE DE SÍNTESIS

El paso inicial del diseño conceptual involucra técnicas de interrogación a la competencia vía correos electrónicos y conversaciones telefónicas, con fin de analizar los detalles del trabajo de forma sistemática [20], como se muestran en la **Tabla 3**.

Técnicas de Interrogación				
TIPO	No.	PREGUNTA	CLIENTE	RESPUESTA
CORREO ELECTRÓNICO	1	¿Cuál es la mejor forma o método de Limpieza para Tubería en el Sector Petrolero?	HUB CITY IRON WORKS	"La combinación de agua a baja presión con cepillado por alambre metálico." "Waterblasting o agua a alta presión es muy efectiva, pero tiene un alto costo de tratamiento y mantenimiento."
			STONEAGE	"Rotando la Tubería mientras carros automáticos se desplazan transversalmente." "Un sistema hidráulico ofrece mayor resistencia al congelamiento en comparación con un sistema neumático."
			NLB. CORP.	"Altas Presiones de agua entre 10 y 20 kPsi son capaces de remover oxido y cemento, respectivamente. Presiones hasta 40 kPsi preparan la superficie en una sola pasada."
CONVERSACIÓN TELEFÓNICA	2	¿Cómo se transmite el movimiento lineal o transversal del carro superior?	R&R MANUFACTURING	"Cadena de rodillos accionada por motor hidráulico"
	3	¿Considera la cadena un mecanismo ruidoso?		"No, porque el movimiento lineal es relativamente bajo. La energía hidráulica y la acción abrasiva del cepillado son mucho más fuertes."
	4	¿Qué tipo de motor utiliza para girar la tubería sobre los rodillos?		"Motor hidráulico de baja velocidad y alto torque."
	5	¿Cuántos motores hidráulicos se necesitan para girar una tubería de $\phi 4-1/2$?		"Sólo un (1) motor hidráulico es necesario si la geometría de la tubería es perfecta."
	6	¿Cuál es la velocidad angular óptima de la tubería de $\phi 4-1/2$ para una limpieza efectiva?		"La velocidad angular de la tubería se puede variar desde 0 hasta 200 RPM, sin embargo, una limpieza efectiva se puede realizar desde 100 RPM."
	7	¿Cual material se utiliza para los rodillos giratorios de la tubería?		"Se utiliza Uretano 90D para los rodillos giratorios."
	8	¿Cuánto tarda la limpieza interna de tubería con una maquina automática?		"El tiempo de lavado interno puede tardar alrededor de 4 minutos por una junta de 30 pies de largo."
	9	¿Son necesarios los puntos giratorios en los extremos de la tubería?		"Los puntos giratorios solo se utilizan para estabilizar juntas livianas de poca longitud durante la limpieza."

Tabla 3 Resumen para Técnicas de Interrogación

Según *Hub City Iron Works*, los métodos de limpieza por agua a alta presión y cepillo alámbrico son ambos efectivos, sin embargo, el método húmedo requiere altas inversiones para el tratamiento y mantenimiento de sistemas de agua. Además, *StoneAge* sugiere el cepillado interno por la "no-rotación" con sistemas tradicionales de lanza, donde la tubería gira sobre su eje y los raspadores se mueven trasversalmente sin rotación, así evidenciando menor desgaste de la herramienta. Por otro lado, *R&R Manufacturing* recomienda la implementación de sistemas hidráulicos, donde el aceite es un líquido incompresible que puede regular movimientos mientras absorbe y mantiene su carga sin comprimirse para bajas o altas velocidades. Por otro lado, un motor hidráulico puede trabajar en un ambiente húmedo y evitar el recalentamiento excesivo durante una operación repetitiva y continua, así impidiendo un riesgo potencial de incendio.

6.2 DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL

Una descomposición funcional ayuda a conocer las operaciones de cada tarea en una forma cronológica, donde se representan las funciones, procesos y actividades en un sistema global, con propósito de identificar los componentes individualmente. En la **Tabla 4**, se plantean cinco subfunciones que se deben tener en cuenta para un manejo y limpieza efectiva de la tubería.

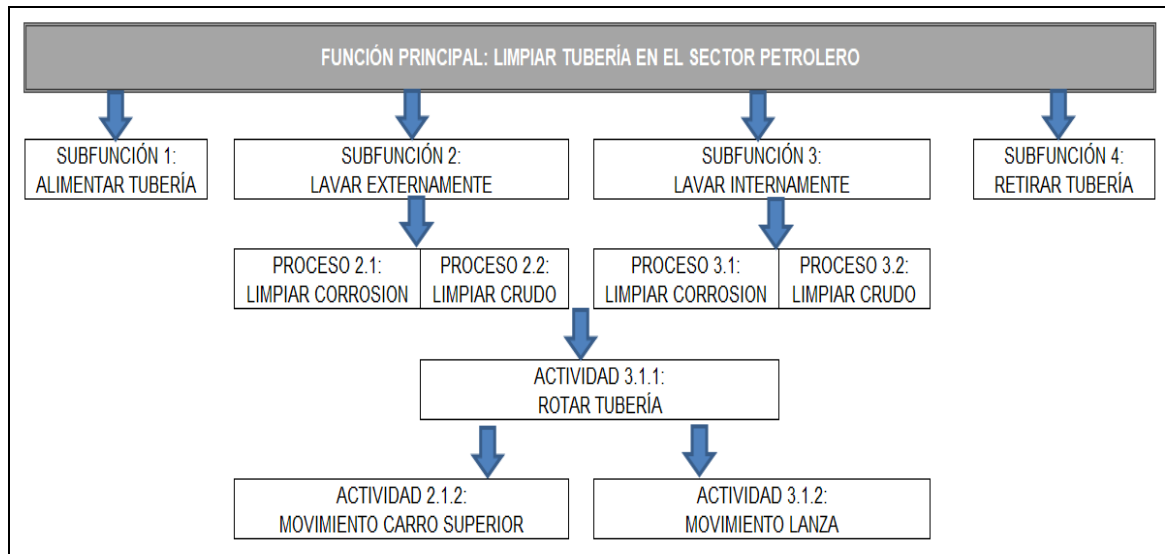


Tabla 4 Diagrama de Bloques: Descomposición Funcional del Sistema de Limpieza para Tubería

En la primera subfunción, se muestra el proceso encargado de manipular y alimentar la tubería sucia hacia los rodillos de apoyo de la máquina donde se realizará la limpieza. Próximamente, se ejecutará un lavado externo e interno como se muestran en las subfunciones 2 y 3. La limpieza de corrosión y crudo se puede cumplir con las siguientes actividades: la rotación de la tubería para una cobertura superficial completa, seguida por el movimiento transversal del carro superior y lanza interna. Inmediatamente se ejecutará la cuarta subfunción, donde se debe retirar la tubería de la máquina de limpieza hacia su almacenamiento.

6.3 METODOLOGÍA QFD

La técnica del QFD o “*Quality Function Deployment*” es conocido como el sistema integral más avanzado de Control de Calidad Total donde se relacionan los requerimientos del cliente con diversas funciones y procesos del sistema. Las letras “QFD” se entienden por “*Quality*” o Calidad, el cual se trata de cumplir con los requerimientos del cliente, “*Function*” o Función, el cual se basa en lo que se debe hacer, y por último el “*Deployment*” o Despliegue, el cual significa el quién lo hará y cuándo. La teoría QFD aplica una matriz, como se muestra en **Tabla 5**, donde se ubican los requerimientos del cliente en el lado izquierdo y los requerimiento funcionales en la parte superior, de los cuales se realiza una ponderación en la matriz de relaciones, con de hallar la importancia o criticidad de cada especificación técnica [20].

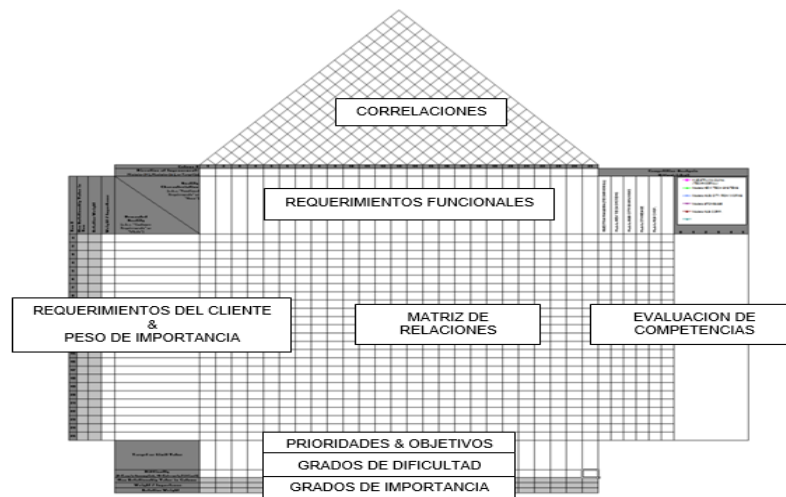


Tabla 5 Estructura de una Casa de Calidad o Matriz QFD [21]

Principalmente, el estudio QFD ayuda a lograr las siguientes metas [20]:

- Priorizar los requerimientos del cliente y planear ideas creativas en un producto innovador con un alto valor agregado.
- Ejecutar un análisis de la competencia y obtener una visión comparativa de nuestro producto en el mercado actual.
- Conocer el orden de importancia de los requerimientos funcionales o especificaciones técnicas de nuestro producto.

La casa de calidad, también conocida como “QFD o *Quality Function Deployment*” involucra varias fases de diseño, comenzando desde el sistema en general, seguido por los sub-ensambles críticos y terminando con la selección de cada componente, como se muestra en la **Figura 6**.

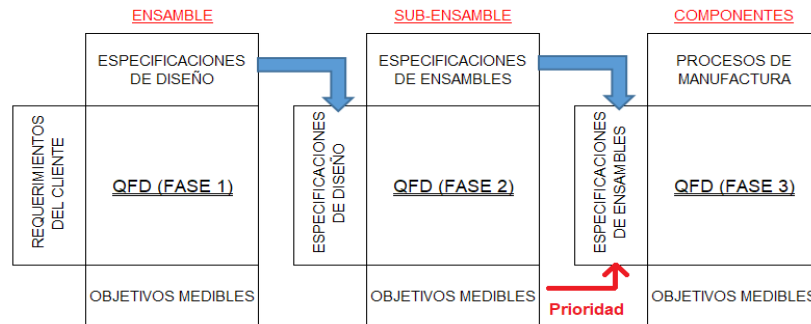


Figura 6 Fases de la Casa de Calidad “QFD”

6.3.1 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE

En la primera fase de la metodología QFD, se identificó el cliente de la Industria Petrolera, como Technodrill, el cual busca un diseño mecánico de una máquina de limpieza de tubería para mejorar sus servicios de mantenimiento. Los requerimientos de diseño se priorizaron de acuerdo a un peso, donde el número 1 es de menor importancia y 5 es de mayor importancia, como se muestra en la **Tabla 6**.

(FASE 1) SISTEMA GEN.			
# FILA	PESO RELATIVO	IMPORTANCIA	"Requerimientos del Cliente"
1	17,9	5,0	CONTROL AMBIENTAL
2	17,9	5,0	BUENA LIMPIEZA INTERNA
3	17,9	5,0	BUENA LIMPIEZA EXTERNA
4	14,3	4,0	ESTRUCTURA RÍGIDA
5	10,7	3,0	FÁCIL MANIPULACIÓN HERRAMIENTAS
6	10,7	3,0	FÁCIL MANEJO TUBERÍA
7	7,1	2,0	FÁCIL TRANSPORTE
8	3,6	1,0	COSTO

Tabla 6 Identificación y Priorización de Requerimientos del Cliente [21]

El control ambiental se clasificó de mayor importancia con un valor de 5, ya que una respiración prolongada de óxido por la proyección de partículas en el cepillado puede causar una enfermedad pulmonar, además el Ministerio de Salud exige la recolección de los aceites industriales. Actualmente, se utiliza una escoba con recogedor para los depósitos de hierro en el piso, y telas oleofílicas para absorber el aceite sobre la superficie de los tanques o trampas de grasas. De igual forma, los requerimientos de una buena limpieza interna y externa se ubican con mayor importancia, ya que se requiere mejorar la calidad y estética de las superficies de la tubería. Actualmente, el pulido manual impide la uniformidad en la limpieza, así evidenciando parches superficiales de corrosión o crudo.

En próxima importancia con valor de 4, se encuentra el requerimiento de una estructura rígida para soportar el peso de la tubería y compensar las fuerzas de limpieza. Actualmente, la tubería descansa sobre racks o bastidores de soporte, mientras un operario resiste a las fuerzas y vibraciones de las herramientas motorizadas de limpieza. Seguidamente, se ubican los requerimientos de fácil manipulación y manejo de las herramientas y tubería con valores de 3, donde se busca reducir el esfuerzo físico del operario durante su movimiento. Actualmente, se maneja un montacarga para el cargue y descargue de la tubería, la cual se gira manualmente sobre racks. Por otro lado, el manejo manual de las herramientas portátiles, como la pulidora y taladro, presentan riesgos como golpes y cortes en partes del cuerpo por movimientos o esfuerzos violentos.

El requerimiento de un sistema transportable se clasificó con valor de importancia de 2, donde se desea facilitar una limpieza domiciliaria en su sitio de almacenamiento, así evitando costos adicionales en el transporte de la tubería. En última importancia con el valor de 1, el requerimiento de un costo factible incluye la disponibilidad de materia prima, procesos de fabricación y su mantenimiento. Actualmente, cepillos de alambre metálico se encuentran con facilidad en ferreterías ubicadas cerca al campo en la mayoría de ciudades. Por otro lado, su taller metalmecánico y experiencia de ingeniería facilitan el proceso DMFA, también conocido como diseño para la fabricación y el ensamble.

6.3.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

En el segundo paso de la metodología QFD, se definieron las Especificaciones Técnicas o Características de Ingeniería con valores medibles y se anotan en la parte superior en la Matriz de Requerimientos Funcionales, como se muestra en la **Tabla 7**.

(FASE 1) SISTEMA GEN.			# Columna							
			Dirección de Mejoramiento: Minimizar (▼), Maximizar (▲), o Target (x)							
# FILA	PESO RELATIVO	IMPORTANCIA	Características de Ingeniería del Sistema ("Especificaciones Técnicas del Sistema") "Requerimientos del Cliente"	1	2	3	4	5	6	7
				RECOLECCIÓN DE RESIDUOS CONTAMINANTES (VOLUMEN)	PENETRACIÓN DE HERRAMIENTA (FUERZA)	DEFLEXIÓN EN MAQUINARIA (DESPLAZAMIENTO)	MECANISMOS DE TRANSMISIÓN LINEAL (VELOCIDAD)	ESFUERZO FÍSICO (CAPACIDAD DE CARGA)	TAMAÑO (DIMENSIONES)	PIEZAS COMERCIALES (\$)
1	17,9	5,0	CONTROL AMBIENTAL	▲	▲	▼	▲	▲	▼	▲
2	17,9	5,0	BUENA LIMPIEZA INTERNA							
3	17,9	5,0	BUENA LIMPIEZA EXTERNA							
4	14,3	4,0	ESTRUCTURA RÍGIDA							
5	10,7	3,0	FÁCIL MANIPULACIÓN HERRAMIENTAS							
6	10,7	3,0	FÁCIL MANEJO TUBERÍA							
7	7,1	2,0	FÁCIL TRANSPORTE							
8	3,6	1,0	COSTO							

Tabla 7 Matriz con Requerimientos del Cliente y Especificaciones del Producto [21]

El primer requerimiento de un control ambiental se puede cumplir con la ayuda de un sistema de recolección para el atrapamiento y separación de residuos, donde se pueda medir su cantidad de remoción en volumen o peso. Actualmente, durante un día laboral, se recolecta hasta 10 kg de fragmentos de óxido provenientes de una limpieza de 30 tuberías de 4-1/2" de diámetro por 30 pies de largo. Por otro lado, se recolecta hasta 55 galones de crudo cada mes.

Una buena limpieza se puede satisfacer mediante una fuerza de penetración constante e uniforme. Actualmente, se presenta un desgaste prematuro y recalentamiento del filamento debido a la sobrecarga del operario.

La rigidez de la estructura se puede controlar con su deflexión o resistencia a la deformación, donde las vigas o barras de mayor sección transversal evitan el desplazamiento excesivo tras un esfuerzo. Actualmente, cada rack de apoyo se encuentra empotrada al piso, donde las cargas se transfieren según la configuración geométrica de a lo largo de la tubería.

Una fácil manipulación de las herramientas de limpieza se puede realizar por medio de mecanismos de transmisión, los cuales transmiten y transforman fuerzas y movimientos continuos desde un elemento motriz a un elemento receptor, con mayor comodidad y menor esfuerzo. Actualmente, las herramientas de limpieza se apoyan y trasladan físicamente por el operario, resultando en un esfuerzo fatigoso.

Un fácil manejo de la tubería se puede lograr a través de su capacidad de carga para el levantamiento y posicionamiento de la tubería hacia su sitio de trabajo. Un mecanismo de máquina simple aumenta la fuerza de salida, mientras disminuye el esfuerzo físico de entrada. Actualmente, se requiere un montacarga para la manipulación de la tubería y la fuerza manual para girarla.

El fácil transporte de la máquina para servicios domiciliarios se puede obtener con un dimensionamiento adecuado, es decir implementando materiales más ligeros y de menor tamaño. Equipos pesados usualmente requieren izajes de carga para subirlo sobre un camión, mientras grandes tamaños requieren varios transportadores.

Por último, el requerimiento de un bajo costo puede ser respaldado por la compra de piezas normalizadas o comerciales a nivel nacional, las cuales facilitan un conocimiento familiar sobre su uso e instalación. La compra de materiales o equipos especiales ubicados en el exterior puede retardar los tiempos de entrega y aumentar el costo de envío.

6.3.3 MATRIZ DE RELACIONES Y GRADOS DE IMPORTANCIA

En el cuerpo principal de la casa de calidad, se desarrolló cuidadosamente la Matriz de Relaciones, como se muestra en la **Tabla 8**, donde se utilizan tres símbolos de relación fuerte, mediana y débil para relacionar los requerimientos del cliente y las especificaciones técnicas del producto:

⊖ = Relación fuerte = 9
○ = Relación mediana = 3
▲ = Relación débil = 1

Al final, se determinó el grado de importancia total de cada una de las características técnicas, el cual se calcula mediante la sumatoria de la multiplicación de la prioridad asignada con su respectiva relación. Este campo indica la urgencia de cumplimiento de las especificaciones técnicas, donde un valor de ponderación alto se debe abarcar con mayor prioridad.

(FASE 1) SISTEMA GEN.			# Columna	1	2	3	4	5	6	7
			Dirección de Mejoramiento: Minimizar (▼), Maximizar (▲), o Target (x)	▲	▲	▼	▲	▲	▼	▲
# FILA	PESO RELATIVO	IMPORTANCIA	Características de Ingeniería del Sistema ("Especificaciones Técnicas del Sistema") "Requerimientos del Cliente"	RECOLECCIÓN DE RESIDUOS CONTAMINANTES (VOLUMEN)	PENETRACIÓN DE HERRAMIENTA (FUERZA)	DEFLEXIÓN EN MAQUINARIA (DESPLAZAMIENTO)	MECANISMOS DE TRANSMISIÓN LINEAL (VELOCIDAD)	ESFUERZO FÍSICO (CAPACIDAD DE CARGA)	TAMAÑO (DIMENSIONES)	PIEZAS COMERCIALES (\$)
1	17,86	5,0	CONTROL AMBIENTAL	⊙						
2	17,86	5,0	BUENA LIMPIEZA INTERNA		⊙	▲				
3	17,86	5,0	BUENA LIMPIEZA EXTERNA		⊙	▲				
4	14,29	4,0	ESTRUCTURA RÍGIDA			⊙	▲			
5	10,71	3,0	FÁCIL MANIPULACIÓN HERRAMIENTAS		▲		⊙	⊙		
6	10,71	3,0	FÁCIL MANEJO TUBERÍA					⊙		
7	7,14	2,0	FÁCIL TRANSPORTE						⊙	
8	3,57	1,0	COSTO	⊙			⊙		▲	⊙
PESO / IMPORTANCIA				171,4	332,1	164,3	121,4	192,9	67,9	32,1
PESO RELATIVO				15,8	30,7	15,2	11,2	17,8	6,3	3,0

Tabla 8 Matriz de Relaciones, también conocido como Cuerpo Principal de la Casa de Calidad [21]

La especificación técnica con mayor importancia y peso relativo, es la fuerza o penetración de la herramienta, ya que una buena limpieza de la tubería depende fuertemente del método de lavado y su capacidad de remoción de residuos, además se relaciona ligeramente con la manipulación de las herramientas, donde se requiere un mayor apoyo para grandes fuerzas de remoción.

En segunda importancia, se ubica el esfuerzo físico del operario, relacionándose fuertemente con un fácil manejo de la tubería y herramientas de lavado, donde se busca aumentar la capacidad de carga del sistema, sin tener efectos negativos sobre el cuerpo humano, especialmente en los procesos de alimentación, descarga y rotación de la tubería durante el lavado.

En tercera importancia, se busca maximizar la recolección de residuos, el cual se afecta fuertemente por el control ambiental y medianamente por el costo, ya que las máquinas de las competencias evidencian sistemas de filtración de aguas con una inversión alta.

En cuarta importancia, se requiere minimizar la deflexión del sistema en general, el cual se relaciona con una buena limpieza, ya que puede afectar la uniformidad o consistencia del recorrido de los carros de lavado. Por otro lado, una mínima deformación de la estructura se relaciona fuertemente con materiales rígidos, los cuales deben soportar las fuerzas altas de limpieza.

En quinta importancia, los mecanismos de transmisión para el movimiento lineal de los carros de limpieza se relacionan fuertemente y medianamente con la manipulación de herramientas y el costo, respectivamente, ya que existen partes estandarizadas en el mercado, sin embargo, otros elementos se requieren fabricar según las necesidades del diseño.

Por último, las características de tamaño y piezas comerciales se ubican con menor importancia en el diseño. Las dimensiones generales de la máquina se relacionan fuertemente con el transporte, debido a que un equipo grande o pesado, requiere mayor capacidad de carga. Principalmente, se debe minimizar su longitud total con fin de reducir costos en la cantidad de viajes requeridos para su traslado.

6.3.4 MATRIZ DE CORRELACIONES

La Matriz de Correlaciones o Conflictos está compuesta por una configuración triangular en la parte superior de la casa de calidad, como se muestra en **Tabla 9**, donde se indica “cómo” las especificaciones de Ingeniería interactúan entre ellas mismas, mediante símbolos de relaciones positivas y negativas, o a través de un cuadro en blanco indicando que no hay interrelación, como se muestra a continuación:

Apoyo

- ++ Fuerte correlación positiva
- + Correlación positiva

Conflictiva

- Correlación negativa
- ▼ Fuerte correlación negativa

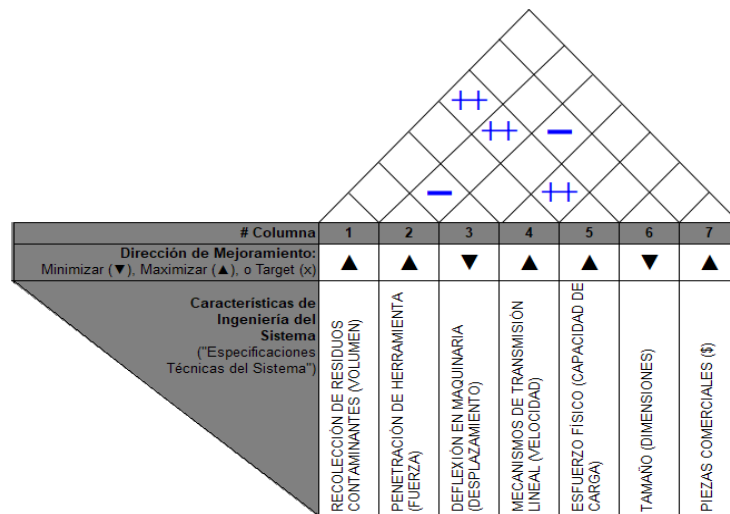


Tabla 9 Matriz de Correlaciones o Conflictos [21]

El esfuerzo físico muestra una fuerte correlación positiva con la recolección de residuos, penetración de herramienta y los mecanismos de transmisión para el movimiento del carro de limpieza, porque la energía o trabajo humano se reduce con la ayuda de estos. Por otro lado, deflexiones o deformaciones en el sistema se correlacionan negativamente con una mayor fuerza de penetración de la herramienta, especialmente en tramos de la estructura sin soporte.

6.3.5 SEGUNDA FASE QFD

En la segunda fase de la casa de calidad, se identificaron los sub-ensambles críticos de cada sub-sistema de acuerdo a los grados de importancia, como se muestra en la **Tabla 10 [Anexo A]**.

