



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN  
INGENIERIA**

FACULTAD DE INGENIERIA

**“APLICACIÓN DEL DISEÑO PARA ENSAMBLE  
EN EL REDISEÑO DE UNA BOMBA AXIAL  
ACUICOLA”**

**T E S I S**

Q U E P A R A O P T A R P O R  
G R A D O D E :

M A E S T R O E N  
I N G E N I E R I A M E C A N I C A  
A R E A  
D I S E Ñ O M E C A N I C O

P R E S E N T A :

**P E D R O A L B E R T O P É R E Z O L I V A S**



**DIRECTOR: DR. JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ**

NOVIEMBRE DE 2011

## **JURADO ASIGNADO:**

Presidente: Dr. Leopoldo Adrián González González  
Secretario: Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich  
1er. Vocal: Dr. Jesús Manuel Dorador González  
2do. Vocal: Dr. Adrián Espinoza Bautista  
3er. Vocal: Dr. Saúl Daniel Santillán Gutiérrez

## **Lugar o lugares donde se realizó la tesis:**

FACULTAD DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO.  
DISTRITO FEDERAL, MÉXICO

## **TUTOR DE TESIS:**

Dr. Jesús Manuel Dorador González

---

FIRMA

## ***Dedicatorias***

A **Dios** y a la **Virgen de Guadalupe**, por permitirme existir y seguir su camino, gracias por todo lo que me han dado.

Dedico este trabajo con mucho cariño a mi luchadora incansable **Margarita Olivas Cota** (QEPD). Por traerme al mundo y ser una madre ejemplar, de quien heredo su espíritu combativo ante los desafíos de la vida.....

A mi Hijo **Pedro Alberto**. Mi vida se llenó de bendiciones desde que supe que llegarías a este mundo. Perdona el tiempo que no he estado a tu lado como yo quisiera. Tu cariño y alegría son un prodigioso alimento que me fortalece para seguir adelante.

A ti **Viejita (Erica Ibeth)**. Con todo mi amor te regalo el producto de este esfuerzo, como una muestra de gratitud e inmenso amor. Gracias por creer en mí, por tu motivación y apoyo, por ser mi fiel compañera ante cualquier reto que enfrente y por ser esa gran mujer a quien admiro y amo con todo mi corazón.

A mi **Papá (Arnulfo)** y a mis **hermanos (Norinda, Arnulfo, Adán, Martín, Víctor, Tony, Norma, Ernesto y Marcela)**, espero en Dios, que nuestra familia se mantenga unida tal y como nuestra madre siempre lo soñó y por la que siempre luchó sin importar los sacrificios para formarla.

# INDICE

<b>I INTRODUCCIÓN</b> .....	9
1.1 Antecedentes .....	10
1.1.1 Historia de la Acuicultura.....	10
1.1.2 La Acuicultura en México. ....	11
1.1.3 Zonas y especies.....	12
1.1.4 Marco institucional.....	16
1.1.5 Perspectivas .....	16
1.2 Problemática actual del diseño de una bomba acuícola. ....	19
1.2.1. Problema Central.....	20
1.3 Justificación.....	22
1.4 Objetivos. ....	22
1.5 Hipótesis. ....	22
<b>II FUNDAMENTO TEÓRICO</b> .....	23
2.1 El diseño para ensamble. ....	23
2.2 Inclusión del Diseño para Ensamble en el Proceso de Diseño. ....	33
2.2.1 Desarrollo de productos tomando en cuenta el Diseño para Ensamble. [19].....	33
2.3 Métodos de Diseño para Ensamble.....	37
2.4 El Método Boothroyd de Diseño para Ensamble .....	39
2.4.1 Diseño para Ensamble Manual .....	39
2.4.1.1 Procedimiento para el Rediseño.....	40
2.4.1.2 Reglas para el Diseño para Ensamble Manual.....	41
2.5 El método de los elementos finitos (FEM) .....	45
2.5.1 Desarrollo histórico del cálculo matricial de estructuras como antecesor del método de los elementos finitos.....	45
2.5.2 El método de los elementos finitos como solución discreta en la mecánica computacional.....	52
2.5.3 Pasos Generales del Método de los Elementos finitos. ....	54
Paso 1. Discretizar el cuerpo y seleccionar el tipo de elemento.....	56
Paso 2. Seleccionar la función de desplazamientos.....	59
Paso 3. Definir la relación entre los desplazamientos y las deformaciones.....	60
Paso 4. Definir la relación entre las tensiones y las deformaciones. ....	60
Paso 5. Derivación de las ecuaciones y la matriz de rigidez del elemento.....	61
Paso 6. Ensamblaje de la ecuación de elementos finitos para obtener la ecuación global e introducir las condiciones de frontera.....	62
Paso 7. Solución de los desplazamientos desconocidos.....	63
Paso 8. Solución de tensiones y deformaciones de los elementos. ....	63

Paso 9. Interpretación de resultados. ....	64
2.5.4 Ventajas del Método de los Elementos finitos. ....	64
2.5.5 Programas Generales de Elementos Finitos. ....	65
<b>III APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE BOOTHROYD A LA BOMBA .....</b>	<b>67</b>
3.1 Selección del tipo de ensamble para la bomba.....	67
3.2 Método Boothroyd; Procedimiento para el análisis de la bomba ensamblada manualmente. .....	69
3.2.1 PASO 1. Obtener la mejor información acerca del producto o ensamble. ....	69
3.2.2. PASO 2. Desensamblar el producto. ....	72
3.2.3. PASO 3, 4, 5 y 6 Llenado de la hoja de trabajo (Tabla A1), inicio del reensamble del producto y cálculo de la eficiencia en el diseño. ....	77
3.3 Rediseño de la bomba.....	83
<b>IV APLICACIÓN DEL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO (FEM) A LA BOMBA.....</b>	<b>91</b>
4.1 Formulación de elementos finitos .....	91
4.1.1 Elemento sólido (brick). ....	91
4.1.2 Matriz de rigidez. ....	96
4.1.3 Elasto-Plasticidad con no linealidad material. ....	97
4.1.4 Relación Tensión-Deformación durante la evolución de la plasticidad.....	99
4.1.5 Condición de equilibrio. ....	101
4.2. El Modelo de Elementos Finitos aplicado a la bomba. ....	102
4.2.1 Modelo físico y malla de elementos finitos para la bomba.....	103
4.2.1.1 Análisis de FEM para la flecha de la bomba. ....	103
4.2.1.1.1 Resultados del análisis (Flecha). ....	106
4.2.1.2 Análisis de FEM para el impulsor de la bomba. ....	108
4.2.1.2.1 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 16° de ángulo de ataque.....	109
4.2.1.2.2 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 20° de ángulo de ataque.....	112
4.2.1.2.3 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 24° de ángulo de ataque.....	114
4.2.1.2.4 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 28° de ángulo de ataque.....	117
4.3 Análisis de resultados de los esfuerzos y deformaciones en los álabes y la flecha de la bomba. ....	121
<b>V RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS Y ENSAMBLE DE LA BOMBA.....</b>	<b>122</b>
5.1 Método de diseño para ensamble; una alternativa viable para el armado de bombas. ....	123
5.2 El método del elemento finito (FEM); una predicción del comportamiento mecánico en geometrías complejas. ....	124
5.3 Interpretación de resultados para ambos métodos .....	124
5.3.1. Método de diseño para ensamble.....	125
5.3.2 Método del elemento finito .....	125

<b>VI CONCLUSIONES</b> .....	128
<b>ANEXOS</b> .....	130
Anexo 1 .....	131
Anexo 2 .....	138
<b>REFERENCIAS</b> .....	140
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	143

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Orígenes de la Acuicultura .....	11
Figura 2 Chinampa Maya .....	12
Figura 3 Especies de Camarón .....	13
Figura 4 Pez tilapia .....	14
Figura 5 Ostión ( <i>Crassostrea virginica</i> ) .....	14
Figura 6 Otras especies de cultivo .....	15
Figura 7 Pez Bagre <i>Galeichthys Felis</i> .....	15
Figura 8 Diagrama de procesos que conforman el cultivo de camarón. ....	18
Figura 9 Problemática de la investigación.....	21
Figura 10 Relación entre el costo y el avance en el desarrollo de un producto.....	24
Figura 11 Relación del efecto de los costos.....	25
Figura 12 Costo de los cambios durante el desarrollo del producto. ....	26
Figura 13 Clasificación de sistemas de ensamble .....	29
Figura 14 Volumen contra costo de sistemas alternativos de manufactura.....	30
Figura 15 Diseño para ensamble en relación con otras técnicas de diseño para manufactura en el ciclo de vida del producto en un ambiente de ingeniería simultanea.....	36
Figura 16 Eliminación de conectores .....	41
Figura 17 Evitar ajustes .....	42
Figura 18 Evitar sistemas sobredeterminados.....	42
Figura 19 Se deben diseñar piezas auto-localizantes y auto-alineantes .....	44
Figura 20 Diseño de piezas para que no se dificulte la movilidad en los dedos.....	44
Figura 21 La Mecánica Computacional integra aspectos de cuatro disciplinas.....	53
Figura 22 Fases principales de la Simulación en Computadora .....	54
Figura 23 Elemento de barra.....	57
Figura 24 Elemento de viga.....	57
Figura 25 Elementos 2-D de tres y cuatro nodos.....	58
Figura 26 Elementos de bloque de 8 nodos.....	59
Figura 27 Selección del sistema de ensamble para la bomba. ....	68
Figura 28 Cuerpo de la bomba acuícola antes de mantenimiento .....	69
Figura 29 Cuerpo de la bomba acuícola después de mantenimiento .....	70
Figura 30 Diseño actual de la bomba.....	70
Figura 31 Vistas explosivas tridimensionales en AUTOCAD .....	71
Figura 32 Vistas explosivas tridimensionales en SOLID WORKS. ....	71

Figura 33	Vistas del prototipo de la bomba.....	72
Figura 34	Desensamble de la bomba.....	74
Figura 35	Piezas autoalineantes en la bomba (Brida inferior).....	84
Figura 36	Piezas autoalineantes en la bomba (Placa del cabezal).....	84
Figura 37	Codo de 45°.....	85
Figura 38	Tubo largo.....	86
Figura 39	Tubo corto.....	86
Figura 40	Cono.....	87
Figura 41	Flecha.....	87
Figura 42	Impulsor.....	88
Figura 43	Polea RC.....	88
Figura 44	Elemento Tetraedro Sólido.....	92
Figura 45	Curva de elasto-plasticidad.....	98
Figura 46	Dibujo de la flecha motriz de la bomba.....	103
Figura 47	Flecha motriz caracterizándose en ALGOR.....	104
Figura 48	Condiciones de frontera en la flecha.....	105
Figura 49	Esfuerzos en la parte superior de la flecha motriz (posición de la chumacera).....	106
Figura 50	Esfuerzos normales de la flecha motriz.....	106
Figura 51	Deformaciones en la flecha motriz de la bomba.....	107
Figura 52	Tensiones en el extremo posterior de la flecha.....	107
Figura 53	Cargas y momentos a flexión en el cuerpo de la flecha.....	108
Figura 54	Aplicación de las cargas en el impulsor.....	109
Figura 55	Mallado de la bomba.....	110
Figura 56	Esfuerzos generados con 16°.....	110
Figura 57	Deformaciones de los álabes a 16°.....	111
Figura 58	Esfuerzos generados con 20°.....	112
Figura 59	Deformaciones de los álabes con 20°.....	113
Figura 60	Tensión con 20° de ángulo de ataque en el impulsor.....	114
Figura 61	Esfuerzos generados con 24° de ángulo de ataque en el impulsor.....	115
Figura 62	Deformaciones de los álabes con 24°.....	116
Figura 63	Tensiones con 24° de ángulo de ataque en el impulsor.....	117
Figura 64	Esfuerzos generados con 28° de ángulo de ataque en el impulsor.....	118
Figura 65	Deformaciones de los álabes con 28° de ángulo de ataque en el impulsor.....	119
Figura 66	Tensiones con 28° de ángulo de ataque en el impulsor.....	120
Figura 67	Esfuerzos generados con una flecha de 2 ½”.....	126
Figura 68	Esfuerzos generados con una flecha de 2 ¼”.....	127

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Datos comparativos que ilustran el acelerado crecimiento de la acuicultura en México.....	17
Tabla 2	Áreas para el diseño para ensamble.....	31
Tabla 3	Importancia de la información de manufactura en cada etapa del diseño.....	35
Tabla 4	Tabla A11. Hoja de trabajo con valores para la inserción y manipulación ajustados al valor máximo de las tablas de la metodología.....	80
Tabla 5	Tabla A22. Hoja de trabajo con valores para la inserción y manipulación reales obtenidos en campo durante el ensamble de la bomba.....	82
Tabla 6	Piezas susceptibles a mejora durante el ensamble.....	83
Tabla 7	Tabla A33. Hoja de trabajo con valores para la inserción y manipulación reales después del rediseño de la bomba.....	90

## RESUMEN

La siguiente tesis presenta una aplicación del método Boothroyd de diseño para ensamble en la fabricación de una bomba axial de 36" de diámetro empleada en el sector acuícola. Así mismo, contiene un análisis mecánico relacionado con el esfuerzo-deformación que se genera en los álabes del impulsor de 30" y de la flecha motriz de esta máquina. La aplicación del método de diseño para ensamble se realizó con la finalidad de mejorar la eficiencia en el armado de la bomba, coadyuvando con esto a la disminución en los costos de fabricación. Para el caso del análisis mecánico, este se hizo con la finalidad en primer lugar, de determinar las zonas vulnerables hacia algún tipo de falla en la flecha giratoria y en el impulsor. En segundo lugar para explorar alguna posibilidad de mejora en cuanto a las dimensiones de los componentes de la bomba.

Empleados estos dos tipos de análisis, se hizo un rediseño tanto para la parte del ensamble de la bomba, como en las dimensiones de algunos de sus componentes. En cuanto al análisis para el rediseño de las dimensiones de la máquina, este se llevó a cabo empleando las leyes de la mecánica newtoniana, tal y como fue el caso del impulsor y en la determinación de la concentración de los esfuerzos máximos en la sección transversal de la flecha. Con respecto al análisis mecánico, este se realizó mediante el Método del Elemento Finito, de manera virtual, empleando diferentes software de diseño: NX6, AUTOCAD, SOLID WORKS, en donde se consideraron todos los aspectos tanto de operación, mantenimiento, selección de materiales, y otros relacionados con el diseño de la bomba.

Finalmente con los resultados obtenidos, es posible visualizar los esfuerzos generados en la flecha e impulsor de la bomba, así como la diferencia en la concentración de esfuerzos y deformaciones al momento de modificar el ángulo del impulsor. Con esto se valida la aplicación de los dos métodos empleados en la solución de problemas de diseño de máquinas.

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

***El Diseño*** es la disciplina orientada a la creación y desarrollo de los productos industriales. El diseñador industrial trabaja en un proceso de adaptación de los productos, a las necesidades físicas y psíquicas de los usuarios y grupos de usuarios.

El diseño sintetiza conocimientos, métodos, técnicas, creatividad y tiene como meta la concepción de objetos de producción industrial, atendiendo a sus funciones, sus cualidades estructurales, formales y estético-simbólicas, así como todos los valores y aspectos que hacen a su producción, comercialización y utilización, teniendo al ser humano como usuario [2]. Es una actividad creativa, que establece las cualidades polifacéticas de objetos, de procesos, de servicios y de sus sistemas en ciclos vitales enteros. Por lo tanto, el diseño es el factor central de la humanización innovadora de tecnologías y el factor crucial del intercambio económico y cultural [3].

En gran parte del Noroeste de la República, existen diversas empresas dedicadas al diseño, fabricación y mantenimiento de equipo acuícola; equipo que se ha fabricado de manera empírica para dar respuesta a las diversas necesidades propias de la actividad marina.

Al no basar estos diseños en un sustento científico, se generan diversas áreas de oportunidad que se pueden atender empleando las herramientas de la ingeniería, toso esto, con la intención de optimizar recursos.

Es por ello la realización de esta investigación, que consiste en la aplicación de una metodología de diseño para ensamble direccionado a una bomba acuícola. Dicha bomba se emplea en el cultivo de varias especies marinas. A continuación se describen algunos aspectos genéricos sobre la actividad acuícola, así como algunas especies de cultivo

## **1.1 Antecedentes**

Sonora es un estado de México con el mayor crecimiento en producción camaronícola. La producción anual para camarón de cultivo en Sonora en el 2006 fue de 45,000 toneladas de en una superficie de siembra de 15,000 hectáreas. Para el 2007 se esperaba un aumento en la producción del 20%, claro está que esto depende en gran parte de las condiciones climatológicas y desarrollo de enfermedades como en años anteriores han golpeado en forma significativa la producción, esto es la presencia del virus de la mancha blanca, NHP (Hepantopancreatitis Necrotizante), entre otros. Actualmente en México existen 3 mil 12 granjas, con una producción acuícola de 283 mil 625 toneladas, donde el cultivo de camarón es la actividad que más se realiza.

### **1.1.1 Historia de la Acuicultura**

Las raíces de la **Acuicultura** se remontan a China, 3,500 años antes de Cristo. Asia continúa siendo el líder en cuanto a producción por acuicultura. Son bien conocidos los antecedentes de cultivo de peces de ornato para los jardines de los Emperadores y el cultivo de peces comestibles para la población.

La figura 1 ilustra el cultivo de peces para consumo humano, actividad que se llevaba a cabo en jardines domésticos.



**Figura 1** Orígenes de la Acuicultura

Fuente: <http://media.photobucket.com/image/origenes%20acuicultura>

### **1.1.2 La Acuicultura en México.**

La acuicultura mexicana es una actividad que no ha llegado a desarrollar su máximo potencial al igual que en la mayoría de los países latinoamericanos.

A pesar que en México la acuicultura tiene una larga historia, esta actividad aún no se consolida como un sector económico relevante para ese país. Y es que la zona donde hoy en día está ubicado el territorio mexicano, fue una de las primeras donde se desarrolló la actividad acuícola en América.

De esa manera, para varios investigadores, el cultivo de especies acuáticas en nuestro territorio tiene sus orígenes en la época prehispánica. Se dice que en esos años se cultivaban especies de organismos acuáticos que eran alimentados en cercos o tapos, para la producción de alimento y otros fines. En México hay evidencias de que en los jardines de Netzahualcoyotl había estanques en donde se criaban peces y en el sistema agrícola de Chinampas existía un manejo muy rico de la flora y fauna de los canales. En ese orden, hay registros que los mayas cultivaron ejemplares de pejelagarto *Atractosteus tropicus* y pejesapo, para su mantenimiento y engorda (figura 2).



**Figura 2** Chinampa Maya

Fuente: [acuicultura.cicese.mx/historia.htm](http://acuicultura.cicese.mx/historia.htm)

No obstante, la acuicultura moderna en México comienza a desarrollarse en 1883, con la publicación de un tratado sobre la actividad en el país que facilitó las bases para el desarrollo de este sector productivo. En ese año se importaron desde los EE.UU. 500 mil ovas de trucha arco iris, con lo cual comenzó un largo proceso para expandir la acuicultura mexicana, con el objeto de complementar el apoyo social a las comunidades rurales. Un camino lleno de altibajos, lo que redundó en que actualmente el sector acuícola no esté consolidado en el país norteamericano. Ello, porque según la FAO (Food and Agriculture Organization, por sus siglas en inglés; Organización para la Alimentación y la Agricultura por su significado en español), la normativa del sector no es muy clara, mientras que la producción pesquera y acuícola mexicana se encuentra asociada a deficiencias estructurales, además de limitaciones de carácter organizacional, tecnológico, de asistencia y capacitación en el trabajo.

### **1.1.3 Zonas y especies.**

Actualmente, el noroeste de México es la zona que concentra la mayor parte de la producción acuícola nacional. Según datos de la Semarnat, en el año 2002 esa región concentró el 88% del PIB acuícola mexicano. Aquí destacan los estados de Sonora y Sinaloa, que están ubicados en

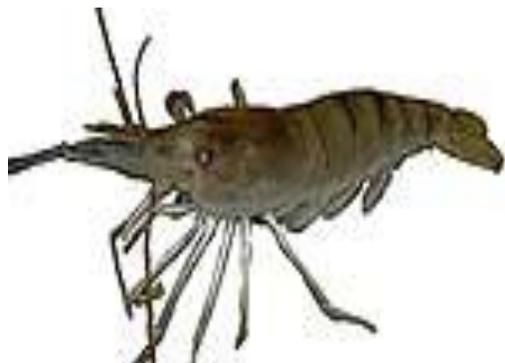
las costas del golfo de California y que es la zona donde se localiza la mayor parte de las unidades de producción acuícola del país. De acuerdo con la Carta Nacional Pesquera, hasta el año 2004, en México se cultivaban 64 especies acuáticas. Éstas se dividían en 26 especies de peces de agua dulce (9 nativas, 14 introducidas y 3 híbridos), 5 especies de peces marinos (nativos), 14 de moluscos (12 nativas y 2 introducidas), 6 especies de crustáceos de agua dulce (4 nativas y 2 introducidas), 7 crustáceos marinos (todos nativos) y 6 especies de anfibios (5 nativas y 1 introducida).