# FILA	PESO RELATIVO	IMPORTANCIA	# Columna Características de Ingeniería del Sistema ("Especificaciones Técnicas del Sistema")	# Columna																		
				(FASE 2) SUBSISTEMAS					RESIDUOS			LIMPIEZA				ESTRUCTURA			CARRO		MANEJO	
			Características de Ingeniería de los Subsistemas ("Especificaciones Técnicas de los Subsistemas")	COLECTOR CENTRIFUGO TIPO CICLÓN	CAMARAS DE CHOQUE O SEDIMENTACIÓN	SEPARADOR TRAMPA GRASA	SKIMMER TIPO BANDA	SKIMMER DE TUBO	CEPILLO ALÁMBRICO ABRASIVO	RASPADOR MECÁNICO	MOTOBOMBAS AGUA ALTA PRESIÓN	RASPA-TUBOS O "MARRANOS"	CORREDERA VIGA SUSPENDIDA	CORREDERA TIPO PÓRTICO	LANZA RÍGIDA	RETRACTABLE	CAJENA MOVIMIENTO CARRO	CREMALLERA-PIÑÓN MOVIMIENTO CARRO	CORREA MOVIMIENTO CARRO	BRAZOS DE LEVANTAMIENTO TIPO PALANCA	RODILLOS GIRATORIOS	
1	15.8	171.4	RECOLECCIÓN DE RESIDUOS CONTAMINANTES (VOLUMEN)	○	○	○	○	○														
2	30.7	332.1	PENETRACIÓN DE HERRAMIENTA (FUERZA)						○	○	○	○										
3	15.2	164.3	DEFLEXIÓN EN MAQUINARIA (DESPLAZAMIENTO)										○	○	○							
4	11.2	121.4	MECANISMOS DE TRANSMISIÓN LINEAL (VELOCIDAD)														○	○	○			
5	17.8	192.9	ESFUERZO FÍSICO (CAPACIDAD DE CARGA)	○	○	▲														○	○	
6	6.27	67.9	TAMAÑO (DIMENSIONES)	▲	○	○	○	○								○						
7	3.0	32.1	PIEZAS COMERCIALES (\$)	▲	○	○	○	▲	○	○	▲	▲					○	○	▲			
PESO / IMPORTANCIA				312.2	330.7	188.1	170.3	164.4	303.0	285.1	279.2	279.2	45.5	136.6	136.6	56.4	127.7	109.9	104.0	160.4	160.4	
PESO RELATIVO				9.4	9.9	5.6	4.7	4.9	9.1	8.5	8.4	8.4	1.4	4.1	4.1	1.7	3.8	3.3	3.1	4.8	4.8	

Tabla 10 Segunda Fase de la Casa de Calidad [21]

En el sub-sistema del control de residuos de óxido, se identificó la cámara de choque o sedimentación como crítico, debido a su fuerte relación con el tamaño y facilidad para fabricar con materiales comerciales, en comparación con el colector de polvo tipo ciclón, el cual requiere una platina rolada en posición vertical y una bomba para altas eficiencias. Las cámaras de choque sirven con la gravedad en forma de caja rectangular o platinas planas, y una pared intermedia de choque con agujeros para separar la materia particulada. Por otro lado, el colector de aceites tipo skimmer de banda se clasificó con mayor criticidad, debido a su fácil adquisición en el mercado, además, es un sistema que se podría diseñar con facilidad, en comparación con el separador tipo skimmer de tubo. De igual forma, ambos skimmers utilizan el mismo principio de romper la tensión superficial del agua para permitir que el aceite se adhiera a la correa o al tubo.

En el sub-sistema de limpieza, los cepillos abrasivos y raspadores mecánicos expandibles se clasificaron con mayor importancia o criticidad, debido a su fuerte relación con una fácil comercialización o rápida adquisición. En cuanto a limpieza, los filamentos del alambre metálico y dientes sólidos son capaces de eliminar crudo y óxido con facilidad dejando la superficie brillante, mientras el chorro por agua produce una oxidación ligera e instantánea sobre el acero cuando se seca, el cual puede transformarse en óxido pesado con el tiempo. Además, el lavado con agua requiere procesos adicionales de recolección, filtración y tratamiento. Por lo general, los raspa-tubos tipo marranos se recomiendan para inspecciones a tuberías de larga distancia, donde se presenta un flujo y presión para conducirlo, también pueden ser halados mecánicamente, sin embargo, los desechos duros pueden levantarlo y causar un desgaste rápido del dispositivo. Afuera del país, existen marranos expandibles accionados hidráulicamente de un alto costo.

En el sub-sistema del manejo de tubería, el esfuerzo físico se relacionó fuertemente con un sistema de palancas como método de elevación de la tubería a la entrada y salida de la máquina, sin ayuda de montacargas, donde la seguridad se percibe como el beneficio principal de las tecnologías automatizadas. Por otro lado, rodillos giratorios de apoyo para la tubería permiten un posicionamiento rápido y confiable para una cobertura superficial total de limpieza. Los rodillos giratorios generalmente se organizan en pares idénticos, uno de los cuales se acciona mediante un motor, mientras que el otro rodillo gira libremente.

En el sub-sistema de la estructura, la corredera tipo pórtico se identificó con mayor importancia, en comparación con la viga suspendida, debido a su fuerte relación con la resistencia a la deflexión. Estas correderas son esencialmente las mismas, excepto que el carro tipo pórtico está rígidamente apoyado sobre varias patas y rieles empotrados o colocados encima del piso, eliminando el sistema de columna. Además, las grúas pórtico son versátiles porque ofrecen un montaje y desmontaje rápido y sencillo con alturas ajustables. Por otro lado, se busca implementar un sistema de correderas retractables para reducir las dimensiones de la máquina, así facilitando su transporte.

El componente con mayor criticidad es el motor hidráulico del sub-sistema de la rotación de tubería, ya que el rodillo giratorio de apoyo debe acoplarse a una fuente motriz de alto torque y baja velocidad, capaz de vencer las fuerzas externas del cepillado y el momento de inercia rotacional debido al peso de la tubería. Un motor hidráulico tiene la ventaja de resistir ambientes húmedos y soportar grandes cargas intermitentes, sin causar daños permanentes, en comparación con un motor eléctrico. En segundo lugar, se debe calcular un diámetro seguro del eje de los rodillos, teniendo en cuenta un material resistente de la fácil adquisición, con fin de reducirlo tanto en longitud como en diámetro. Según *R&R Manufacturing*, el funcionamiento ideal se fundamenta en la rotación de la tubería sobre su propio eje, sin traslación lineal, mientras la herramienta de limpieza se desplaza transversalmente. Por último, el rodillo giratorio de apoyo debe tener una superficie con un alto coeficiente de fricción para evitar el deslizamiento excesivo entre superficies.

El segundo componente con mayor criticidad es el motor hidráulico del cepillo y carro de limpieza externa. En las operaciones normales de cepillado, se requieren altas revoluciones con considerable fuerza y torque, por eso es importante que la carcasa de soporte sea suficientemente rígida, ya sea atornillada o soldada permanentemente, para la sujeción del motor y chumaceras. Varios cepillos circulares se podrían ensamblar sucesivamente sobre un eje alargado, ofreciendo una cara ancha con mayor área de contacto, en comparación con un solo disco delgado. En próxima importancia, se identificaron ruedas ranuradas para el movimiento lineal del carro, diseñadas para auto-guiarse en pista del riel sobre la misma estructura metálica de la máquina, ofreciendo una baja fricción de rodamiento, alta capacidad de carga y una durabilidad excepcional. Por otro lado, la fuerza de tensión de la cadena para el carro a baja velocidad depende del coeficiente de fricción, es decir, si el coeficiente de fricción es alto, entonces la tensión aumenta, resultando en una cadena y potencia del motor más grande.

En próxima importancia, se encuentra una lanza giratoria cubierta por una camisa rígida para mejor estabilización durante la limpieza interna, seguido por un sistema de centralizadores. Para tubería con variación de diámetros internos, se puede utilizar una cabeza con dientes expandibles, como se muestra en la **Figura 7**, así reduciendo el tiempo muerto en el cambio de herramienta. Por otro lado, se requiere una junta universal tipo cardan para transmitir el torque del movimiento rotacional entre motor y lanza, el cual protege contra desalineaciones y golpes.



Figura 7 Cabeza Expandible para Lavado Interno de Tubería [22]

En el sub-sistema de control de residuos, la cámara de recolección se ubicó con mayor criticidad, el cual consiste en una bandeja a la salida del cepillado, donde se atrapan y almacenan los depósitos de crudo o corrosión, y luego se desocupa como a una barredora vial. En próxima criticidad, se identificó el separador de aceites con banda o correa, donde se adhiere el crudo y se raspa a través de las escobillas. Además, este sistema incluye un rodillo inferior para tensionar la correa, un rodillo superior con sus chumaceras y un motor de baja potencia como se muestra en la **Figura 8**.

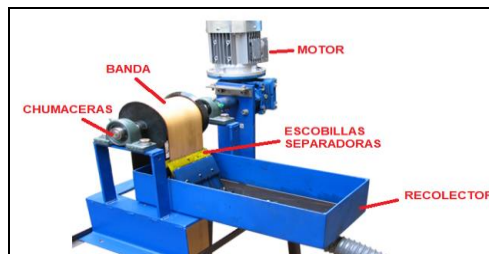


Figura 8 Separador de Aceite tipo Banda [23]

La estructura base tiene tres componentes con similar importancia, los cuales se identifican como la corredera fija principal para el carro de limpieza externa, la corredera retractable para la lanza y su riel guía de soporte. Estos rieles lineales tienen un mecanismo deslizante, donde permanece compacto para remolque en carretera, pero se expande en su sitio de trabajo, así ofreciendo un transporte seguro y permitido.

En el sub-sistema de cargue y descargue de la tubería, se identificaron cuatro componentes críticos de igual valor, las cuales utilizan brazos de palanca accionados hidráulicamente a la entrada y salida de la máquina. En el peor caso durante el proceso de alimentación, la tubería se puede encontrar sobre el piso, por lo tanto, se requiere un recorrido grande del cilindro hidráulico capaz de elevar la tubería hasta la estructura de la máquina, como los equipos portátiles de aserraderos de troncos de madera. En la última función, se identificaron cilindros de menor recorrido de carrera para la expulsión de la tubería limpia, como se muestra en la **Figura 9**.

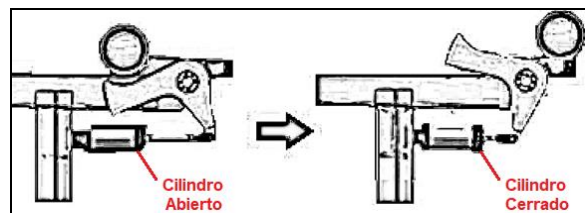


Figura 9 Concepto del Sistema de Descargue de Tubería

6.4 GENERACIÓN Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Las alternativas de diseño se desarrollan durante la generación de conceptos, desde su principio donde se ingenia una breve representación de la forma dimensional, su funcionamiento y/o sus tecnologías. En esta etapa, se busca información técnica y geométrica para representar el producto mediante un bosquejo o dibujo tridimensional, acompañado por una descripción textual.

6.4.1 RODILLOS DE APOYO

6.4.1.1 ALTERNATIVA #1

Los rodillos recubiertos en poliuretano ofrecen una alta resistencia mecánica al impacto y una buena resistencia al aceite y agua. Las dos platinas laterales de apoyo tienen una ranura a 45 grados para una fácil instalación de los ejes empotrados en el rodillo. Los tornillos de sujeción de las chumaceras de pared tipo bloque se enroscan a las platinas, sin necesidad de tuercas, como se muestra en la **Figura 10**.

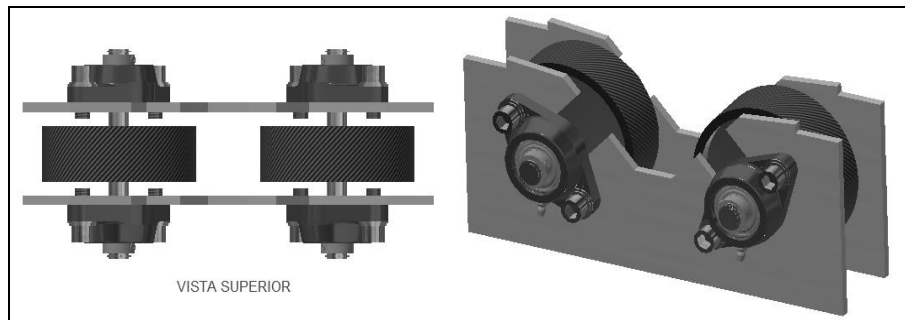


Figura 10 Sistema de Rotación de Tubería con Chumaceras de Pared

6.4.1.2 ALTERNATIVA #2

Los rodillos sólidos de acero ofrecen una excelente resistencia a la abrasión, impacto e intemperie. Un eje empotrado al rodillo está apoyado por chumaceras de bloque tipo Plummer, los cuales descansan sobre perfiles cuadrados para su fácil instalación de los tornillos, como se muestra en la **Figura 11**.

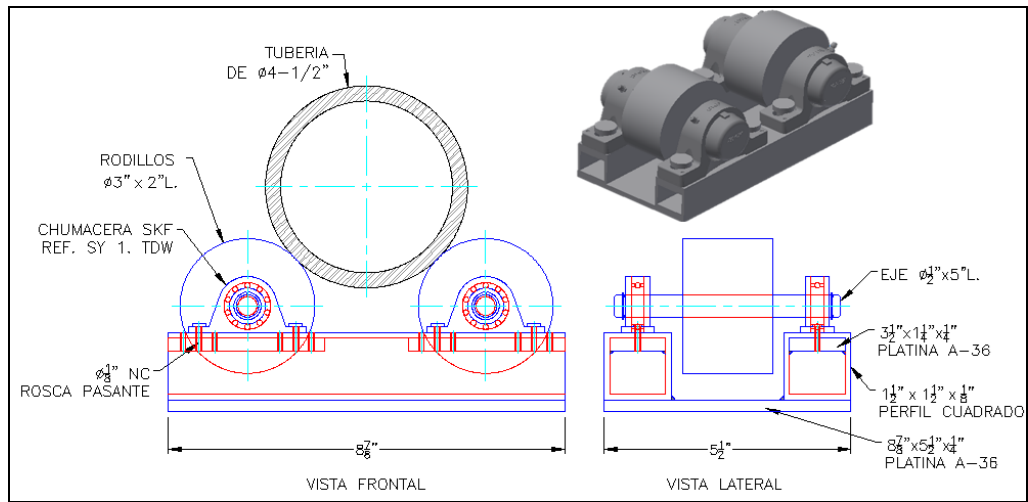


Figura 11 Sistema de Rotación de Tubería con Chumaceras de Bloque Plummer

6.4.1.3 ALTERNATIVA #3

Los rodillos solidos son mecanizados internamente para la instalación de rodamientos incorporados, ubicados entre bujes y platinas soldadas en U, como se muestra en la **Figura 12**. El rodillo, recubierto en caucho nitrilo, brinda una excelente resistencia a la abrasión e impacto.

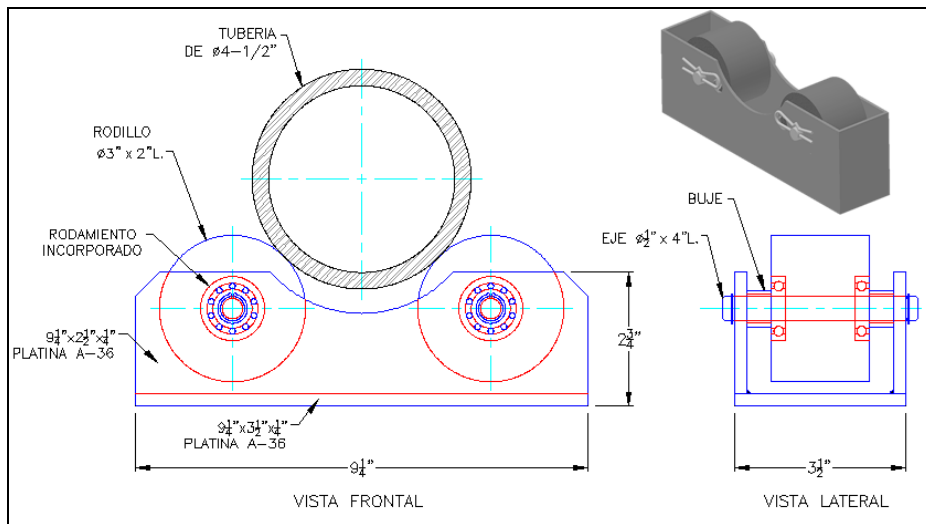


Figura 12 Sistema de Rotación de Tubería con Rodamientos Incorporados

6.4.2 LAVADO EXTERNO

6.4.2.1 ALTERNATIVA #1

La pulidora con un cepillo circular es sostenida por un resorte y bujes sobre ejes verticales, mientras un pistón acciona su movimiento hacia abajo durante la limpieza, como se muestra en la **Figura 13**. Los apoyos descansan sobre platinas soldadas en forma de U, la cual se desplaza con rodamientos sobre una viga corredera IPE, mientras bujes en la parte inferior abrazan el ala superior de la viga para evitar su levantamiento.

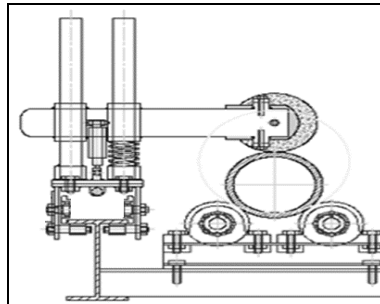


Figura 13 Carro Monorriel de Lavado Externo con Pulidora y Ejes Verticales

6.4.2.2 ALTERNATIVA #2

Un carro tipo pórtico se diseñó con perfiles cuadrados y se ajusta sobre la base corredera mediante ruedas en la parte superior e inferior del ala, así evitando su levantamiento, como se muestra en la **Figura 14**. El conjunto de la carcasa con cepillo sostiene elevado mediante un pistón con retorno por muelle, mientras rodamientos laterales lo desplazan. Por otro lado, el cepillo de cara ancha se apoya por chumaceras de pared tipo brida.

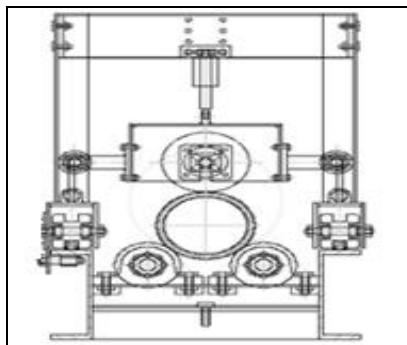


Figura 14 Carro Pórtico de Lavado Externo con Cepillo de Cara Ancha

6.4.2.3 ALTERNATIVA #3

Una pulidora con cepillo circular es apoyada por una chumacera de bloque atornillada a una estructura desplazable, como se muestra en la **Figura 15**. Las ruedas del carro son ranuradas en V para evitar su desalineación sobre rieles en ángulos de perfil, mientras un pistón de retorno por muelle acciona el movimiento tipo palanca del cepillado.

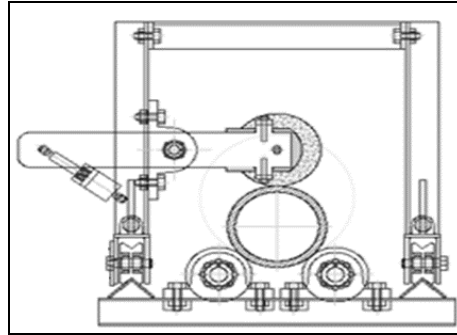


Figura 15 Carro Pórtico de Lavado Externo con Pulidora tipo Palanca

6.4.3 LAVADO INTERNO

6.4.3.1 ALTERNATIVA #1

Una viga HEA soporta la corredera tipo monorraiel para el carro con ruedas ranuradas y bujes rodantes en la parte inferior para evitar su levantamiento, como se muestra en la **Figura 16**. El motor de la lanza descansa sobre una platina con altura regulable por medio de perfiles cuadrados. En el extremo de la cabeza, tendrá un anillo fijo para mantener centralizada la lanza.

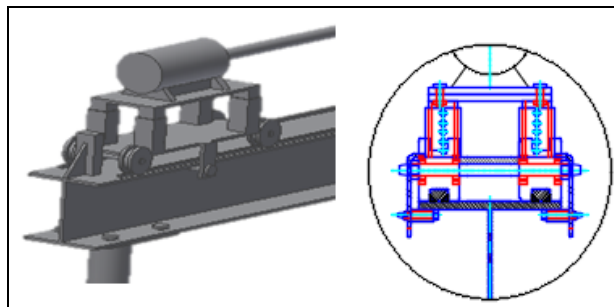


Figura 16 Carro Monorraiel de Lavado Interno con Soporte de Viga HEA

6.4.3.2 ALTERNATIVA #2

El carro con ruedas solidas se desplazan dentro de rieles de canal en U en lados opuestos, los cuales se soportan sobre patas en tubo redondo, como se muestra en la **Figura 17**. Una platina acuta como plataforma del motor, siendo ajustable a la altura desable por medio de pasadores y perfiles cuadrados.

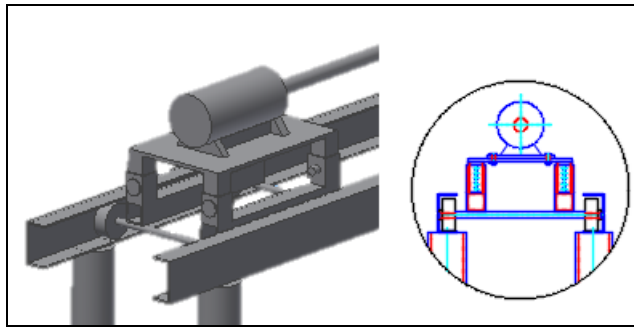


Figura 17 Carro de Lavado Interno con Rieles de Soporte en U

6.4.3.3 ALTERNATIVA #3

La corredera tipo sliders utiliza un carro con rodillos horizontales y rodamientos de bolas de doble fila para resistir cargas multidireccionales, como se muestra en la **Figura 18**, mientras la altura se regula por medio un tornillo de potencia en la parte inferior. El motor se acople mediante una junta universal tipo cardan para soportar grandes desalineaciones y golpes. Por otro lado, la lanza sera apoyada por varios soportes centralizadores, los cuales se desplazan con el carro y se retroceden mediante cadenas.

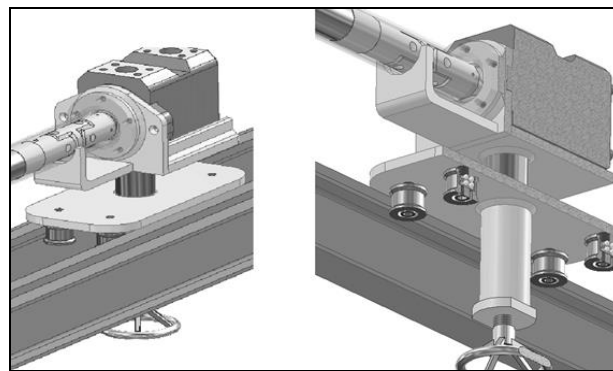


Figura 18 Carro de Lavado Interno con Corredera tipo Sliders

6.4.4 CONTROL DE RESIDUOS

6.4.4.1 ALTERNATIVA #1

Platinas en forma de tobera se unen a una caja con dos laterales abiertos, como se muestra en la **Figura 19**, por donde pasa el aire contaminado, pero las partículas pesadas pierden velocidad y caen por gravedad a un colector. En casos especiales, se instala una platina de choque con agujeros para extraer el tamaño deseado de partícula.

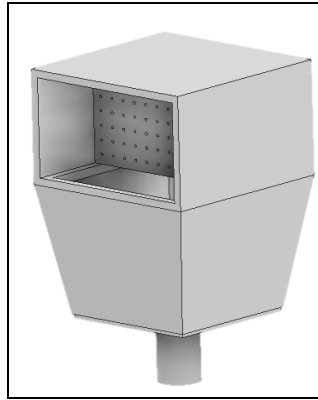


Figura 19 Cámara de Choque de Residuos

6.4.4.2 ALTERNATIVA #2

Un colector tipo bandeja se ubica a la salida del cepillo, como se muestra en la

, donde recoge las partículas abrasivas, ya sean secas o húmedas, para luego desocuparlas por medio de un cilindro a un tanque reciclador, similar a las barredoras viales. El sistema consiste en platinas soldadas para formar una caja rectangular, unidas a un par de orejas utilizadas como puntos giratorios de apoyo para desocupar la bandeja.

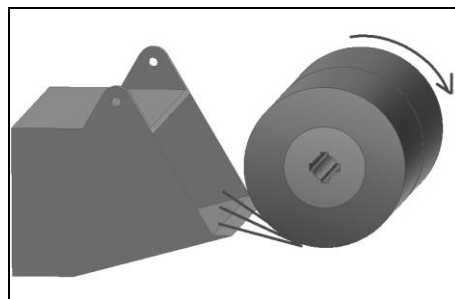


Figura 20 Bandeja de Recolección de Residuos

6.4.4.3 ALTERNATIVA #3

Un separador tipo ciclón utiliza una bomba de succión para ingresar el aire contaminado, el cual choca tangencialmente en el interior. Este sistema requiere un rolado de platinas en forma de cilindro, el cual se une a una tobera en la parte inferior, como se muestra en la **Figura 21**. Por otra parte, los ciclones de menor tamaño son más eficientes, sin embargo, ofrecen una mayor caída de presión.

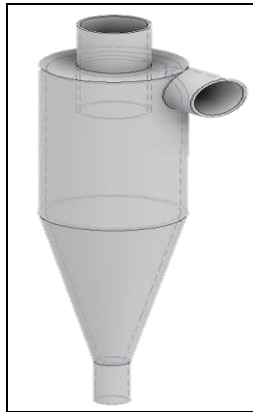


Figura 21 Separador Centrifugo de Residuos

6.4.5 ESTRUCTURA BASE

6.4.5.1 ALTERNATIVA #1

La base consiste en una viga tipo HEA, con piernas removibles de tubo redondo soldadas en forma de triángulo para mayor estabilidad, como se muestra en la **Figura 22**. En la parte superior de la viga, se perforan agujeros para graduar la ubicación de los rodillos.



Figura 22 Base de Apoyo para Tubería con Viga Central

6.4.5.2 ALTERNATIVA #2

La estructura utiliza dos vigas laterales tipo IPE como base y corredera, las cuales se unen a patas de tubo redondo y se refuerzan con cartelas o pie de amigos, como se muestra en la **Figura 23**. El sistema de rodillos de la tubería descansa sobre la estructura. Por otro lado, el espacio entre alas de la viga sirve como corredera para la lanza retractable.



Figura 23 Base de Apoyo para Tubería con Vigas Laterales

6.4.5.3 ALTERNATIVA #3

La estructura transportable sobre ruedas contiene vigas HEA en la parte superior para la corredera del cepillado externo, como muestra la **Figura 24**, y perfiles rectangulares en la parte inferior para la corredera de la lanza retractable. Los sistemas de rodillos para la tubería se sueldan en la parte interior de la base, así ofreciendo mayor rigidez en la estructura principal. Además, se implementaron patas retractables para un rápido ensamble y fácil transporte.

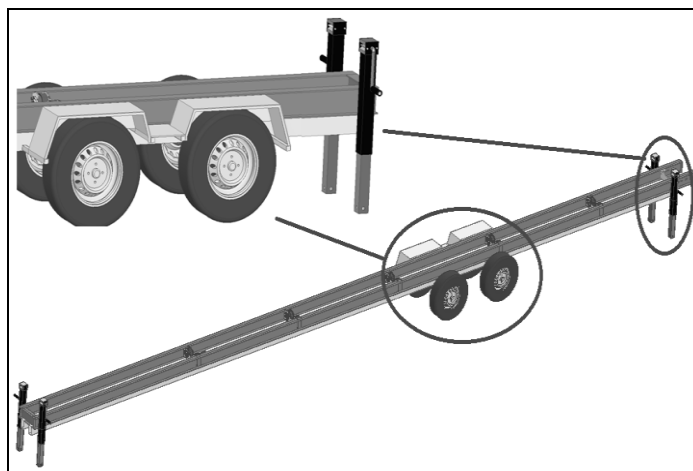


Figura 24 Base de Apoyo Sobre Ruedas

6.4.6 MANEJO DE TUBERÍA

6.4.6.1 ALTERNATIVA #1

Dos brazos en platina de acero giran alrededor de dos puntos o bujes de apoyo con movimiento de tijera, accionados por un pistón en la parte inferior. El mismo sistema sirve para alimentar y descargar la tubería desde y hacia un rack, respectivamente. Su función se basa en trancar la tubería sucia a la izquierda, mientras realiza la limpieza, como se muestra en la **Figura 25**.

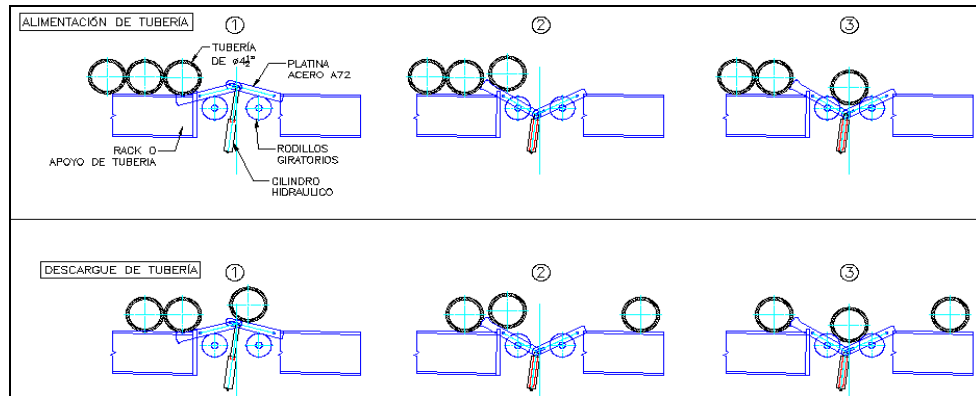


Figura 25 Sistema de Manejo de Tubería con Dos Palancas en Tijera

6.4.6.2 ALTERNATIVA #2

Un brazo en platina de acero realiza un movimiento tipo palanca con un solo punto de apoyo por medio de un pistón al lado opuesto, el cual debe levantar dos tramos de tubería a la vez, como se muestra en la **Figura 26**, mientras carga y descarga la tubería a la vez.

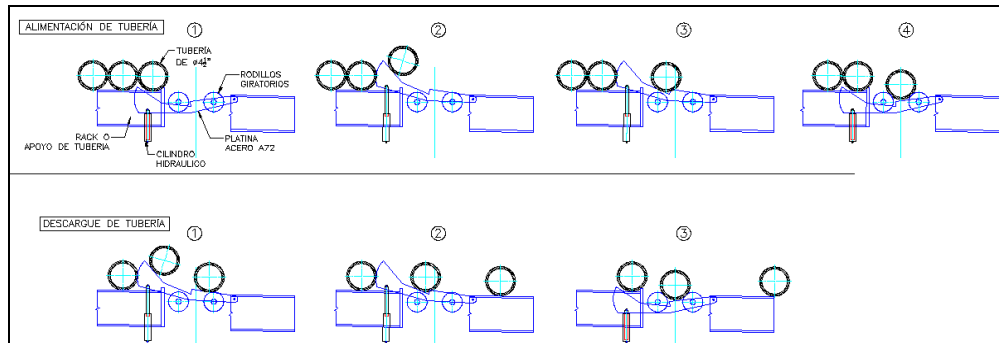


Figura 26 Sistema de Manejo de Tubería con Un Brazo en Palanca

6.4.6.3 ALTERNATIVA #3

Los brazos de cargue en tubo cuadrado se accionan por medio de pistones apoyados sobre el piso, como se muestra en la **Figura 27**. los cuales palanquean la tubería desde el piso hacia los rodillos de apoyo sobre la máquina. Para el descargue, se instaló una platina en la parte interna de la estructura, accionada por un pistón de corto recorrido con rieles escalonados a la salida de la máquina, como se muestra en la **Figura 28**. Los sistemas tienen la posibilidad de guardarse para facilitar el transporte vial.

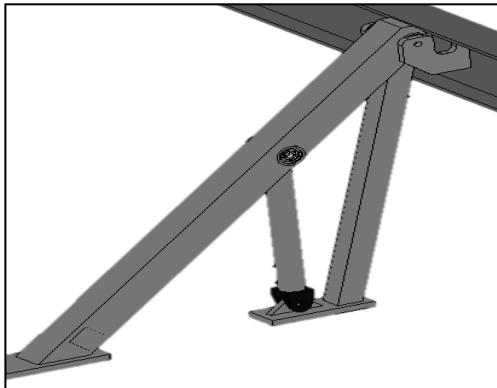


Figura 27 Sistema de Cargue de Tubería con Brazo Largo Tubo Cuadrado

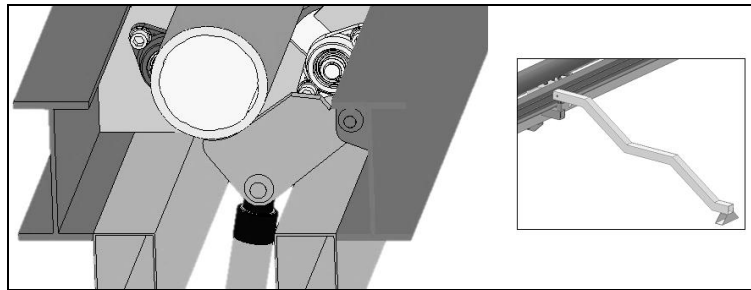


Figura 28 Sistema de Descargue de Tubería con Platina y Brazos de Salida

6.5 SELECCIÓN ALTERNATIVAS

La implementación de la matriz de decisiones PUGH permite desarrollar una comparación entre las alternativas de diseño y un conjunto de criterios, en base de un diseño de referencia, para determinar cuál de varias posibles soluciones debe seleccionarse. Las propuestas o alternativas de diseño se listan en la parte superior del diagrama y se realiza la ponderación en la parte central derecha, como se muestra en la **Tabla 12**.

	Peso	Referencia	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
CRITERIOS	IMPORTANCIA	BENCHMARK	VALORES PONDERADOS (CUANTIFICABLES)		
		TOTALES			

Tabla 12 Estructura de un Diagrama o Matriz PUGH [24]

Un peso de importancia se asigna para cada criterio y se multiplica por cada valor ponderado, para luego sumarlos y hallar el valor máximo, con fin de identificar los mejores elementos de cada alternativa y crear una solución híbrida óptima. Los valores ponderados se cuantifican entre grados -1, 0 y +1, como se muestra a continuación [25]:

+1 = alternativa cumple mejor el criterio que la referencia

-1 = competencia cumple mejor el criterio que la propuesta

0 = ambas alternativa y competencia cumplen igualmente el criterio

En casos especiales, cuando dos alternativas obtienen el mismo valor total, se pueden combinar los dos diseños para crear una nueva alternativa mejorada, donde se buscan convertir los valores negativos en positivos.

6.5.1 RODILLOS DE APOYO

Según la **Tabla 13**, todas las propuestas, incluyendo la referencia, ofrecen un bajo coeficiente de fricción debido a la implementación de rodamientos para su rotación. Por otro lado, solamente alternativa #3 compite con un buen agarre superficial debido a su recubrimiento de caucho, mientras los otros utilizan poliuretano y acero. En cuanto a la resistencia al impacto, todos los rodillos cumplen satisfactoriamente, sin embargo, el poliuretano de la alternativa #1 brinda una alta resistencia a la intemperie, en comparación con la oxidación del acero y la cristalización del caucho. Por otro lado, los rodillos apoyados por chumaceras de pared tipo brida y rodamientos incorporados de las alternativas #1 y #3, respectivamente, logran reducir su tamaño, en comparación con los demás. En conclusión, la alternativa #1 obtiene el mejor puntaje como propuesta final.

MATRIZ PUGH - SISTEMA DE ROTACIÓN DE TUBERÍA					
CRITERIOS	Peso (Importancia)	Competencia (Hub City Iron Works)	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
					
Bajo Coef. de Fricción (Rotacional)	5	BENCHMARK	0	0	0
Buena Superficie de Agarre	3		-1	-1	0
Resistente al Impacto	4		0	1	0
Resistente a la Intemperie	5		1	-1	0
Tamaño	1		1	0	1
Cantidad de Partes	2		0	0	0
Total			3	-4	1

Tabla 13 Matriz PUGH para Sistema de Rotación de Tubería

6.5.2 LAVADO EXTERNO

En la **Tabla 14**, se evidencia que el cepillo de cara ancha en la alternativa #2 logro cumplir el criterio de un área de contacto, ya que ofrece un eje alargado para la instalación de varios cepillos sucesivos, en comparación con la pulidora estandarizada. Por otro lado, solamente los carros con rodillos ranurados de las alternativas #2 y #3 ofrecen cero desalineaciones durante su recorrido sobre el riel. Ademas, se puede decir que todas las propuestas son capaces de remover crudo y corrosión con la ayuda del cepillo de alambre metálico. Por otra parte, los carros pórticos de las alternativas #2 y #3 requieren mayor tiempo de ensamble debido a su grande estructura, sin embargo, la carcasa con el eje alargado de la alternativa #2 requiere un mayor número de partes según su configuración. En conclusión, la alternativa #2 obtiene el mejor puntaje como propuesta final.

MATRIZ PUGH - SISTEMA DE LAVADO EXTERNO						
		Peso (Importancia)	Competencia (Hub City Iron Works)	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
CRITERIOS	Área de Contacto	4	BENCHMARK			
	Desalineación	5		-1	0	-1
	Remoción de Crudo	5		0	1	1
	Remoción de Corrosión	5		0	0	0
	Fácil Ensamble	3		0	0	0
	Fácil Ensamble	3		1	0	0
	Cantidad Partes	3		1	0	1
		Total	2	5	4	

Tabla 14 Matriz PUGH para Carro Lavado Externo

6.5.3 LAVADO INTERNO

La **Tabla 15** demuestra los carros con ruedas ranuradas de las alternativas #1 y #3 ofrecen mejor resistencia a la desalineación, en comparación con los demás. Por otro lado, alternativa #3 es la única propuesta con un sistema de apoyo y centralizadores retractables, brindando mayor rigidez de la lanza. Se puede decir que todas las alternativas tienen la capacidad de remover crudo y corrosión con facilidad por medio de cepillos o raspadores mecánicos, los cuales se expanden dependiendo de la velocidad de giro para diferentes diámetros. Por otra parte, todas las propuestas tienen sistemas regulables de altura, por lo tanto, requieren mayor número de partes con una dificultad más alta en ensamble en frente a la competencia. En conclusión, la alternativa #3 obtiene el mejor puntaje como propuesta final.

MATRIZ PUGH - SISTEMA DE LAVADO INTERNO						
		Peso (Importancia)	Competencia (Hub City Iron Works)	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
CRITERIOS	Desalineación (Carro)	5	BENCHMARK			
	Buena Rigidez (Lanza)	5		1	0	1
	Remoción de Crudo	5		-1	-1	0
	Remoción de Corrosión	5		0	0	0
	Altura Regulable (Lanza)	4		0	0	0
	Fácil Ensamble	3		1	1	1
	Cantidad Partes	2		-1	-1	-1
		Total	-1	-6	4	

Tabla 15 Matriz PUGH para Carro Lavado Interno

6.5.4 RECOLECCIÓN DE RESIDUOS

Según la **Tabla 16**, la cámara de sedimentación y el colector tipo ciclón de las alternativas #1 y #3, respectivamente, son capaces de separar polvo efectivamente, pero fallan en recolectar crudo. Debido al tamaño pequeño de la bandeja en la alternativa #2, el mantenimiento es menor, ya que se puede ingresar con facilidad al fondo del colector. Por otro lado, se requiere una bomba de succión en las alternativas #3. El criterio de una fácil fabricación se cumple únicamente para las alternativas #1 y #2, donde se utilizan platinas planas para su construcción, mientras el ciclón requiere partes roladas en forma cilíndrica. Por último, todas las alternativas implementan menor cantidad de partes en comparación con la competencia. En conclusión, la alternativa #2 obtiene el mejor puntaje como propuesta final.





MATRIZ PUGH - SISTEMA DE RECOLECCIÓN DE RESIDUOS					
		Competencia (Hub City Iron Works)	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
	Peso (Importancia)				
CRITERIOS	Recolección de Crudo	BENCHMARK	-1	0	-1
	Recolección de Corrosión		1	0	1
	Fácil Mantenimiento		0	1	-1
	Tamaño		0	1	0
	Fácil Fabricación		1	1	-1
	Cantidad Partes		1	1	1
Total		5	12	-4	

Tabla 16 Matriz PUGH para Recolector de Residuos

6.5.5 ESTRUCTURA BASE

En la **Tabla 17**, se evidenció la estructura de la alternativa #3 con mayor rigidez frente a los demás, debido a su sistema de remolque de ejes y la adición del perfil cuadrado en la parte inferior para el sistema expandible del lavado interno. En el segundo criterio, la alternativa #4 ofrece una altura graduable de los soportes, en caso de presentarse un terreno desnivelado, además, esta misma ofrece un fácil transporte debido a su sistema sobre ruedas, así evitando la necesidad de alquilar transportadoras terciarias. En cuanto al montaje, las patas o soportes retractables de la alternativa #3 facilitan una instalación rápida y eficiente, mientras las alternativas #1 y #2 implementan una estructura totalmente rígida con conjunto de piernas soldadas. Por último, el sistema retractable con ruedas terminó siendo la estructura con mayor número de partes. En conclusión, la alternativa #3 obtiene el mejor puntaje como propuesta final.





MATRIZ PUGH - BASE ESTRUCTURA					
CRITERIOS	Peso (Importancia)	Competencia (Hub City Iron Works)	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
					
Buena Rigidez	5	BENCHMARK	-1	0	1
Soportes Regulables	4		-1	-1	0
Fácil de Transportar	3		0	0	1
Fácil Instalación	2		0	0	1
Fácil Fabricación	3		0	0	1
Cantidad de Partes	2		0	0	-1
Total			-9	-4	11

Tabla 17 Matriz PUGH para la Estructura Base

6.5.6 MANEJO DE TUBERÍA

Según la **Tabla 18**, se puede concluir que la palanca de la alternativa #3 ofrece mayor rigidez debido a su tubo cuadrado de cargue y brazo de descargue con mayor sección transversal, sin embargo, la capacidad de carga de los otros sistemas es mayor debido a que están diseñados para levantar dos tubos a la vez, mientras alternativa #3 tiene sistemas de manejo de tubería independientes. En cuanto a una fácil fabricación, las alternativas #1 y #3 se dificultan debido a su complejo ensamble de mayor cantidad de partes. En conclusión, la alternativa #3 obtiene el mejor puntaje como propuesta final.



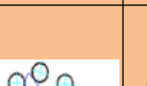

MATRIZ PUGH - SISTEMA DE DESCARGUE					
CRITERIOS	Peso (Importancia)	Competencia (Hub City Iron Works)	Alternativa #1	Alternativa #2	Alternativa #3
					
Buena Rigidez (Palanca)	5	BENCHMARK	-1	-1	1
Capacidad de Carga	5		1	1	0
Fácil Fabricación	3		-1	0	-1
Fácil Ensamble	2		-1	1	-1
Cantidad de Partes	2		-1	0	-1
Total			-7	0	1

Tabla 18 Matriz PUGH para el Sistema de Manejo de Tubería

7 ETAPA DE DISEÑO DETALLADO

7.1 ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES

El diseño se realizó con énfasis al *DFMA* “*Design for Manufacture and Assembly*” o también conocido como el Diseño para la Fabricación y Montaje, el cual ayuda a disminuir el costo, tiempo y esfuerzo de ensamble, mientras aumenta su confiabilidad y reduce su tiempo de comercialización.

7.1.1 CARGUE DE TUBERÍA

El primer sistema del diseño consiste en el cargue de la tubería, donde la tubería se levanta desde el piso hasta la base superior o corredera de la máquina por medio de una palanca, como se muestra en la **Figura 29**.

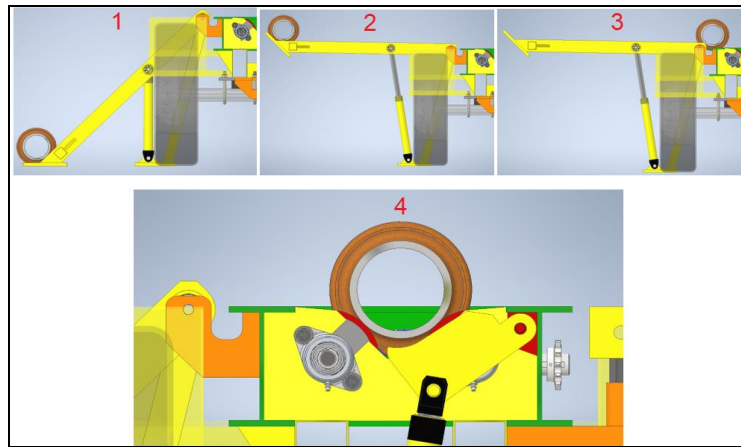


Figura 29 Simulación Alimentación o Cargue de Tubería

7.1.1.1 PESO TUBERÍA

La tubería de diámetro 4-1/2” para Rango 2 tiene una longitud de 30 pies y peso aproximado de 20,46 libras por pie, sin embargo, en el peor caso se tomará como referencia el peso de la tubería de 9-5/8” como se muestra en la **Tabla 19**.

DATOS INICIALES - TUBERÍA				
VARIABLE	VALOR	UNIDADES	VALOR	CONVERSIÓN
Longitud (API Rango 2)	30	Ft	9,144	m
Peso / Distancia (Drill Pipe 4-1/2")	20,460	Lb/Ft	30,448	Kg/m
Peso / Distancia (Peor Caso Casing 9-5/8")	71,800	Lb/Ft	106,850	Kg/m
Peso Tubería TOTAL (Peor Caso)	2154	Lb	977,039	Kg

Tabla 19 Peso Total de la Tubería

7.1.1.2 FUERZA CILINDRO

La fuerza requerida del cilindro para cargar la tubería se calcula mediante la **Ecuación 1** con la sumatoria de momentos alrededor del punto A, como se muestra en la **Figura 30**.

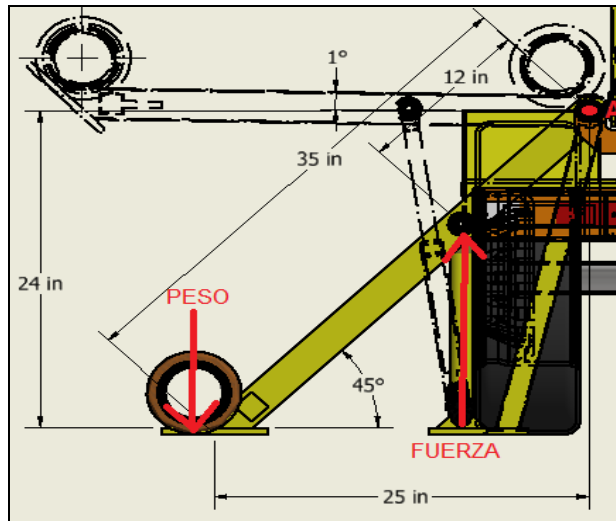


Figura 30 D.C.L. Sistema de Alimentación o Carga de Tubería

$$\begin{aligned} \sum M_A &= (-F \cos 45^\circ * 12 \text{ in}) + (P \cos 45^\circ * 35 \text{ in}) = 0 \\ \text{Fuerza} &= \frac{P \cos 45^\circ * 35 \text{ in}}{12 \text{ in} * \cos 45^\circ} = 6283 \text{ lbF} = 2850 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Ecuación 1 Sumatoria de Momentos para Sistema de Carga [26]

7.1.1.3 PRESIÓN CILINDRO

La potencia hidráulica requerida para la fuerza de carga de la tubería se calcula mediante la **Ecuación 2**, donde las especificaciones del cilindro se muestran en la **Tabla 20**.

$$\begin{aligned} \text{Presion} &= \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area Cil.}} \\ \text{Presion} &= \frac{6283 \text{ lbF}}{0,99 \text{ in}^2} = 6346 \text{ PSI} \end{aligned}$$

Ecuación 2 Presión Hidráulica requerida para Sistema de Carga [26]

ESPECIFICACIONES - Cilindro Enerpac RC59 (Capacidad 4,9 Ton)				
VARIABLE	VALOR	UNIDADES	VALOR	CONVERSIÓN
Recorrido Cil. (Estandarizado)	9,130	in	23,190	cm
	0,761	Ft	-	-
Área Efectiva Cilindro (Estandarizado)	0,990	in ²	6,387	cm ²
Diámetro Cil. (Estandarizado)	1,123	in	2,852	cm

Tabla 20 Especificaciones del Cilindro para Sistema de Cargue

7.1.1.4 POTENCIA HIDRÁULICA

La potencia hidráulica requerida para el sistema de cargue se halla con la **Ecuación 3**, donde el delta tiempo de su recorrido es de 5 segundos:

$$Horsepower = \frac{Fuerza * Recorrido Cil.}{\Delta tiempo * 33000}$$

$$Horsepower = \frac{6283 \text{ lbF} * 0,761 \text{ ft}}{0,083 \text{ min} * 33000}$$

$$Horsepower = 1,74 \text{ HP} = 1,296 \text{ kW}$$

Ecuación 3 Potencia Hidráulica para Sistema de Cargue [26]

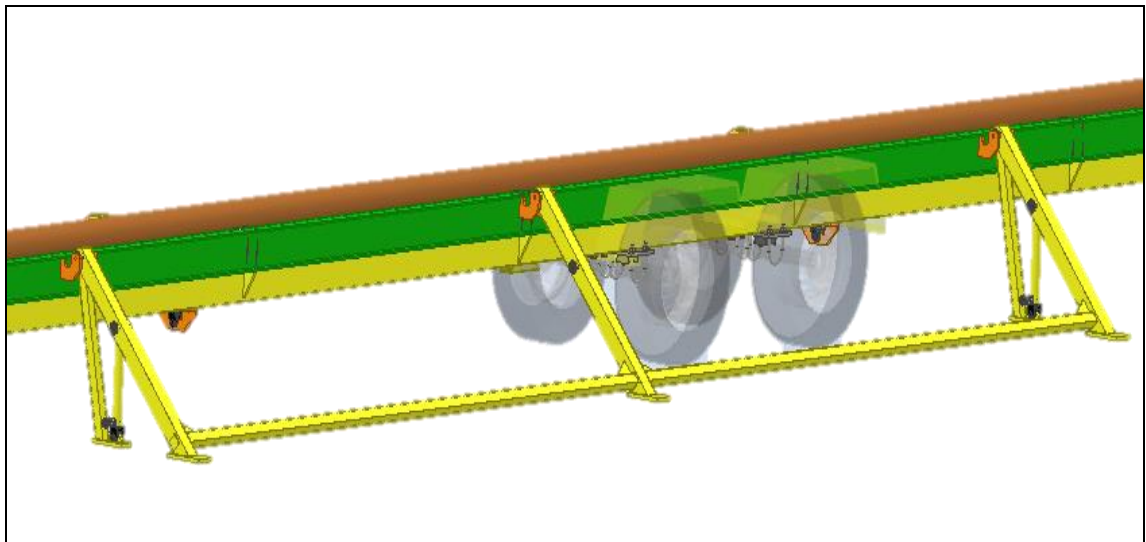


Figura 31 Isométrico Sistema de Alimentación o Cargue de Tubería

7.1.2 DESCARGUE DE TUBERÍA

El sistema de descargue de tubería consiste un brazo pequeño, ubicado internamente en la máquina, el cual realiza un movimiento tipo palanca por medio de un cilindro hidráulico. Este se encarga de levantar y retirar la tubería desde los rodillos de apoyo hasta los brazos escalonados a la salida de la máquina, como se muestra en la **Figura 32**.

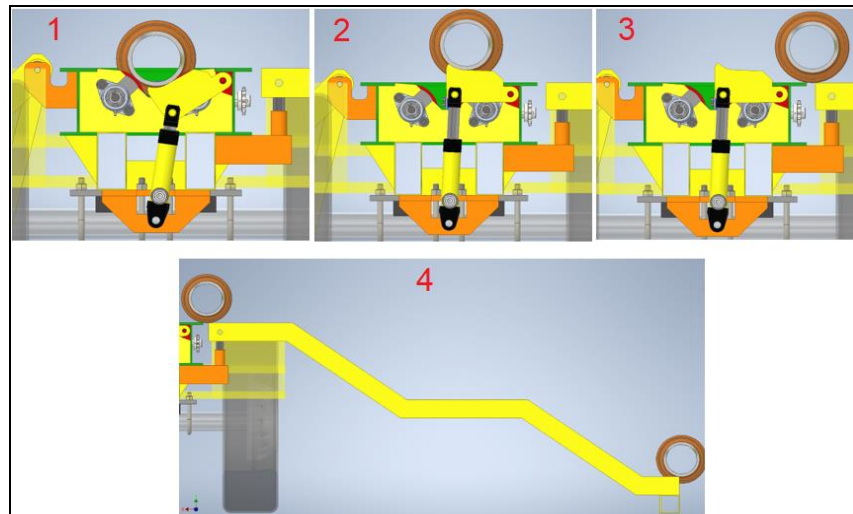


Figura 32 Simulación Sistema de Descargue de Tubería

7.1.2.1 FUERZA CILINDRO

La fuerza requerida del cilindro para descargar la tubería se calcula mediante la **Ecuación 4** con la sumatoria de momentos alrededor del punto A, como se muestra en la siguiente **Figura 33**.