En el año 2003, la actividad acuícola mexicana totalizó las 204,012 toneladas de producción en todo el territorio. De ellas, el camarón fue la más cultivada, con 61,704 toneladas, producción que tuvo un valor 245 millones de dólares estadounidenses. Según el documento Visión General del Sector Acuícola Nacional de México, elaborado por la FAO, el cultivo de camarón representa el más tecnificado de ese país, siendo además un producto con calidad de exportación.

Las dos especies de este crustáceo que se producen de manera comercial en territorio mexicano son el *Litopenaeus vannamei* (Figura 3a) y el *Litopenaeus stylirostris* (Figura 3b), las cuales se cultivan de manera intensiva, semi-intensiva y extensiva, principalmente en estanques rudimentarios y de concreto.



a)



b)

**Figura 3** Especies de Camarón: a) *Litopenaeus vannamei* b) *Litopenaeus stylirostris*

Fuente: [www.fao.org.mx](http://www.fao.org.mx)

En segundo lugar se ubicó la tilapia, con 58,660 toneladas y un valor de 57 millones de dólares estadounidenses. Este pez fue introducido en México a fines de la década de 1960 y hasta el momento ha dado excelentes resultados en este país. Comercialmente se produce en forma intensiva, semi-intensiva y extensiva, pudiéndose cultivar junto a otras especies como camarón y langostino. La tilapia también se produce para repoblar embalses y para dar subsistencia a sectores rurales de la población mexicana, es decir, de manera semi-comercial (figura 4).



**Figura 4** Pez tilapia

Fuente: [oeidrus-tamaulipas.gob.mx](http://oeidrus-tamaulipas.gob.mx)

En tanto, durante el 2003, el ostión fue la tercera especie de importancia comercial para México. En ese año su producción llegó a las 48,291 toneladas y su cultivo se realiza de manera extensiva y semi-intensiva. Las especies que se producen en ese país son la *Crassostrea virginica*, la *Crassostrea gigas* y la *Crassostrea corteziensis*.



**Figura 5** Ostión (*Crassostrea virginica*)

Fuente: [moluscosbivalvossonora.com](http://moluscosbivalvossonora.com)

En México también son de importancia especies como la carpa y la trucha (figura 6). En el caso de la primera, se cultivan seis especies, destacando la *Cyprinus carpio*, de la cual se producen tres variedades. La carpa se cultiva en sistemas semi-intensivos y extensivos, destinándose tanto para consumo humano como para repoblamiento de embalses. En cuanto a la trucha, comercialmente se producen tres especies: trucha arco iris *Oncorhynchus mykiss*, trucha café *Salmo trutta* y trucha de río *Salvelinus fontinalis*. Se cultivan en sistemas intensivos y semi-intensivos, para lo cual se utilizan estanques de concreto, canales de corriente rápida - raceways- y balsas jaulas.



a)



b)

**Figura 6** Otras especies de cultivo. a) Carpa (*Cyprinus Carpio*) b) Trucha (*Salmo Trutta*)

Fuente: a) [www.pescaarte.es/carpa.html](http://www.pescaarte.es/carpa.html) b) [medioambiente.xunta.es/espazosNaturais](http://medioambiente.xunta.es/espazosNaturais)

Otra especie con gran potencial en México es el bagre de canal *Ictalurus punctatus*, la cual se cultiva para consumo humano y para repoblar algunos embalses. Se produce en sistemas intensivos y semi-intensivos por medio de jaulas flotantes, estanques de concreto, tanques circulares y canales de corriente rápida o raceways. Su producción en el año 2002 superó levemente las 2 mil toneladas.



**Figura 7** Pez Bagre *Galeichthys Felis*

Fuente: [www.universalocean.es](http://www.universalocean.es)

#### **1.1.4 Marco institucional**

Desde el año 2001, la Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación (SAGARPA) es la entidad que ha estado a cargo de la administración de la legislación pesquera y acuícola. Sus funciones y responsabilidades incluyen, entre otras, la demarcación de zonas aptas para la acuicultura, la reglamentación de la introducción de especies y la promoción del desarrollo de la acuicultura.

Por su parte, la Comisión Nacional de acuicultura y Pesca (CONAPESCA), es un ente administrativo de la SAGARPA, que fue creada en el 2001 y tiene bajo su responsabilidad la administración, coordinación y desarrollo de políticas en relación al uso y explotación sustentable de los recursos pesqueros y acuícolas. Este organismo cuenta con el apoyo del Instituto Nacional de Pesca (INP), que es la institución responsable de la investigación científica y tecnológica, además de brindar asesoría en materia de la conservación, repoblación, promoción, cultivo y el desarrollo de especies acuáticas. A través del INP se ha desarrollado la Carta Nacional Pesquera, instrumento que constituye un inventario actualizado de los recursos pesqueros disponibles en los cuerpos de agua mexicanos.

#### **1.1.5 Perspectivas**

Según la FAO, la acuicultura representa para México “una alternativa real para ampliar la oferta alimentaria en dicho país, contribuyendo a la seguridad alimentaria, generación de divisas y crear fuentes permanentes de empleo, estimulando el desarrollo regional” (Tabla 1). Sin embargo, para fortalecer y consolidar esta actividad productiva, sería necesario promover la diversificación y tecnificación del sector, a fin de incrementar su eficiencia productiva, reducir posibles impactos negativos, diversificar las líneas de producción e incrementar la rentabilidad económica y social.

A continuación se presentan algunas cifras que muestran el auge por el que traspone el sector acuícola.

*Numeralia Acuicultura en México 2008/2009:*

- 1,760,000 Toneladas será lo que aportará el sector pesquero en productos marinos.
- 10% es el incremento con respecto al año pasado (2008), lo que sitúa a México como el Séptimo productor pesquero en el mundo.
- 132,000 Toneladas de camarón cuya mayor aportación es de la acuicultura.
- 77,000,000 de jornales generados por la acuicultura
- 300,000 Familias dependen de manera directa del sector acuícola
- El crecimiento de la acuicultura a nivel mundial en el 2008 fue de 8%
- El crecimiento de la acuicultura a nivel mundial en el 2009 fue de 5%.

Fuente: Dirección General de Comunicación Social. Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación (SAGARPA).

La tabla 1, muestra números comparativos sobre la evolución de la acuicultura en México.

Concepto	Comparativo año vs año		Diferencia (Incremento)
	1988	2008	
Producción Acuícola (En toneladas)	174,000	289,000	115,000 66 %
Producción Camarón de granja (En toneladas)	18,000	130,000	112,000 622.2 %
No. De granjas Acuícolas	147	522	375 255.10%
Producción de granjas de engorda de atún (En toneladas)	0	4,000	4,000
Hectáreas de agua en producción	70,000	750,000	680,000 971.42 %

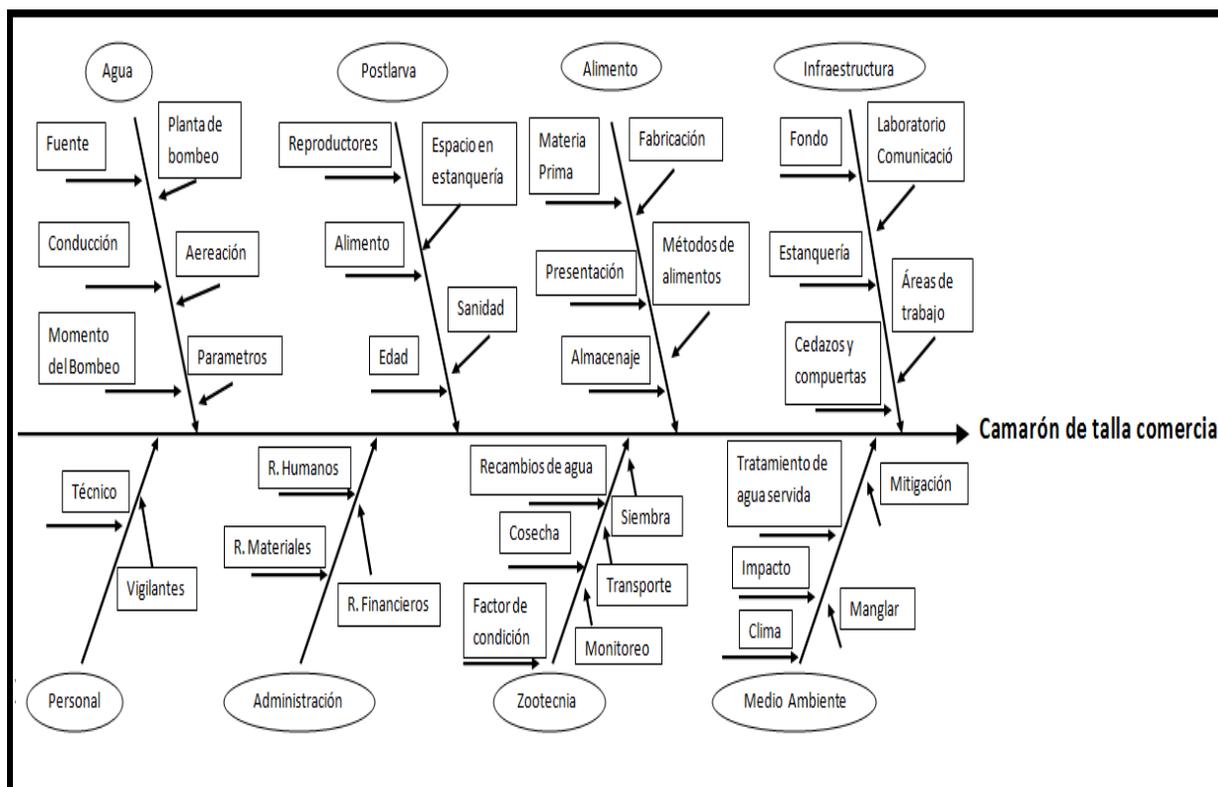
**Tabla 1** Datos comparativos que ilustran el acelerado crecimiento de la acuicultura en México

Fuente: Dirección General de Comunicación Social. Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación (SAGARPA).

A su vez, la ONU en su portal de internet que trata sobre los objetivos de desarrollo del milenio para erradicar la pobreza, señala que la geografía mexicana presenta una gran diversidad de condiciones climáticas y ecosistemas que contribuiría al desarrollo de un sector acuícola muy diversificado. En ese orden, el desarrollo de la acuicultura en México dependerá de la aplicación exitosa de tecnologías eficientes y de procesos de innovación, modernización y reconversión productiva.

Dentro de la actividad denominada cultivo de camarón y pez tilapia, destaca la importancia de los sistemas de bombeo, ya que estos se encargan de proveer agua a los estanques en donde están contenidos los seres vivos antes descritos.

En la figura 8, se ilustra la importancia del bombeo dentro del proceso para cultivar camarón, por citar un ejemplo, aunque el proceso es similar para el resto de los seres vivos que se obtienen mediante la actividad acuícola.



**Figura 8** Diagrama de procesos que conforman el cultivo de camarón.

Fuente: Revista Panorama Acuícola Ejemplar No. 28

En la figura 8, se pueden observar los procesos que conforman el cultivo de camarón, el cual puede considerarse como un sistema de producción complejo que enfrenta diversos riesgos que lo limitan productivamente como son: las enfermedades, el medio ambiente (calidad del agua, clima, etc.), la falta de recursos humanos con los suficientes conocimientos técnicos, la calidad de insumos básicos como las larvas de calidad, entre otros.

Por lo anterior, se observa que en todo cultivo acuícola el suministro del agua, es indispensable para que los seres vivos que habitan en ese medio sobrevivan, por ello la importancia de los sistemas de bombeo en estos procesos.

## **1.2 Problemática actual del diseño de una bomba acuícola.**

Como se dijo anteriormente, una parte esencial, en el cultivo de camarón, tilapia, carpa, etc., es el bombeo, ya que sin él no existirían las condiciones de supervivencia para los organismos vivos que se van a cultivar.

Dentro de este rubro (el bombeo), existen algunos problemas de interés, que no se cuenta con la información necesaria para afrontarlos y con esto intentar reducir costos en los insumos que se llevan a cabo durante la temporada de siembra.

A continuación se enlistan algunos de estos problemas:

1. Para la siembra, crianza y cosecha de los estanques de camarón, se emplean bombas axiales de eje inclinado y de eje vertical. ¿Será esta la aplicación adecuada para dicha función?
2. Existe una gran variedad de aleaciones metálicas con la que se pudieran construir los cuerpos de las bombas, sin embargo se sigue utilizando el acero al carbono, a pesar de ser un metal atacado rápidamente por el ambiente marino, ¿Por qué no se ha buscado otra alternativa?.
3. El eje motriz de la bomba varía en su diámetro de acuerdo a la capacidad de la bomba pero no se tiene ninguna relación matemática que ayude a seleccionar cual es el diámetro adecuado para cada bomba, cuál es el ángulo de ataque que debe llevar el impulsor, cuál es o son las partes vulnerables en el eje de la bomba donde se puede presentar un cortante por flexión o por torsión. Lo anteriormente descrito se hace sólo atendiendo la experiencia de funcionamiento, pero no se tiene nada documentado.
4. También es necesario encontrar una relación para poder determinar el motor adecuado para el funcionamiento de la bomba. Por lo regular nada más se toma en cuenta la

altura hidráulica del cárcamo de bombeo y no se toman otros factores como la fluctuación de la marea, álabes en el impulsor, volumen manejado, etc.

5. Tampoco se tiene una estrategia que ayude a disminuir el consumo de combustible del motor, solo se sabe que esto se puede reducir con una relación de poleas de 3 a 1, pero no se ha comprobado científicamente.
6. En la fabricación de las bombas, el armado es muy complicado, existe solo un pequeño margen de error, ya que de presentarse algún detalle, la puesta en operación de la máquina, resulta demasiado costosa.
7. El mantenimiento tiende a ser muy difícil, sobre todo en el interior de la bomba, por la limitación de espacios y por la continua degradación del material del cuerpo de la bomba.
8. Existe una enorme gama de recubrimientos superficiales para el cuerpo de las bombas, pero no se ha comprobado cual es el mejor, debido a que sus costos son muy elevados y no permiten estar experimentando su efecto.
9. El impulsor y los álabes estacionarios se diseñan de manera empírica, atendiendo la experiencia misma del ensamblador y de otros fabricantes.

Todos estos detalles se deben tomar en cuenta cada vez que se instala una bomba acuícola, ya que en periodo de pleno crecimiento del camarón, se le demanda demasiado oxígeno al agua bombeada a los estanques y un paro no programado de una bomba puede ocasionar hasta la muerte de estos organismos vivos.

Otra área de oportunidad que tiene bastante relación con el área en cuestión, es la construcción del cárcamo de bombeo, por lo regular se edifican para que las bombas formen un ángulo de 30° con la vertical, aunque en ocasiones se han trabajado con cárcamos con un ángulo de 45° con la vertical.

### **1.2.1. Problema Central.**

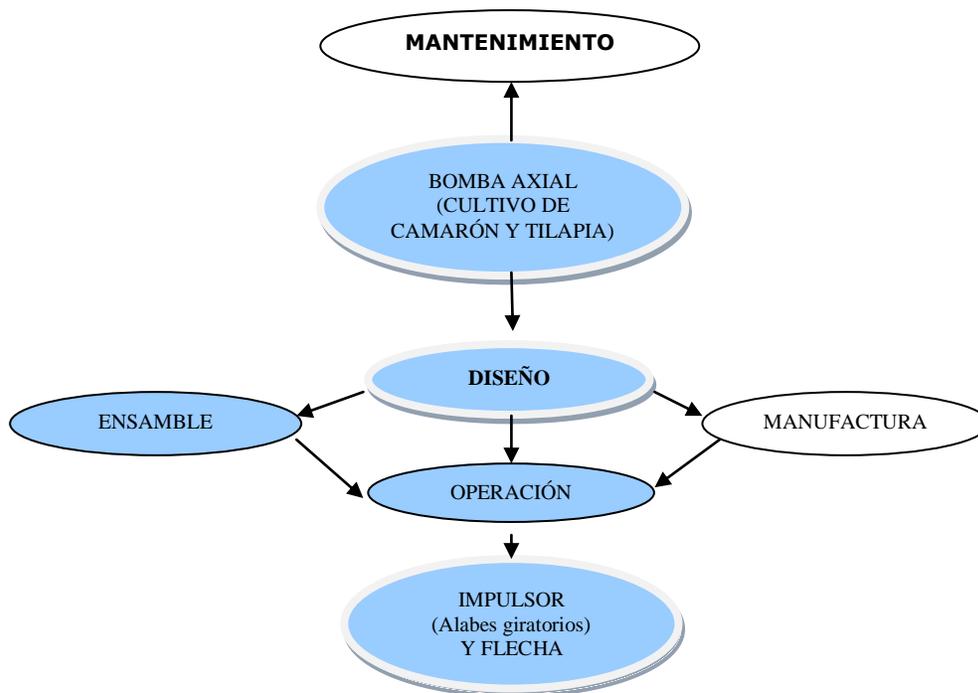
Las presiones actuales del mercado que exigen que los productores sean capaces de proporcionar productos con mayor calidad, menor precio y en un lapso de tiempo breve, han provocado que los sistemas tradicionales de producción y diseño se mejoren para responder

adecuadamente a dichas presiones y así mantener la competitividad de una empresa dedicada a este giro.

En este marco de grandes presiones para el diseñador se ha establecido una nueva forma de trabajar, que se conoce como Ingeniería Concurrente, en la que se debe trabajar en forma simultánea en las diversas áreas que conforman los procesos de diseño y de producción para reducir los tiempos y costos del desarrollo.

En este mismo contexto y para definir el tema central de esta investigación, se plantea la necesidad de aplicar una metodología de diseño para ensamble en la construcción de bombas acuícolas y comprobar que en las condiciones extremas de operación se satisfacen los requisitos establecidos en el diseño.

La figura 9, muestra de manera esquemática el problema a tratar en esta investigación.



**Figura 9** Problemática de la investigación.

Fuente: El autor

### **1.3 Justificación.**

El diseño y operación de los equipos de bombeo debe mantenerse a la par de las necesidades o demandas técnicas que el cliente (productor acuícola) exige. Esto compromete al fabricante de bombas acuícolas a evolucionar sus productos para mantenerse en un plano competitivo.

Como se planteó con anterioridad, no existe un sustento científico desarrollado, que permita en base a una relación eficiencia – diseño hacer cada vez mejores bombas.

Por lo anteriormente expuesto, este proyecto proporcionará el método científico que sustentará una relación de eficiencia con respecto al diseño de bombas acuícolas.

Basado en el problema central que es la aplicación del método de diseño para ensamble, se complementará esta metodología en la bomba, efectuando un análisis de elementos finitos para la flecha y el impulsor, en condiciones extremas de operación, lo cual permitirá comprobar la eficacia del método y será el aporte de este trabajo.

Este proyecto está realizado obedeciendo también necesidades de la empresa VALPER EP ubicada en Villa Juárez, Sonora, organización dedicada al diseño, fabricación y mantenimiento de equipo acuícola.

### **1.4 Objetivos.**

- Aplicar la metodología de diseño para ensamble, para determinar la eficiencia del diseño de la bomba en cuanto al ensamblaje se refiere.
- Aplicar el método del elemento finito para comprobar que los elementos constitutivos principales de la bomba (impulsor y flecha), cumplen con los requisitos establecidos en el diseño en condiciones extremas de operación.

### **1.5 Hipótesis.**

“Empleando las leyes de la mecánica y una metodología de diseño basada en el ensamble, se puede mejorar la eficiencia en la operación de una bomba acuícola”.