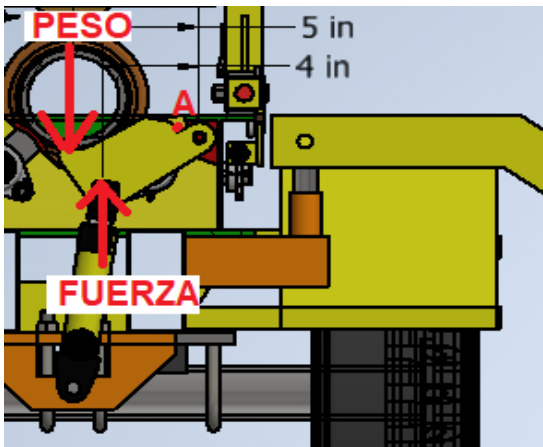


Figura 33 D.C.L. Sistema de Descargue de Tubería

$$MA = (-F * 4 \text{ in}) + (P * 5 \text{ in}) = 0$$

$$Fuerza = \frac{2164 \text{ lb} * 5 \text{ in}}{4 \text{ in}} = 2693 \text{ lbF} = 1221 \text{ Kg}$$

Ecuación 4 Sumatoria de Momentos para Sistema de Descargue [26]

7.1.2.2 PRESIÓN CILINDRO

La potencia hidráulica requerida para la fuerza de descargue de la tubería se calcula mediante la **Ecuación 5**, donde las especificaciones del cilindro se muestran en la **Tabla 21**:

$$Presion = \frac{Fuerza}{Area \text{ Cil.}}$$

$$Presion = \frac{2693 \text{ lbF}}{0,99 \text{ in}^2} = 2720 \text{ PSI}$$

Ecuación 5 Presión Hidráulica requerida para Sistema de Descargue [26]

ESPECIFICACIONES - Cilindro Enerpac RC53 (Capacidad 4,9 Ton)				
VARIABLE	VALOR	UNIDADES	VALOR	CONVERSIÓN
Recorrido Cil. (Estandarizado)	3,110	in	7,899	cm
	0,259	Ft	-	-
Área Efectiva Cilindro	0,990	in ²	6,387	cm ²
Diámetro Cil.	1,123	in	2,852	cm

Tabla 21 Especificaciones del Cilindro para Sistema de Descargue

7.1.2.3 POTENCIA HIDRÁULICA

La potencia hidráulica requerida para el sistema de cargue se halla con la **Ecuación 6**, donde el delta tiempo de su recorrido es de 3 segundos:

$$Horsepower = \frac{Fuerza * Recorrido \text{ Cil.}}{\Delta tiempo * 33000}$$

$$Horsepower = \frac{2693 \text{ lbF} * 0,259 \text{ ft}}{0,050 \text{ min} * 33000}$$

$$Horsepower = 0,42 \text{ HP} = 0,315 \text{ kW}$$

Ecuación 6 Potencia Hidráulica para Sistema de Cargue [26]

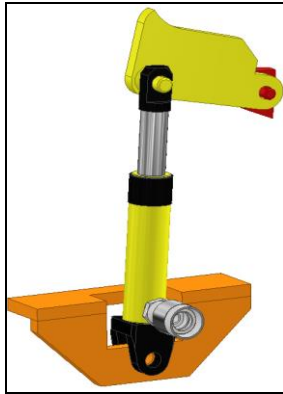


Figura 34 Isométrico Palanca de Descargue para Tubería

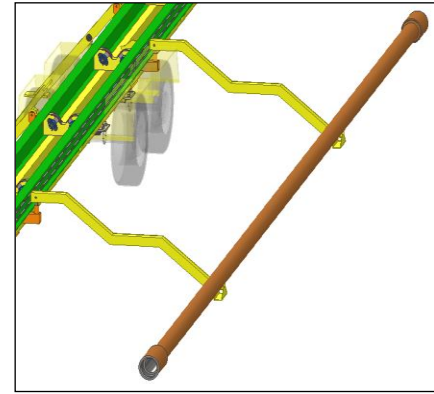


Figura 35 Isométrico Brazos de Salida para Tubería

7.1.3 ROTACIÓN DE TUBERÍA

El Ingeniero Jerry Babb, Vicepresidente de Ingeniería en la empresa *R&R Manufacturing*, recomendó una velocidad angular de la tubería de $\varnothing 4\text{-}1/2''$ alrededor de 200-300 RPM para su limpieza, como se muestra en la **Figura 36**.

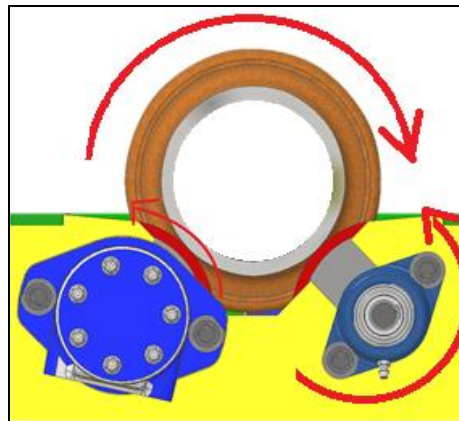


Figura 36 Simulación Rotación de Tubería

En la **Tabla 22**, se muestran los datos iniciales de la tubería y rodillos giratorios de apoyo, necesarios para hallar la potencia hidráulica del motor. Además, se estimó una fuerza externa sobre el cepillo de 11,25 libras fuerza.

DATOS INICIALES - TUBERÍA Y RODILLO					
	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	VALOR	CONVERSIÓN
TUBERÍA	Longitud Tubería (Rango 2)	30	ft	9,144	m
	Masa por pie Tubería	20,460	Lb/Ft	-	-
	Masa Tubería	613,8	Lb	278,415	Kg
	Fuerza = Peso + 50%	920,7	LbF	4095,274	N
	OD Tubería	4,5	in	11,430	cm
	Radio Externo Tubería	2,250	in	5,715	cm
	ID Tubería	3,826	in	9,718	cm
	Radio Interno Tubería	1,913	in	4,859	cm
	Velocidad Angular Tubería (Motor Estandarizado)	304,000	RPM	31,835	Rad/s
	Fuerza Tangencial CEPILLADO (Calculado-Pestaña CEPILLO)	29,221	LbF	129,981	N
	Torque CEPILLADO (Calculado-Pestaña CEPILLO)	126,608	Lb*in	14,305	N*m
10,551		Lb*Ft	-	-	
RODILLO	Diámetro Rodillo (Estimado)	4,500	in	11,430	cm
	Radio Rodillo	2,250	in	5,715	cm
	Longitud Rodillo (Eje)	2,75	in	6,985	cm
	Velocidad Angular Inicial Rodillo	0	RPM	0	Rad/s
	Velocidad Angular Final Rodillo (Motor Hid.)	304,000	RPM	31,835	Rad/s
	Delta Tiempo de Rotación (Estimado)	3	s	-	-
	Cantidad Pareja de Rodillos (Estimado)	6	-	-	-
	Cantidad Motores (Estimado)	1	-	-	-
	Fuerza Externa Sobre Cepillo (R&R, Catalogo SIT)	11,25	LbF	50,042	N

Tabla 22 Datos iniciales de la Tubería y Rodillos Giratorios de Apoyo

7.1.3.1 VELOCIDAD DE GIRO

La potencia hidráulica del motor para los rodillos giratorios se calcula con el torque inercial de la tubería sumado con el torque del cepillado, donde se requiere hallar la inercia rotacional con la **Ecuación 7** y la aceleración angular con la **Ecuación 8**:

$$Inercia = \frac{(masa + (masa * 50\%)) * (r1^2 + r2^2)}{2}$$

$$Inercia = \frac{(613,8 \text{ lb} + (613,8 \text{ lb} * 50\%)) * ((2,250 \text{ in})^2 + (1,913 \text{ in})^2)}{2}$$

$$Inercia = 4015,20 \text{ lb} * \text{in}^2 = 1,175 \text{ Kg} * \text{in}^2$$

Ecuación 7 Inercia Rotacional de la Tubería [26]

$$\alpha = \frac{\omega \text{ final} - \omega \text{ inicial}}{\Delta \text{ tiempo}}$$

$$\alpha = \frac{31,835 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - (0)}{3 \text{ s}} = 10,612 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Ecuación 8 Aceleración Angular de la Tubería [26]

7.1.3.2 TORQUE

El torque total, como se muestra en la **Ecuación 10**, se relaciona con el torque debido a la inercia de la tubería calculado con la **Ecuación 9**, el cual se suma con el torque del cepillado calculado más adelante en la **Ecuación 34** de la **Página 66**.

$$\begin{aligned} \text{Torque Tubería} &= \text{Inercia} * \text{Aceleración Angular} \\ \text{Torque Tubería} &= 1,175 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} * 10,612 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \\ \text{Torque Tubería} &= 12,4 \text{ N} * \text{m} = 110,3 \text{ lb} * \text{in} = 9,2 \text{ ft} * \text{in} \end{aligned}$$

Ecuación 9 Torque debido a la Inercia Rotacional de la Tubería [26]

$$\begin{aligned} \text{Torque TOTAL Rodillo} &= \text{Torque Tubería} + \text{Torque Cepillado} \\ \text{Torque TOTAL Rodillo} &= (\text{Inercia} * \text{Acc. Angular}) + (\text{Fuerza Tangencial Cepillado} * \text{Radio Cepillo}) \\ \text{Torque TOTAL Rodillo} &= \frac{(110 \text{ lb} * \text{in} + 126 \text{ lb} * \text{in})}{1 \text{ Motor}} \\ \text{Torque TOTAL Rodillo} &= 236 \text{ lb} * \text{in} = 20 \text{ lb} * \text{ft} = 26,7 \text{ N} * \text{m} \end{aligned}$$

Ecuación 10 Torque Total debido a la Inercia Rotacional y Cepillado [26]

7.1.3.3 POTENCIA

Finalmente, la potencia hidráulica necesaria para al motor del sistema de rotación de la tubería se halla con el torque total y las revoluciones del rodillo, mediante la **Ecuación 11**:

$$\begin{aligned} \text{Horsepower} &= \frac{\text{Torque Total} * \text{RPM Rodillo}}{63025} \\ \text{Horsepower} &= \frac{(226 \text{ lb} * \text{in}) * 304 \text{ RPM}}{63025} \\ \text{Horsepower} &= 1,1 \text{ HP} = 0,85 \text{ kW} \end{aligned}$$

Ecuación 11 Potencia Hidráulica para Sistema Rotacional de Tubería [26]

7.1.3.4 FUERZAS Y MOMENTO

El autor *Tim Heston* sugiere una fuerza de limpieza externa sobre el cepillo de 10 LbF [27], como se muestra en la **Figura 37**, mientras SIT estima una fuerza de 11,25 LbF en la página 12 de su catálogo SIT: Tarifa del 2006 [28].

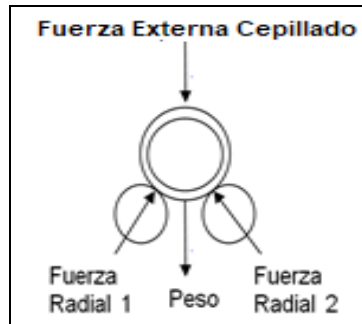


Figura 37 D.L.C. Sistema Rodillos Giratorios de Apoyo

Por lo tanto, la fuerza radial o normal sobre el eje del rodillo giratorio de apoyo se halla mediante la sumatoria de fuerzas en el eje `y` con la **Ecuación 12**:

$$\begin{aligned}
 (\uparrow y) \quad F_y &= 2 * F.Radial * \cos(45^\circ) - Peso - F.Ext.Cepillado = 0 \\
 (\uparrow y) \quad F.Radial &= \frac{\left(\frac{Peso + F.Ext.Cepillado}{2 * \cos(45^\circ)} \right)}{\# Parejas Rodillos} \\
 Fuerza Radial `y` &= \frac{\left(\frac{(920,7 + 11,25 \text{ LbF})}{2 * \cos(45^\circ)} \right)}{6} \\
 Fuerza Radial `y` &= 109,8 \text{ LbF} = 488,5 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Ecuación 12 Sumatoria de Fuerzas en los Rodillos Giratorios [26]

Seguidamente, la fuerza tangencial total en la **Ecuación 14** se calcula mediante la suma de la fuerza debido a la inercia calculada en la **Ecuación 13** y la fuerza del cepillado calculado más adelante en la **Ecuación 28** de la **Página 63**.

$$F. \text{ Tangencial Inercia} = \frac{\text{Torque Tuberia}}{\text{Radio Tuberia}}$$

$$F. \text{ Tangencial Inercia} = \frac{110,3 \text{ Lb} \cdot \text{in}}{2,25 \text{ in}}$$

$$F. \text{ Tangencial Inercia} = 49 \text{ LbF} = 218,1 \text{ N}$$

Ecuación 13 Fuerza Tangencial debido a la Inercia sobre los Rodillos Giratorios [26]

$$\text{Fuerza Tangencial Total} = F. \text{ Tang. Inercia} + F. \text{ Tang. Cepillado}$$

$$\text{Fuerza Tangencial Total} = 49 \text{ LbF} + 29,2 \text{ LbF} = 78,2 \text{ LbF}$$

Ecuación 14 Fuerza Tangencial Total sobre los Rodillos Giratorios

Por ende, la fuerza resultante actuando sobre los rodillos giratorios de apoyo se calcula con la raíz de la sumatoria de fuerzas al cuadrado, como se muestra en la **Ecuación 15**:

$$F. \text{ Resultante} = \sqrt{(F. \text{ Tan. Total})^2 + (F. \text{ Radial})^2}$$

$$F. \text{ Resultante} = \sqrt{(78,2)^2 + (109,8)^2} = 134,8 \text{ LbF}$$

Ecuación 15 Fuerza Resultante sobre los Rodillos Giratorios [26]

El momento máximo sobre el eje del rodillo giratorio se determina en el punto central o crítico, como se muestra en la **Figura 38**, el cual se calcula con la fuerza resultante y longitud del eje en la **Ecuación 16**:

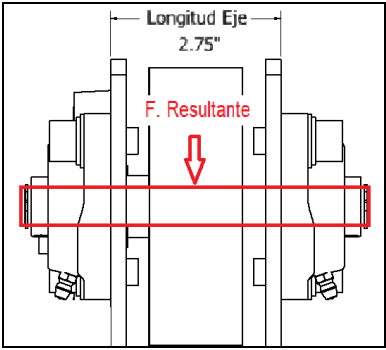


Figura 38 D.L.C. Eje de Rodillos de Apoyo

$$\text{Momento Max. Rodillo} = \frac{\text{Fuerza Resultante} * \text{Longitud Eje}}{4}$$

$$\text{Momento Max. Rodillo} = \frac{134,8 \text{ Lb} * 2,75 \text{ in}}{4}$$

$$\text{Momento Max. Rodillo} = 92,7 \text{ Lb} * \text{in} = 10,4 \text{ N} * \text{m}$$

Ecuación 16 Momento Máximo sobre Eje del Rodillo Giratorio [26]

7.1.3.5 DIÁMETRO ESTÁTICO

El diámetro estático estimado para el eje del rodillo giratorio se calcula según el método ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión con el Código B106.1M-1985 [29], mediante la **Ecuación 17**, donde se supone que el torque es constante y el momento de flexión es de ciclo invertido. En este caso, se utilizó un acero SAE 1045 de medio carbono estirado en frio con una resistencia a la fluencia aproximadamente de 77 kpsi, el cual presenta un incremento en la dureza, tenacidad, resistencia mecánica y buen acabado superficial con un fácil mecanizado. En seguida, se muestran los datos iniciales para estimar el diámetro estático para el eje del rodillo giratorio:

$$N_f = \text{Factor de Seguridad} = 2,5$$

$$S_y = \text{Resistencia Fluencia} = 530 \text{ MPa} = 76,87 \text{ kPsi}$$

(Acero 1045 Estirado Frio)

$$M_a = \text{Momento Max. Rodillo} = 92,7 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$T_m = \text{Torque Total Rodillo} = 236,9 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$d = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi S_y} \left[\left(M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{estatico}} = \left\{ \frac{32 * 2,5}{\pi * 76870 \text{ Psi}} * \left[(92,7 \text{ Lb} * \text{in})^2 + \frac{3}{4} * (236,9 \text{ Lb} * \text{in})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{estatico, rodillo}} = 0,42 \text{ in} = 10,6 \text{ mm}$$

Ecuación 17 Diámetro Estático de Eje [29]

7.1.3.6 DIÁMETRO PREFERENTE

El diámetro preferente de eje del rodillo giratorio de apoyo se calcula según la ecuación general del estándar ANSI/ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión con el Código B106.1M-1985 [29], como se muestra en la **Ecuación 18**, el cual incluye factores de concentración de esfuerzos para flexión y torsión. En seguida, se hacen las siguientes suposiciones:

- No existen cargas axiales aplicadas
- El torque es constante y el momento de flexión es de ciclo invertido
- Factor de concentración de esfuerzos de 2,7 para flexión y 2,2 para torsión
- Material Acero SAE 1045 estirado en frio

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_\theta} + \frac{\sqrt{(k_{fsm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 18 Diámetro Preferente de Eje [29]

Como primer paso, el Límite de Resistencia a la Fatiga (Se) corregido se calcula mediante la **Ecuación 19**, el cual está afectada por los Factores de Corrección en la **Tabla 23** que intervienen en las condiciones reales de trabajo [29]:

FACTORES DE MARÍN Y RESISTENCIA A LA FATIGA (SIN CORREGIR)			
VARIABLE	DESCRIPCIÓN	VALOR	UNIDADES
Factor de Acabado superficial Ka	Factor a	2,7	-
	Exponente b	-0,265	-
	Maquinado	0,816	-
Factor de Tamaño Kb	Diam. Estático	0,961	
Factor de Carga Kc	Carga combinada	1	-
Factor de Temperatura Kd	Ambiente	1	-
Factor de Confiabilidad Ke	99%	0,814	-
Resistencia a la Fatiga Se' (sin corregir)	Sut<220kPsi	0,5	-
	(0,5*Sut)	315	MPa
		45,69	ksi

Tabla 23 Factores de Corrección o Marín calculados [29]

Por lo tanto, el Límite de Resistencia a la Fatiga (S_e) corregido es igual a:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

$$S_e = (0,816) * (0,961) * (1) * (1) * (0,814) * (45,69 \text{ kPsi})$$

$$S_e = 29,176 \text{ kPsi}$$

Ecuación 19 Factores de Marín que modifican la Resistencia a la Fatiga [26]

La Sensibilidad a la Muesca (q) se calcula con relación de la Constante de Neuber en **Ecuación 20** y el radio de la muesca en **Ecuación 21**:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

Donde, $S_{ut}(\text{Acero 1045 Estirado Frio}) = 630 \text{ MPa} = 91,37 \text{ kPsi}$

$$\sqrt{a}_{flexion} = 0,245799 - 0,307794 * (10^{-2}) * 91,37 \text{ kPsi} + 0,150874 * (10^{-4}) * (91,37 \text{ kPsi})^2 - 0,266978 * (10^{-7}) * (91,37 \text{ kPsi})^3$$

$$\sqrt{a}_{flexion} = 0,0702$$

$$\sqrt{a}_{torsion} = 0,245799 - 0,307794 * (10^{-2}) * (91,37 + 20 \text{ kPsi}) + 0,150874 * (10^{-4}) * (91,37 + 20 \text{ kPsi})^2 - 0,266978 * (10^{-7}) * (91,37 + 20 \text{ kPsi})^3$$

$$\sqrt{a}_{torsion} = 0,0533$$

Ecuación 20 Constantes de Neuber para Flexión y Torsión [26]

$$\frac{r}{d} = 0,02 < 0,06$$

$$r = 0,02 * 0,433 \text{ in}$$

$$r = 0,0087 \text{ in}$$

Ecuación 21 Radio de la Muesca [26]

Entonces, la Sensibilidad a la Muesca (q) para flexión y torsión se calcula con la **Ecuación 22**:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q_{flexion} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0,0702}}{\sqrt{0,0087}}} \quad q_{torsion} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0,0533}}{\sqrt{0,0087}}}$$

$$q_{flexion} = 0,570 \quad q_{torsion} = 0,636$$

Ecuación 22 Sensibilidad a la Muesca [26]

El próximo paso consiste en calcular los Factores de Concentración de Esfuerzos por Fatiga para Flexión y Torsión con la **Ecuación 23**, donde se relacionan los factores teóricos preliminares, dominados como $K_t=2,7$ y $K_{ts}=2,2$ para esfuerzos normales y cortantes:

ecuación de Neuber

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

o bien

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

$$Kf_{flexion} = 1 + q_{flexion} * (Kt_{flexion} - 1) \quad Kfs_{torsion} = 1 + q_{torsion} * (Kts_{torsion} - 1)$$

$$Kf_{flexion} = 1 + 0,570 * (2,7 - 1) \quad Kfs_{torsion} = 1 + 0,636 * (2,2 - 1)$$

$$Kf_{flexion} = 1,9693 \quad Kfs_{torsion} = 1,7632$$

Ecuación 23 Factores de Concentración de Esfuerzos por Fatiga para Flexión y Torsión [26]

Próximamente, se requiere calcular el Esfuerzo Normal Máximo Real para Flexión y el Esfuerzo Cortante Máximo Real para Torsión, mediante la **Ecuación 24** y **Ecuación 25**.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{alternante} = 1,9693 * \left(\frac{32 * 92,7 \text{ lb} * \text{in}}{\pi * (0,433 \text{ in})^3} \right)$$

$$\sigma_{alternante} = 22898,85 \text{ Psi}$$

Ecuación 24 Esfuerzo Normal Máximo Real para Flexión [26]

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_{medio} = 1,7632 * \left(\frac{16 * 236,9 \text{ lb} * \text{in}}{\pi * (0,433 \text{ in})^3} \right)$$

$$\tau_{medio} = 26119,05 \text{ Psi}$$

Ecuación 25 Esfuerzo Cortante Máximo Real para Torsión [26]

Finalmente, se calcula el primer Diámetro Preferente del Eje, según el estándar ANSI/ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión [29] con la **Ecuación 18**, donde el Factor de Seguridad (N_f)=2,5 estimado:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d1 \text{ preferente} = \left\{ \frac{32 * 2,5}{\pi} * \left[\left(\frac{\sqrt{(1,9693 * 92,7 \text{ lb} * \text{in})^2}}{29176 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} \right) + \left(\frac{\sqrt{\frac{3}{4} * (1,7632 * 236,9 \text{ lb} * \text{in})^2}}{91373,77 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} \right) \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d1 \text{ preferente} = 0,638 \text{ in} \approx 16 \text{ mm}$$

Ecuación 18 Diámetro Preferente de Eje del Rodillo Giratorio de Apoyo [29]

7.1.3.7 FACTOR DE SEGURIDAD

El proceso iterativo de diseño requiere recalcular el esfuerzo normal y cortante con el nuevo diámetro preferente de forma sucesiva, como se muestra en la **Tabla 24**. Luego, el Factor de Seguridad se recalcula de acuerdo a los esfuerzos iterados mediante la **Ecuación 26**, según la Teoría de Falla por Energía de Distorsión:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e}$$

Ecuación 26 Factor de Seguridad Goodman Modificada [29]

Iteracion	Factor de Seguridad	Diam. Nuevo (mm)	Diam. Preferente (mm)
1	0,93	16,2159	16,0
2	2,52	16,8789	17,0
3	2,10	16,8200	17,0

Tabla 24 Iteraciones Diámetros Preferentes y Factores de Seguridad

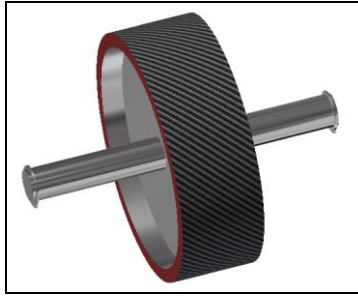


Figura 39 Isométrico Eje con Rodillo de Apoyo

7.1.4 CEPILLADO ABRASIVO

El lavado externo utiliza un cepillo circular de cara ancha, el cual gira en el mismo sentido de la tubería, donde se generan fuerzas de corte y fricción entre superficies, como se muestra en la **Figura 40**. Los datos iniciales y características técnicas para las interacciones abrasivas se muestran en la **Tabla 25**.

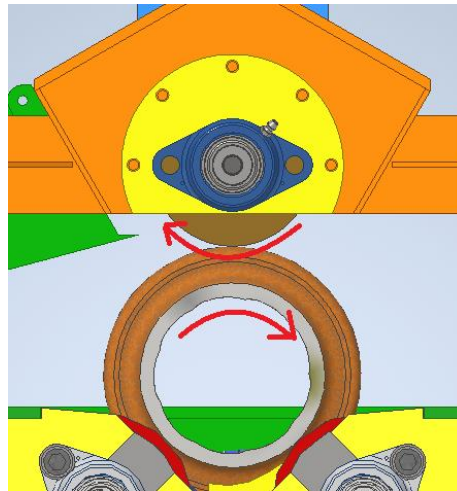


Figura 40 Simulación Rotación del Cepillo

DATOS INICIALES - TUBERÍA Y CEPILLO					
	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	VALOR	CONVERSION
TUBERIA	Longitud Tubería (Rango 2)	30	Ft	9,144	m
	Masa x Pie Tubería	20,460	Lb/Ft	-	-
	Masa Tubería (Rango 2)	613,8	Lb	278,415	Kg
	Peso Tubería	920,7	LbF	2731,254	N
	OD Tubería	4,5	in	11,430	cm
	Radio Externo Tubería	2,25	in	5,715	cm
	ID Tubería	3,826	in	9,718	cm
	Radio Interno Tubería	1,913	in	4,859	cm
Velocidad Angular Tubería	304,000	RPM	31,835	Rad/s	
CEPILLO	Diametro Cepillo	3,94	in	100,000	mm
	Radio Cepillo	1,97	in	50,000	mm
	Longitud (Ancho) Cepillo / Unidad	3,94	in	100,000	mm
	Cantidad de Cepillos	2	-	-	-
	Longitud Total (Ancho) Cepillo	7,87	in	20,000	cm
	Velocidad Periferica MIN. Cepillo (Catalogo SIT)	20	m/s	-	-
	Velocidad Angular Cepillo (Catalogo SIT)	3819,72	RPM	400,000	Rad/s
	Fuerza Externa Sobre Cepillo (R&R, Catalogo SIT)	11,25	LbF	50,042	N
	Presion Externa MAX. Sobre Cepillo (Catalogo SIT)	3	bar	43,512	Psi
CARACTERISTICAS TECNICAS		300005	Pa	-	-
	Coef. Friccion Estatico (Acero - Laton)	0,51	-	-	-
	Coef. Friccion Cinetico (Acero - Laton)	0,44	-	-	-
	Relacion de Poisson Tubería (Acero S-135)	0,30	-	-	-
	Relacion de Poisson Alambre (Acero Alto Carbono Latonado)	0,30	-	-	-
	Modulo de Elasticidad Tubería (Acero S-135)	3,00E+07	Psi	2,07E+11	Pa
	Modulo de Elasticidad Alambre (Acero Alto Carbono Latonado)	2,90E+07	Psi	2,00E+11	Pa
	Modulo de Elasticidad Eje Cepillo (Acero 1045)	2,90E+07	Psi	2,00E+11	Pa
Modulo de Elasticidad Cuña (Acero 1020)	2,95E+07	Psi	2,03E+11	Pa	

Tabla 25 Datos Iniciales y Características Técnicas del Cepillo y Tubería

7.1.4.1 VELOCIDAD DE GIRO

Los autores S. Malkin y C. Guo, del libro *Grinding Technology: Theory and Application of Machining with Abrasives*, recomiendan una velocidad periférica del cepillo de 30 m/s, teniendo una relación relativa entre 5 y 100 veces [30], sin embargo, el catalogo SIT de cepillos circulares de cara ancha a nivel nacional, recomienda una velocidad periférica mínima de 15-20 m/s para un cepillado efectivo con alambres metálicos, como se muestra en la **Tabla 26**.