# CAPÍTULO II

## FUNDAMENTO TEÓRICO

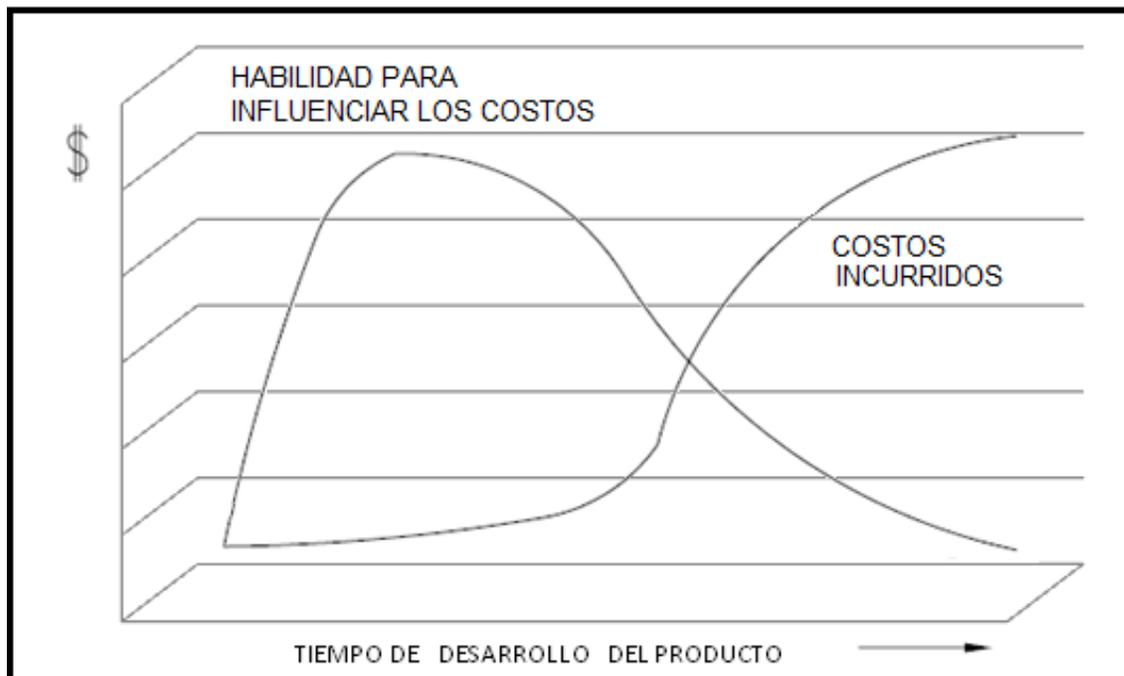
### 2.1 El diseño para ensamble.

El punto central del presente trabajo, es la aplicación de una metodología de diseño para ensamble dirigido a una bomba acuícola empleada para el cultivo de especies marinas descritas en el capítulo anterior. Las técnicas de diseño para ensamble se refieren básicamente a formas de calificar los diseños. Posteriormente se mencionará cómo estas técnicas intervienen en el proceso de diseño de la bomba y también se va a resumir el método empleado para ensamble de la bomba.

Es muy común observar que las personas responsables de la manufactura en las empresas critiquen a los diseñadores debido a que las piezas diseñadas son muy difíciles de fabricar y en algunas ocasiones, imposibles. En el diseño de una bomba al igual que cualquier producto, se debe contemplar la facilidad de producir (manufacturability) ya que desde el diseño se deben considerar los procesos de manufactura por medio de los cuales se fabricará el objeto. Es muy importante utilizar la mínima cantidad de material, así como el mayor número de componentes estándar para disminuir los costos asociados con la fabricación [1].

Un aspecto de gran importancia que tradicionalmente no se toma en cuenta en las etapas tempranas de diseño es el ensamble, ya que normalmente se considera hasta el momento de balancear las líneas de producción, a pesar de que el tiempo total de producción del ensamble utiliza entre un 40 y un 60% [6], y un 40% del costo total de los productos manufacturados se debe al ensamble [7] [4].

Si se consideran los procesos de manufactura y ensamble durante las etapas tempranas del diseño, se tendrá un mayor potencial para reducir los costos y, por lo tanto, conseguir una mayor productividad, ya que hasta un 80% del costo de un producto asociado a sus operaciones de manufactura y ensamble se determina en la etapa de diseño [4] [5].



**Figura 10** Relación entre el costo y el avance en el desarrollo de un producto [8]

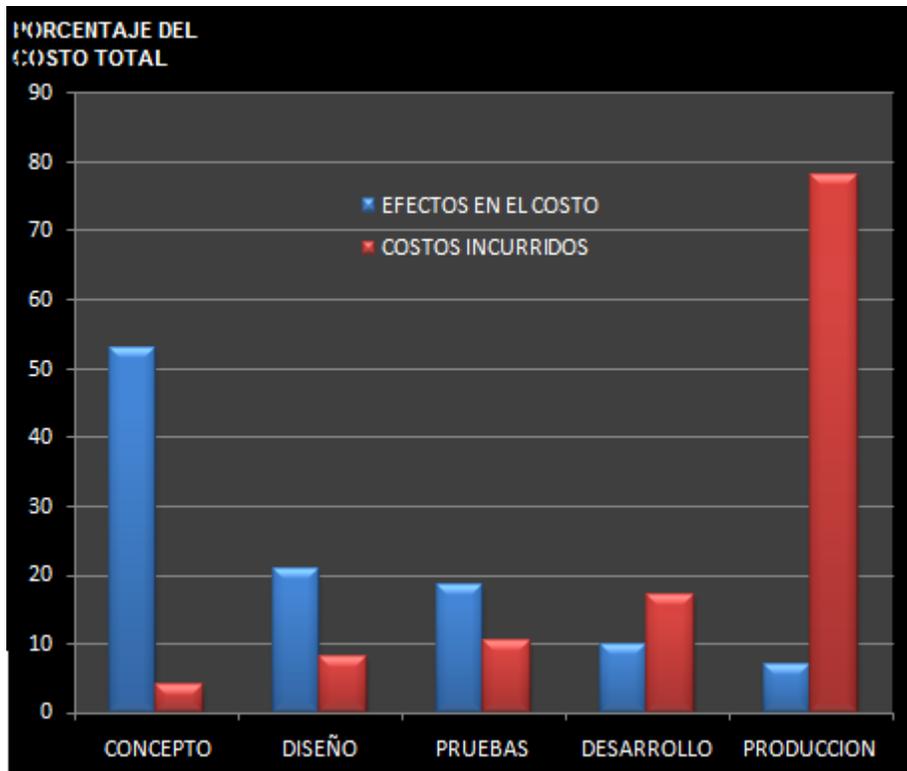
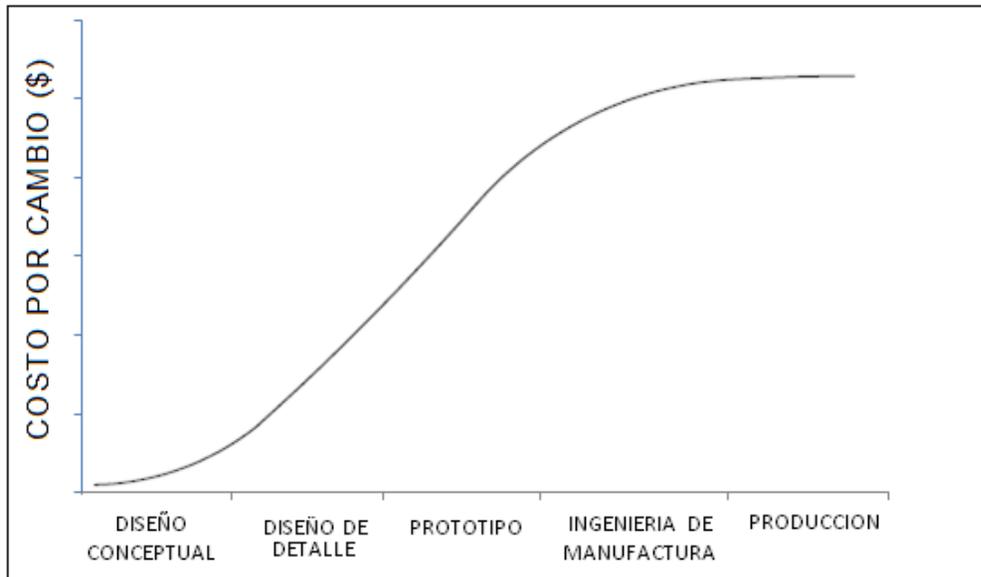


Figura 11 Relación del efecto de los costos [9].

Robert W. Militzer, quien fuera presidente de la Society of Manufacturing Engineers dijo: *"... como ingenieros de manufactura, podríamos lograr más en la mejora de la productividad si tuviéramos más intervención en el diseño del producto... Es el diseñador del producto el que establece los procesos (manufactura y ensamble) de producción. Por lo tanto, los procesos de producción están implícitos en el diseño del producto"*.

Varias empresas han documentado el hecho de que los costos de desarrollo de productos son bajos en las primeras etapas de diseño y su impacto en los costos es alto. Mientras más tarde se haga un cambio, más costoso será. (Ver figura 12) [8].



**Figura 12** Costo de los cambios durante el desarrollo del producto [8].

Lo que se busca es tener un producto cuyo ensamble sea más barato y fácil, lo cual se puede lograr básicamente de dos formas:

1. La primera es usando el concepto de ingeniería concurrente considerando el diseño para ensamble. En este método todos los aspectos del ciclo de vida del producto se toman en cuenta durante la fase de diseño.
2. Otra forma diferente pero complementaria es la de realizar rediseños tan pronto como se tenga disponible la información específica de etapas posteriores a la de diseño. [10]

Desde los años 50 y 60 se comenzó a poner más atención al ensamble automático de productos debido al incremento en los costos de mano de obra y a la nueva tecnología para ensamble que se estaba creando. Los productos tuvieron que ser rediseñados para poder ser ensamblados automáticamente. [1]

En 1966 Boothroyd indicó que el rediseño del producto era el que ahorraba dinero y no la máquina de ensamble. Este fue el inicio de lo que ahora se conoce como "Diseño para

Ensamble". [1]. De ahí parte el tema central de este proyecto, aplicar un método de diseño para ensamble que coadyuve a optimizar el diseño de una bomba axial acuícola.

Si el producto no está diseñado para manufactura y ensamble, las técnicas de aumento de la productividad que se empleen solo servirán para suplir deficiencias en el diseño. Si la mejora del producto se realiza en sus últimas etapas, no tendrá un gran impacto en la productividad, por eso las técnicas de diseño para ensamble y para manufactura se deben utilizar en las etapas tempranas del diseño. [1].

A lo largo del proceso de diseño, el equipo de diseñadores necesita considerar muchas variables y hacer cambios en las consideraciones de funcionamiento, costo, confiabilidad, servicio y otros atributos. Comparados contra estas, los costos de manufactura y ensamble son más difíciles de cuantificar y por lo tanto no reciben la atención requerida. [1].

El diseño para ensamble debe ser considerado en todas las etapas del proceso de diseño. Desde las primeras ideas que tenga el grupo de diseñadores, se debe tomar en cuenta que los elementos diseñados deben ser manufacturados y ensamblados. [1].

Es muy importante que, además de los criterios de costo y funcionalidad, se considere también la facilidad de producir y ensamblar las piezas.

Una operación de ensamble consiste básicamente en establecer los contactos físicos entre:

- a) Dos piezas,
- b) Una pieza y un subensamble ó
- c) Dos subensambles. [11]

De acuerdo a Swift y Redford [12], el ensamble de componentes se divide como sigue:

1. Ensamble manual.
2. Ensamble manual auxiliado mecánicamente (se utilizan alimentadores).
3. Ensamble automático utilizando máquinas indexadoras asíncronas y alimentadores automáticos.

4. Ensamble automático utilizando máquinas indexadoras asíncronas con cabezales programables y magazines de piezas.
5. Ensamble automático con robots y magazines de piezas.

De acuerdo a **Boothroyd** (BOOTHROYD, G.; DEWHURST, "Product Design for Manufacture and Assembly" Boothroyd, Dewhurst Inc. E.E.U.U., 2002 ), los sistemas de ensamble se clasifican en:

a) Ensamble manual:

Se utiliza tanto en lotes como en líneas de producción. Las herramientas utilizadas son simples y baratas. Este método tiene una gran flexibilidad y adaptabilidad. Los costos se mantienen constantes y relativamente independientes del volumen de producción.

b) Ensamble por medio de máquinas especializadas para ensamble:

Son las que ensamblan un producto específico. Las piezas se surten por medio de dispositivos de transferencia síncronos (mecanismos indexadores rotatorios o lineales) o asíncronos (bandas transportadoras). Estas máquinas son costosas e involucran una gran cantidad de horas de ingeniería antes de ponerse en funcionamiento. Estas máquinas son para trabajar en ciclos de tiempo fijos y por lo tanto son inflexibles en sus rangos de producción. Si se tuviera una subutilización, o tiempos libres, no puede ser utilizada en otros procesos.

c) Ensamble por medio de robots:

Los robots son flexibles y se pueden adaptar con relativa facilidad a los cambios de diseño de las piezas. Este tipo de ensambles representa una fuerte inversión inicial. Existen varias configuraciones:

- Un solo robot de propósito general opera en una sola estación de trabajo.
- Dos robots de propósito general trabajan en conjunto en una sola estación de trabajo.
- Una celda de varias estaciones con robots de propósito general.

En la práctica los procesos de ensamble se realizan con combinaciones de las anteriores. Para determinar cual método de ensamble es el más adecuado, se utilizan consideraciones económicas, básicamente de retorno de la inversión, ya que por cualquier método se puede obtener un ensamble correcto. [1].

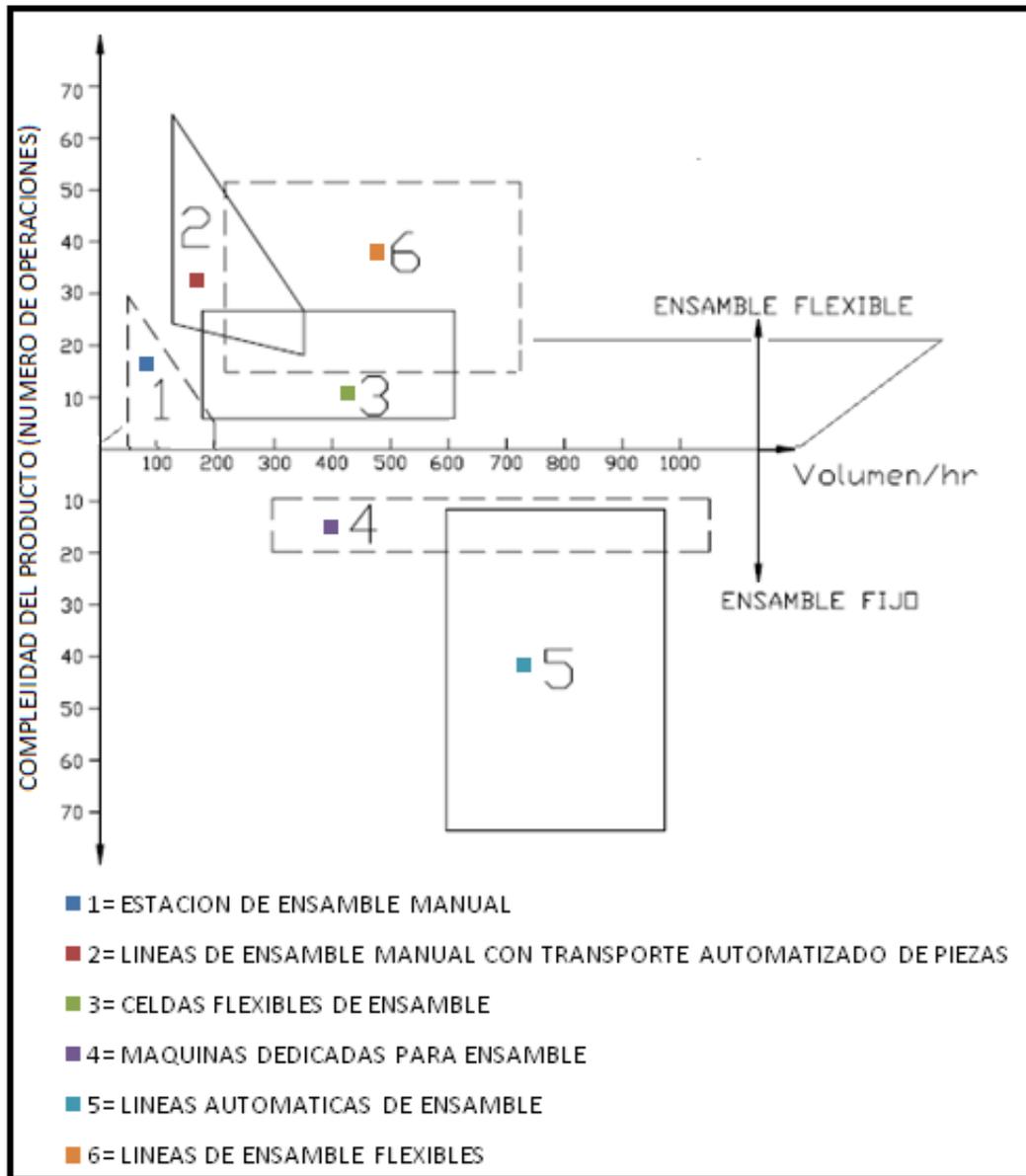
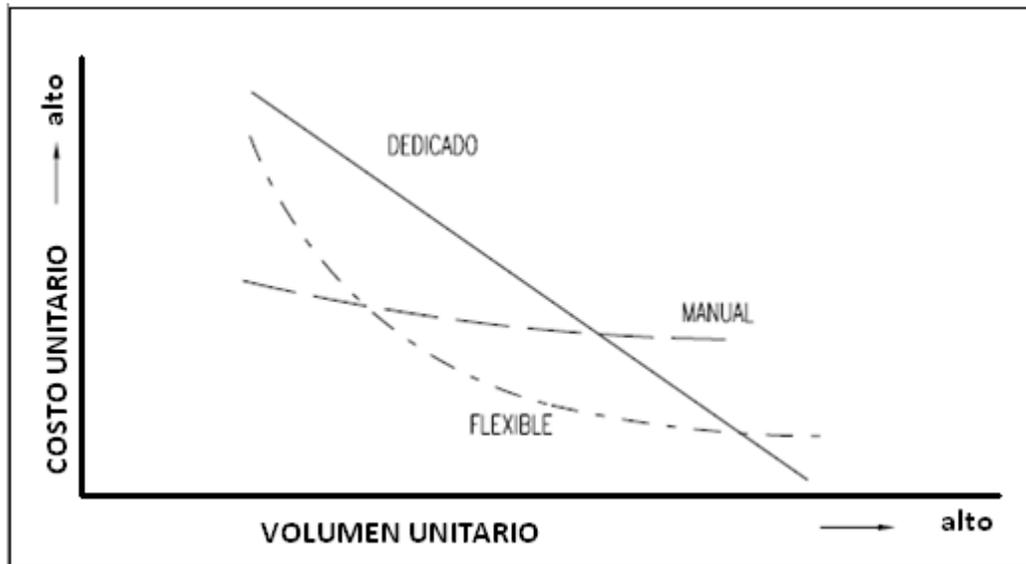


Figura 13 Clasificación de sistemas de ensamble [13].



**Figura 14** Volumen contra costo de sistemas alternativos de manufactura. [13].

En las operaciones de ensamble se involucran las siguientes operaciones [14]:

- ◆ Almacenamiento de las piezas a ser ensambladas, si es posible en una forma programada.
- ◆ Manejo de componentes, incluyendo:
  - Identificar la pieza
  - Levantar la pieza, si es necesario en conjunción con la selección individual.
  - Mover la pieza al punto de ensamble, en conjunción con la separación, manipulación, etc.
- ◆ Posicionar (colocar la pieza correctamente para su ensamble) y alinear (ajuste final de la posición antes de unir la pieza).
- ◆ Unir las piezas por medio de las conexiones apropiadas, aquí se deben incluir las siguientes operaciones:
  - Juntar las piezas (insertar, superponer, suspender o doblar).
  - Llenar.
  - Presionar (por medio de pernos, abrazaderas, contracción).
  - Unión por procesos primarios (Fundición moldeado, vulcanizado).
  - Unión por procesos secundarios (Doblado o por componentes auxiliares).

- Unión por la combinación de materiales (soldadura, pegado).
- Ajustar para compensar las tolerancias.
- Asegurar las piezas ensambladas contra movimientos no deseados.
- Inspección. Dependiendo del nivel de automatización, se deben de realizar varias pruebas y mediciones entre las diversas etapas del ensamble.

Estas operaciones se involucran en los procesos de ensamble, su importancia, frecuencia y secuencia dependerán del número de unidades y del grado de automatización.

Para evaluar los efectos y beneficios del diseño para ensamble es necesario conocer la relación que existe entre el producto y el ensamble. Andreansen sugiere tres áreas en el producto para realizar un diseño para ensamble. Estas áreas son: [15]

1. La variedad de productos,
2. La estructura del producto, y
3. Los componentes del producto. Se muestran en la tabla No. 2.

<b>PRODUCTO</b>	<b>ENSAMBLE</b>
<b>NIVEL DE VARIEDAD</b> Número de variantes Grado de similitud <b>NIVEL DE ESTRUCTURA</b> Direcciones de ensamble Subensambles Número de piezas <b>NIVEL DE COMPONENTE</b> Forma Tamaño	<b>NIVEL DE SISTEMA</b> Flujo de material Grado de Automatización Flexibilidad Secuencia de ensamble Número de operación <b>NIVEL OPERATIVO</b> Alimentación Separación Transporte Orientación Alineación

**Tabla 2** Áreas para el diseño para ensamble [15].

En la tabla anterior (Tabla 2) se muestran algunas de las muchas características que tienen conexiones entre el producto y el ensamble. Por ejemplo, la forma geométrica de una pieza tiene gran influencia en los procesos de orientación en un ensamble automático y en la manipulación en el ensamble manual. La estructura del producto tiene gran influencia en la distribución del sistema de ensamble. La estructura determina, por ejemplo, las posibles secuencias de ensamble y la posibilidad de hacer subensambles. La variedad en los diseños del producto determina la posibilidad de establecer un sistema flexible de ensamble automático.[1]

Un beneficio real del diseño para ensamble [16] es que centra la atención en el producto completo (o en un subensamble) como un todo y promueve las ideas de reducción, estandarización y modularización de las piezas. En este sentido, conduce al diseño para manufactura, ya que el diseño por proceso que actualmente se utiliza en el diseño para manufactura lleva a un análisis demasiado orientado hacia las piezas y no hacia el producto.

Otro beneficio tangible es que el diseño para ensamble puede ser utilizado para evaluar a los diseños y determinar cuando un diseño es “pobre” y se deberán realizar algunos rediseños que llevarán directamente a un ahorro en el ensamble del producto.

El objetivo del diseño para ensamble [17] es el de reducir el número de piezas en el producto y hacer que éstas se puedan ensamblar fácilmente. El objetivo principal del diseño del producto es el aumentar las ganancias para la empresa. Cuando se reduce el número de piezas al rediseñar el producto, es posible que las piezas restantes lleven a un producto más caro, si no se estudia como un todo. Si el diseño para ensamble es usado eficientemente es posible reducir el tiempo de lanzamiento al mercado.

Una reducción en el número de piezas no solo reduce los costos de ensamble, sino que tiene un mayor impacto en el costo total, algunos de los costos que también se evitan son [18]:

1. Costo para producir y mantener actualizada toda la documentación asociada con cada pieza.
2. Costo de las negociaciones con los proveedores de cada pieza comprada.

3. Costo de planeación para cada pieza.
4. Costo de aseguramiento de la calidad para cada pieza.
5. Costo asociado con la logística de control de la producción para cada pieza.
6. Costos de almacenamiento y distribución de cada pieza.

Cada proceso de ensamble que se ahorre puede evitar el tener una máquina o una persona para realizarlo.

## **2.2 Inclusión del Diseño para Ensamble en el Proceso de Diseño.**

Como se mencionó anteriormente es indispensable considerar diferentes criterios para las evaluaciones y retroalimentaciones a lo largo del proceso de diseño. El diseño para ensamble es un auxiliar en este proceso.[1]

El diseño para ensamble obliga al diseñador a revisar todo el proceso de desarrollo del producto y su flujo de información. El utilizar la filosofía de justo a tiempo en el diseño del producto implica que todos los involucrados posean la información necesaria en el momento preciso [17].

Para que el diseñador pueda utilizar su creatividad y los principios del diseño para ensamble debe contar con información suficiente de los materiales apropiados y de las máquinas de producción y su capacidad. Una buena forma de que el diseñador obtenga esta información es reuniendo grupos de trabajo de expertos en el área de producción.

### **2.2.1 Desarrollo de productos tomando en cuenta el Diseño para Ensamble. [19]**

Los productos que se diseñan deben cumplir tanto con los requerimientos funcionales como con la facilidad de manufactura y ensamble. Muchas decisiones importantes sobre la manufactura se toman, implícita o explícitamente, en la etapa de diseño. Estas decisiones podrán ser más adecuadas si el diseñador cuenta con la información adecuada acerca de la manufactura del producto.

Esta información se puede dividir en dos clases:

### **Información Directa de manufactura:**

La información directa de manufactura incluye todos los datos que el diseñador necesita para definir las piezas y ensambles. Se puede dividir en tres clases:

1. **Proyecto:** Información acerca del proyecto en general. Esta información se determina normalmente al inicio del proyecto y tiene una influencia significativa en los sistemas y procesos de manufactura. Aquí se incluye información como la cantidad de productos, la producción esperada y la programación del proyecto.
2. **Material:** Información acerca de las propiedades de los materiales y su disponibilidad. Aquí se incluye información como la maquinabilidad, tratamientos térmicos de los materiales, costos, formas, tamaños y disponibilidad de materia prima.
3. **Proceso:** Esta se divide en dos partes:
  - a) Información sobre el sistema de manufactura, el cual incluye el tipo de sistema y métodos de manejo de materiales.
  - b) Información sobre los métodos de manufactura, el que incluye la aplicación y la disponibilidad de métodos específicos, máquinas, herramientas e información sobre la operación.

### **Información Indirecta de Manufactura:**

La información indirecta de manufactura se utiliza para evaluar o modificar los diseños para mejorar la facilidad de producción.

1. **Presupuesto:** Información acerca de los costos y programas de producción, esto ayuda al diseñador a evaluar alternativas de diseño.
2. **Lineamientos:** Información acerca de los principios y lineamientos del diseño para la manufactura, esta información se puede utilizar antes de definir las formas y dimensiones detalladas.

3. **Diagnóstico:** La información acerca de características costosas y sugerencias para el rediseño. Con esta información el diseñador puede modificar sus diseños para mejorar la calidad del producto y reducir los tiempos y costos de manufactura.

La información que se dará al diseñador debe ser oportuna, en la siguiente tabla se indica la importancia de la información de manufactura en cada etapa del diseño.

	CLARIFICACIÓN DEL OBJETIVO	DISEÑO CONCEPTUAL	DISEÑO DE CONFIGURACION	DISEÑO DE DETALLE
PROYECTO	ESENCIAL	ESENCIAL	IMPORTANTE	UTIL
MATERIAL	UTIL	IMPORTANTE	ESENCIAL	IMPORTANTE
PROCESO	UTIL	IMPORTANTE	ESENCIAL	ESENCIAL
PRESUPUESTO	IMPORTANTE	ESENCIAL	IMPORTANTE	UTIL
LINEAMIENTOS	UTIL	IMPORTANTE	ESENCIAL	IMPORTANTE
DIAGNOSTICO	UTIL	IMPORTANTE	ESENCIAL	ESENCIAL

**Tabla 3** Importancia de la información de manufactura en cada etapa del diseño [19]

Cuando se involucra el diseño para ensamble en el desarrollo sistemático del producto, el trabajo de diseño cambia como sigue:

***Diseño preliminar:***

El análisis de diseño para ensamble se puede usar para obtener los costos de producción de los competidores ya que no tiene sentido desarrollar un producto que sea más costoso que el de la competencia.

***Diseño conceptual:***

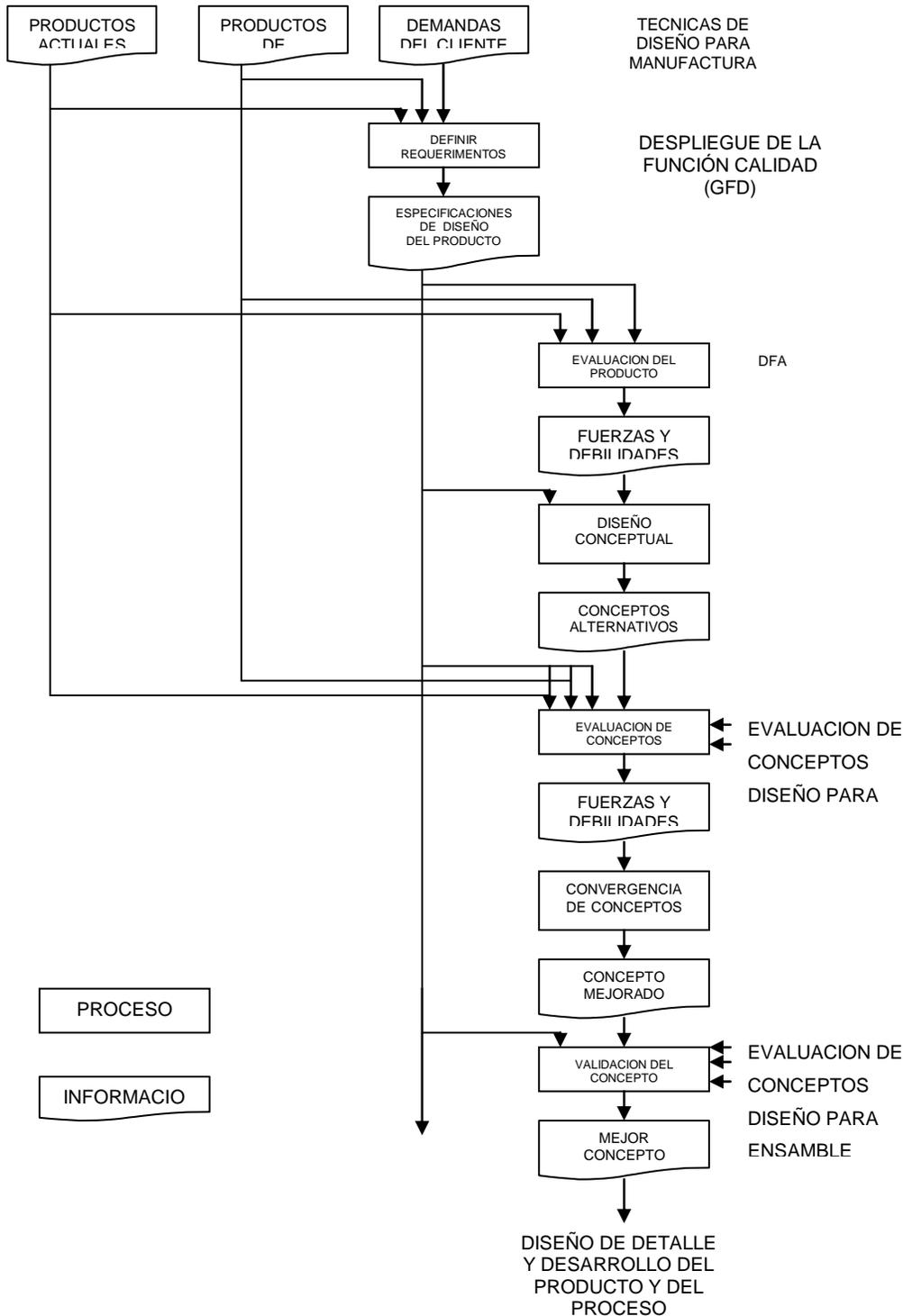
Al proponer las soluciones generales para cumplir con la función que debe realizar el objetivo a diseñar, se deben considerar los lineamientos generales del diseño para ensamble. Se debe asegurar que el objeto pueda ser ensamblado fácil y rápidamente y que los principios de funcionamiento no requieran ajustes muy cerrados.

***Diseño de configuración:***

En esta etapa es donde resultan más útiles las técnicas de evaluación para la facilidad de manufactura y ensamble. Estas técnicas se utilizarán para realizar la evaluación de alternativas. Si se detectan problemas de manufactura o de ensamble se eliminan y se evalúa de nuevo. Los diseños no deberán pasar a la etapa de diseño de detalle si no se satisfacen plenamente los objetivos planteados en el diseño conceptual.

**Diseño de detalle:**

En esta etapa se deben aplicar las recomendaciones generales para manufactura y ensamble planteados en el diseño de configuración.



**Figura 15** Diseño para ensamble en relación con otras técnicas de diseño para manufactura en el ciclo de vida del producto en un ambiente de ingeniería simultánea [18][1].

## 2.3 Métodos de Diseño para Ensamble.

En la industria se aplican principalmente dos métodos de diseño para ensamble [20]. El método más popular es el tipificado por **Boothroyd y Dewhurst**, en el cual el producto es analizado de acuerdo a criterios de “facilidad de ensamble” (tales como simetría, dimensión, dirección de acoplamiento, número de piezas, etc.) organizados en tablas con puntuaciones, con las que se calcula la “eficiencia del diseño”.

Sin embargo, una clasificación más amplia [21], incluye cuatro tipos distintos de métodos de diseño para ensamble:

### ***1. Teorías de operaciones específicas de ensamble.***

Este enfoque del diseño para ensamble concentra su estudio en una regla de diseño, analizando la geometría de las piezas para comprobar si son factibles de ensamblar. Solamente han sido estudiados la inserción y el evitar que se atoren entre sí las piezas. [1]

Estas técnicas se basan en la conversión de la geometría de las piezas en un valor para la facilidad de ensamble. [1]

Debido a que estas técnicas involucran solamente una operación, no son adecuadas por sí solas para analizar todo el proceso de ensamble. [1]

### ***2.- Reglas y lineamientos no estructurados.***

Este enfoque provee reglas generales y lineamientos para el diseño para ensamble. Varios autores han propuesto estas reglas y lineamientos y, aunque por separado son válidas, algunas de ellas se contradicen, por ejemplo cuando se reduce el número de piezas, si esto se hace puede resultar una pieza que sea difícil de manipular o insertar. [1]

Estas reglas han sido el punto de partida para el diseño para ensamble en forma estructurada y para sistemas expertos. [1]

### **3.- Aplicación estructurada de reglas y lineamientos**

Son procedimientos sistemáticos que se utilizan ya sea manualmente o por medio de la computadora, algunos de estos software comerciales son: [1]

- a. "AEM" de Hitachi
- b. "DFMA" de Boothroyd
- c. "Lucas DFA" de Lucas Industries, Inc.
- d. "Assembly" de De Winter
- e. "Assembly Analysis and Line Balancing" de Poli

### **4.-Sistemas expertos**

Los trabajos de investigación más recientes en esta área están relacionados con la inteligencia artificial. Estos sistemas van más allá que los sistemas basados en reglas estructuradas, ya que estas reglas se han incluido en sistemas expertos capaces de tomar decisiones en base a las experiencias previamente grabadas en el sistema. [1]

Como resultado de dichas investigaciones se han desarrollado varios paquetes de software, algunos ejemplos son:

**ADAM:** Assisted Design for Assembly and Manufacture, en el cual se obtiene información sobre el minimizado de piezas, racionalización y lineamientos para inserción.

**DACON:** Design for Assembly Consultation, el cual provee una interfase con CAD y se realiza una evaluación del diseño.

**PACIES:** Part Code Identification Expert System, genera códigos de tres dígitos basado en la forma, características importantes y simetría de la pieza.

Estos sistemas se encuentran aún en la etapa de desarrollo conceptual y, por lo tanto, aún no se encuentran disponibles como software comercial. [1]

## **2.4 El Método Boothroyd de Diseño para Ensamble**

La técnica de diseño para ensamble comercializada por Boothroyd Dewhurst, Inc. se conoce simplemente como método Boothroyd. A continuación se resume dicha técnica, la cual fue utilizada para el análisis de la bomba axial acuícola en estudio.

El objetivo primordial de esta técnica es reducir el costo del producto por medio de la reducción del número de piezas individuales que deben ser ensambladas y asegurar que todas las piezas son de fácil manufactura y ensamble. [1]

El método de Boothroyd analiza por separado los ensambles manuales, los ensambles por medio de máquinas dedicadas y los ensambles por medio de robots. [1]

Para determinar el tipo de ensamble adecuado para cada caso se utilizan teorías económicas que por medio del número de piezas en el ensamble y del número de productos a fabricar se elige el tipo de método de ensamble. [1]

### **2.4.1 Diseño para Ensamble Manual**

Si se ha determinado que el ensamble manual es el más adecuado se utiliza el siguiente procedimiento:

Se desensambla completamente el producto, conforme se retiran las piezas se deberán anotar en la hoja de trabajo, si existen subensambles se considerarán primero como piezas y posteriormente se analizarán. Una vez que se ha desensamblado todo el producto se comienza a ensamblar, comenzando por la pieza con el número de identificación más alto, al momento de ensamblar se debe analizar cada pieza de acuerdo a los siguientes puntos:

- a) Se debe decidir si la pieza puede ser considerada como un candidato para su eliminación o combinación con otras piezas del ensamble.

Una pieza no es susceptible de eliminarse si:

- La pieza se mueve relativamente a las demás piezas previamente ensambladas.
- La pieza debe ser de diferente material.
- La pieza debe estar separada para permitir el ensamble o desensamble de otras piezas.

Si no se cumple alguna de estas condiciones, la pieza es susceptible de eliminarse.

En muchos casos la eliminación de piezas no se justifica por otras razones, como las económicas en la manufactura o la falta de equipo especializado que se requiere para manufacturar las piezas combinadas.

- b) Se debe estimar el tiempo que toma el sujetar, manipular e insertar la pieza, de acuerdo a las tablas de manipulación e inserción (anexo 1). Estos datos se depositan en la hoja de trabajo (anexo 1).

Una vez que se obtiene esta información es posible obtener el tiempo total de ensamble y compararlo con el tiempo de ensamble para un diseño ideal, obteniendo la eficiencia del ensamble manual.

En el *anexo 1* se describe detalladamente el procedimiento de evaluación y la forma de llenar la hoja de trabajo.

#### **2.4.1.1 Procedimiento para el Rediseño.**

El análisis anterior provee información útil al diseñador en dos áreas principales:

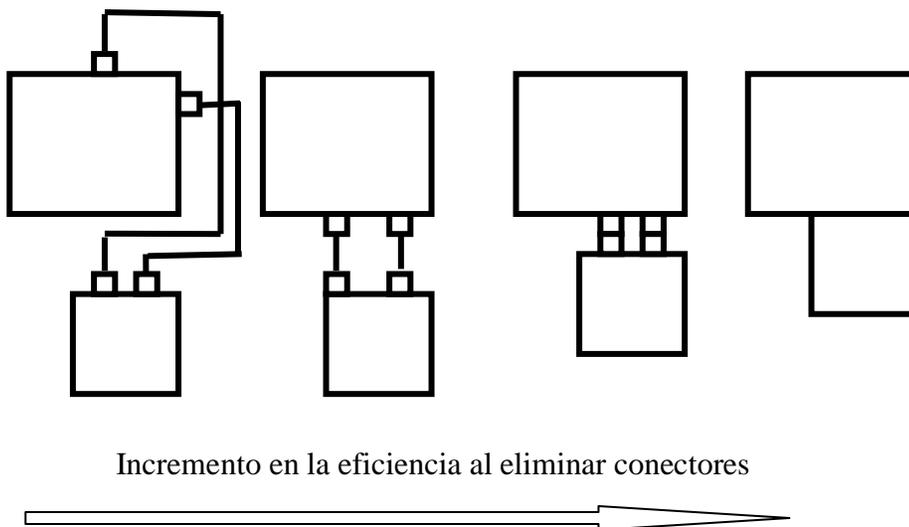
- 1) El criterio para definir si una pieza debe estar separada de las otras da una base para decidir si es posible reducir el número de piezas.
- 2) Las áreas para mejorar el manejo y ensamble pueden encontrarse al revisar las columnas (4) y (6) de la tabla (*anexo 1*). Cualquier operación que tenga tiempos grandes debe examinarse críticamente.

### 2.4.1.2 Reglas para el Diseño para Ensamble Manual.

Como resultado de aplicar el análisis a un gran número de productos, Boothroyd ha desarrollado una serie de reglas que son importantes en el diseño para ensamble manual. Estas se listan a continuación en orden decreciente de importancia.

#### 1. Reducir el número y variedad de piezas.

1. Probar la necesidad de la existencia individual de cada pieza utilizando los tres criterios.
2. Diseñar piezas con características de unión para eliminar los sujetadores.
3. Procurar la eliminación de las piezas que actúan como conductores en conexiones (cables, tuberías, uniones de extensión, etc.)



**Figura 16** Eliminación de conectores

4. Diseñar piezas multifuncionales obteniendo lo más que sea posible de los procesos de manufactura individuales.
5. No se deben tomar decisiones por la facilidad de fabricar las piezas, ya que pueden causar altos costos de ensamble.
6. Eliminar características o funciones que no añadan utilidad para el cliente.

2. Se debe procurar eliminar los ajustes.

Los ajustes y procesos similares que requieren tomar decisiones durante el ensamble son costosos y provocan una baja eficiencia.