Aplicación m/s	10	15	20	25	30	35	40	45	50	80
Desbarbar y Radiar		-	-				*	*		

Tabla 26 Velocidades Periféricas Recomendadas del Cepillado tomadas del Catálogo SIT [31]

Por lo tanto, las Revoluciones o Velocidad de Giro del motor hidráulico para el cepillo circular de cara ancha se calculan con la **Ecuación 27**:

$$RPM \text{ Cepillo} = \frac{Vel. Periferica * 60000}{Diam. Cepillo * \pi}$$

$$RPM \text{ Cepillo} = \frac{20 \text{ m/s} * 60000}{100 \text{ mm} * \pi} = 3820 \text{ RPMs}$$

Ecuación 27 Revoluciones del Motor Hidráulico para Cepillado [28]

7.1.4.2 FUERZAS

Según el libro *Grinding Technology: Theory and Application of Machining with Abrasives*, las fuerzas transversales son despreciables [30], mientras la tubería gira en su sitio y se cepilla horizontalmente. Por lo tanto, las fuerzas tangenciales y normales del cepillado se descomponen en componentes cortantes y friccionales [**Anexo C**], los cuales se calculan con la **Ecuación 28** y **Ecuación 29** [30]:

$$Fuerza \text{ Tangencial } TOTAL = F.Tang, \text{ cutting} + F.Tang, \text{ sliding}$$

Donde,
 F.Tang, cutting = 75%
 F.Tang, sliding = 25%

$$F.Tang, \text{ sliding} = (Coef. \text{ fricc.}) * (Esfuerzo \text{ de contacto}) * (Area \text{ de contacto})$$

Ecuación 28 Fuerza Tangencial Total del Cepillado [30]

$$Fuerza \text{ Normal } TOTAL = F.Normal, \text{ cutting} + F.Normal, \text{ sliding}$$

Donde,
 F.Normal, cutting = 75%
 F.Normal, sliding = 25%

$$F.Normal, \text{ sliding} = (Esfuerzo \text{ de contacto}) * (Area \text{ de contacto})$$

Ecuación 29 Fuerza Normal Total del Cepillado [30]

Para hallar el esfuerzo de contacto, se debe calcular la zona de contacto (2b) entre el cepillo cilíndrico y la tubería, como se muestra en la **Figura 41**, mediante la **Ecuación 30**:

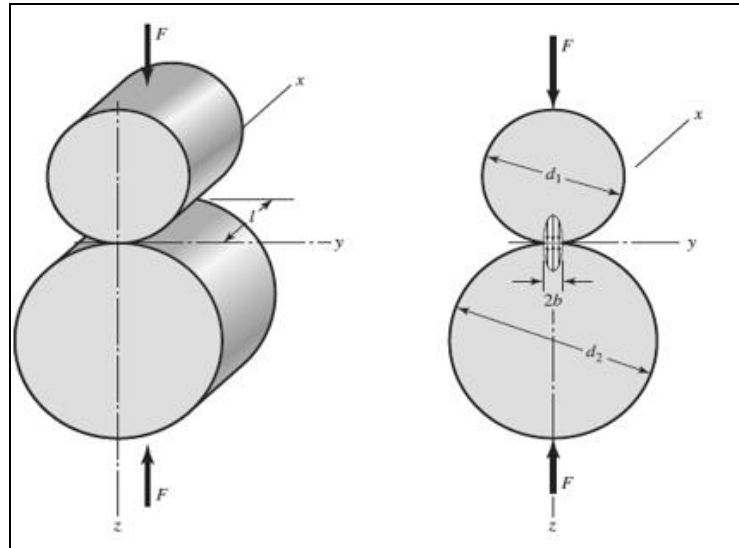


Figura 41 Esquema Superficies Cilíndricas en Contacto [26]

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} * \frac{\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1 + d_2}}}$$

$$b = \sqrt{\frac{2(11,25LbF)}{\pi(7,87 \text{ in})} * \frac{\frac{(1 - 0,3^2)}{3E + 07 \text{ Psi}} + \frac{(1 - 0,3^2)}{3E + 07 \text{ Psi}}}{\frac{1}{4,5 \text{ in} + 3,94 \text{ in}}}}$$

$$b = 0,00034 \text{ in} = 0,0087 \text{ mm}$$

Ecuación 30 Zona de Contacto entre Cilíndricas [26]

Donde, el área de contacto es igual a la multiplicación de dos veces la zona de contacto (b) por la longitud del cepillo, como se muestra en la **Ecuación 31**:

$$\text{Area Contacto} = 2bl$$

$$\text{Area Contacto} = 2(0,00034 \text{ in})(7,87 \text{ in}) = 0,005 \text{ in}^2$$

Ecuación 31 Área de Contacto entre Superficies Cilíndricas [26]

Finalmente, se calcula la el esfuerzo de contacto máximo entre superficies cilíndricas mediante la **Ecuación 32**:

$$Esfuerzo\ de\ Contacto = \frac{2F}{\pi bl}$$

$$Esfuerzo\ de\ Contacto = \frac{2(11,25\ LbF)}{\pi(0,0027\ in^2)} = 2649\ Psi$$

Ecuación 32 Esfuerzo de Contacto entre Superficies Cilíndricas [26]

Por lo tanto, la Fuerza Tangencial del Cepillado se calcula con la **Ecuación 28**:

$$F.Tang,sliding = (Coef.fricc.) * (Esfuerzo\ de\ contacto) * (Area\ de\ contacto)$$

$$F.Tang,sliding = (0,51) * (2649\ PSI) * (0,005\ in^2)$$

$$F.Tang,sliding = 7,3\ LbF = 32,5\ N$$

Donde, la Fuerza por Fricción es igual el 25% de la Fuerza Tangencial Total

$$Fuerza\ Tangencial\ TOTAL = F.Tang,cutting + F.Tang,sliding$$

$$Fuerza\ Tangencial\ TOTAL = 21,9\ LbF + 7,3\ LbF = 29,2\ LbF$$

Ecuación 28 Fuerza Tangencial Total del Cepillado [30]

Por lo tanto, la Fuerza Tangencial del Cepillado se calcula con la **Ecuación 29**:

$$F.Normal,sliding = (Esfuerzo\ de\ contacto) * (Area\ de\ contacto)$$

$$F.Normal,sliding = (2649\ PSI) * (0,005\ in^2)$$

$$F.Normal,sliding = 14,3\ LbF = 63,7\ N$$

Donde, la Fuerza por Fricción es igual el 25% de la Fuerza Normal Total

$$Fuerza\ Normal\ TOTAL = F.Normal,cutting + F.Normal,sliding$$

$$Fuerza\ Normal\ TOTAL = 42,9\ LbF + 14,3\ LbF = 57,2\ LbF$$

Ecuación 29 Fuerza Normal Total del Cepillado [30]

Por lo tanto, la Fuerza Resultante del Cepillado es igual a la raíz de la suma de la Fuerza Tangencial y Normal al cuadrado, como se muestra en la Ecuación 33:

$$\begin{aligned}
 F. Resultante &= \sqrt{(F. Tangencial)^2 + (F. Normal)^2} \\
 F. Resultante &= \sqrt{(29,2 \text{ LbF})^2 + (57,2 \text{ LbF})^2} \\
 F. Resultante &= 64,3 \text{ LbF}
 \end{aligned}$$

Ecuación 33 Fuerza Resultante del Cepillado [26]

7.1.4.3 TORQUE

El torque necesario del cepillado se calcula mediante la multiplicación de la fuerza resultante por el radio del cepillo circular con la **Ecuación 34**:

$$\begin{aligned}
 \text{Torque Cepillo} &= \text{Fuerza Resultante Cepillado} * \text{Radio Cepillo} \\
 \text{Torque Cepillo} &= 64,3 \text{ LbF} * 1,97 \text{ in} \\
 \text{Torque Cepillo} &= 126 \text{ Lb} * \text{in} = 10,5 \text{ Lb} * \text{ft} = 14,3 \text{ N} * \text{m}
 \end{aligned}$$

Ecuación 34 Torque generado por el Cepillado [26]

7.1.4.4 POTENCIA

Finalmente, la potencia hidráulica necesaria para el motor del cepillo circular de cara ancha se halla con el torque y revoluciones de cepillado, mediante la **Ecuación 35**:

$$\begin{aligned}
 \text{Horsepower} &= \frac{\text{Torque Cepillo} * \text{RPM Cepillo}}{63025} \\
 \text{Horsepower} &= \frac{(126 \text{ Lb} * \text{in}) * 3820 \text{ RPM}}{63025} \\
 \text{Horsepower} &= 7,67 \text{ HP} = 5,7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Ecuación 35 Potencia necesaria para el Cepillado [26]

7.1.4.5 EJE

7.1.4.5.1 FUERZAS Y MOMENTO

Según S. Malkin y C. Guo, del libro *Grinding Technology: Theory and Application of Machining with Abrasives*, las fuerzas transversales son despreciables mientras cepilla horizontalmente [30]. Por lo tanto, las Fuerzas y Momentos Máximos se determinan en la mitad del eje con la **Ecuación 36** y **Ecuación 37**:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza Resultante Total} &= \sqrt{(F. \text{Total Cepillo})^2 + (F. \text{Externa})^2} \\ \text{Fuerza Resultante Total} &= \sqrt{(64,13 \text{ LbF})^2 + (11,25 \text{ LbF})^2} \\ \text{Fuerza Resultante Total} &= 65,29 \text{ LbF} \end{aligned}$$

Ecuación 36 Fuerza Resultante sobre Eje del Cepillo [26]

$$\begin{aligned} \text{Momento Max. Cepillo} &= \frac{\text{Fuerza Resultante Total} * \text{Longitud Cepillo}}{4} \\ \text{Momento Max. Cepillo} &= \frac{65,29 \text{ LbF} * 7,87 \text{ in}}{4} \\ \text{Momento Max. Cepillo} &= 128,53 \text{ Lb} * \text{in} = 14,52 \text{ N} * \text{m} \end{aligned}$$

Ecuación 37 Momento Máximo sobre Eje del Cepillo [26]

El diseño propuesto implementa dos cepillos circulares de 100x100mm estandarizados por SIT, como se muestra en la **Figura 42**. Como anteriormente, se debe considerar el procedimiento para diseñar el eje con fallas por fatiga método ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión [29], con fin de garantizar un Factor de Seguridad aceptable.

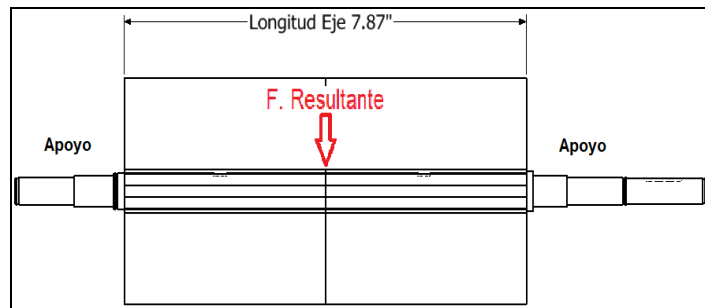


Figura 42 D.C.L. Eje y Cepillos SIT

7.1.4.5.2 DIÁMETRO ESTÁTICO

El diámetro estático estimado para el eje del cepillo se calcula según el método ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión [29], mediante la **Ecuación 17**, donde se supone que el torque es constante y el momento de flexión es de ciclo invertido. En este caso, se utilizó un acero SAE 1045 de medio carbono estirado en frío con una resistencia a la fluencia aproximadamente de 77 kpsi, el cual presenta un incremento en la dureza, tenacidad, resistencia mecánica y buen acabado superficial con un fácil mecanizado. En seguida, se muestran los datos iniciales para estimar el diámetro estático para el eje del rodillo giratorio:

$$\begin{aligned} N_f &= \text{Factor de Seguridad de Diseño} = 2,5 \\ M_a &= \text{Momento Max. Rodillo} = 128,53 \text{ lb} * \text{in} \\ T_m &= \text{Torque Total Rodillo} = 126,6 \text{ lb} * \text{in} \\ \text{Limite Resistencia Fluencia} &= S_y = 530 \text{ MPa} = 76,87 \text{ kPsi} \end{aligned}$$

$$d = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi S_y} \left[\left(M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$
$$d_{\text{estatico}} = \left\{ \frac{32 * 2,5}{\pi * 76870 \text{ Psi}} * \left[(128,5 \text{ Lb} * \text{in})^2 + \frac{3}{4} * (126,6 \text{ Lb} * \text{in})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$
$$d_{\text{estatico, rodillo}} = 0,791 \text{ in} = 20,09 \text{ mm} = 21 \text{ mm aprox.}$$

Ecuación 17 Diámetro Estático de Eje [29]

7.1.4.5.3 DIÁMETRO PREFERENTE

El diámetro preferente de eje del cepillo se calcula según la ecuación general del estándar ANSI/ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión con el Código B106.1M-1985 [29], como se muestra en la **Ecuación 18**, el cual incluye factores de concentración de esfuerzos para flexión y torsión. En seguida, se hacen las siguientes suposiciones:

- No existen cargas axiales aplicadas
- El torque es constante y el momento de flexión es de ciclo invertido
- Factor de concentración de esfuerzos de 2,7 para flexión y 2,2 para torsión
- Material Acero SAE 1045 estirado en frío

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 18 Diámetro Preferente de Eje [29]

Como primer paso, el Límite de Resistencia a la Fatiga (S_e) corregido se calcula mediante la **Ecuación 19**, el cual está afectada por los Factores de Corrección en la **Tabla 27** que intervienen en las condiciones reales de trabajo [29]:

FACTORES DE MARÍN Y RESISTENCIA A LA FATIGA (SIN CORREGIR)			
VARIABLE	DESCRIPCIÓN	VALOR	UNIDADES
Factor de Acabado superficial K_a	Factor a	2,7	-
	Exponente b	-0,265	-
	Maquinado	0,816	-
Factor de Tamaño K_b	Diam. Estático	0,897	
Factor de Carga K_c	Carga combinada	1	-
Factor de Temperatura K_d	Ambiente	1	-
Factor de Confiabilidad K_e	99%	0,814	-
Resistencia a la Fatiga Se' (sin corregir)	$S_{ut} < 220 \text{ kPsi}$	0,5	-
	$(0,5 * S_{ut})$	315	MPa
		45,69	ksi

Tabla 27 Factores de Corrección o Marín calculados [29]

Por lo tanto, el Límite de Resistencia a la Fatiga (S_e) corregido es igual a:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * Se'$$

$$S_e = 27,22 \text{ kPsi}$$

Ecuación 19 Factores de Marín que modifican la Resistencia a la Fatiga [26]

La Sensibilidad a la Muesca (q) se calcula con relación de la Constante de Neuber en **Ecuación 20** y el radio de la muesca en **Ecuación 21**:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

Donde, $S_{ut}(\text{Acero 1045 Estirado Frio}) = 630 \text{ MPa} = 91,37 \text{ kPsi}$

Cte. Neuber - Flexion	Cte. Neuber - Torsion
0,0702	0,0533

Ecuación 20 Constantes de Neuber para Flexión y Torsión [26]

$$\frac{r}{a} = 0,02 < 0,06$$

R. Muesca (in)
0,0165

Ecuación 21 Radio de la Muesca [26]

Entonces, la Sensibilidad a la Muesca (q) para flexión y torsión se calcula con la **Ecuación 22**:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

q - Flexion	qs - Torsion
0,647	0,707

Ecuación 22 Sensibilidad a la Muesca [26]

El próximo paso consiste en calcular los Factores de Concentración de Esfuerzos por Fatiga para Flexión y Torsión con la **Ecuación 23**, donde se relacionan los factores teóricos preliminares, dominados como $K_t=2,7$ y $K_{ts}=2,2$ para esfuerzos normales y cortantes:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

o bien

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1)$$

kf	kfs
2,0999	1,8485

Ecuación 23 Factores de Concentración de Esfuerzos por Fatiga para Flexión y Torsión [26]

Próximamente, se requiere calcular el Esfuerzo Normal Máximo Real para Flexión y el Esfuerzo Cortante Máximo Real para Torsión, mediante la **Ecuación 24** y **Ecuación 25**.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}$$

Va max (lb/in ²)
4864,6368

Ecuación 24 Esfuerzo Normal Máximo Real para Flexión [26]

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

tm max (lb/in ²)
2109,1368

Ecuación 25 Esfuerzo Cortante Máximo Real para Torsión [26]

Finalmente, se calcula el primer Diámetro Preferente del Eje, según el estándar ANSI/ASME para el Diseño de Ejes de Transmisión [29] con la **Ecuación 18**, donde el Factor de Seguridad (N_f)=2,5 estimado:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_o} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Diam. Nuevo (mm)	Diam. Preferente (mm)
17,1706	17,000

Ecuación 18 Diámetro Preferente de Eje del Rodillo Giratorio de Apoyo [29]

7.1.4.5.4 FACTOR DE SEGURIDAD

El proceso iterativo de diseño requiere recalcular el esfuerzo normal y cortante con el nuevo diámetro preferente de forma sucesiva, como se muestra en la **Tabla 28**. Luego, el Factor de Seguridad se recalcula de acuerdo a los esfuerzos iterados mediante la **Ecuación 26**, según la Teoría de Falla por Energía de Distorsión:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e}$$

Ecuación 26 Factor de Seguridad Goodman Modificada [29]

Iteracion	Diam. Inicial (mm)	Diam. Inicial (in)	Factor de Seguridad
1	21,0	0,827	4,96
2	17,0	0,67	2,90

Iteracion	Diam. FINAL (mm)	Diam. FINAL (in)	FACTOR DE SEGURIDAD RECALCULADO CON DIAMETRO ESTANDARIZADO (GOODMAN)
3	15,875	5/8	2,4

Tabla 28 Iteraciones Diámetros Preferentes y Factores de Seguridad

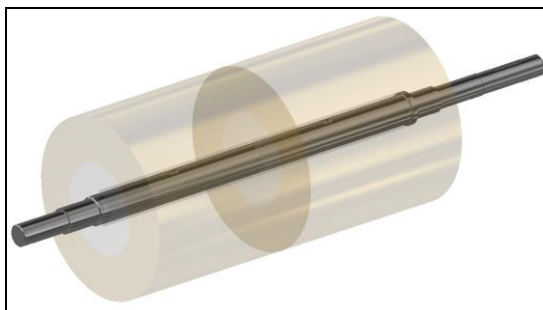


Figura 43 Isométrico Eje y Cepillos SIT

7.1.4.6 ENGRANAJE

El motor hidráulico se desplazó verticalmente hacia arriba para evitar su choque contra la tubería durante la limpieza debido a su gran tamaño, como se muestra en la **Figura 44**. El objetivo principal en el diseño de engranajes rectos es definir el mínimo número de dientes, con fin de reducir costos y peso. En la **Tabla 29**, se muestran los datos iniciales del cepillo, motor y engranaje para el diseño.

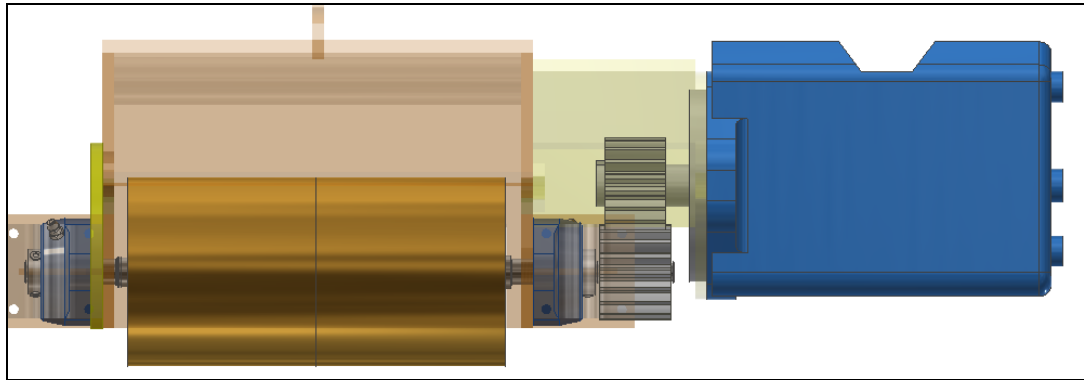


Figura 44 Simulación Engranaje con Cepillos y Motor Cepillo

DATOS INICIALES - CEPILLO, MOTOR Y ENGRANAJE				
	Variable	Descripcion	Unidades	Valor
	FS_diseño	Factor de Seguridad de Diseño (Criterio Propio)	-	1,5
	FS_servicio	Factor de Servicio (Mas de 10 horas de Trabajo)	-	1,25
	Rel_Trans	Relacion Transmision	-	1
Cepillo	RPM_Cepillo	Revoluciones Cepillo	rpm	3819,719
	Rads_Cepillo	Velocidad Angular Cepillo	rad/s	400,000
Motor	RPM_Motor	Revoluciones Motor Hid.	rpm	3819,719
	Rads_Motor	Velocidad Angular Motor Hid.	rad/s	400,000
	Potencia_HP	Caballos de Fuerzas Motor (EXCEL CEPILLADO)	Horsepower	7,673
	Potencia_W	Potencia en Watts Motor	W	5721,756
	Potencia_Diseño	Potencia de Diseño	hp	9,591
Piñon-Engrane	Pdm	Paso diametral	dientes/in	10
	Angulo_Grados	Angulo de presion grados (Recomendado)	grados	20
	Angulo_Radianes	Angulo de presion rad (Recomendado)	rad	0,349
	Min_N_Dientes	Minimo # Dientes (evitar undercutting)	-	17
	N_Piñ_Motor	# dientes piñon-Motor	-	18
	N_Engran_Cepillo	# dientes engrane-Cepillo	-	18
	Modulo	Ec.1 = Diametro Paso / # Dientes	mm	2,540
		Ec. 2 = 25,4 / Paso Diametral	mm	2,540

Tabla 29 Datos Iniciales del Cepillo, Motor y Engranaje

7.1.4.6.1 NUMERO DE DIENTES

Como primer paso, se determina el mínimo número de dientes para un ángulo de presión 20° en la **Tabla 30**, con fin de evitar la interferencia entre piñon-engranaje:

Ángulo de presión (grados)	Número mínimo de dientes
20	18

Tabla 30 Número mínimo de Dientes según Ángulo de Presión [29]

7.1.4.6.2 DISTANCIA ENTRE CENTROS

Una distancia mínima entre centros o ejes paralelos de 1,8 pulgadas se requiere para evitar el choque entre el motor y la tubería durante el cepillado, por lo tanto se estiman los diámetros del engrane-piñon en la **Ecuación 38**:

$$c = \frac{d_1 + d_2}{2}$$
$$c = \frac{1,8 \text{ in} + 1,8 \text{ in}}{2}$$
$$c = 1,8 \text{ in}$$

Ecuación 38 Distancia entre centros [26]

7.1.4.6.3 PASO DIAMETRAL Y MODULO

El Paso Diametral (SI) es el número de dientes por pulgada para el sistema internacional y el Modulo es la conversión para el sistema métrico, calculados en la **Ecuación 39** y **Ecuación 40**:

$$\text{Paso Diametral} = \frac{\text{Numero Dientes}}{\text{Diametro de Paso}}$$
$$Pd = \frac{18}{1,800''}$$
$$Pd = 10 \text{ Dientes/in}$$

Ecuación 39 Paso Diametral (SI) del Engranaje [26]

$$\text{modulo} = \frac{25,4}{\text{Paso Diametral}}$$

$$m = \frac{25,4}{10 \text{ Dientes/in}}$$

$$m = 2,54 \text{ mm}$$

Ecuación 40 Modulo del Engranaje [26]

7.1.4.6.4 VELOCIDAD DE PASO

La Velocidad Lineal de Paso en función del diametro del engrane y las revoluciones del cepillo, mediante la **Ecuación 41**:

$$V = \pi dn/12$$

donde V = velocidad de la línea de paso, pie/min
 d = diámetro del engrane, pulg
 n = velocidad del engrane, rpm

$$V = \frac{\pi(1,800 \text{ in})(3820 \text{ RPM})}{12}$$

$$V = 1800 \text{ ft/min}$$

Ecuación 41 Velocidad Lineal de Paso [26]

7.1.4.6.5 POTENCIA

La potencia de diseño se calcula con la **Ecuación 42**, donde se multiplica de la potencia nominal del motor hidraulico por el factor de servicio para un servicio de 10 horas de trabajo:

$$\text{Potencia Diseño} = \text{Factor Servicio} * \text{Pot. Nominal}$$

$$\text{Potencia Diseño} = 1,25 * 7,67 \text{ HP}$$

$$\text{Potencia Diseño} = 9,59 \text{ HP} = 7,15 \text{ kW}$$

Ecuación 42 Potencia de Diseño [29]