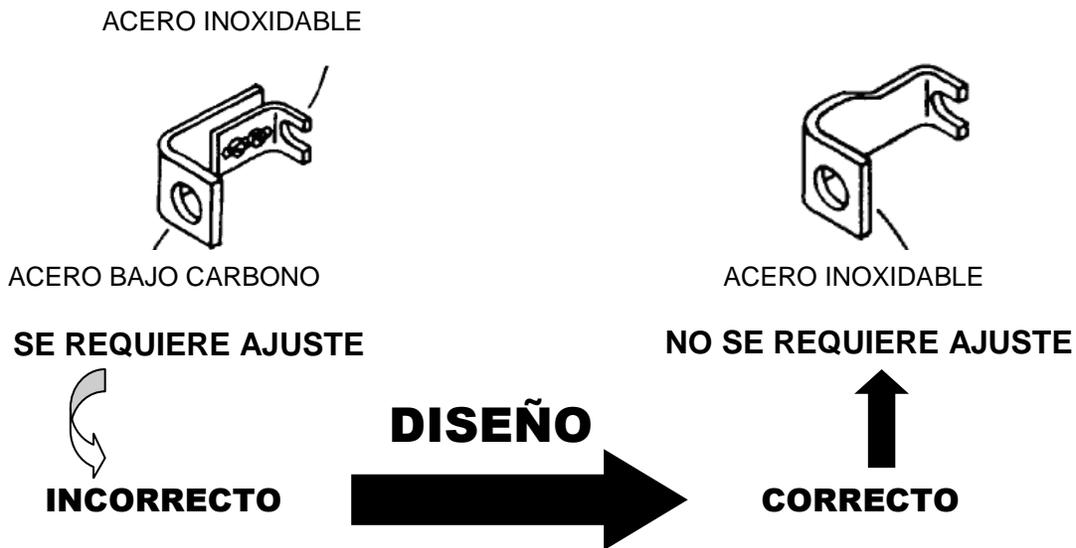


Figura 17 Evitar ajustes

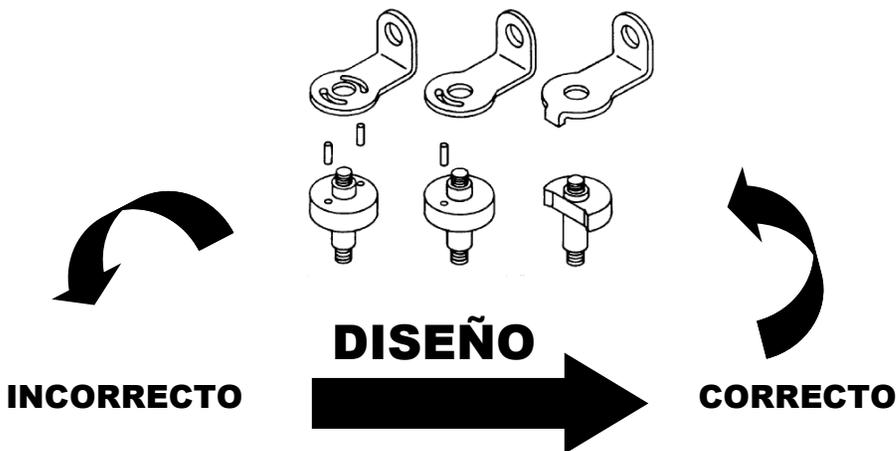
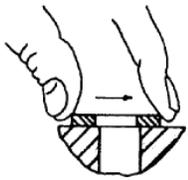


Figura 18 Evitar sistemas sobredeterminados

3. Diseñar las piezas para que sean auto-alineantes y auto-localizantes.



SE REQUIERE SUJETAR Y  
ALINEAR PARA LAS  
SIGUIENTES  
OPERACIONES

**AUTOLOCALIZANTE**

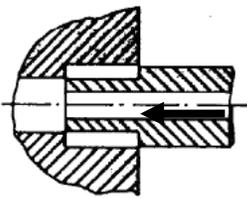


**INCORRECTO**

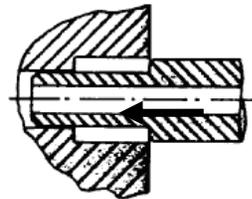
**DISEÑO**



**CORRECTO**



DIFICIL DE INSERTAR



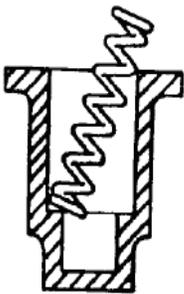
FÁCIL DE INSERTAR

**INCORRECTO**

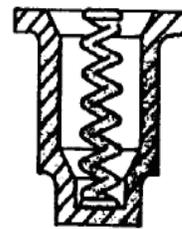
**DISEÑO**



**CORRECTO**



LA PIEZA SE ATORA



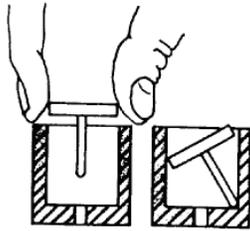
LA PIEZA CAE EN SU LUGAR

**INCORRECTO**

**DISEÑO**

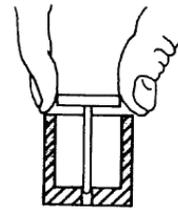


**CORRECTO**



La pieza se debe soltar antes de que se haya localizado

**INCORRECTO**



La pieza se localiza antes de soltarla

**CORRECTO**

**Figura 19** Se deben diseñar piezas auto-localizantes y auto-alineantes

4. Asegurar el acceso adecuado y no limitar la visión del operario.



Los dedos no pueden alcanzar la posición deseada

**Figura 20** Diseño de piezas para que no se dificulte la movilidad en los dedos

5. Asegurar la facilidad de sujeción de las piezas a partir del granel.

Algunas piezas pueden ser ensambladas en el producto con facilidad pero muchas veces toma mucho tiempo el manejarlas o separarlas del granel.

Los problemas de manejo que se pueden evitar desde la etapa de diseño son los debidos a:

- a) Piezas que se encajan debido a su forma.

- b) Enredo de piezas que tienen combinaciones de proyecciones y aberturas, agujeros o cortes.
- c) El uso de materiales flexibles.
- d) Piezas que son frágiles o filosas.
- e) Piezas que requieren el uso de herramientas para su manejo.

6. Minimizar la necesidad de reorientaciones durante el ensamble.

7. Diseñar las piezas de tal forma que no se puedan instalar incorrectamente.

- a) Proveer obstrucciones que no permitan el ensamble incorrecto.
- b) Hacer las características de ensamble asimétricas.
- c) Hacer las piezas simétricas para que la orientación durante el ensamble no afecte el funcionamiento.
- d) Si dos piezas pueden ser ensambladas incorrectamente, entonces hay que asegurar que el ensamble de las piezas subsecuentes sea imposible.
- e) Si el paso *d* no se puede lograr, entonces hay que marcar las piezas con indicaciones para su correcta instalación, tales como "arriba", flechas o colores. Esto no es tan conveniente como asegurar que no se puedan ensamblar incorrectamente.
- f) Eliminar piezas flexibles que comúnmente se instalan incorrectamente.
- g) Maximizar la simetría de las piezas si es posible o bien hacerlas muy asimétricas. Si no se puede proveer a la pieza de una marcada asimetría, entonces es conveniente incluir alguna característica no funcional a la pieza para definir su orientación.

## **2.5 El método de los elementos finitos (FEM)**

### **2.5.1 Desarrollo histórico del cálculo matricial de estructuras como antecesor del método de los elementos finitos.**

¿Quién fue el primero en escribir una matriz de rigidez o flexibilidad?

Esta pregunta fue hecha en un artículo del año 1995 [22] por *C.A. Felippa del Department of Aerospace Engineering Sciences and Center for Aerospace Structures University of*

**Colorado, Boulder, CO 80309-0429, USA.** Se suponía que había sido alguien que estaba trabajando en la industria de la aviación de Gran Bretaña o Alemania, a finales de los años 1920 o principios de los años treinta. Según Felippa el Análisis Matricial de Estructuras (MSA) fue iniciado por el grupo de aeroelasticidad del Laboratorio Nacional de Física (NPL) en Teddington, un pueblo que se ha convertido en la actualidad en un suburbio del Gran Londres.

La evolución del Análisis Matricial de Estructuras (MSA) desde 1930 a 1970 será esbozada en esta Conferencia. Momento culminante en dicha evolución son las contribuciones hechas por Collar, Duncan, Argyris, y Turner que conformaron su desarrollo. Algunos autores han dividido esta evolución en varias etapas vinculándola con hechos históricos, como en el caso del Profesor Felippa, quien ha dividido la historia del desarrollo del MSA en las siguientes etapas: [22]

- **Los Artefactos Victorianos: 1858–1930.**

Las Matrices o determinantes como fueron inicialmente llamadas se inventaron en 1858 por Cayley en Cambridge, aunque algunos autores han dado la paternidad para el matemático alemán Grassmann. El álgebra matricial y el cálculo de matrices se desarrollaron principalmente en el REINO UNIDO y Alemania. Su uso original era proporcionar un idioma compacto para apoyar las investigaciones en los temas matemáticos como la teoría de las invariantes y la solución de ecuaciones diferenciales. Varios tratados sobre el álgebra matricial aparecieron en los finales de los años veintes y principios de los años treinta del siglo XX [23,24,25].

Comparado con el cálculo vectorial y tensorial, las matrices tenían relativamente pocas aplicaciones en la ciencia y la tecnología antes de la década de los años 1930. La situación empezó a cambiar con el advenimiento de las calculadoras electrónicas de escritorio, porque la notación matricial proporcionó una manera conveniente de organizar las sucesiones de cálculos complejos. El cálculo de tensiones y deformaciones elásticas en las estructuras de la incipiente aviación (llamado aeroelasticidad) fue una aplicación. [26]

En 1925 Frazer y Duncan [26] publican una monografía sobre el cálculo de elasticidad en estructuras de aviones, siendo este considerado como el inicio del Análisis Matricial de Estructuras.

- **Gestación y Nacimiento: 1930–1938**

### **Los Artículos Fuentes**

En enero de 1930 A. R. Collar se unió a Frazer y Duncan para intensificar las investigaciones teóricas en el área de aeroelasticidad. En esta etapa aparecen publicados los artículos fuentes relacionados con el Análisis Matricial de Estructuras, escritos por Duncan y Collar [27] en 1934 y [28] en 1935. En 1938 aparece el primer libro escrito por Frazer, Duncan y Collar [29]. Este fue el primer libro en tratar las matrices como una rama de la matemática aplicada.

Esta etapa se caracteriza por el comienzo del desarrollo de la aviación y se intensifican a escala internacional las investigaciones en el área de aeroelasticidad. Por este motivo el libro enfoca la dinámica de un avión completo, tratando componentes integrados tales como las alas, timones o alerones. No hay ningún análisis de tensión estática; los aviones de la etapa previa a la segunda guerra mundial (pre-IIIGM) fueron sobre diseñados en cuanto límite de resistencia y típicamente fallaban por efectos aerodinámicos o de la propulsión.

- **El apagón de la Segunda Guerra Mundial 1938-1947**

Este es un período de silencio en cuanto a las publicaciones en el área de aeroelasticidad. No obstante las investigaciones sobre Aeroelasticidad continuaron. Nuevas demandas tales como, propuestas de nuevos materiales de alta resistencia, las velocidades más altas en los aviones, maniobras de combate como la picada, y la supervivencia al daño estructural aumentaron el interés en el análisis de tensión. Esta etapa se caracteriza por los trabajos de matemáticos y de ingenieros estructurales en el desarrollo de los sistemas discretos. Hrennikoff [30] en 1941 y McHenry [31] en 1943 usaron elementos unidimensionales como barras y vigas para la solución de las tensiones en un sólido. Courant [32] en 1943 dividió un sólido en regiones triangulares obteniendo una solución numérica de las tensiones en forma variacional y en 1947 Levy [33] propuso el Método de Flexibilidad o Método de las Fuerzas.

- **El florecimiento de la Matriz. 1947-1956.**

Aunque los trabajos con el Análisis Matricial de Estructuras comenzaron en la etapa anterior, todavía estos se restringían principalmente a la comunidad aeroespacial. Pero el enfoque cambió de la dinámica a la estática, y sobre todo en el análisis de tensiones, pérdida de estabilidad, fractura y fatiga. Las turbinas, los vuelos supersónicos y la propulsión de cohetes trajeron los efectos de los adelantos de la termo-mecánica. El desastre del Cometa forzó la atención hacia la concentración de tensiones y el efecto de la propagación de grietas debido a la presurización cíclica de la cabina. La seguridad contra fallas ganó en importancia. En respuesta a estas múltiples demandas las compañías aéreas organizaron grupos especializados; en tensión, en aerodinámica, en aeroelasticidad, en propulsión, y así sucesivamente. Una estructura de dirección de múltiples niveles con áreas bien definidas surgió.

- **Los más Importantes Acontecimientos**

La primera computadora comercial electrónica: Univac I, fabricada por una división de Remington-Rand, apareció en el verano de 1951. Las seis máquinas iniciales se entregaron a las agencias del gobierno americano. A esto se unió en 1952 la Univac 1103, una máquina orientada hacia el cómputo científico. El Sr. T. J. Watson, fundador de la IBM, había dicho una vez que seis computadoras electrónicas satisfarían las necesidades del planeta. Para hacer realidad tal predicción, La IBM lanzó seis computadoras del modelo 701 en 1953.

Las grandes compañías de aviación empezaron comprando o arrendando estas costosas maravillas en 1954. Pero esto no significó el acceso inmediato por todo el mundo. Sólo después de 1957 apareció el primer lenguaje de alto nivel (Fortran I, ofrecido para la IBM 704). Los ingenieros y científicos fueron entonces capaces de escribir sus propios programas. Un nuevo desafío en el modelado llegó en los primeros años 1950: la estructura de ala delta de los aviones. Esto volvió a encender el interés en los métodos matriciales.

- **Las Principales Contribuciones.**

En el análisis estático la versión del Método de Fuerza Clásico (CFM) no-matricial había disfrutado de una reputación distinguida debido a las fuentes de contribuciones de Maxwell,

Mohr y Castigliano. El método proporcionó directamente las fuerzas internas que son de interés superior en el diseño basado en las tensiones.

En 1953 Levy [34] propone como alternativa al método de las fuerzas el nuevo Método de Rigidez o Método de los Desplazamientos. En ese mismo período Turner [35] en 1954 y Argyris [36] en 1956 demostraron que se podían sustituir las propiedades de un continuo de un modo más directo suponiendo que pequeñas porciones (elementos) del mismo se comportan de forma simplificada. El trabajo de Argyris [36] desarrolló el Análisis Matricial de Estructuras usando el Principio de Energía y Turner [35] desarrollo el Método de Rigidez Directo para derivar la Matriz de Rigidez en elementos de Armazón, vigas y triángulos en estado plano de tensión.

- **Las preguntas: 1956-1959**

Una serie de métodos, modelos, herramientas y aplicaciones estaban sobre el tapete y en aumento. Las computadoras transistorizadas, El Fortran, los primeros satélites y otras tantas opciones. ¿Rigidez o flexibilidad? ¿Fuerzas o desplazamientos? ¿Los métodos matriciales tendrían futuro? ¿Sería la dualidad de (Métodos Clásicos de Fuerza) CFM-DM (Método de los Desplazamientos) una precursora de los programas de uso general que simularían todo? ¿Podrían los Ingenieros escribir esos programas?. Estas interrogantes llegan al año 1959, el año del primer artículo del Método de Rigidez Directa (DSM). Los argumentos y las respuestas promovidas por las preguntas anteriores quedarían, sin embargo, durante dos décadas más en pequeños círculos de la comunidad aeroespacial.

- **Las respuestas: 1959-1970**

La cortina de esta etapa se levanta en Aachen, Alemania el 6 de noviembre de 1959. M. J. Turner, Director de la Unidad de Dinámica Estructural de la Boeing y un experto en aeroelasticidad, presentó el primer artículo sobre el Método de Rigidez Directo (DSM) en un encuentro del grupo AGARD sobre estructuras y materiales [37]. (AGARD es el Grupo Asesor de la OTAN para la Investigación Aeronáutica y Desarrollo que patrocinaban talleres y cátedras desde 1952. Se llamaron procedimientos limitados o informes AGARDographs). Estos trabajos

constituyeron las bases del futuro Método de los Elementos Finitos que fueron publicados con este nombre por primera vez por Clough [38] en 1960, cuando usó elementos triangulares y rectangulares para el análisis de tensiones en un estado plano de tensiones.

Los trabajos continuaron en esta época de los primeros años de la década de los sesenta, ampliándose a otras aplicaciones. En 1961 Melosh [39] desarrolló un elemento plano en forma de placa rectangular. En julio 1962 Turner, Martin y Weikel presentaron una versión ampliada del artículo de 1959 que apareció en un volumen de *AGARDograph* publicada por Pergamon en 1964 [40].

El Método de rigidez Directo es un parangón de elegancia y simplicidad. A través de este camino el viejo Análisis Matricial de Estructuras (MSA) y el joven Método de los Elementos Finitos FEM lograron una confluencia uniforme. Las computadoras de los primeros años 1960 pudieron finalmente resolver centenares de ecuaciones. En un mundo ideal, los ingenieros estructurales debieron de haber abrazado el Método de rigidez Directo DSM.

Realmente no pasó así. El mundo de las estructuras aeroespaciales se dividió. El DSM avanzó primero en Centros de Investigaciones de la Industria Aeroespacial. Entre las compañías aeroespaciales, sólo Boeing y Bell (influenciadas por Turner y Gallagher, respectivamente) habían hecho las inversiones mayores en el DSM por 1965. Entre la academia, el Departamento de Ingeniería Civil de Berkeley hizo del DSM un evangelio a través de Clough que hizo a sus estudiantes—Según Felippa—usar el DSM en su tesis de grado. Estos códigos se diseminaron libremente en el mundo no aeroespacial desde 1963. Martin estableció tradiciones similares en la Universidad de Washington, y Zienkiewicz, influenciado por Clough, en Swansea. Aparece el primer libro de texto del FEM escrito por Zienkiewicz [41] en 1967. Por entonces la aplicación a los problemas del campo no estructurales (térmicos, fluidos, electromagnéticos, etc.) habían empezado, y de nuevo el DSM escaló airoso en el nuevo mundo. La mayoría de los trabajos que aplicaron el MEF en el análisis mecánico de sólidos y estructuras en los primeros años de la década de los sesenta fueron aplicados a pequeños desplazamientos y deformaciones y comportamiento lineal tanto material como geométrico.

El primer trabajo considerando grandes desplazamientos y no linealidad material fue presentado por Turner [42] en 1960. Gallagher y Padlog [43] en 1963 aplicaron el MEF a problemas de pérdida de estabilidad (Buckling). En 1965 Archer [44] aplicó el Método a problemas dinámicos y ese mismo año aparece el primer trabajo de aplicación del MEF a problemas de fenómenos de transporte por Zienkiewicz [45], quien tres años más tarde [46] lo aplica a problemas de visco elasticidad.

- **La Última Prueba**

Los códigos legados por el Método Clásico de las Fuerzas (Método de Flexibilidad) continuaron, sin embargo, siendo usado en muchas compañías aerospaciales en lugar del nuevo Método de los Desplazamientos (Metodo de Rigidez). Esta división recuerda una de la respuesta de Einstein cuando se le preguntó por la reacción de la escuela de la vieja guardia a la nueva física: nosotros no los convencimos; nosotros los vencimos. Los ingenieros estructurales contratados en los años cuarenta estaban en puestos directivos en dichas empresas en los años sesenta. Ellos estaban aferrados en sus antiguas posiciones, por lo tanto ¿Cómo podía faltar la dualidad?. Esa tenacidad fue puesta a una severa prueba más adelante. En 1965 la NASA hizo la propuesta de construir el sistema de elementos finitos NASTRAN el cual requirió el desarrollo simultáneo de las versiones de Desplazamiento y de Fuerza [47]. Se suponía que cada versión tenía idénticos modelos y capacidades de solución, incluso la dinámica y la perdida de estabilidad. De acuerdo con esto se otorgaron dos contratos separados, a MSC y a Martin. El desarrollo de la versión de Fuerza fue cancelada en 1969. El año siguiente puede tomarse como el final de la transición descrita y como el fin del Método de Fuerza como un serio rival para los programas de uso general del Método de los Elementos Finitos (FEM).

- **Volviendo a visitar el pasado: 1970 hasta la Fecha.**

¿Habrà logrado el MSA una forma final, ahora bajo el amplio paraguas del FEM?. Éste parece ser el caso de los programas de uso general del FEM que ahora verdaderamente son herederos de los códigos de los años 1960.

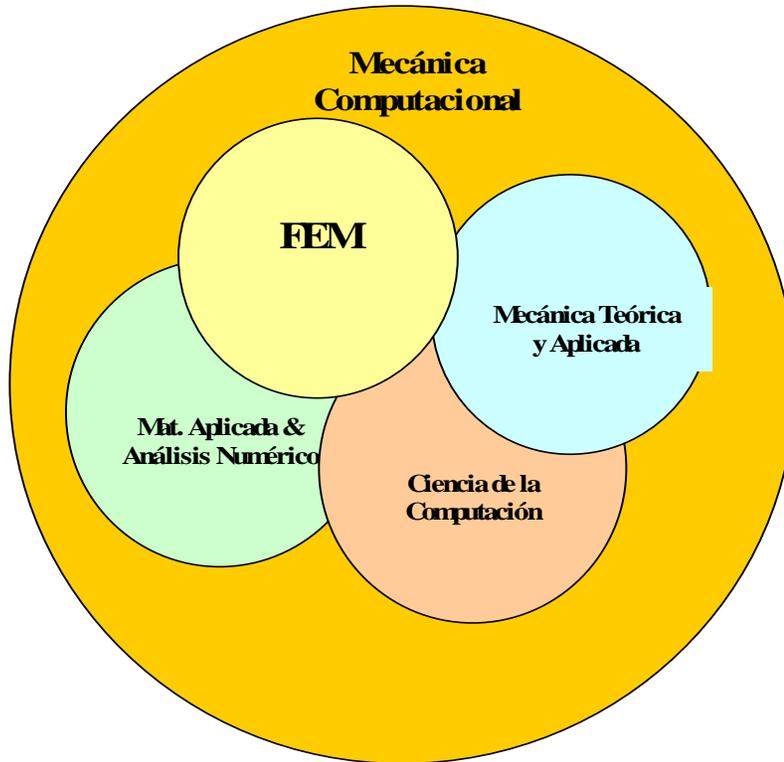
Un reavivamiento más modesto involucra el uso de métodos de flexibilidad para el análisis de múltiples niveles. La estructura se divide en subdominios o subestructuras, cada una de las cuales se procesan por el DSM; pero los subdominios se conectan por multiplicadores de Lagrange que físicamente representan las fuerzas de los nodos. Una aplicación importante es el procesamiento masivo paralelo en el cual los subdominios son mapeados en los procesadores de memoria distribuía y la interfaz de fuerza resuelve los subproblemas iterativamente por los métodos de FETI [46]. Otro conjunto de aplicaciones incluye los problemas inversos como la identificación del sistema y predicción de daño. Pueden encontrarse referencias pertinentes y un boceto histórico en un reciente artículo [27] que presenta una formulación variacional híbrida para esta aproximación combinada.

La verdadera dualidad para mecanismos estructurales es conocida ahora para involucrar desplazamientos en funciones de la tensión, en lugar de los desplazamientos y fuerzas. Esto se descubrió por Fraeijs de Veubeke en los años setenta [48]. Aunque extensible más allá de las estructuras, el potencial de esta idea permanece ampliamente inexplorado.

### **2.5.2 El método de los elementos finitos como solución discreta en la mecánica computacional**

Según Felippa, el campo de la mecánica puede ser dividido en cuatro áreas mayores:

- **La Mecánica teórica** trata con las leyes fundamentales y principios de la mecánica estudiados por su valor intrínseco.
- **La Mecánica aplicada** transfiere este conocimiento teórico a las aplicaciones científicas e ingenieras, sobre todo con respecto a la construcción de modelos matemáticos de fenómenos físicos.
- **La Mecánica Computacional** resuelve los problemas específicos combinando los modelos matemáticos con los métodos numéricos llevados a cabo en las computadoras digitales, en un proceso llamado simulación.
- **La Mecánica experimental** pone las leyes físicas, los modelos matemáticos y las simulaciones numéricas a una prueba final de observación.

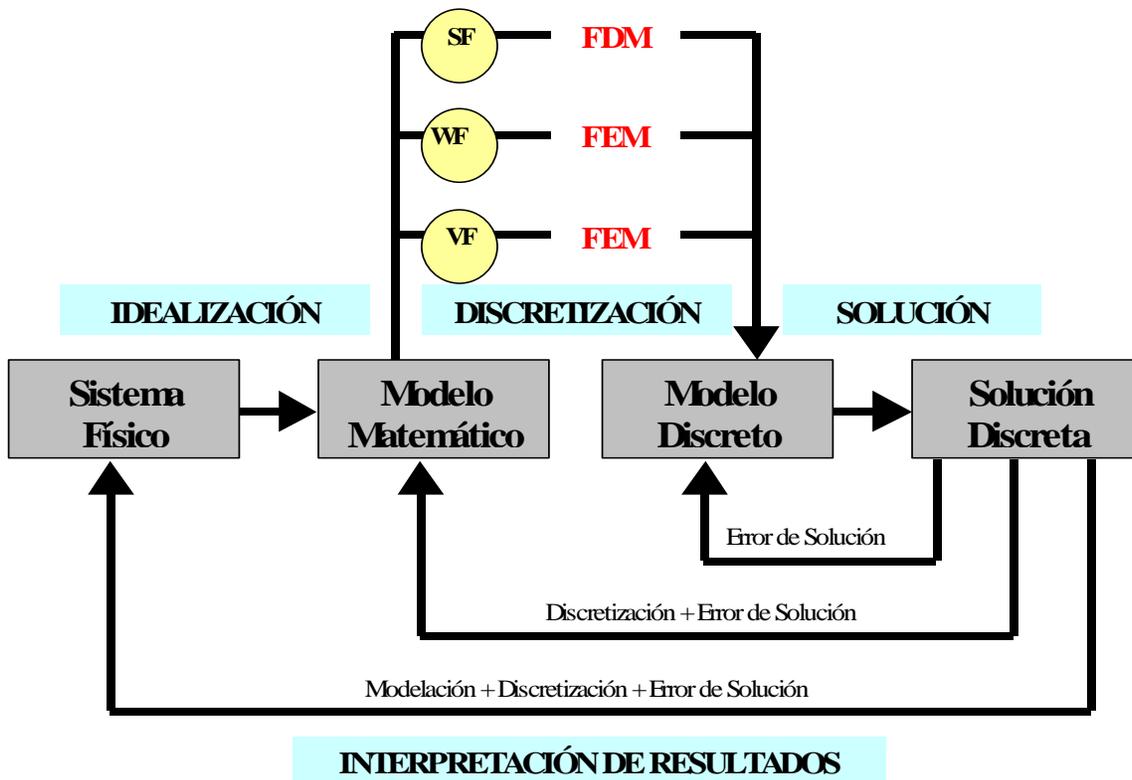


**Figura 21** La Mecánica Computacional integra aspectos de cuatro disciplinas. Según Filippa

La Mecánica de Computacional es fuertemente interdisciplinaria. Las disciplinas con mayor contribución se muestran en Figura 21.

El proceso de análisis por métodos computacionales puede caracterizarse por el diagrama de las fases mostrado en la Figura 22. Las fases son idealización, discretización y solución.

La idealización, también llamada modelado matemático, lleva del sistema físico al modelo matemático. En Figura 22 este modo se ha subdividido en tres clases amplias: La Forma fuerte (SF), la Forma Débil (WF) y la Forma Variacional (VF)



**Figura 22** Fases principales de la Simulación en Computadora: idealización, discretización y solución

### 2.5.3 Pasos Generales del Método de los Elementos finitos.

A continuación se darán a conocer los pasos generales seguidos para el desarrollo de un modelo de elementos finitos, tanto en su aplicación estructural como no estructural. No obstante en la metodología explicada a seguir será empleada la formulación para un problema estructural.

Un caso típico en la ingeniería mecánica es determinar las tensiones, desplazamientos y deformaciones en una estructura o cuerpo sólido en equilibrio y sometido a cargas aplicadas. En la mayoría de estos casos es muy dificultoso determinar las deformaciones usando métodos convencionales y por eso se emplea el Método de los Elementos Finitos.

Como es conocido existen dos enfoques fundamentales asociados con el FEM:

- El Método de las Fuerzas o Método de Flexibilidad, el cual usa las fuerzas internas como variables desconocidas del problema. Para obtener las ecuaciones generales, primero son usadas ecuaciones de equilibrio. Entonces las ecuaciones adicionales necesarias son

encontradas introduciendo las ecuaciones de compatibilidad. Los resultados son un conjunto de ecuaciones algebraicas para determinar las fuerzas redundantes o desconocidas.

- El Método de los Desplazamientos o de Rigidez, el cual asume los desplazamientos en los nodos como las variables desconocidas del problema. Por ejemplo, las condiciones de compatibilidad requiriendo que los elementos conectaron a un nodo común, a lo largo de un borde común, o en un superficie común antes de la carga permanezcan conectados al nodo, borde, o superficie después de que la determinación tenga lugar son inicialmente satisfechas. Entonces las ecuaciones generales son expresadas en términos de desplazamientos nodales usando las ecuaciones de equilibrio y una ley que relaciona las fuerzas y las tensiones con los desplazamientos.

Se ha demostrado que para propósitos computacionales el método de rigidez o de los desplazamientos es más efectivo y ha sido ampliamente tomado por la mayoría de los programas de elementos finitos de propósitos generales para el análisis de problemas estructurales.

El Método de los Elementos Finitos significa modelar una estructura usando pequeños elementos interconectados llamados elementos finitos. Una función de desplazamientos es asociada con cada elemento finito. Cada elemento interconectado se une, directa o indirectamente, a cada otro elemento a través de la interfaz común, incluyendo los nodos y líneas o superficies de fronteras. Usando las conocidas propiedades de tensión/deformación del material de fabricación de la estructura, uno puede determinar el comportamiento de un nodo dado en términos de las propiedades de cada elemento en la estructura. El conjunto de ecuaciones que describen el comportamiento de cada nodo resulta en una serie de ecuaciones algebraicas expresada en notación matricial. El propósito de brindar estos pasos generales es exponer el procedimiento seguido en una formulación de elementos finitos de un problema.

## **Paso 1. Discretizar el cuerpo y seleccionar el tipo de elemento.**

En un análisis de elementos finitos el cuerpo es dividido en un número finito de partes de pequeñas dimensiones llamados elementos, estos elementos están interconectados por nodos. Existen diferentes tipos de elementos. El número total de elementos y el tamaño del elemento y el tipo de elemento son tareas a definir por el usuario. Un número pequeño de elementos puede provocar un resultado no confiable mientras que un número grande de elementos encarece el proceso computacional, por eso se busca un número óptimo mediante el criterio de convergencia de los resultados.

Existen diferentes tipos de elementos, los cuales son seleccionados en función de la geometría de los mismos y de las características del sistema físico que se está modelando. La selección del elemento para un problema dado es la tarea más importante en la modelación por elementos finitos. El elemento contiene el código de información geométrica del mismo, a través de las llamadas funciones de forma y el código de información sobre las propiedades del material a través de la matriz de relación, estas entidades forman parte de la matriz de rigidez del elemento. A continuación se muestran los elementos más comúnmente empleados en la práctica.

### **Elementos simples de línea.**

Son usados para representar elementos de barra (truss) o de vigas (beam)

### **Elementos de barra.**

Los elementos de barra son elementos de dos nodos formulados en un espacio tridimensional. Se usan para modelar estructuras tales como: torres, puentes, etc. Los elementos de barra por definición no transmiten momento y no tienen rotación, por lo que solo se representan cargas y desplazamientos axiales.

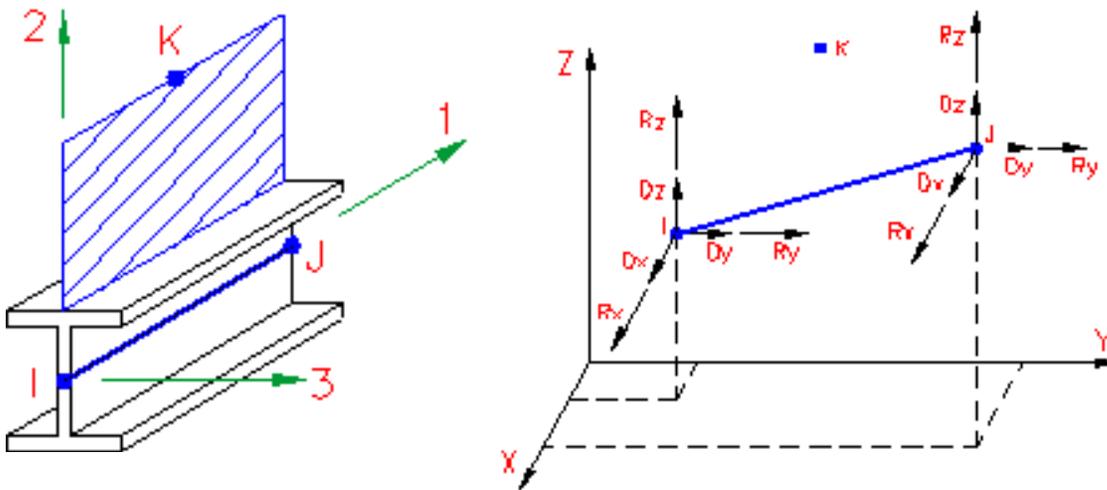


**Figura 23** Elemento de barra.

### Elementos de viga.

Una viga es un miembro estructural que ofrece alta resistencia a la flexión y torsión bajo la acción de cargas aplicadas. Las vigas se emplean en todo tipo de estructuras.

La viga se diferencia del elemento de barra en que es capaz de transmitir momentos y por lo tanto sus nodos pueden tener los tres desplazamientos y las tres rotaciones. Los elementos de viga están formados por tres nodos y se formulan en el espacio tridimensional. El tercer nodo (K) se usa para orientar cada elemento de la viga arbitrariamente en el espacio 3-D .

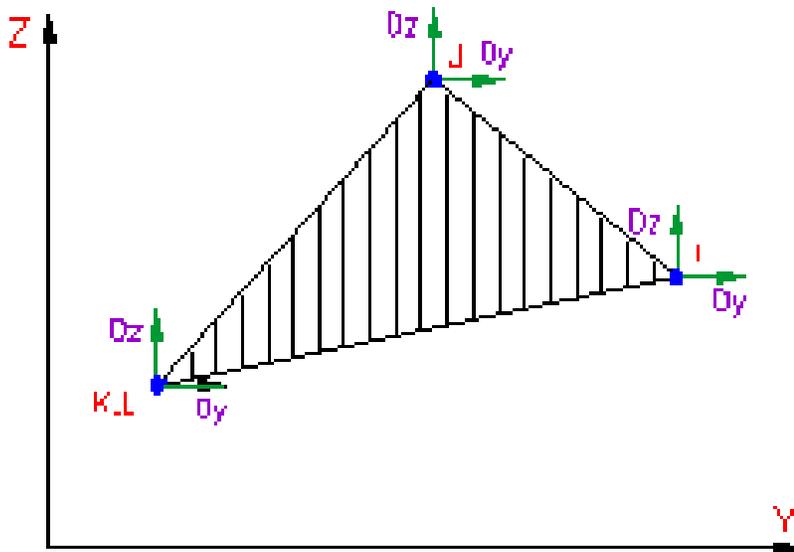


**Figura 24** Elemento de viga

## Elementos 2-D

Los elementos bidimensionales son de tres o cuatro nodos, los cuales deben formularse en el plano. Estos se usan para modelar y analizar objetos en estados planos de tensión o deformación. Estos elementos tienen sólo dos grados de libertad definidos: la traslación en los ejes Y y Z.

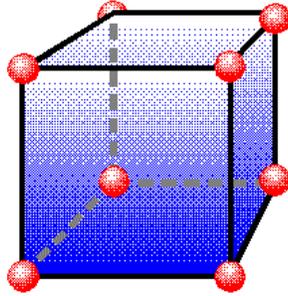
En general una estructura tiene un estado de tensiones y deformaciones formado por seis componentes, sin embargo en muchos casos esto puede simplificarse, pudiendo la estructura analizarse como un problema bidimensional, si esta satisface la condición de estado plano de tensión, estado plano de deformación o axisimetría.



**Figura 25** Elementos 2-D de tres y cuatro nodos

## Elementos 3-D.

Los elementos de bloque están compuestos por seis u ocho nodos formulados en el espacio tridimensional. Estos elementos se usan para modelar y analizar sólidos en estados tridimensionales de tensión y deformación.



**Figura 26** Elementos de bloque de 8 nodos

**Paso 2. Seleccionar la función de desplazamientos.**

En este paso se selecciona la función de desplazamientos dentro de cada elemento.

Los desplazamientos medidos en un sistema de coordenadas (X, Y, Z) dentro de cada elemento son asumidos como función de los desplazamientos de los **n** puntos nodales de los elementos.

Para un elemento m se tiene:

$$u_{(x,y,z)}^{(m)} = N_{(x,y,z)}^{(m)} \hat{U} \tag{1}$$

donde:

$N^{(m)}$  es la matriz de interpolación de los desplazamientos conocida como “Función de Forma” y “m” representa el elemento.

$\hat{U}$  Es un vector de las componentes globales de los desplazamientos (U, V, W) para todos los puntos nodales del cuerpo.

### **Paso 3. Definir la relación entre los desplazamientos y las deformaciones.**

Los desplazamientos dentro del elemento se relacionan con las deformaciones mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon^m = L \cdot u_{(x,y,z)}^{(m)} \quad (2)$$

siendo L un operador derivativo.

Sustituyendo la ecuación (1) en (2) tenemos la relación entre las deformaciones y los desplazamientos nodales.

$$\varepsilon_{(x,y,z)}^{(m)} = L \cdot N \cdot \hat{U} \quad (3)$$

donde:

$$B = L \cdot N \quad (4)$$

donde **B** es la matriz de relación deformación-desplazamiento.

Finalmente

$$\varepsilon_{(x,y,z)}^{(m)} = B \cdot U \quad (5)$$

### **Paso 4. Definir la relación entre las tensiones y las deformaciones.**

Las tensiones se relacionan con las deformaciones dentro del elemento mediante la ley constitutiva del material. Este es uno de los más importantes pasos en el modelo de elementos finitos por cuanto la ley constitutiva del material describe el comportamiento del material a través del elemento. La más simple relación constitutiva de un material dúctil con respuesta elástica está dada por la ley de Hooke la cual en su forma simple se expresa como:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (6)$$

siendo:

$\sigma$  las tensiones

E el módulo de elasticidad del material.

### ***Paso 5. Derivación de las ecuaciones y la matriz de rigidez del elemento.***

Inicialmente, el desarrollo de la matriz de rigidez y las ecuaciones del elemento estaba basado en el concepto de coeficiente de influencia de rigidez que presuponía un conocimiento básico en el análisis estructural. Hoy existen métodos alternativos usados en los programas generales de elementos finitos que no requieren de este conocimiento especial.

#### **Método de Equilibrio Directo.**

De acuerdo con este método la matriz y las ecuaciones del elemento que relacionan las fuerzas nodales con los desplazamientos nodales son obtenidas usando las condiciones de equilibrio de fuerza para un elemento básico. Este método es fácilmente adaptable a elementos de línea o unidimensionales por lo cual es usado para derivar la matriz de rigidez y las ecuaciones de los elementos de armazón y de viga.

#### **Métodos de Trabajo y Energía.**

Este método es ampliamente usado para derivar la matriz de rigidez y las ecuaciones de elementos 2D y 3D. El principio de los trabajos virtuales, el principio de mínima energía potencial y el teorema de Castigliano son métodos muy usados para derivar estas ecuaciones. El principio de los trabajos virtuales es aplicable a cualquier tipo de comportamiento material, mientras que el principio de mínima energía potencial y el teorema de Castigliano se emplean en materiales con comportamiento lineal elástico.

#### **Método de los Residuos Ponderados.**

Los métodos de los residuos ponderados son útiles para el desarrollo de las ecuaciones de elementos finitos particularmente el Método de Galerkin. Este método produce los mismos resultados que los métodos de energía donde quiera que estos puedan ser aplicados. Los métodos de los residuos ponderados permiten aplicar el método de los elementos finitos directamente a cualquier ecuación diferencial.

Usando cualquiera de estos anteriores métodos obtendremos la ecuación para describir el comportamiento de un elemento, esta ecuación escrita en forma matricial es:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \dots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \dots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{n3} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (7)$$

o en forma compacta

$$\{f\} = [k] \cdot \{d\} \quad (8)$$

donde

$\{f\}$  es un de fuerzas nodales del elemento.

$[k]$  es la matriz de rigidez del elemento

$\{d\}$  es el vector de desplazamientos desconocidos.

### **Paso 6. Ensamblaje de la ecuación de elementos finitos para obtener la ecuación global e introducir las condiciones de frontera.**

Las ecuaciones individuales de un elemento generadas en el paso 5 pueden agregarse al mismo tiempo usando ahora un método de superposición (llamado método de rigidez directo) - cuya base es el equilibrio de fuerza nodal - para obtener la ecuación global para la estructura entera. Implícito en el método de rigidez directo es el concepto de continuidad, o compatibilidad que requiere que la estructura permanezca junta y que ningún rasgón ocurra en cualquier parte de la estructura.

La ecuación final o global de ensamblaje escrita en forma de matriz tiene la forma siguiente:

$$\{F\} = [K] \cdot \{d\} \quad (9)$$

Donde

$\{F\}$  es el vector de fuerzas nodales global

$[K]$  es la matriz de rigidez global de la estructura

$\{d\}$  es el vector global de desplazamientos desconocidos de la estructura

Puede demostrarse que en esta fase, la matriz de rigidez global es una matriz singular porque su determinante es igual a cero. Para cambiar este problema de singularidad, nosotros debemos invocar cierta condición de frontera (o restricciones de apoyo) para que la estructura permanezca en su posición en lugar de moverse como un cuerpo rígido. Más detalles y métodos de invocar las condiciones de fronteras se dan en otras conferencias. En este momento es suficiente saber que invocando condiciones de frontera o apoyo resulta en una modificación de la ecuación global 9. Nosotros también haremos énfasis en que las cargas aplicadas conocidas se han consideradas en la matriz de fuerza global.

### **Paso 7. Solución de los desplazamientos desconocidos.**

La ecuación 9, modificada para responder a las condiciones de fronteras, es un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas que pueden escribirse en forma matricial extendida como

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & \dots & K_{2n} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & \dots & K_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & K_{n3} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Esta ecuación puede ser resuelta usando un método de eliminación tal como el método de Gauss o un método iterativo como el de Gauss Seidel. Los  $d_s$  son llamadas variables primarias ya que ellas son las primeras cantidades determinadas usando el método de rigidez directo (desplazamiento).