Proximadamente, se estandariza el piñon-engrane según el catalogo Boston Gears, como se muestra en **Tabla 31**, en función del Paso Diametral y Ancho de Cara, donde la Potencia Soportada (Power Rating) debe ser mayor a la Potencia de Diseño:

Spur Gears																					
Approximate Horsepower and Torque ^a Ratings																					
For Class I Service (Service Factor = 1.0)																					
10 DIAMETRAL PITCH STEEL						20° PRESSURE ANGLE						1-1/4" FACE						REFERENCE PAGE 44.			
No.	25 RPM		50 RPM		100 RPM		200 RPM		300 RPM		600 RPM		900 RPM		1200 RPM		1800 RPM		3600 RPM		
	Teeth	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque	H.P.	Torque
12	.14	363	.28	358	.55	349	1.06	333	1.51	318	2.66	280	3.57	250	4.30	226	5.40	189	7.27	127	
14	.19	477	.37	469	.72	456	1.37	431	1.95	409	3.37	354	4.46	312	5.31	279	6.58	230	8.63	151	
15	.21	533	.42	525	.81	509	1.52	479	2.16	453	3.70	389	4.87	341	5.78	303	7.10	249	9.22	161	
16	.23	580	.45	571	.88	552	1.64	518	2.32	488	3.96	416	5.18	363	6.12	321	7.47	262	9.60	168	
18	.27	679	.53	667	1.02	642	1.90	599	2.67	561	4.48	471	5.79	406	6.79	356	8.19	287	10.33	181	>Pot. Diseño
20	.31	784	.61	768	1.17	737	2.16	682	3.02	635	5.00	526	6.41	449	7.45	391	8.90	311	11.04	193	
24	.39	983	.76	958	1.45	913	2.65	834	3.65	767	5.89	619	7.41	519	8.50	447	9.98	349			

Tabla 31 Estandarización de Engranaje INTERMEC [32]

7.1.4.6.6 FUERZAS

La Fuerza Tangencial sobre los dientes del engrane recto se calculan con la potencia y la velocidad de paso, mediante la **Ecuación 43**:

$$W_t = 33\,000 \frac{H}{V}$$

donde W_t = carga transmitida, lbf
 H = potencia, hp
 V = velocidad de la línea de paso, pie/min

La correspondiente ecuación en el SI es

$$W_t = 33\,000 * \frac{9,59 \text{ HP}}{18 \text{ ft/min}}$$

$$W_t = 175,84 \text{ LbF}$$

Ecuación 43 Fuerza Tangencial Engranaje [26]

La Fuerza Radial sobre los dientes se calcula con la **Ecuación 44**:

$$W_r = W_t \tan \phi$$

$$W_r = (175,84) * \tan (20^\circ)$$

$$W_r = 64 \text{ LbF}$$

Ecuación 44 Fuerza Radial Engranaje [26]

La Fuerza Normal sobre los dientes se calcula con la **Ecuación 45**:

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$$

$$W_n = (175,84) * \cos (20^\circ)$$

$$W_n = 187,125 \text{ LbF}$$

Ecuación 45 Fuerza Normal Engranaje [26]

7.1.4.6.7 ESFUERZO A FLEXIÓN

El Esfuerzo a Flexión se calcula mediante la **Ecuación 46**, donde se supone que no existe una interferencia entre puntas y filetes de la raíz, además se desprecian las fuerzas de fricción:

$$\text{Esfuerzo Flexión AGMA} = \frac{Wt * Pd}{F * J} (K_v * K_m * K_o * K_s * K_B)$$

Donde:
 F: Ancho de cara
 J: Factor geométrico de resistencia a flexión
 K_v : Factor Dinámico
 K_m : Factor de distribución de carga
 K_o : Factor de sobrecarga
 K_s : Factor de tamaño
 K_B : Factor de espesor de aro

Ecuación 46 Esfuerzo a Flexión AGMA para Engranajes Rectos [26]

El Factor el Factor Geométrico de Resistencia a la Flexión (J) se determina en función del numero de dientes, siendo igual a $J=0,3$ [26].

El Factor Dinámico (K_v) se calcula con la Velocidad y Numero de Calidad (Q_v) en la **Ecuación 48**:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0,25 + (12 - Q_v)^{2/3}$$

Donde, $Q_v = 10$

$$K_v = \left(\frac{83,78 + \sqrt{1800}}{83,78} \right)^{0,4} = 1,177$$

Ecuación 47 Factor Dinámico [33]

El Factor de Distribución de Carga (K_m) se calcula con el Ancho de Cara (F) y el Diametro de Paso mediante la **Ecuación 48**:

$$K_m = 1,0 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10 D_p} - 0,0375 + 0,0125 F$$

$$C_m = 0,127 + 0,0158F - 1,093 \times 10^{-4} F^2$$

Donde, $F = 1,1250''$ y $D_p = 1,800''$

Entonces,

$$K_m = 1,0 + 0,05 + 0,15 = 1,19$$

Ecuación 48 Factor de Distribución de Carga [33]

El Factor de Sobrecarga (K_o) se determina con la **Tabla 32**:

Fuente de Potencia	Maquina Impulsada			
	Uniforme	Choque Ligero	Choque Moderado	Choque Pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque Moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Tabla 32 Factor de Sobrecarga [33]

El Factor de Tamaño (K_s) se determina en función del Paso Diametral o Modulo con la **Tabla 33**:

Diametral pitch, P_d	Metric module, m	Size factor, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00

Tabla 33 Factor de Tamaño [33]

Finalmente, se calcula el Esfuerzo a Flexión AGMA mediante la **Ecuación 46**, donde el Factor de Espesor del Aro es $K_B=1$ para piñones de disco solido [29]:

$$Esfuerzo Flexión AGMA = \frac{Wt * Pd}{F * J} (K_v * K_m * K_o * K_s * K_B)$$

$$Esfuerzo Flexión AGMA = \frac{(175,84 LbF) \left(10 \frac{dientes}{in}\right)}{(1,125 in)(0,3)} * (1,177 * 1,19 * 1 * 1 * 1)$$

$$Esfuerzo Flexión AGMA = 6588,13 Psi$$

Ecuación 46 Esfuerzo a Flexión AGMA [33]

7.1.4.6.8 RESISTENCIA A FATIGA (FLEXIÓN)

La Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA sin corregir se calcula en función del Esfuerzo por Flexión calculado anteriormente, mediante la **Ecuación 49**:

$$Resistencia a Fatiga por Flexión Sin Corregir = \frac{(SF)(K_T)(K_R)(Esf. Flexión)}{Y_N}$$

Donde:
 SF: Factor de Seguridad
 K_T : Factor de temperatura
 K_R : Factor de confiabilidad
 Y_N : Factor de ciclos de esfuerzos

Ecuación 49 Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA sin corregir [33]

El Factor de Ciclos de Carga o Esfuerzos (Y_n) se calcula en función de la Vida de diseño con la **Tabla 34** y **Ecuación 50**:

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000

Tabla 34 Vida de Diseño recomendada [33]

$$N = RPM(60)(Horas)(Años)$$

$$N = 3820 RPM(60)(30000 Hrs)(5 Yrs)$$

$$N = 3,44E10 Ciclos$$

Ecuación 50 Número de Ciclos de Carga [33]

En la **Tabla 35**, se muestran los valores para Factores de Ciclos de Esfuerzos por Flexión, donde la línea superior de la zona sombreada es para aplicaciones comerciales:

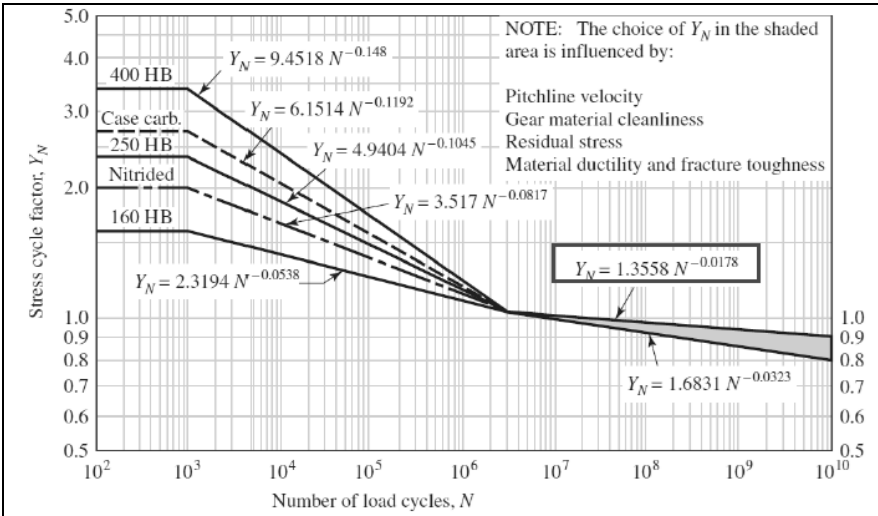


Tabla 35 Valores de Factores de Ciclos de Esfuerzos por Flexión [26]

Por ende, el Factor de Ciclos de Esfuerzos por Flexión (Y_N) se halla con la **Ecuación 51**:

$$Y_N = 1,3558 * N^{-0,0178}$$

$$Y_N = 1,3558 * (3,44E10)^{-0,0178} = 0,88$$

Ecuación 51 Factor de Ciclos de Carga por Flexión [26]

El Factor de Temperatura (K_T) para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de 250 °F es igual a 1 [29]. Por otro lado, el Factor de Confiabilidad (K_R) es igual a 1 para una confiabilidad de 99%, es decir una falla en 100.

Por lo tanto, la Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA sin corregir se calcula con la **Ecuación 49**:

$$\text{Resistencia a Fatiga por Flexión Sin Corregir} = \frac{(SF)(K_T)(K_R)(\text{Esf. Flexión})}{Y_N}$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Flexión Sin Corregir} = \frac{(1,5)(1)(1)(6588,13 \text{ Psi})}{0,88}$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Flexión Sin Corregir} = 11225,44 \text{ Psi}$$

Ecuación 49 Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA sin corregir [33]

En seguida, se escoge un material en función de la Resistencia a la Fatiga por Flexión sin corregir calculado anteriormente. Se debe asegurar el Factor de Seguridad por Picadura mas adelante, entonces se implemento el material de Acero AISI 4140 (311 HB Aprox.), para luego recalcar la Resistencia a la Fatiga por Flexión sin corregir con la Dureza escogida anteriormente para aceros nitrurados endurecidos completamente, mediante la **Tabla 36** y **Ecuación 52**:

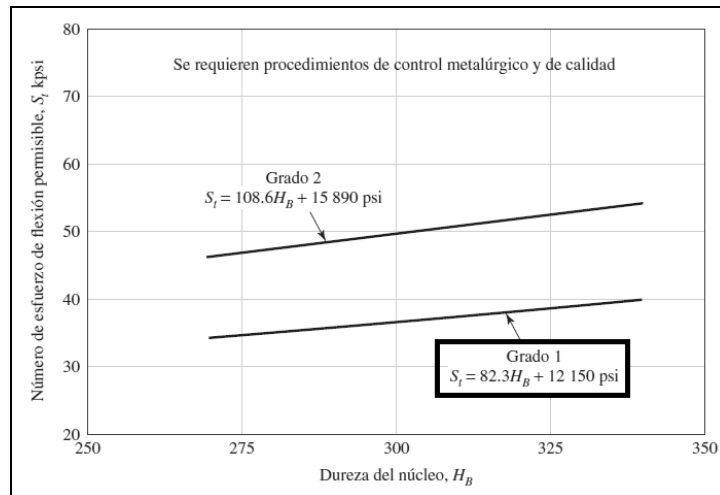


Tabla 36 Número de Esfuerzo de Flexión Permisible [26]

$$\text{Sat} = (82,3 * HB) + 12150 \text{ Psi}$$

$$\text{Sat} = (82,3 * 311 HB) + 12150 \text{ Psi}$$

$$\text{Sat} = 37745,30 \text{ Psi}$$

Ecuación 52 Esfuerzo de Flexión Permisible Grado 1 [26]

Finalmente, se calcula la Resistencia a la Fatiga por Flexión CORREGIDA, mediante la **Ecuación 53**:

$$\text{Resistencia a Fatiga por Flexión CORREGIDA} = \frac{Y_N}{(SF)(KT)(KR)} * (\text{Esf. Flexión})$$

Donde:
 Y_N : Factor de ciclos de esfuerzos
 SF: Factor de Seguridad
 K_T : Factor de temperatura
 K_R : Factor de confiabilidad

$$\text{Resistencia a Fatiga por Flexión CORREGIDA} = \frac{0,88}{(1,5)(1)(1)} * (37745,3 \text{ Psi})$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Flexión CORREGIDA} = 22152,44 \text{ Psi}$$

Ecuación 53 Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA CORREGIDA [33]

7.1.4.6.9 ESFUERZO SUPERFICIAL

El Esfuerzo Superficial AGMA se calcula con la **Ecuación 54**, donde algunos factores son iguales a los factores de flexión calculados anteriormente:

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{Wt}{F * I * D_p} * K_v * K_m * K_o * K_s * K_f}$$

Donde:
 C_p : Coeficiente elástico
 F: Ancho de cara
 I: Factor geométrico superficial
 K_v : Factor dinámico
 K_m : Factor de distribución de carga
 K_o : Factor de sobrecarga
 K_s : Factor de tamaño
 K_f : Factor de terminado superficial

Ecuación 54 Esfuerzo Superficial AGMA para Engranajes Rectos [26]

El Factor Geométrico Superficial (I) para la Resistencia a la Picadura se calcula en función de la Relación de Transmisión (m_G), mediante la **Ecuación 55**:

$$I = \frac{\sin(\phi) * \cos(\phi)}{2} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = \frac{\sin(20^\circ) * \cos(20^\circ)}{2} * \frac{(1)}{(1) + 1} = 0,08$$

Ecuación 55 Factor Geométrico Superficial (I) para la Resistencia a la Picadura [26]

El Coeficiente Elastico (C_p) se determina según los materiales del piñon y engrane, como se muestra en la **Tabla 37**:

Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)

Tabla 37 Coeficiente Elastico AGMA [29]

Finalmente, se calcula el Esfuerzo Superficial por Picadura AGMA para engranajes rectos con la **Ecuación 54**:

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{Wt}{F * I * D_p} * K_v * K_m * K_o * K_s * K_f}$$

$$S_c = 2300 * \sqrt{\frac{175,84 \text{ LbF}}{(1,125 \text{ in})(0,08)(1,800 \text{ in})}} * (1,18)(1,19)(1)(1)(1)$$

$$S_c = 85024,59 \text{ Psi}$$

Ecuación 54 Esfuerzo Superficial AGMA para Engranajes Rectos [26]

7.1.4.6.10 RESISTENCIA A FATIGA (PICADURA)

La Resistencia a la Fatiga por Picadura AGMA sin corregir se calcula en función del Esfuerzo Superficial por Picadura calculado anteriormente con la **Ecuación 56**:

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura Sin Corregir} = \frac{K_T * K_R}{Z_N * C_H} * (SH) (\text{Esfuerzo Superficial})$$

Donde:
 K_T : Factor de temperatura
 K_R : Factor de confiabilidad
 Z_N : Factor por ciclos de esfuerzos
 C_H : Factor de razón de dureza
 SH : Factor de seguridad a Picadura ($SH = SF^{1/2}$)

Ecuación 56 Resistencia a la Fatiga por Picadura AGMA [26]

El Factor de Ciclos de Carga o Esfuerzos por Picadura (Y_n) se calcula en función de la Vida de diseño calculado anteriormente con la **Ecuación 50**:

$$N = RPM(60)(Horas)(Años)$$

$$N = 3820 RPM(60)(30000 Hrs)(5 Yrs)$$

$$N = 3,44E10 Ciclos$$

Ecuación 50 Número de Ciclos de Carga [33]

En la **Tabla 39**, se muestran los valores para Factores de Ciclos de Esfuerzos por Picadura, donde la línea superior de la zona sombreada es para aplicaciones comerciales:

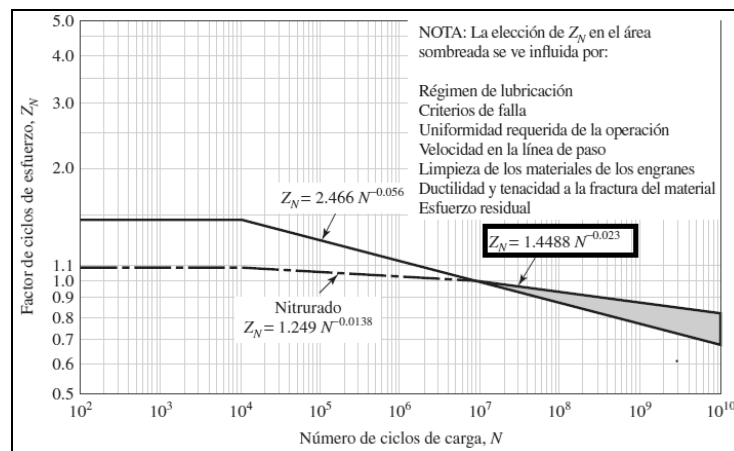


Tabla 38 Valores de Factores de Ciclos de Esfuerzos Picadura [26]

Por ende, el Factor de Ciclos de Esfuerzos por Picadura (Y_N) se halla con la **Ecuación 57**:

$$Z_N = 1,4488 * N^{-0,023}$$

Donde, $N = 3,44E10$ Ciclos

$$Z_N = 1,4488 * (3,44E10)^{-0,023} = 0,83$$

Ecuación 57 Factor de Ciclos de Carga [26]

El Factor de Razón de Dureza (C_H) solo aplica para el engrane y se calcula en función de la relación the transmisión y durezas, como se muestra en la **Tabla 39**, siendo en este caso $C_H=1$ para aceros endurecidos completamente:

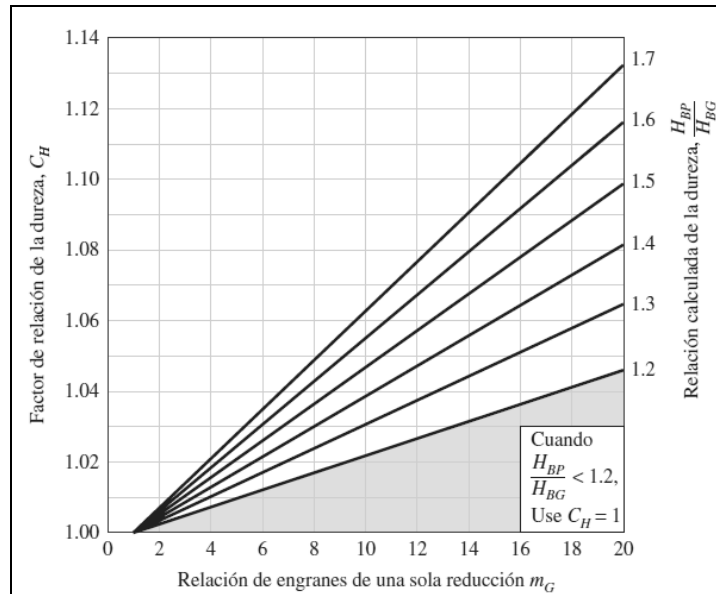


Tabla 39 Factor de Relación de la Dureza [26]

El Factor de Temperatura (K_T) para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de 250 °F es igual a 1 [29]. Por otro lado, el Factor de Confiabilidad (K_R) es igual a 1 para una confiabilidad de 99%, es decir una falla en 100 [29].

Por lo tanto, se calcula la Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA sin corregir con la **Ecuación 56**:

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura Sin Corregir} = \frac{K_T * KR}{Z_N * CH} * (SH) (\text{Esfuerzo Superficial})$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura Sin Corregir} = \frac{(1)(1)}{(0,83)(1)} * (\sqrt{1,5})(85024,59 \text{ Psi})$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura Sin Corregir} = 125578,72 \text{ Psi}$$

Ecuación 56 Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA [26]

En seguida, se escoge un material en función de la Resistencia a la Fatiga por Picadura sin corregir calculado anteriormente. Se implemento el material de Acero AISI 4140 (311 HB Aprox.), para luego recalculer la Resistencia a la Fatiga por Flexión sin corregir con la Dureza escogida anteriormente para aceros nitrurados endurecidos completamente, mediante la **Tabla 40** y **Ecuación 58**:

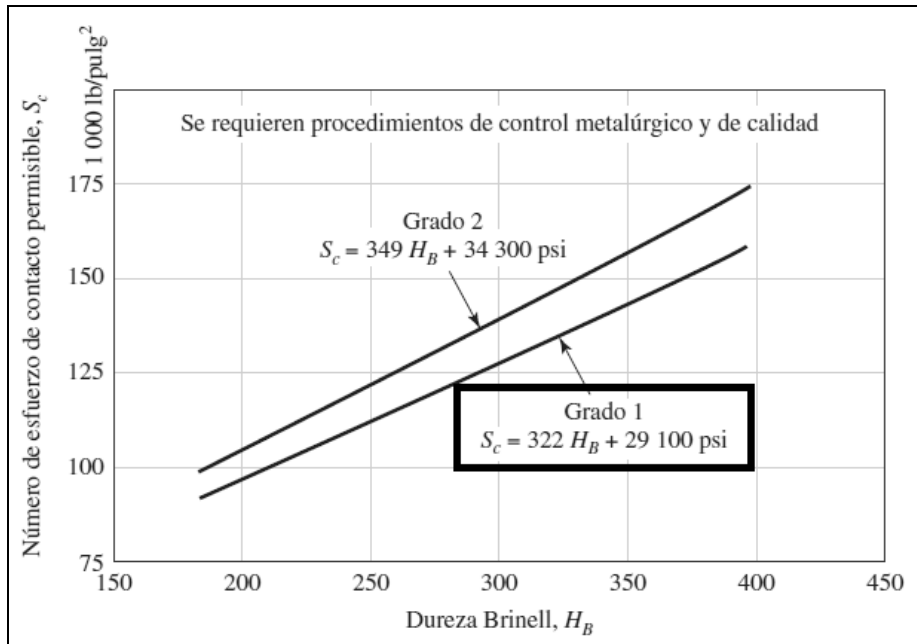


Tabla 40 Número de Esfuerzo de Contacto Permisible [26]

$$S_{ac} = (322 * HB) + 29100 \text{ PSI}$$

$$S_{ac} = (322 * 311 \text{ HB}) + 29100$$

$$S_{ac} = 129242 \text{ PSI}$$

Ecuación 58 Esfuerzo de Picadura Permisible [26]

Finalmente, se calcula la Resistencia a la Fatiga Superficial por Picadura CORREGIDA mediante la **Ecuación 59**:

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura CORREGIDA} = \frac{Z_N * C_H}{K_T * K_R} * \frac{(\text{Esfuerzo Superficial})}{(SH)}$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura CORREGIDA} = \frac{(0,83)(1)}{(1)(1)} * \frac{(129242 \text{ Psi})}{\sqrt{1,5}}$$

$$\text{Resistencia a Fatiga por Picadura CORREGIDA} = 87504,86 \text{ Psi}$$

Ecuación 59 Resistencia a la Fatiga Superficial por Picadura CORREGIDA [26]

7.1.4.6.11 FACTOR DE SEGURIDAD

Los Factores de Seguridad por Flexión y Picadura para el engranaje con Angulo de Presión con 20°, Paso Diametral de 10 dientes/pulgada, Ancho de Cara 1-1/4" y 18 dientes, fabricada en Acero 4140 (311 HB) se calculan con la **Ecuación 60** y **Ecuación 61**:

$$SF = \frac{S_{at} Y_N / (K_T K_R)}{S_t}$$

$$SF = \frac{(37745 \text{ PSI}) / (1 * 1)}{(6588 \text{ PSI})}$$

$$SF(\text{Flexión}) = 5,04$$

Ecuación 60 Factor de Seguridad por Flexión [26]

$$SH = \frac{S_{ac} Z_N C_H / (K_T K_R)}{S_c}$$

$$SH = \frac{(129242 \text{ PSI} * 0,83 * 1) / (1 * 1)}{(85024 \text{ PSI})}$$

$$SH(\text{Picadura}) = 1,26 \text{ (ACCEPTABLE)}$$

Ecuación 61 Factor de Seguridad por Picadura [26]

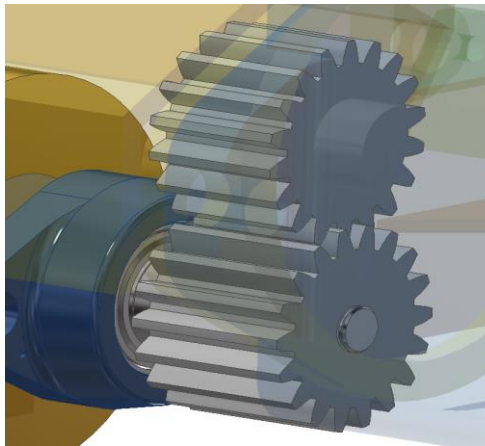


Figura 45 Isométrico Engranaje del Motor Cepillo

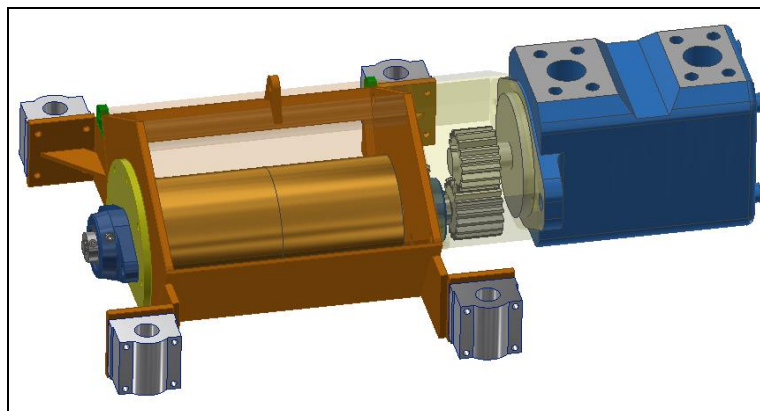


Figura 46 Isométrico Engranaje del Motor Cepillo

7.1.4.7 CADENA

Los carros transportables de limpieza se halan sobre la corredera mediante una transmisión por cadena, como se muestra en la **Figura 47**, donde se debe calcular la resistencia al rodamiento para hallar la fuerza de la cadena.

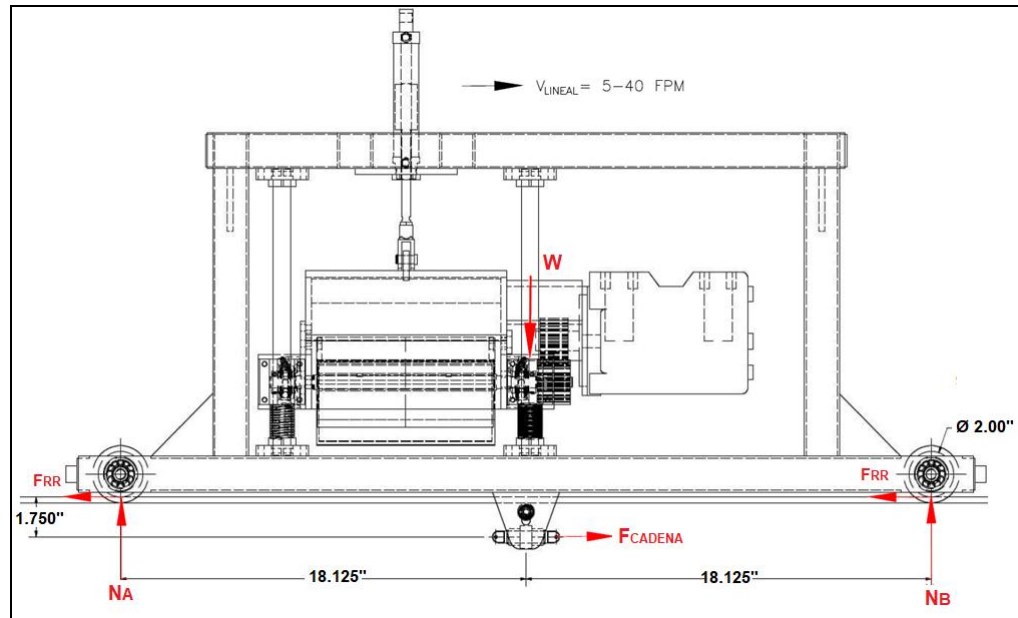


Figura 47 D.C.L Carro Transportable de Limpieza Externa

7.1.4.7.1 PESO CARRO

Los pesos totales de todos los sub-ensambles, como se muestra en la **Tabla 41**, ayudaron determinar la fuerza de la cadena. Por ejemplo, en la **Tabla 42** se muestra el peso del conjunto cepillo, motor y carcasa de la limpieza externa, el cual ayudo para calcular la fuerza de la cadena. Por otro lado, **Tabla 43** muestra el peso del carro y **Tabla 44** muestra el peso del colector de residuos.

CONJUNTO CARRO CEPILLADO EXT.	Valor	Unidades	Conversion	
PESO TOTAL	113,336	lb	51,400	Kg
CON RESIDUOS	114,131	lb	51,760	Kg

Tabla 41 Peso Total del conjunto Carro Lavado Externo

1er CALCULO PESOS (CEPILLO LAVADO EXTERNO)													
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANT.	DENSIDAD (g/cm³)	MASA/UNIDAD			MASA TOTAL					
					Valor	Unidades	Conversion	Valor	Unidades	Conversion			
CARCASA & SOPORTES	0,25" Lamina Frontal	Acero Estructural A36	1	7,850	1,671	lb	0,758	Kg	1,671	lb	0,758	Kg	
	0,25" Lamina Trasera		1		2,377	lb	1,078	Kg	2,377	lb	1,078	Kg	
	0,125" Laminas Laterales		2		1,103	lb	0,500	Kg	2,206	lb	1,000	Kg	
	0,25" Lamina Tapa Superior		1		7,043	lb	3,194	Kg	7,043	lb	3,194	Kg	
	0,25" Orejas Tapa Superior		2		0,065	lb	0,029	Kg	0,130	lb	0,059	Kg	
	0,25" Lamina Soporte Motor		1		3,546	lb	1,608	Kg	3,546	lb	1,608	Kg	
	0,25" Laminas Soportes Carcasa		4		0,354	lb	0,161	Kg	1,416	lb	0,642	Kg	
	0,25" Laminas Soportes Eje Lineal		4		0,348	lb	0,158	Kg	1,392	lb	0,631	Kg	
	0,125" Lamina Colector de Residuos		1		4,576	lb	2,075	Kg	4,576	lb	2,075	Kg	
	20 mm Rodamientos Eje Lineal		Varios		4	0,500	lb	0,227	Kg	2,000	lb	0,907	Kg
	Rodamientos Y de Bloque Ref. FYTB 15 TF				2	0,750	lb	0,340	Kg	1,500	lb	0,680	Kg
CEPILLO	Eje Cepillo	Acero 1045	1	7,850	0,999	lb	0,453	Kg	0,999	lb	0,453	Kg	
	Engranaje (Piñon-Engrane)	Acero 1045 (160 HB)	1		1,969	lb	0,893	Kg	1,969	lb	0,893	Kg	
	Cepillo SIT Ref. 1361	Acero Latonado-Filamentos	2		0,500	lb	0,227	Kg	1,000	lb	0,454	Kg	
	Cilindro Neumatico	Varios	1		0,090	lb	0,041	Kg	0,090	lb	0,041	Kg	
	Motor Hidraulico		1		40,000	lb	18,141	Kg	40,000	lb	18,141	Kg	
CEPILLO LAV. EXT. PESO								Valor	Unidades	Conversion			
TOTAL								71,915	lb	32,615	Kg		

Tabla 42 Peso del conjunto Cepillo Externo, Motor y Carcasa

2do CALCULO PESOS (CARRO MOVIBLE LAVADO EXTERNO)													
ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANT.	DENSIDAD (g/cm³)	MASA/UNIDAD			MASA TOTAL					
					Valor	Unidades	Conversion	Valor	Unidades	Conversion			
ESTRUCTURA	40 mm Tubo Cuad. Superior Horizontal	Acero Estructural A36	2	7,850	3,809	lb	1,727	Kg	7,618	lb	3,455	Kg	
	40 mm Tubo Cuad. Transversal Horizontal		4		1,604	lb	0,727	Kg	6,416	lb	2,910	Kg	
	40 mm Tubo Cuad. Vertical		4		1,681	lb	0,762	Kg	6,724	lb	3,049	Kg	
	40 mm Tubo Cuad. Base		2		4,273	lb	1,938	Kg	8,546	lb	3,876	Kg	
	4 x 4 x 0,25" Gusset "Pie de Amigo"		4		0,567	lb	0,257	Kg	2,268	lb	1,029	Kg	
	0,25" Tapa Platina Cuadrada		8		0,045	lb	0,020	Kg	0,360	lb	0,163	Kg	
	5 x 5 x 0,25" Platina Soporte Cilindro		1		1,497	lb	0,679	Kg	1,497	lb	0,679	Kg	
	20 mm Eje Lineal Soporte Vertical		4		1,736	lb	0,787	Kg	6,944	lb	3,149	Kg	
	0,25" Eje Pasador Ruedas		4		0,137	lb	0,062	Kg	0,548	lb	0,249	Kg	
	50 mm Ruedas de Rodillo		Acero		4	0,125	lb	0,057	Kg	0,500	lb	0,227	Kg
	CARRO LAV. EXT. PESO								Valor	Unidades	Conversion		
TOTAL								41,421	lb	18,785	Kg		

Tabla 43 Peso de Estructura Carro Lavado Externo

3er CALCULO PESOS (CAPACIDAD COLECTOR CON RESIDUOS)									
DESCRIPCIÓN	Volumen Max. En el Colector		DENSIDAD (g/cm³)	MASA TOTAL					
	(in³)	(cm³)		Valor	Unidades	Conversion	Valor	Unidades	
Corrosion (Peor Caso)	22	360,516	1,000	360,516	g	0,361	Kg	0,795	lb
Crudo (>35 Celcius)			0,900	324,465	g	0,324	Kg	0,715	lb

Tabla 44 Peso del conjunto Colector de Residuos

7.1.4.7.2 FUERZA

La Fuerza de la Cadena es igual a la Resistencia al Rodamiento total, donde será afectado por un coeficiente (a) con dimensión de longitud igual a 0,5 mm para este caso, en el cual la rueda de acero gira sobre un riel del mismo material. En la **Tabla 45**, se muestran los datos iniciales para calcular fuerza en la **Ecuación 62**:

DATOS INICIALES				
VARIABLE	VALOR	UNIDADES	CONVERSION	UNIDADES
PESO CARRO LAV. EXT.	115	lb	52,154	Kg
COEFICIENTE RESISTENCIA RODADURA	0,5	mm	0,020	in
CANTIDAD DE RUEDAS	4			
RADIO DE RUEDA	25,4	mm	1	in

Tabla 45 Peso del conjunto Colector de Residuos

$$F_{RR} = \frac{W * a}{r}$$

$$F_{RR} = \frac{115 \text{ lb} * 0,02 \text{ in}}{1 \text{ in}}$$

$$F_{RR} = 2,264 \text{ lb}$$

Ecuación 62 Fuerza de Resistencia al Rodamiento [26]

Seguidamente, la Fuerza de Resistencia al Rodamiento se multiplica por el número de ruedas del carro de limpieza para el proceso de sumatoria de fuerzas de la **Ecuación 63**.

$$+ \rightarrow \sum F_x = 0 ; \quad F_{cadena} - (F_{RR} * \# \text{ Ruedas}) = 0$$

$$\text{Donde, } F_{RR} = 2,264 \text{ lb}$$

$$F_{cadena} = 2,264 \text{ lb} * (4 \text{ Ruedas})$$

$$F_{cadena} = 9,055 \text{ lb}$$

Ecuación 63 Fuerza de la Cadena [26]

7.1.4.7.3 POTENCIA

La Potencia Requerida para el diseño de la cadena se calcula con la **Ecuación 64** en función de la Velocidad Lineal necesaria del carro y la Fuerza de la Cadena, multiplicado por el Factor Compensatorio de Seguridad de la **Tabla 46**:

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad			
Clase de la fuente de potencia			
Tipo de carga	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Fluctuante	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante	1.4	1.5	1.7

Tabla 46 Factores de Margen Compensatorio de Seguridad [34]

$$Potencia Req. = \frac{Vel. Lineal * F. Cadena}{33000} * (Margen Compensatorio Seguridad)$$

$$Potencia Req. = \frac{(50 ft/min) * (9,055 Lb)}{33000} * (1,4)$$

$$Potencia Req. = 0,019 HP = 0,014 kW$$

Ecuación 64 Potencia Requerida de la Cadena [26]

Seguidamente, se estandarizo la cadena ANSI 40 de baja potencia con Paso de 1/2" y un sprocket con diámetro interno de 1" para la medida del eje en el motor y 12 dientes para un diámetro externo de 2,17 pulgadas, tomadas del catálogo SKF, como se muestra la **Tabla 47** y **Tabla 48**:

ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Dimensions Pitch P	Ultimate tensile strength Q Min.	Average tensile strength Q ₀	Mass per meter	Designation
		mm	kN		kg/m	
15-1*	03C*	4,76	1,8	2,0	0,08	PHC 15-1...
25-1*	04C-1*	6,35	3,5	4,6	0,15	PHC 25-1...
35-1*	06C-1*	9,53	7,9	10,8	0,33	PHC 35-1...
41-1	08S-1	12,70	6,7	12,6	0,41	PHC 41-1...
40-1	08A-1	12,70	14,1	17,5	0,62	PHC 40-1...

Tabla 47 Especificaciones de Cadena SKF de Baja Potencia [35]

ANSI sprockets, simplex, pilot bore
ANSI 40-1 1/2 in. pitch

Pitch	Number of teeth	Outside diameter OD	Type	Dimensions Bore stock	Bore		Hub		Plate thickness t ₁	Mass	Designation
					Min.	Max.	H	L			
in.	-	in.	-	in.					lbs.	-	
1/2	8	1,50	B	-	1/2	1/2	31/32	7/8	0,284	0,18	PHS 40-1B8
1/2	9	1,67	B	-	1/2	9/16	1 1/16	7/8	0,284	0,20	PHS 40-1B9
1/2	10	1,84	B	-	1/2	3/4	1 1/4	7/8	0,284	0,27	PHS 40-1B10
1/2	11	2,00	B	-	1/2	7/8	1 3/8	7/8	0,284	0,35	PHS 40-1B11
1/2	12	2,17	A	1/2	-	-	-	-	0,284	0,18	PHS 40-1A12
		2,17	B	-	1/2	1	1 7/16	7/8	0,284	0,45	PHS 40-1B12

Tabla 48 Especificaciones de Sprocket SKF [35]

Próximamente, se calcula el Diámetro de Paso en función del paso y número de dientes con la **Ecuación 65**, para luego hallar las revoluciones por minuto con la **Ecuación 66** y la capacidad de transmisión de potencia con base en el número de dientes y velocidad del piñón conductor, mediante la **Tabla 49**, la cual debe ser mayor a la Potencia requerida de diseño.

$$\begin{aligned}
 \text{Diámetro Paso} &= \frac{\text{Paso}}{\text{Sin}(180^\circ/\# \text{ Dientes})} \\
 \text{Diámetro Paso} &= \frac{1/2''}{\text{Sin}(180^\circ/12)} \\
 \text{Diámetro Paso} &= 1,932''
 \end{aligned}$$

Ecuación 65 Diámetro de Paso de Cadena [26]

$$RPM = \frac{Vel. Lineal * 12}{Diámetro Paso * \pi}$$

$$RPM = \frac{(50 ft/min) * 12}{1,932 * \pi}$$

$$RPM = 99$$

Ecuación 66 Revoluciones por Minuto de Sprocket [26]

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 40 PASO 1/2"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR																			
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500
9	0.04	0.10	0.19	0.35	0.65	0.93	1.21	1.48	2.00	2.51	2.75	3.25	3.73	4.12	3.45	2.74	2.24	1.88	1.60	1.27
10	0.05	0.11	0.21	0.39	0.73	1.04	1.35	1.65	2.24	2.81	3.09	3.64	4.18	4.71	4.04	3.21	2.63	2.20	1.88	1.49
11	0.05	0.12	0.23	0.43	0.80	1.16	1.50	1.83	2.48	3.11	3.42	4.03	4.63	5.22	4.66	3.70	3.03	2.54	2.17	1.72
12	0.06	0.14	0.25	0.47	0.88	1.27	1.65	2.01	2.73	3.42	3.76	4.43	5.09	5.74	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	1.96
13	0.06	0.15	0.28	0.52	0.96	1.39	1.80	2.20	2.97	3.73	4.10	4.83	5.55	6.26	5.99	4.76	3.89	3.26	2.79	2.21
14	0.07	0.16	0.30	0.56	1.04	1.50	1.95	2.38	3.22	4.04	4.44	5.23	6.01	6.78	6.70	5.31	4.35	3.65	3.11	2.47

Tabla 49 Capacidad para Cadena No. 40 Paso 1/2" [34]

7.1.4.7.4 LONGITUD DE CADENA

La longitud de la cadena (L) se calcula con la **Ecuación 67**, con base en el paso (p), número de dientes (N), y distancia entre centros requerida (C), como se muestra en la **Figura 48**:

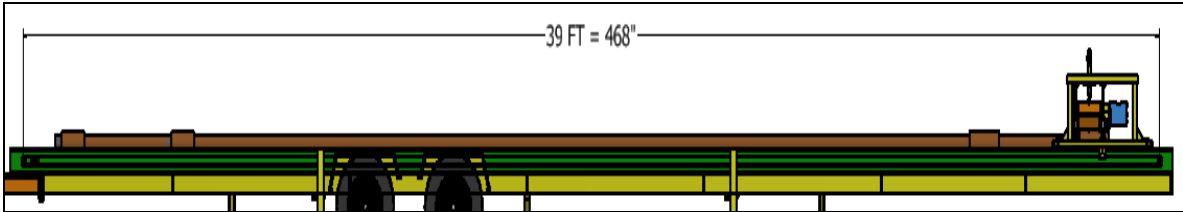


Figura 48 Distancia entre Centros de Sprockets

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 + N_2)^2}{4\pi^2 C/p}$$

$$L = \left(\frac{2 * (468")}{1/2"} + \frac{12 + 12}{2} + 0 \right) * 1/2"$$

$$L = 942"$$

Ecuación 67 Longitud de Cadena [26]

7.1.4.7.5 VARIACIÓN CORDAL DE VELOCIDAD

Un diseño óptimo de la cadena debe cumplir con una variación cordal de velocidad por debajo del 5%, el cual se calcula con la velocidad máxima y mínima de paso, mediante la **Ecuación 68** y **Ecuación 69**, respectivamente:

$$V_{max} = \frac{\pi * RPM * Paso}{12 \sin(\frac{\gamma}{2})}$$

Donde: $\gamma = \frac{360}{\# \text{ Dientes}}$

$$V_{max} = \frac{\pi * 99 * 1/2"}{12 \sin(15^\circ)}$$

$$V_{max} = 50,6 \text{ FPM}$$

Ecuación 68 Velocidad Máxima de Paso de la Cadena [26]

$$V_{min} = \frac{\pi * RPM * Paso * \cos(\frac{\gamma}{2})}{12 \sin(\frac{\gamma}{2})}$$

Donde: $\gamma = 30^\circ$

$$V_{min} = \frac{\pi * 99 * 1/2" * \cos(15^\circ)}{12 \sin(15^\circ)}$$

$$V_{min} = 48,9 \text{ FPM}$$

Ecuación 69 Velocidad Mínima de Paso de la Cadena [26]

Por lo tanto, la Variación Cordal de Velocidad de la cadena se calcula con la **Ecuación 70**:

$$\text{Variacion Cordal Vel.} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V}$$
$$\text{Variacion Cordal Vel.} = \frac{50,6 - 48,9 \text{ FPM}}{50 \text{ FPM}}$$
$$\text{Variacion Cordal Vel.} = 3,4\%$$

(Optimo < 5%)

Ecuación 70 Variación Cordal de Velocidad de la Cadena [26]

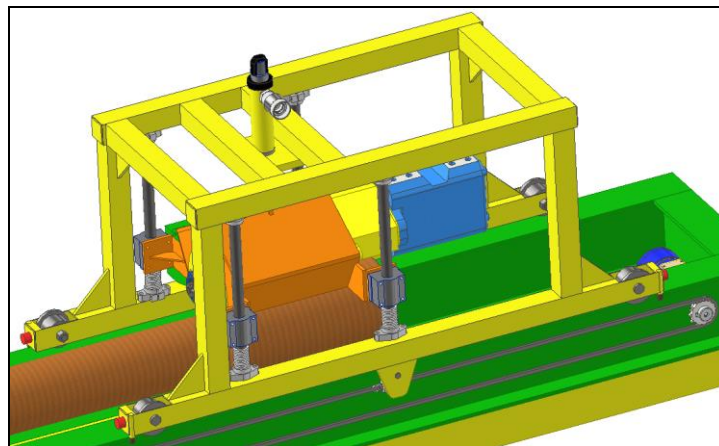


Figura 49 Isométrico Carro Transportable de Limpieza Externa

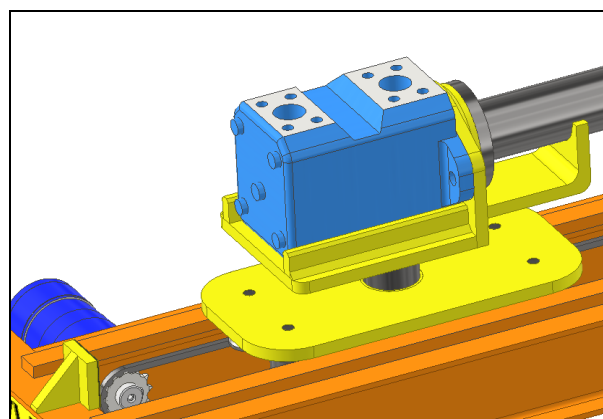


Figura 50 Isométrico Carro Transportable de Limpieza Interna

7.2 FORMAS ESPECÍFICAS DE LOS COMPONENTES

En esta etapa, se muestra la descripción de los componentes con mayor importancia en el diseño de cada sub-ensamble.

7.2.1 SISTEMA ROTACIÓN TUBERÍA

	<p>RODILLOS GIRATORIOS DE APOYO</p>
	<p>Motor Hidráulico Eaton Char-Lynn H [36] Ref.: 101-1029-009 Velocidad Max. 304 RPM Torque 2343 Lb-in Caudal 15 GPM Desplazamiento 11,30 in³/r Presión 1600 Psi Eje Ø1"</p>
	<p>Unidad de Rodamiento Y con pestaña ovalada SKF [37] Ref.: FYTB 15 TF Eje Ø15 mm Limite Velocidad 9500 RPM Carga Estática 4,75 kN Carga Dinámica 9,56 kN</p>
	<p>Varilla Lisa Acero 1045 Ø1" [38]</p>
	<p>Recubrimiento De Rodillos En Poliuretano [39]</p>

Tabla 50 Componentes principales del Sistema de Rotación de Tubería

7.2.2 SISTEMA CARGUE TUBERÍA


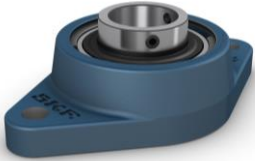
	<p>BRAZOS DE ALIMENTACIÓN DE TUBERÍA</p>
	<p>Cilindro Hidráulico Enerpac [40] Ref.: RC59 Capacidad 4,9 Ton Carrera 9,13" Presión Max. 10.000 Psi Simple Acción, Retorno por Resort</p>
	<p>Tubo Cuadrado [41] 60 x 60 x 2,5 mm Cal. 12 40 x 40 x 2 mm Cal. 14</p>

Tabla 51 Componentes principales del Sistema de Cargue de Tubería

	<p>BRAZOS DE DESCARGUE DE TUBERÍA</p>
	<p>Cilindro Hidráulico Enerpac [40] Ref.: RC53 Capacidad 4,9 Ton Carrera 3,11" Presión Max. 10.000 Psi Simple Acción, Retorno por Resort</p>
	<p>Tubo Cuadrado [41] 60 x 60 x 2,5 mm Cal. 12</p>

Tabla 52 Componentes principales del Sistema de Descargue de Tubería

7.2.3 CONJUNTO LAVADO EXTERNO

	<p>CARRO DE LAVADO EXTERNO</p>
	<p>Cepillo Circular de Cara Ancha SIT [13] Ref.: 1361 100 x 100 mm Acero Latonado Eje Ø5/8"</p>
	<p>Engranaje Recto Boston Gear [32] Ref.: YF18 Paso Diametral 10 Ancho Cara 1-1/4" Numero Dientes 18 Diámetro de Paso 1,800" Angulo de Presión 20°</p>
	<p>Motor Hidráulico Eaton Vickers [42] Ref.: 25M65A 1C20 Velocidad Max. 4000 RPM Torque 65 Lb-in Caudal 21,9 GPM Desplazamiento 4,19 in³/r Eje Ø5/8"</p>
	<p>Unidad de Rodamiento Y con pestaña ovalada SKF [37] Ref.: FYTB 12 TF Eje Ø12 mm Limite Velocidad 9500 RPM Carga Estática 4,75 kN Carga Dinámica 9,56 kN</p>


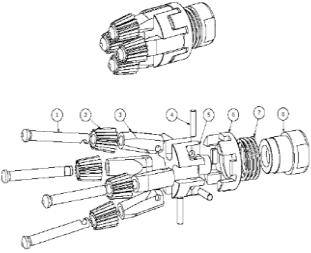



(CONT.)

(CONT.)

	<p>Soporte Eje Lineal [43]</p> <p>Ref.: SHF20 Eje Ø20 mm</p>
	<p>Rodamiento Lineal [44]</p> <p>Ref.: Scs20uu Eje Ø20 mm</p>
	<p>Rodamiento de Bolas SKF [37]</p> <p>Ref.: 6301-2Z Eje Ø12 mm Limite Velocidad 22.000 RPM Carga Estática 4,15 kN Carga Dinámica 10,1 kN</p>
	<p>Cadena Sencilla y Sprocket SKF [35]</p> <p>Ref.: PHC 40-1 ANSI 40-1 Paso 1/2" Número de Dientes 12 Longitud 942" Eje Ø1"</p>
	<p>Motor Hidráulico Eaton Char-Lynn H [36]</p> <p>Ref.: 101-1029-009 Velocidad Max. 304 RPM Torque 2343 Lb-in Caudal 15 GPM Desplazamiento 11,30 in³/r Presión 1600 Psi Eje Ø1"</p>

Tabla 53 Componentes principales del Sistema de Lavado Externo

7.2.4 CONJUNTO LAVADO INTERNO

	<p>CARRO DE LAVADO INTERNO</p>
	<p>Rapador Mecánico Elliott [22] Ref.: ETSL970LA Número de Brazos 4 Rango Expansión 2-3/4" a 4-7/8" Acoplamiento 7/8"-9UNC</p>
	<p>Tubería Redonda [45] Galvanizado 1" x 2,5 mm (Lanza) Galvanizado 1,5" x 2 mm (Camisa)</p>
	<p>Motor Hidráulico Eaton Vickers [42] Ref.: 25M65A 1C20 Velocidad Max. 4000 RPM Torque 65 Lb-in Caudal 21,9 GPM Desplazamiento 4,19 in³/r Eje Ø5/8"</p>
	<p>Junta Universal Doble SKF [37] Ref.: PHE UJMB45 Eje Ø30 mm Max. Torque Max. 921,95 Lb-ft Velocidad Max. 1 800 RPM Angulo Desviación 25°-35°</p>

(CONT.)

(CONT.)