### **Paso 8. Solución de tensiones y deformaciones de los elementos.**

Para problemas de análisis de tensiones en estructuras, importantes cantidades de deformaciones y tensiones pueden obtenerse ya que las mismas se pueden expresar directamente en términos de desplazamientos determinados en el paso anterior. Para esto se emplean las ecuaciones 2 y 6.

## **Paso 9. Interpretación de resultados.**

El objetivo final es analizar y saber interpretar los resultados del modelo de elementos finitos. Determinar los puntos o zonas de la estructura donde ocurren grandes tensiones y deformaciones es importante tanto para el diseño de un sistema mecánico como para el pronóstico de uno en explotación.

### **2.5.4 Ventajas del Método de los Elementos finitos.**

El método de los elementos finitos ha sido aplicado a numerosos problemas estructurales y no estructurales. Este método tiene un número significativo de ventajas que lo han hecho muy popular. Estas incluyen la capacidad de:

1. Modelar cuerpos con formas complejas con relativa facilidad.
2. Manipular condiciones de carga generales sin dificultad.
3. Modelar cuerpos compuestos de diferentes materiales debido a que las ecuaciones de elementos son evaluadas individualmente.
4. Manipular un ilimitado número y tipos de condiciones de fronteras.
5. Variar las dimensiones de los elementos y usar elementos pequeños donde sea necesario.
6. Es fácil y barato alterar el modelo de elementos finitos.
7. Se pueden incluir efectos dinámicos.
8. Soluciona problemas de no linealidad material y geométrica con grandes deformaciones y rotaciones.

El método de los elementos finitos de análisis estructural permite al diseñados detectar tensiones, deformaciones en zona plástica, vibraciones y problemas térmicos, así como la interacción multifísica de estos durante el proceso de diseño lo que posibilita evaluar y pronosticar el comportamiento del sistema mecánico antes de su construcción eliminando en muchos casos la necesidad de construir prototipos.

Aunque el método de los elementos finitos fue inicialmente concebido para el análisis estructural, hoy se ha extendido a todas las ramas de la ingeniería mecánica, tales como el flujo de fluidos, la transferencia de calor, electromagnetismo, mecánica del suelo y acústica.

### **2.5.5 Programas Generales de Elementos Finitos.**

Existen dos formas computacionales para obtener soluciones de un problema empleando el método de los elementos finitos. Una de las formas es el uso de grandes programas comerciales, muchos de los cuales han sido configurados para rodar en computadoras personales, estos programas son diseñados para resolver muchos tipos de problemas. La otra forma es el desarrollo de pequeños programas para la solución de problemas de propósitos específicos.

Normalmente los programas comerciales están constituidos por tres bloques para la implementación computacional de un modelo de elementos finitos:

- Pre-procesador. (Para construir el modelo de EF, aplicar cargas y condiciones de fronteras)
- Procesador. (Cada programa tiene varios procesadores en función del tipo de análisis que puedan realizar. En este bloque se ensamblan y resuelven los sistemas de ecuaciones)
- Pos-procesador. (Se dan los resultados en forma gráfica).

### **Ventajas de los grandes programas comerciales de propósitos generales**

1. La entrada de datos es bien organizada y se desarrolla con la facilidad para el usuario en la mente. Los usuarios no necesitan conocimiento especial de software o hardware de computadora. Los Pre-procesadores están disponibles para ayudar a crear el modelo del elemento finito.
2. Los programas son grandes sistemas capaces de resolver diferentes tipos de problemas con el mismo formato.

3. Muchos de los programas pueden extenderse agregando nuevos módulos para los nuevos tipos de problemas o una nueva tecnología. Así ellos pueden seguir actualizándose con un mínimo de esfuerzo.
4. con el incremento de las capacidades de las computadoras personales casi la mayoría de estos programas pueden emplearse en estas máquinas.
5. Muchos de los programas comerciales disponibles se han vuelto muy atractivos en cuanto a precio y capacidades para resolver una gama amplia de problemas.

Hay numerosos vendedores de programas de elementos finitos y el usuario interesado debe consultar al vendedor cuidadosamente antes de comprar cualquier software. Una lista de algunos de los programas comerciales más populares se da a continuación

***ANSYS (General purpose, PC and workstations)***

***SDRC/I-DEAS (Complete CAD/CAM/CAE package)***

***NASTRAN (General purpose FEA on mainframes)***

***ABAQUS (General purpose. Non-linear and dynamic analyses)***

***COSMOS (General purpose FEA)***

***ALGOR (General purpose FEA)***

***PATRAN (Pre/Post Processor)***

***Dyna-3D (Crash/impact analysis)***

***SAP (General purpose)***

***GT-STRUDL (General purpose)***

***STARDYNE (General purpose)***

***IMAGES-3D (General purpose)***

***LUSA (General purpose)***

***COMSOL (General Purpose)***

***SOLID WORKS (General Purpose)***

***NX (General Purpose)***

# **CAPÍTULO III**

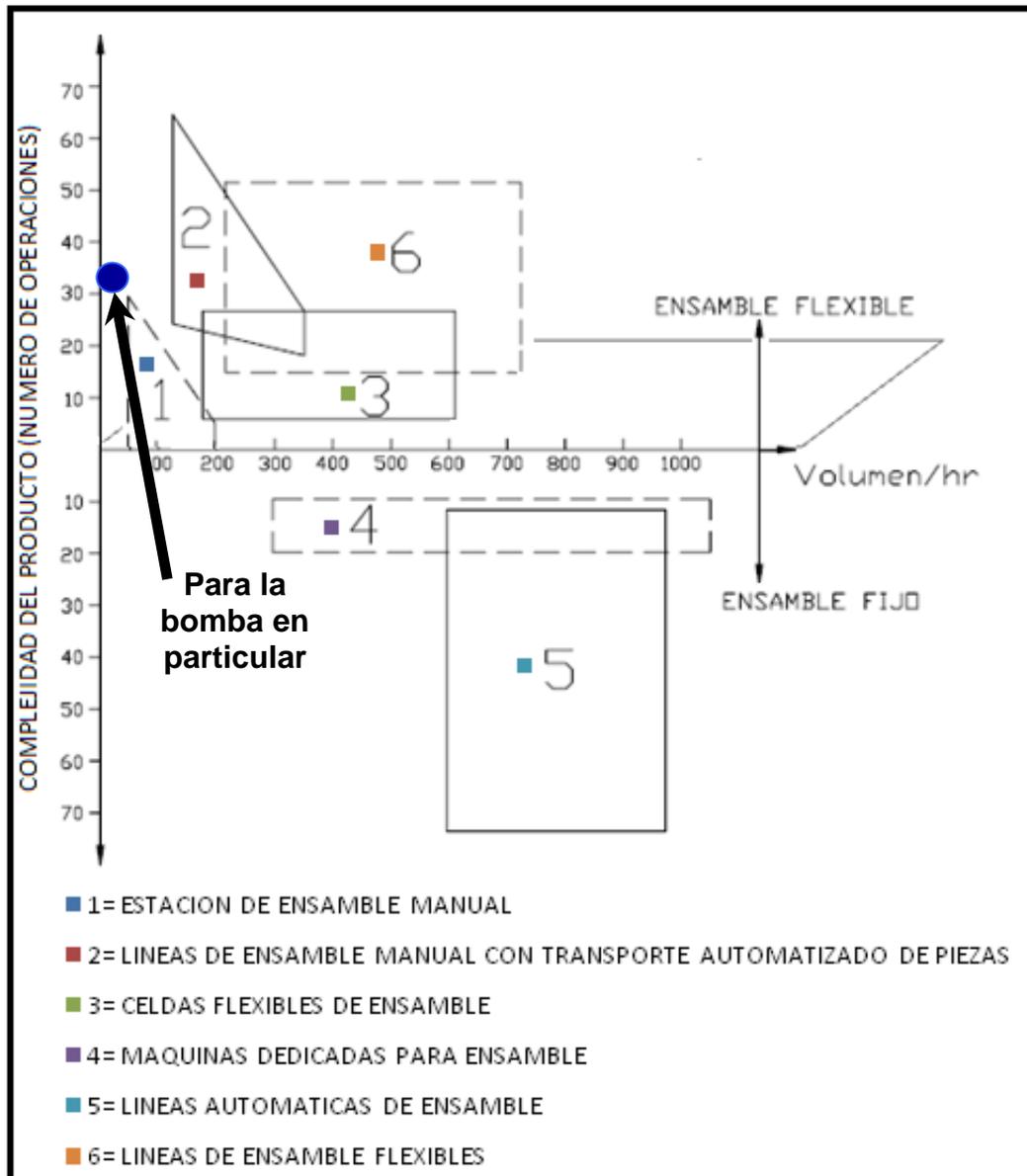
## **METODOLOGÍA DE BOOTHROYD**

### **APLICADA AL DISEÑO DE LA BOMBA**

Como se ha mencionado en capítulos anteriores, el tema central de este proyecto es la aplicación de una metodología de diseño para optimizar el ensamble de una bomba acuícola y con ello mejorar la eficiencia de diseño del producto.

#### **3.1 Selección del tipo de ensamble para la bomba.**

Se da por hecho de acuerdo a lo planteado en el capítulo anterior en la figura No. 13, que el tipo de ensamble adecuado para la fabricación de esta bomba es el manual. Debido a que el tiempo de se requiere para el ensamble total de la bomba son 30 horas en promedio y el número de operaciones son más de 30 (puede variar dependiendo la longitud de la bomba).



**Figura 27** Selección del sistema de ensamble para la bomba.

La figura 27, ilustra lo mencionado en el párrafo anterior, donde se puede observar con precisión la situación del ensamble para la bomba, seleccionándose el sistema que se encuentra más cercano a este caso en particular.

## 3.2 Método Boothroyd; Procedimiento para el análisis de la bomba ensamblada manualmente.

Haciendo referencia al punto anterior, se procede a la aplicación del método de diseño para ensamble de acuerdo a Boothroyd (Anexo1), siguiendo paso a paso lo que establece dicho método para el diseño de la bomba.

### 3.2.1 PASO 1. Obtener la mejor información acerca del producto o ensamble.

Para obtener una mejor información real de la bomba, se obtuvieron varias fotografías de la misma, para ello se participó en las actividades de mantenimiento que se les realiza a cada una de estas máquinas periódicamente.

A continuación se muestra gran parte de la bomba antes de ser analizada. La figura 28, ilustra parte de la máquina en estudio, después de haber trabajado una temporada (aproximadamente seis meses, de ocho a doce horas diarias en promedio) sin interrupciones en el ambiente marino.



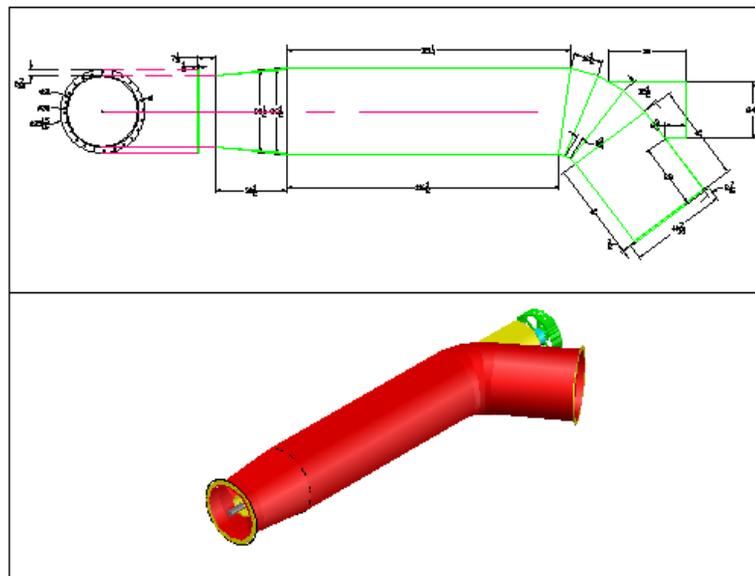
**Figura 28** Cuerpo de la bomba acuícola antes de mantenimiento

Por otro lado, la figura 29, muestra el mismo cuerpo de la bomba pero una vez de haber recibido la limpieza y pintura.



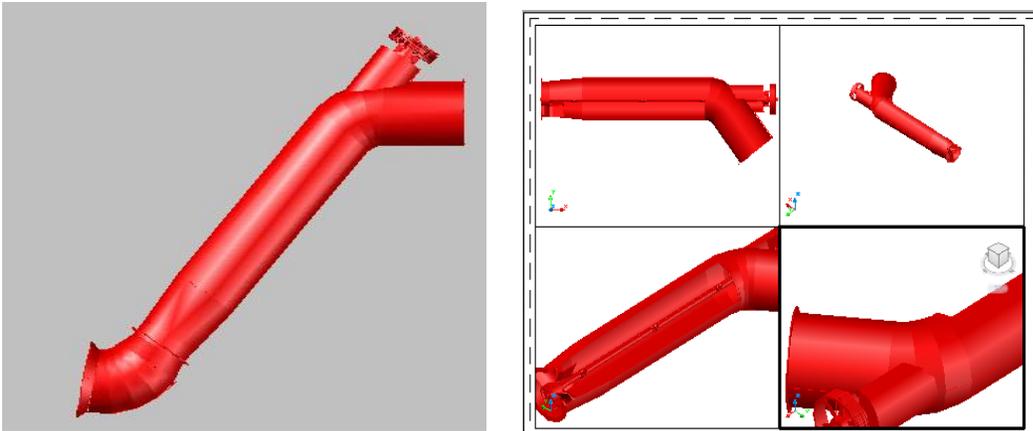
**Figura 29** Cuerpo de la bomba acuícola después de mantenimiento

Al no contar con un plano de fabricación de la bomba, se aprovechó el desarmado de la máquina durante el mantenimiento para generarse el mismo mediante el software AUTOCAD y también en SOLID WORKS, con la intención de documentar el diseño actual.

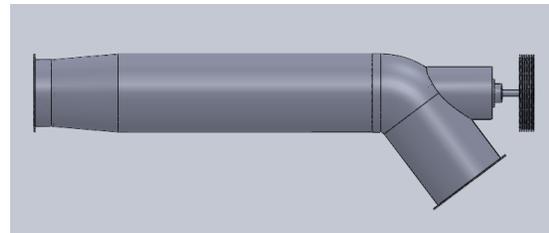
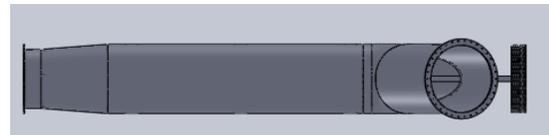
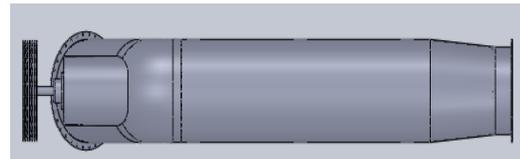
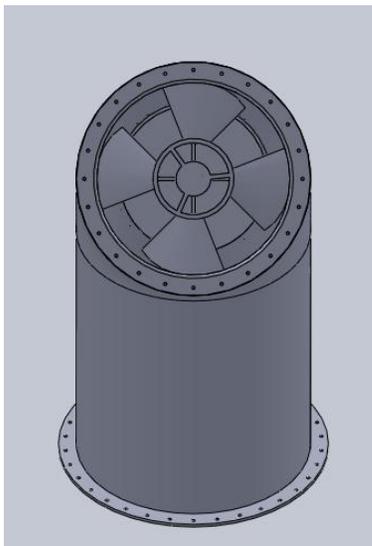
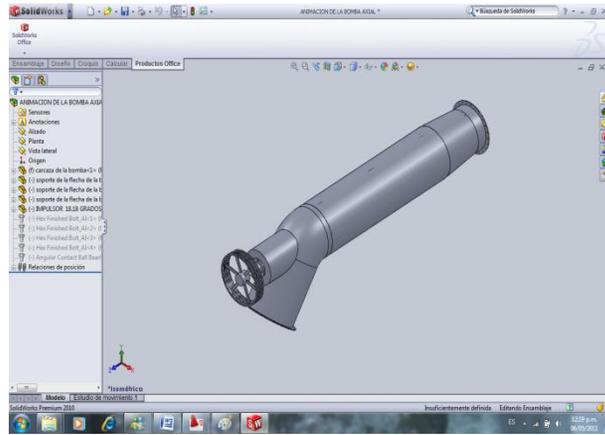
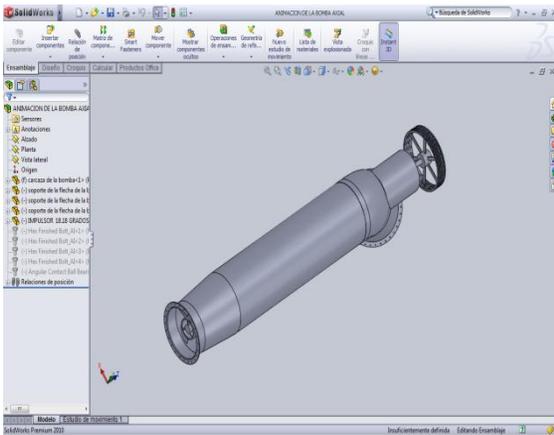


**Figura 30** Diseño actual de la bomba.

También se generaron vistas tridimensionales de la bomba en varios paquetes de computacionales de dibujo. La figura 31 y 32 enmarca estas vistas



**Figura 31** Vistas explosivas tridimensionales en AUTOCAD



**Figura 32** Vistas explosivas tridimensionales en SOLID WORKS.

Se construyó un prototipo de la bomba en donde el cuerpo se fabricó de tubo de acrílico para visualizar el fenómeno hidrodinámico impartido por el impulsor y el sistema difusor al fluido.

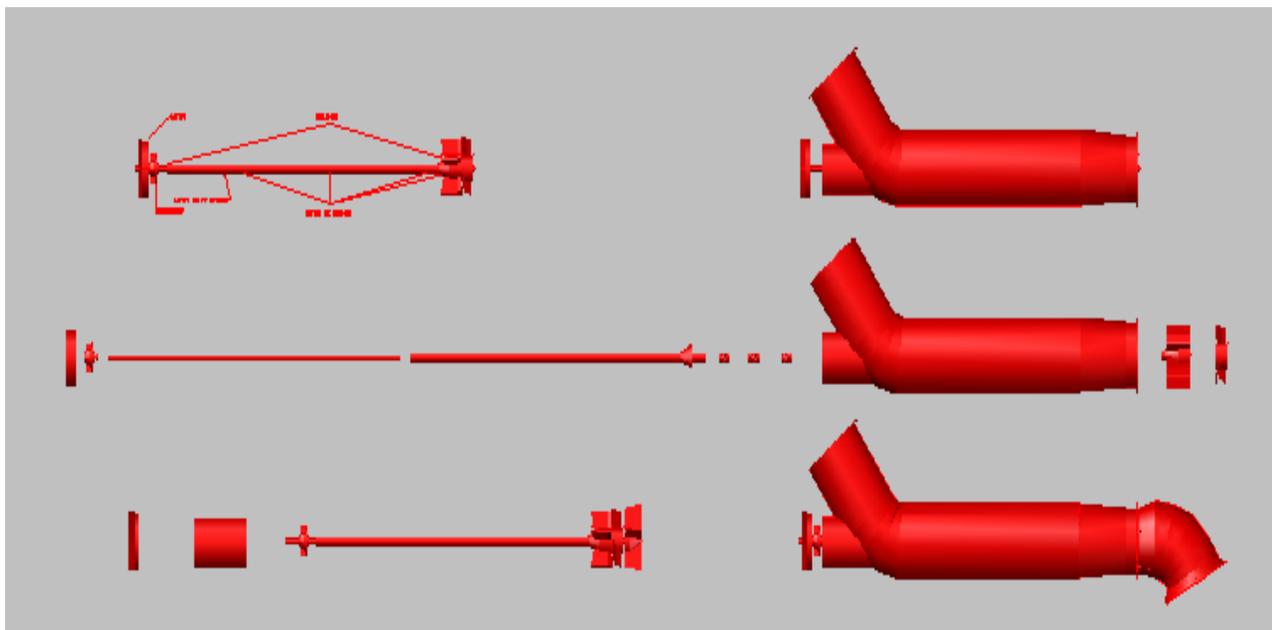


**Figura 33** Vistas del prototipo de la bomba.

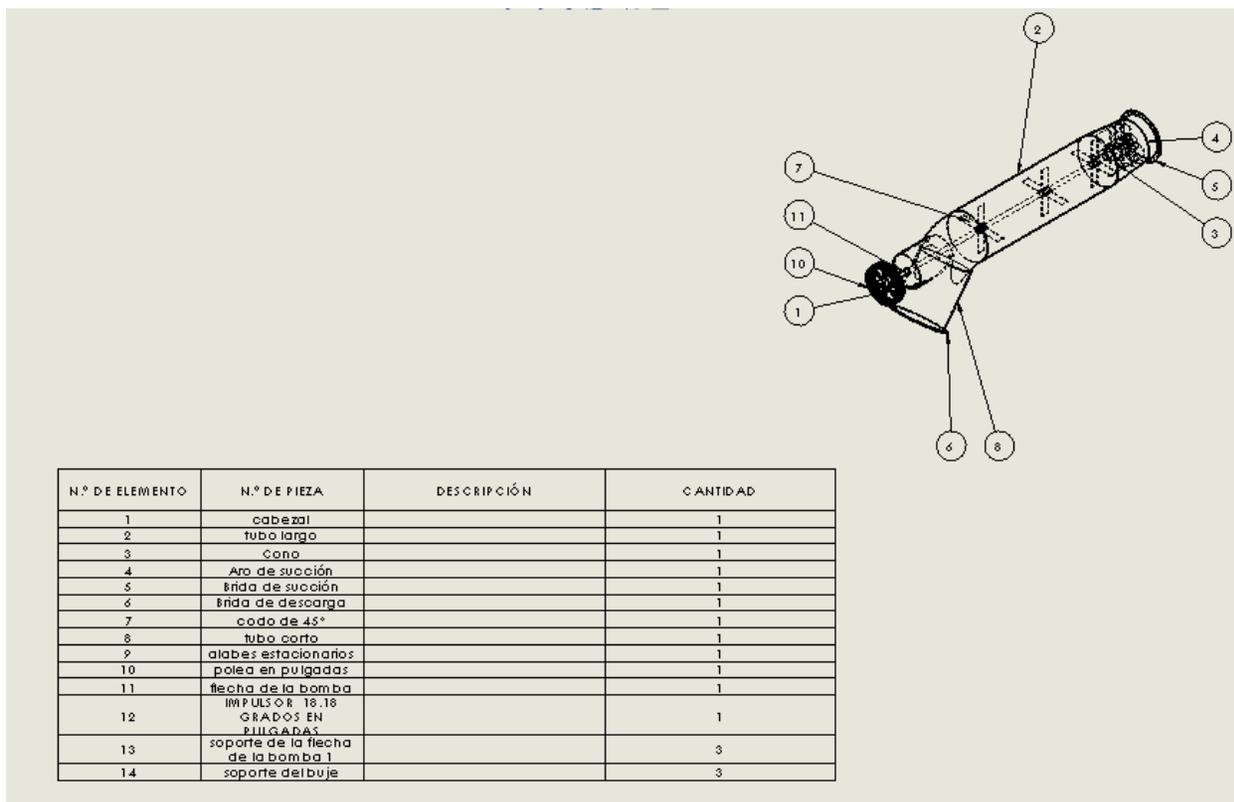
### **3.2.2. PASO 2. Desensamblar el producto.**