	<p>Rodamientos de bolas de contacto angular de doble hilera SKF [37]</p> <p>Ref.: 3201 A-2RS1TN9/MT33 Eje Ø12 mm Limite Velocidad 15.000 RPM Carga Estática 5,6 kN Carga Dinámica 10,1 kN</p>
	<p>Cadena Sencilla y Sprocket SKF [35]</p> <p>Ref.: PHC 40-1 ANSI 40-1 Paso 1/2" Número de Dientes 12 Longitud 942" Eje Ø1"</p>
	<p>Motor Hidráulico Eaton Char-Lynn H [36]</p> <p>Ref.: 101-1029-009 Velocidad Max. 304 RPM Torque 2343 Lb-in Caudal 15 GPM Desplazamiento 11,30 in³/r Presión 1600 Psi Eje Ø1"</p>

Tabla 54 Componentes principales del Sistema de Lavado Interno

7.2.5 ESTRUCTURA BASE PRINCIPAL

	<p style="text-align: center;">BASE EXPANDIBLE</p>
	<p style="text-align: center;">Soporte de Trailer [46]</p> <p>Ref.: 28359 Soporta 5.000 Lbs Recorrido 15"</p>
	<p style="text-align: center;">Viga IPE [47]</p> <p>IPE 140 mm Grado 572 Gr150 (Principal) IPE 100 mm Grado 572 Gr150 (Expandible)</p>
	<p style="text-align: center;">Tubo Cuadrado [41]</p> <p>60 x 60 x 2,5 mm (Principal) 120 x 60 x 2 mm (Expandible)</p>
	<p style="text-align: center;">Eje Trailer</p> <p>Tubo Petrolero Ø2-1/2" x 1/4" Capacidad Carga 1 Ton Llanta AT 175/70R14</p>

Tabla 55 Componentes principales de la Estructura Base

7.3 PLANOS DETALLADOS DE INGENIERÍA

[PLANOS EN PDF ADJUNTOS APARTE]

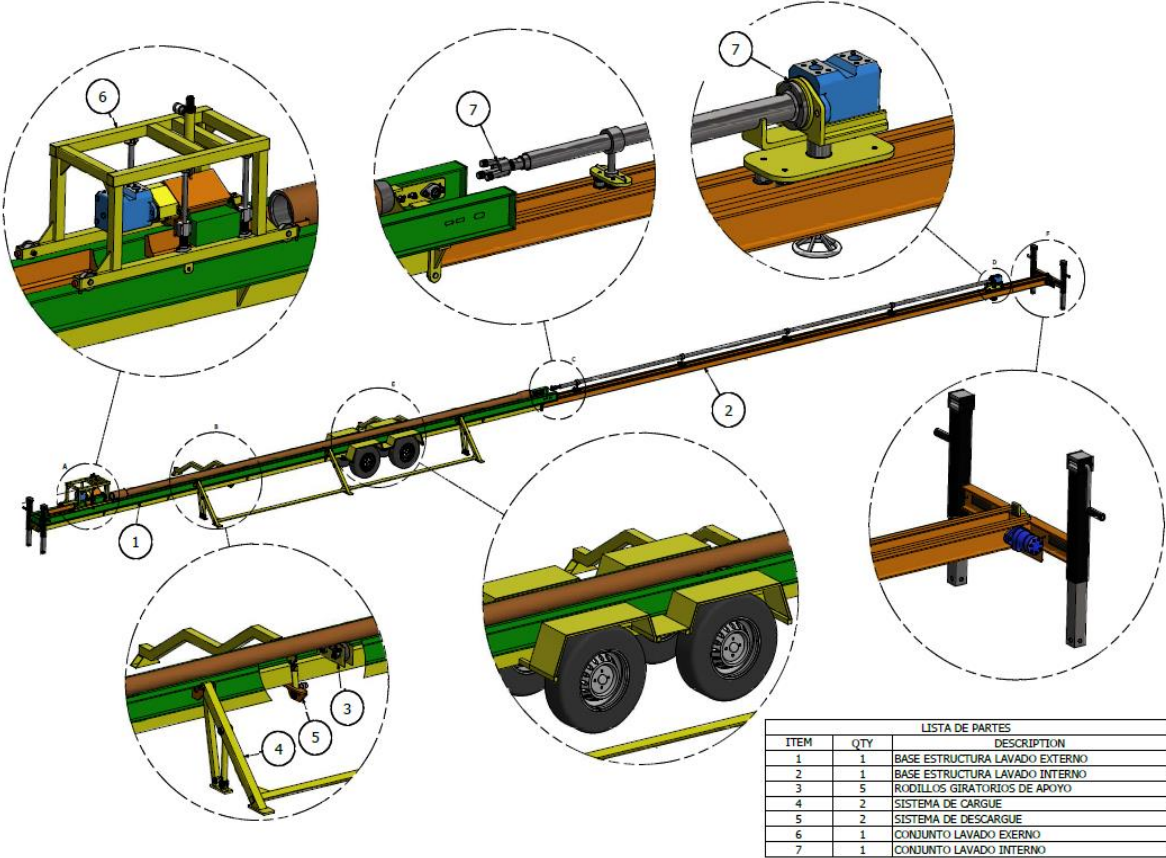


Figura 51 Isométrico Ensamble General Máquina Limpieza

8 CONCLUSIONES

Este informe ha discutido el desarrollo de un sistema transportable de lavado industrial para tubería del sector petrolero en Colombia, donde se ofrecerá un servicio domiciliario mediante cepillos alámbricos, totalmente libre del tratamiento de aguas contaminadas. La máquina transportable sobre ruedas ofrecerá una estructura retractable para el sistema de lanza, el cual reducirá en tamaño para facilitar su traslado entre sitios de trabajo.

El cepillo estandarizado requiere un eje de $\text{Ø}5/8''$, por lo tanto, se garantizó un factor de seguridad de 2,4 para la implementación de dos cepillos con longitud total de 20 cm, instalados sucesivamente sobre el mismo eje, así ofreciendo mayor área de contacto. Por otro lado, el lavado interno utilizará un raspador mecánico, el cual gira con cuatro brazos de dientes expandibles, en caso de variaciones en el diámetro interno, con rangos de expansión desde $\text{Ø}2-3/4''$ hasta $\text{Ø}4-7/8''$. Ambos métodos de limpieza son capaces de remover corrosión y crudo.

Una velocidad periférica mínima de 15 m/s del cepillado será suficiente para lograr una remoción adecuada de residuos, donde el cepillo con diámetro externo de $\text{Ø}100$ mm necesitará un motor hidráulico de alta velocidad de alrededor de 3820 RPM y una potencia de aproximadamente 7,7 HP. Por otro lado, los raspadores mecánicos expandibles requieren una velocidad de giro mínima de 500 RPM para que sus brazos se expandan a su posición operacional normal.

El sistema de manejo de tubería necesitará 6 pares de rodillos giratorios, con diámetro de eje de $\text{Ø}15$ mm para un factor de seguridad de 2,1 el cual garantiza el apoyo de una tubería con peso de aproximadamente de 2154 Lb o 977 Kg. La tubería debería girar alrededor de 300 RPM, por lo tanto, se acoplará un motor hidráulico de baja velocidad para la rotación de solo uno de los rodillos con diámetro externo de $\text{Ø}4-1/2''$, donde se necesitará una potencia de 1,1 HP. Por otro lado, los cilindros hidráulicos del sistema de cargue y descargue de la tubería necesitarán una potencia adicional de 1,47 HP y 0,42 HP respectivamente, los cuales se diseñaron para casos en donde la tubería se encuentra sobre el piso.

El movimiento de los carros de limpieza será transmitido por una cadena angosta ANSI 40 para baja potencia, ya que las fuerzas o resistencias al rodar entre las ruedas y las correderas de acero son muy pequeñas. Las herramientas tendrán una velocidad lineal de 50 pies por minuto durante una distancia recorrida de aproximadamente 39 pies o 12 metros, por lo tanto, se requiere una longitud de cadena de 942 pulgadas o 24 metros. El sistema utilizará un sprocket de mínimo tamaño que ajuste entre las alas de la viga de la corredera, con fin de evitar ser expuesto a la intemperie.

El diseño mecánico cumple con los requerimientos establecidos, siendo una posibilidad factible e innovadora para su construcción en el mercado nacional.

9 RECOMENDACIONES

- Calcular el sistema hidráulico como la bomba y mangueras con base a las especificaciones técnicas de los componentes involucrados en el proyecto.
- Análisis de estabilidad estructural durante la extensión de la máquina donde se puedan presentar grandes deflexiones por pandeo.
- Formulación y evaluación económica de la propuesta sobre el comportamiento de la oferta y demanda en el mercado nacional.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] T. Brondel, B. Edward, R. Hayman, A. Hill, D. Mehta, S. & Semerad, "Corrosion in the Oil Industry," 1994, Accessed: Oct. 25, 2016. [Online]. Available: http://www.slb.com/~media/Files/resources/oilfield_review/ors94/0494/comp_osite.pdf.
- [2] S. Sah, "Corrosion Control in the Oil and Gas Industry," *Encyclopaedia of Petroleum Science and Engineering*. 2003, [Online]. Available: <http://pdfread.press/go/read2.php?id=B00GFV9MFW>.
- [3] Vallourec, "Drilling Products and Solutions," 2015, Accessed: Oct. 25, 2016. [Online]. Available: <http://www.vallourec.com/DRILLINGPRODUCTS/EN/E-Library/Publication/Lists/Publications/Drilling Products and Solutions Catalog.pdf>.
- [4] N. Asrar *et al.*, "Corrosion: The Longest War," *Oilf. Rev.*, vol. 28, no. 2, 2016, Accessed: Oct. 25, 2016. [Online]. Available: http://www.slb.com/~media/Files/resources/oilfield_review/ors16/May2016/03-corrosion.pdf.
- [5] M. Wasserman, "Ciencia, Tecnología e Innovación en Colombia hoy: Entre las Debilidades están la Innovación y las Limitaciones en Capital Humano y Recursos.," *El Tiempo*, 2017. <https://www.eltiempo.com/vida/ciencia/ciencia-tecnologia-e-innovacion-en-colombia-hoy-99494>.
- [6] S. Leiper, "The Evolution of the Casing Scraper," 2015, [Online]. Available: <http://blog.odfjellwellservices.com/the-evolution-of-the-casing-scraper>.
- [7] H. Teimourian, H. . Tamaddoni, B. Mutabi, and A. Soleimanzadeh, "Technical and Economical Comparison of Waterjet and Abrasive Blast Methods to be used in De-Coating and Cleaning Processes," 2013, Accessed: Oct. 25, 2016. [Online]. Available: <http://www.wjta.org/images/wjta/Proceedings/Papers/2013/F2 - HT Technical and Economical.pdf>.
- [8] M. Crabtree and A. Johnson, "La Lucha Contra las Incrustaciones: Remoción y Prevención," *Oilf. Rev.*, vol. 11, p. 20, 1999.
- [9] M. T. Gracey, "High Pressure Pumps & Systems," 2005.
- [10] L. Frenzel, "Flash Rust: #2 Defining Rust Back, Flash Rust, and Rust Bloom," 2014. <http://flashrust.org/2014/03/06/defining-rust-back-flash-rust-and-rust-bloom/>.
- [11] CEDA, "Chemical Cleaning," 2015. <http://www.ceda.com/services/chemical-cleaning.cfm>.
- [12] Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos (ANFA), "Nociones sobre abrasivos," Accessed: Oct. 25, 2016. [Online]. Available: <http://www.asociacion-anfa.es/post/nociones-sobre-abrasivos.pdf>.

- [13] Hodge Clemco Ltd, "Product Catalogue," 2016.
- [14] Amtec Consultants, "Amtec Guide to Surface Preparation." United Kingdom, 2015, [Online]. Available: <http://www.amteccorrosion.co.uk/surfaceprepguide.html>.
- [15] New Blast Tech systems, "Water Blast Pipe Cleaning Systems 10,000—20,000," no. 432. p. 5393.
- [16] Hub City Iron Works, "Extreme Pipe Cleaning Machine," 2016.
- [17] StoneAge, "Downhole Cleaning," 2016. <http://stoneagetools.com/>.
- [18] Stoneage, "Waterblast Tools & Accessories," 2014.
- [19] Thomas Services, "Tubular Maintenance & Management," 2015. <http://thomasservices.org/tubular-maintenance-management/>.
- [20] Warwick Manufacturing Group, *Quality Function Deployment*. 2007.
- [21] QFD Online, "Traditional House of Quality." Microsoft Excel, 2008.
- [22] Elliott Tool Technologies, "Turbine Cleaning Motors: Make Them Last Longer, Work Faster, & Clean Better," 2017. <https://www.elliott-tool.com/cleaning-motors-make-them-last-longer-work-faster-clean-better/>.
- [23] Abanaki, "Oil Skimmers for every type of Application." <https://www.abanaki.com/>.
- [24] PDCA Home, "Matriz de Pugh." Microsoft Excel, [Online]. Available: <https://www.pdcahome.com/wp-content/uploads/2012/11/Matriz-de-Pugh.xls>.
- [25] R. Gonzales, "Matriz de Pugh: Ayuda a la toma de decisiones," *PDCA HOME*, 2012. <https://www.pdcahome.com/2569/matriz-de-pugh-ayuda-a-la-toma-de-decisiones/>.
- [26] R. Budynas and K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education, 2010.
- [27] T. Heston, "The Fabricator: How to get the most out of a wire brush." 2014, [Online]. Available: <http://www.thefabricator.com/article/finishing/better-brushes-better-technique-better-cleaning>.
- [28] SIT Società Italiana TecnoSpazzole, "SIT Technical and Industrial Brushes Manufacturer," 2016. <http://www.sitbrush.com/>.
- [29] R. L. Norton, *Diseño de Maquinas*, 4th ed. Pearson.
- [30] S. Malkin and C. Guo, *Grinding Technology: Theory and Application of Machining with Abrasives*, 2nd ed. New York: Industrial Press, 2008.
- [31] SIT Società Italiana TecnoSpazzole, "Industrial Applications Technical Brushes," 2016. <http://www.sitbrush.com/Industrial-Applications-Technical-Brushes.php>.
- [32] Boston Gear, "Rotary Drive Products Gears, Bearings, Couplings and Shaft Accessories."

- [33] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta ed. .
- [34] INTERMEC S.A., “La transmisión de potencia por cadena de rodillos: un compendio de información técnica y práctica,” p. 36, 2013.
- [35] SKF Group, “SKF Power Transmission products,” p. 344, 2016.
- [36] Eaton, “The Power of One: Low Speed, High Torque Motors,” *Science (80-)*, vol. 331, no. 6013, pp. 24–26, 2011, doi: 10.1126/science.331.6013.24-a.
- [37] SKF, “Oval flanged ball bearing units: FYTB 15 TF.”
[https://www.skf.com/us/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-FYTB 15 TF.](https://www.skf.com/us/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-FYTB%2015%20TF)
- [38] Merkatronix, “Index.” <https://merkatronix.com/index.php>.
- [39] Caelca SAS, “Recubrimiento De Rodillos En Poliuretano.”
<https://cauchoselcacique.com/Cauchos/304/1/recubrimiento-de-rodillos-en-poliuretano.html>.
- [40] Enerpac, “General Purpose Hydraulic Cylinders.”
<https://www.enerpac.com/en-us/cylinders/USCylindersGeneralPurpose>.
- [41] Homecenter, “Tubería Cuadrada.”
<https://www.homecenter.com.co/homecenter-co/category/cat1690132/Tuberia-Cuadrada>.
- [42] Eaton, “The Power of One: Vickers Vane Pump & Motor Design Guide,” *Design*, 2011, [Online]. Available:
<https://www.eaton.com/content/dam/eaton/hydraulics/motors-generators/high-speed/eaton-vicker-vane-pump-motor-design-guide-master-catalog-mobile-equipment-353-en-us.pdf>.
- [43] Merkatronix, “Soporte Eje Lineal 20mm Shf20 - Base Varilla Lisa - Cnc.”
https://merkatronix.com/index.php?id_product=377&controller=product&id_lang=4.
- [44] Merkatronix, “Rodamiento Lineal 20mm Cerrado - Scs20uu.”
https://merkatronix.com/index.php?id_product=743&controller=product&id_lang=4.
- [45] Homecenter, “Tubería Para Cerramientos.”
<https://www.homecenter.com.co/homecenter-co/category/cat5820024/Tuberia-Para-Cerramientos>.
- [46] Curt, “DIRECT-WELD SQUARE JACK WITH SIDE HANDLE.”
<https://www.curtmfg.com/part/28359>.
- [47] Homecenter, “Vigas y Columnas.”
<https://www.homecenter.com.co/homecenter-co/category/cat6090001/Vigas-y-Columnas>.

10 ANEXOS

Anexo A. SEGUNDA FASE QFD [21]

# FILA	PESO RELATIVO	IMPORTANCIA	Características de Ingeniería del Sistema ("Especificaciones Técnicas del Sistema")	Características de Ingeniería de los Subsistemas ("Especificaciones Técnicas de los Subsistemas")	(FASE 2) SUBSISTEMAS																		
					RESIDUOS				LIMPIEZA				ESTRUCTURA				CARRO		MANEJO				
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1	15.8	171.4	RECOLECCIÓN DE RESIDUOS CONTAMINANTES (VOLUMEN)		⊙																		
2	30.7	332.1	PENETRACIÓN DE HERRAMIENTA (FUERZA)							⊙													
3	15.2	164.3	DEFLEXIÓN EN MAQUINARIA (DESPLAZAMIENTO)												⊙								
4	11.2	121.4	MECANISMOS DE TRANSMISIÓN LINEAL (VELOCIDAD)																		⊙		
5	17.8	192.9	ESFUERZO FÍSICO (CAPACIDAD DE CARGA)	⊙																		⊙	
6	6.27	67.9	TAMAÑO (DIMENSIONES)	▲																			
7	3.0	32.1	PIEZAS COMERCIALES (\$)	▲																			
			PESO / IMPORTANCIA		312.2	330.7	188.1	170.3	164.4	303.0	285.1	279.2	279.2	45.5	136.6	136.6	56.4	127.7	109.9	104.0	160.4	160.4	
			PESO RELATIVO		9.4	9.9	5.6	4.7	4.9	9.1	8.5	8.4	8.4	1.4	4.1	4.1	1.7	3.8	3.3	3.1	4.8	4.8	

Anexo C. INTERACCIONES ABRASIVAS [30]

En el libro *Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives: Second Edition*, los autores Stephen Malkin y Changsheng Guo explica como la operación de cepillado se ha transformado, desde un arte práctico a una ciencia aplicada. Su análisis experimental es persistido como “un proceso muy complicado para entender”, debido a la gran cantidad de puntos de corte distribuidos irregularmente sobre la pieza de trabajo. Para facilitar el análisis cinemático, se ha establecido un grano promedio estándar para las simulaciones computacionales [30].

En general, el cepillado se compara con procesos de mecanizado, ya que involucra una remoción de material como fragmentos o granos. Para este caso, se pueden despreciar teorías como: el flujo del material removido, las temperaturas de corte y la vida útil de la herramienta. Por otro lado, el autor del libro *Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives*, comenta que los métodos de optimización en los procesos de mecanizado no son aplicables para la selección de velocidades de corte en el cepillado. En la **Figura 52**, se muestra el esquema más común para las operaciones de cepillado externo e interno, tomadas del libro de Malkin y Guo [30].

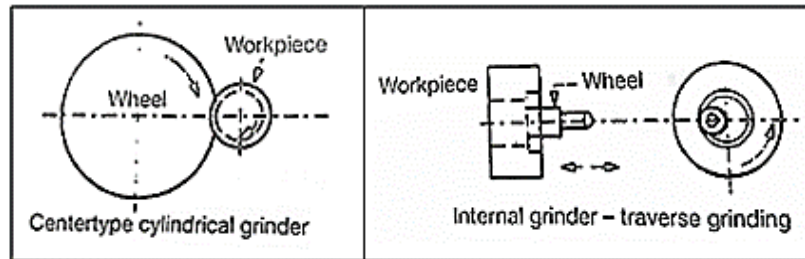


Figura 52 Presentaciones más comunes para Cepillado Externo e Interno [30]

En la **Figura 53**, se muestra la geometría para las operaciones de cepillado externo e interno, donde un cepillo con diámetro (d_s) gira a una velocidad periférica (V_s) y a la vez remueve material de una pieza de trabajo o *workpiece* a una profundidad (a). Para facilitar el análisis de estas interacciones abrasivas, inicialmente se debe considerar la topografía de superficie de trabajo, el tipo de filamento de alambre, seguido por la profundidad de corte o área de contacto entre la pieza de trabajo y el cepillo, llamado como “*undeformed chip thickness*” [30].

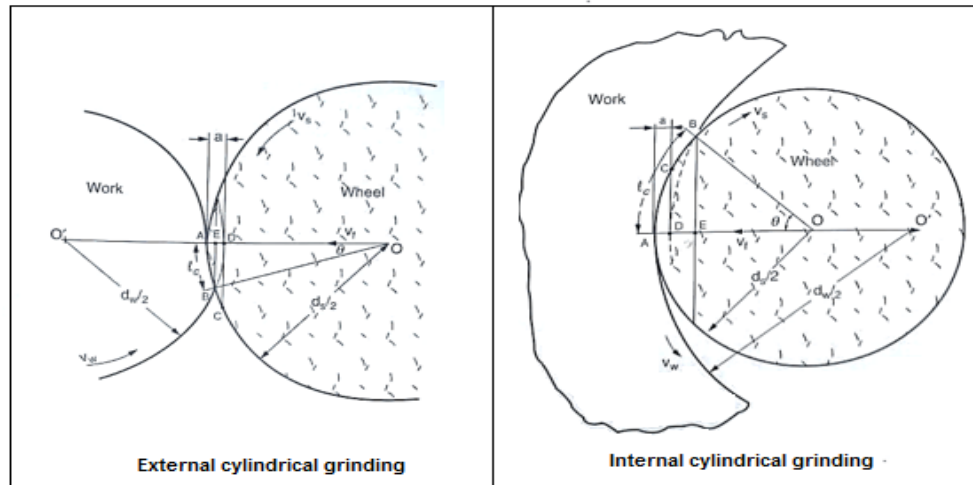


Figura 53 Ilustración dimensional para las Operaciones de Cepillado [30]

Durante las interacciones del cepillado, se genera una fuerza total compuesta por un vector tangencial (F_t) y otro en la dirección normal (F_n), como se muestra en la **Figura 54**. Cuando se presenta una profundidad (a) pequeña del material removido, los autores Malkin y Guo expresan en su libro, que los componentes de la fuerza tangencial y normal son casi perpendiculares, donde se orientan en la dirección horizontal y vertical respectivamente, como se muestra en la siguiente figura. Según estudios del libro, la operación del cepillado, también conocida como “*chip formation*”, involucra dos procesos: un desprendimiento de la materia por cortante, seguido por su deslizamiento debido a la fricción, donde el cortante incluye el 75% de la energía total, como se muestran en la **Ecuación 28** y **Ecuación 29** [30]:

$$Fuerza\ Tangencial\ TOTAL = F.Tang,\ cutting + F.Tang,\ sliding$$

Donde,
 $F.Tang,\ cutting = 75\%$
 $F.Tang,\ sliding = 25\%$

$$F.Tang,\ sliding = (Coef.\ fricc.) * (Esfuerzo\ de\ contacto) * (Area\ de\ contacto)$$

Ecuación 28 Fuerza Tangencial Total del Cepillado [30]

$$Fuerza\ Normal\ TOTAL = F.Normal,\ cutting + F.Normal,\ sliding$$

Donde,
 $F.Normal,\ cutting = 75\%$
 $F.Normal,\ sliding = 25\%$

$$F.Normal,\ sliding = (Esfuerzo\ de\ contacto) * (Area\ de\ contacto)$$

Ecuación 29 Fuerza Normal Total del Cepillado [30]

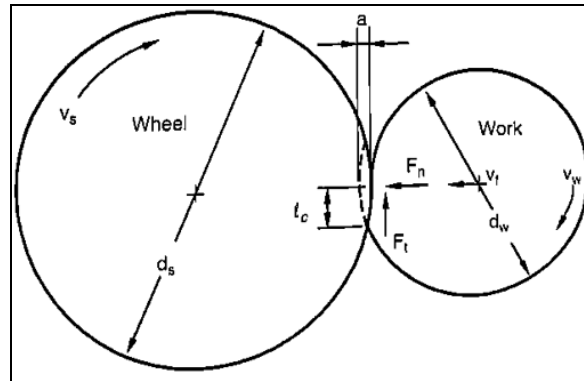


Figura 54 Componentes de Fuerzas en el Cepillado Externo [30]

Las interacciones abrasivas del cepillado se aproximan a un proceso adiabático, donde toda la energía es prácticamente convertida en calor, pero no existe suficiente tiempo para su extracción durante altas velocidades, por lo tanto se generan grandes esfuerzos [30]. Los autores Stephen Malkin y Changsheng Guo en su libro *Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives*, demuestran profundidades típicas de cepillado cilíndrico entre 2 y 20 μm , siendo 18 μm la profundidad de corrosión moderada. Para operaciones de movimiento transversal del cepillado, existe una fuerza adicional en la dirección horizontal, aunque puede ser despreciable según los autores [30].

El tipo de aplicación para el trabajo ayuda a seleccionar el alambre más adecuado para la limpieza. Existen alambres tipo torcido o atados, los cuales producen una acción más agresiva, en comparación a los cables ondulados o *crimped*, como se muestran en la siguiente figura. Por otro lado, es comprobado que una mayor densidad de filamentos de alambre puede ayudar a extender la vida útil del cepillo, debido a que existe mayor número de puntas en contacto con la superficie de trabajo. Sin embargo, la alta densidad de alambres resulta en un cepillo menos flexible, ya que se disminuye el espacio anular entre filamentos.

Un alambre largo es más flexible y capaz de alcanzar áreas apretadas, como en la limpieza de roscas. Las puntas del alambre deben estar orientadas lo más perpendicular posible con la pieza de trabajo para evitar un desgaste prematuro. La orientación del cepillo además depende de la velocidad periférica en conjunto con la longitud y diámetro del alambre, señaló el autor. Los alambres finos (como 0,014") son más flexibles y resistentes a la fatiga, pero también son menos agresivos, mientras los alambres de mayor diámetro son más rígidos y agresivos, pero son menos resistentes a la fatiga. En el artículo, *The Fabricator: How to get the most out of a wire brush*, el autor *Tim Heston* comentan que se debe "elegir el diámetro de alambre más fino que pueda para el trabajo, eso es porque en cuanto más grande sea el alambre, más susceptible es a la rotura."