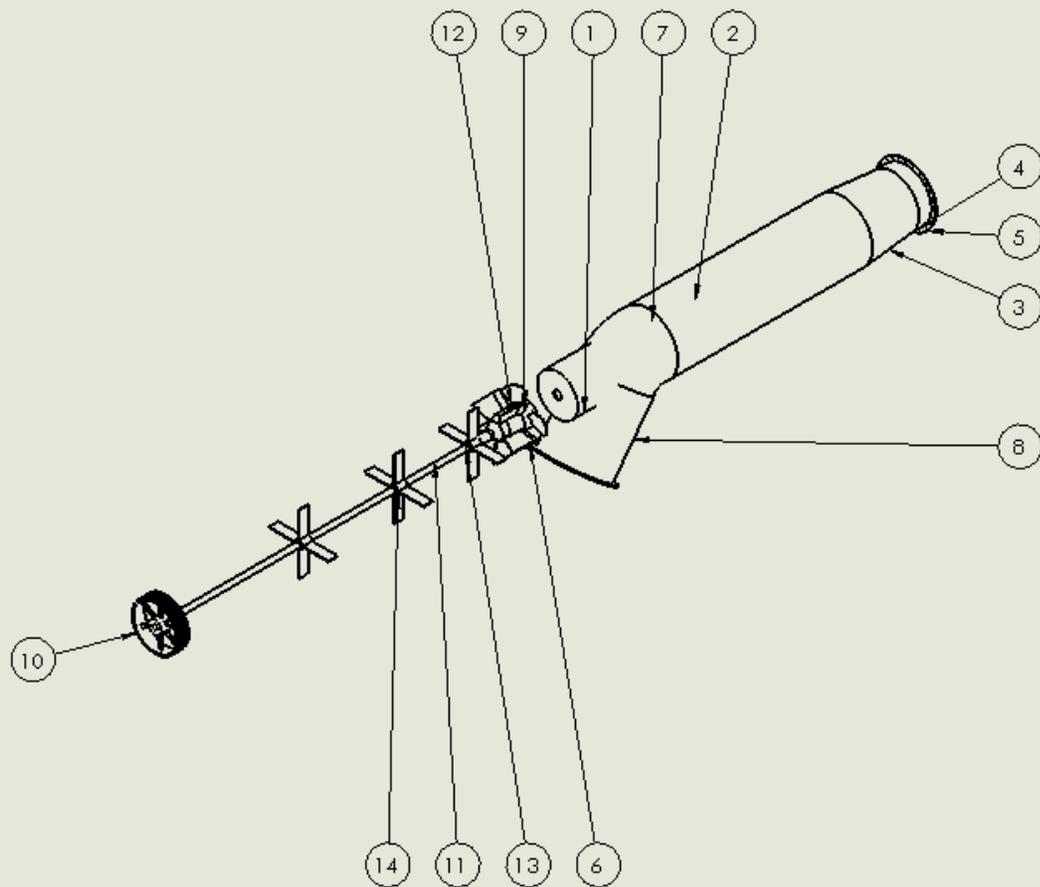
En este segundo paso de la metodología, se debe desensamblar (o imaginar cómo se podría desensamblar el producto), asignando un número a cada pieza, conforme se retira. Si el producto contiene subensambles, estos se deben tratar primero como piezas y posteriormente analizarlos por separado.

De esta manera, se procedió al despiece de la bomba, tal y como se ilustra en la siguiente figura, esta actividad se llevó a cabo empleando AUTOCAD y SOLID WORKS.



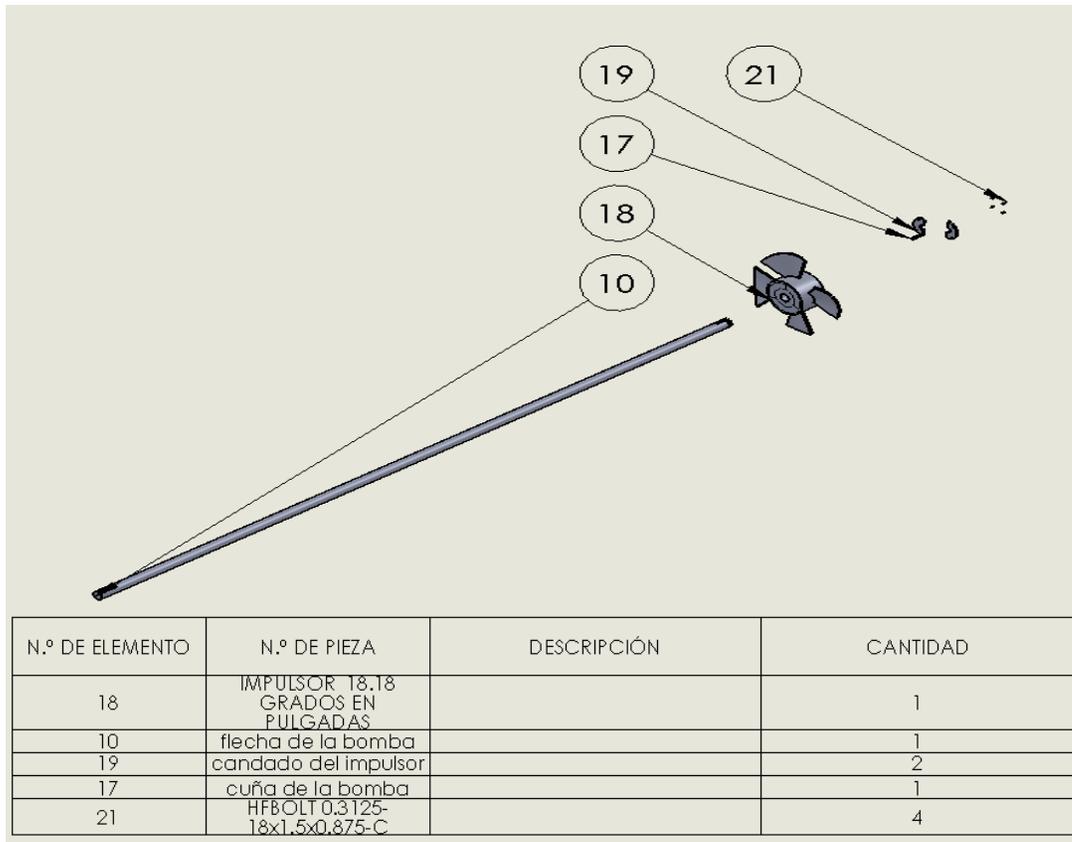
a)





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	cabezal		1
2	tubo largo		1
3	Cono		1
4	Aro de succión		1
5	Brida de succión		1
6	Brida de descarga		1
7	codo de 45°		1
8	tubo corto		1
9	alabes estacionarios		1
10	polea en pulgadas		1
11	flecha de la bomba		1
12	IMPULSOR 18.18 GRADOS EN PULGADAS		1
13	soporte de la flecha de la bomba 1		3
14	soporte del buje		3

b)



c)

**Figura 34** Desensamble de la bomba: a) Empleando AUTOCAD, b) Empleando SOLID WORKS c) Detalle del desensamble del impulsor.

Para el caso del AUTOCAD, después del despiece, se procedió a dar nombre a cada una de las piezas, considerando a cada uno de los subensambles, ya que en SOLID WORKS, el mismo software genera esta información.

**Listado de las piezas de la bomba.**

**Ensamble 1: Cuerpo de la bomba**

- Tubo largo
- Codo de 45°
- Tubo corto
- Cono
- Aro de succión
- Tazón de succión
- Unidad filtrante de succión
- Cabezal

- Brida de succión
- Brida de descarga
- Placa superior del cabezal
- Tornillo sujetador de succión 5/8"x2 1/2" (24 piezas)

**Ensamble 2:** Flecha Motriz

Flecha de acero Cold Rolled 1045, Diámetro 2 15/16"

**Ensamble 3:** Sistema Difusor

- Aro difusor
- Cono difusor
- Tubo difusor C. 80
- Conjunto de álabes 6 piezas
- Retén 29310 (4 piezas)
- Buje No.1

**Ensamble 4:** Impulsor

- Impulsor
- Plato sujetador
- Candado bipartido
- Tornillo sujetador de 1/2" x 1 1/2" (4 piezas)
- Cuña del impulsor 5/8"x 5/8" x 4" cuadrada
- Buje No. 2

**Ensamble 5:** Cubrejuntas o fundas

Cubrejuntas (funda) tubo C.80, 4" diámetro (3 piezas)

Reten 29310 (2 piezas)

Conector 1/4" NPT

**Ensamble 6:** Bujes o cojinetes

Bujes (2 piezas) bronce SAE 64

**Ensamble 7:** Chumacera

- Manguito de fijación
- Anillos retenedores (4 piezas)
- Tuerca de sujeción de manguito
- Candado araña
- Caja
- Tuerca para ajuste del cono
- Cono (Balero)
- Espaciador
- Pista superior
- Pista inferior
- Grasea
- Conjunto caja chumacera

- Tornillo 7/8" x 2" GDO 5 (4 piezas)
- Tornillos ensamblador 7/8" x 2" GDO 5 (2 piezas)

**Ensamble 8: Polea RC**

- Polea 6 RC Fo.Fo. 30" diámetro
- Buje QD diámetro interior 2 15/16"
- Opresor 1/2" x 1/2"
- Cuña 5/8" x 5/8" x 4" cuadrada
- Tornillo sujetador 5/8" x 3" GDO 5 (6 piezas)

**Ensamble 19: Tuerca aseguradora**

- Tuerca aseguradora
- Tornillo prisionero

**3.2.3. PASO 3, 4, 5 y 6 Llenado de la hoja de trabajo (Tabla A1), inicio del reensamble del producto y cálculo de la eficiencia en el diseño.**

Debido a que estos dos pasos están de la mano en su ejecución se describen de manera conjunta. Así pues; obedeciendo las instrucciones para el llenado de la hoja de trabajo descrito en el anexo 1, se procedió análisis, obteniéndose resultados que más adelante se detallarán con precisión.

Es importante aclarar que se atendieron las sugerencias propuestas por Boothroyd en el punto 2.4.1 de esta investigación, que se refiere a la posibilidad de eliminar piezas en el ensamble del producto.

Se analizó cada una de las piezas que componen la bomba, con la intención de decidir, si una o varias de estas pueden ser consideradas como candidata para su eliminación o combinación con otras piezas del ensamble.

Tomando en cuenta la experiencia sobre el ensamble de la bomba axial, todas las piezas de esta máquina cumplen con los siguientes puntos:

- Las piezas se mueven relativamente a las demás piezas previamente ensambladas.
- Las piezas deben ser de diferente material.
- Las piezas deben estar separadas para permitir el ensamble o desensamble de otras piezas.

Debido a este criterio se decide que ninguna pieza será eliminada del proceso de ensamble de esta bomba.

Ahora con el auxilio de las tablas de **Boothroyd y Dewhurst**, se procede a hacer el análisis para determinar los tiempos de inserción y de manipulación de cada una de las piezas, obteniéndose finalmente la eficiencia en el diseño de esta máquina.

Otra aclaración de relevancia es denotar que en el empleo de este método, inicialmente se trabajó con piezas que registraban tiempos con las cantidades máximas de manipulación que excedían el valor máximo que incluyen las tablas del anexo 1 (A2 y A3). Lo anterior debido a que dichas tablas no incluyen información para piezas grandes, solo se incluyen piezas pequeñas; dicho de otra manera, las lecturas en las tablas, en su mayoría las piezas caen dentro del código (99) que representa el código de manipulación manual de dos dígitos que a su vez proporciona una referencia para estimar el tiempo de manipulación mientras la pieza es ensamblada, pero esas cantidades son aproximadas, más no reales dentro del análisis objetivo que se desea hacer.

Esta situación, genera la necesidad de plantear los resultados en tres tablas de trabajo, mismas que contienen la siguiente información con el fin de hacer mas veraces los datos obtenidos.

**Tabla A11** Incluye el cálculo de la eficiencia obtenida del diseño de la bomba con valores para manipulación e inserción ajustada al valor máximo permitido en las tablas que contempla la metodología aplicada.

**Tabla A22** Que contempla los datos obtenidos de la eficiencia del diseño de la bomba, resaltando las piezas que presentan oportunidades de mejora, pero con valores reales de los tiempos de manipulación e inserción durante el ensamble **real** de la bomba hecho en campo.

**Tabla A33** Que incluye los resultados de la eficiencia del diseño, una vez atendidas las sugerencias de la metodología para mejorar el diseño de la bomba (después del rediseño).

Hechas las aclaraciones pertinentes, se obtuvieron los siguientes resultados durante el llenado de las hojas de trabajo en el reensamble de la bomba.

## Hoja de trabajo 1 (Tabla A11) (Valores ajustados)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
No. de identificación de parte	Número de veces que la operación es llevada a cabo consecutivamente	Código de manejo manual de dos dígitos	Tiempo de manejo manual por parte	Código de inserción manual de dos dígitos	Tiempo de inserción manual por parte	Tiempo de operación segundos (2)x {(4)+(6)}	Costo de operación 0.4 x (7)	Figuras para estimación de partes mínimas teóricas	Nombre del ensamble
									<b>Subensamble Cuerpo de la Bomba</b>
1	1	99	9	00	1.5	10.5		1	Tubo largo
2	1	99	9	44	8.5	17.5		1	Codo de 45°
3	1	99	9	32	4	13		1	Tubo corto
4	1	99	9	44	8.5	17.5		1	Cono
5	1	94	3	32	4	7		1	Aro de succión
6	1	94	3	32	4	7		1	Tazón de succión
7	1	94	3	32	4	7		1	Brida de succión
8	1	94	3	32	4	7		1	Unidad filtrante
9	1	94	3	32	4	7		1	Cabezal
10	1	90	2	32	4	6		1	Placa superior del cabezal
11	1	94	3	32	4	7		1	Brida de descarga
12	24	80	4.1	92	5	98.4		24	Tornillo sujetador de succión 5/8"x2 1/2"
									<b>Flecha</b>
13	1	99	9	5.9	12	21		1	Flecha de acero Cold Rolled 1045, de 2 15/16"
									<b>Subensamble Sistema Difusor</b>
14	1	94	3	32	4	14		1	Aro difusor
15	1	95	4	32	4	16		1	Cono difusor
16	1	95	4	32	4	16		1	Tubo difusor
17	1	95	4	43	7.5	16		1	Conjunto de alabes
18	1	79	10	51	9	38		1	Buje N° 1
19	4	10	1.5	31	5	26		4	Retén 29310
									<b>Subensamble impulsor</b>
20	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cuña
21	1	99	9	31	5	14		1	Impulsor
22	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Candado bipartido
23	1	00	1.13	31	5	6.13		1	Plato sujetador
24	4	30	1.95	38	5	27.8		4	Tornillos sujetadores
25	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 2
									<b>Subensamble Cubrejuntas</b>
26	1	94	3	38	6	9		1	Cubrejunta 1
27	1	94	3	38	6	9		1	Cubrejunta 2
28	1	94	3	38	10	13		1	Cubrejunta N° 3
29	2	10	1.5	31	5	13		2	Reten 29310
30	1	10	1.5	38	6	7.5		1	Conector 1/4 NPT
									<b>Subensamble Bujes</b>
31	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 3
32	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 4
									<b>Subensamble Chumacera</b>
33	1	10	1.5	00	1.5	3		1	Caja
34	1		1.5	30	2	3.5		1	Pista inferior T- 572
35	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cono 575 TD
36	1	10	1.5	30	2	3.5		1	Pista superior - 572
37	1	30	1.95	38	6	7.95		1	tuerca de ajuste de la caja
38	1	01	1.43	38	6	7.43		1	Opresor
39	1	10	1.5	30	2	3.5		1	Manguito de fijación
40	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Arandela espaciadora

41	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Candado araña
42	1	20	1.8	38	6	7.8		1	Tuerca de sujeción del manguito
43	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Grasera
44	1	20	1.8	30	2	3.8		1	Conjunto caja chumacera
45	2	30	1.95	39	8	19.9		2	Tornillos Ensambladores
46	4	30	1.95	39	8	39.8		4	Tornillo sujetador
									<b>Subensamble Polea</b>
47	1	99	9	06	5.5	14.5		1	Polea 6RC
48	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cuña
49	1	10	1.5	38	6	7.5		1	Buje QD
50	1	01	1.43	38	6	7.43		1	Opresor
51	6	10	1.5	38	6	45		6	Tornillos sujetadores
									<b>Subensamble Tazón de succión</b>
52	1	96	4	32	4	8		1	Unidad filtrante
53	24	30	1.95	38	6	190.8		24	Tornillos de sujeción
									<b>Subensamble Tuerca Aseguradora</b>
54	1	20	1.8	38	6	7.8		1	Tuerca aseguradora
55	1	30	1.95	38	6	7.95		1	
						891.04		117	
						<b>TM</b>	<b>CM</b>	<b>NM</b>	Eficiencia = $\frac{3 \times \text{NM}}{\text{TM}}$ = $\frac{3 (117)}{891.04}$ <b>39.39 %</b>

**Tabla 4** Tabla A11. Hoja de trabajo con valores para la inserción y manipulación ajustados al valor máximo de las tablas de la metodología

De acuerdo al resultado de la tabla no.3, que arroja una eficiencia en el diseño de la bomba del **39.39 %**, la cual es baja, razón por la cual se decidió rediseñar esta máquina. Para ello se va a determinar cuáles son las áreas de oportunidad que pudieran reducir el tiempo de ensamble de la bomba. Dicho de otra forma, se van a detectar en la tabla anterior cuales valores se exceden de las cifras permitidas en las tablas del método con el objetivo de idear estrategias de ensamble.

Se emplearán de nuevo las tablas de **Boothroyd y Dewhurst** para tal fin, pero ahora con valores reales de manipulación e inserción obtenidos en campo.

## Hoja de trabajo 1 (Tabla A22) (Valores obtenidos en campo)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
No. de identificación de parte	Número de veces que la operación es llevada a cabo consecutivamente	Código de manejo manual de dos dígitos	Tiempo de manejo manual por parte	Código de inserción manual de dos dígitos	Tiempo de inserción manual por parte	Tiempo de operación segundos (2)x $\{(4)+(6)\}$	Costo de operación 0.4 x (7)	Figuras para estimación de partes mínimas teóricas	Nombre del ensamble
									<b>Subensamble Cuerpo de la Bomba</b>
1	1	99	1,200	00	1.5	1201.5		1	Tubo largo
2	1	99	480	44	8.5	488.5		1	Codo de 45°
3	1	99	300	32	4	304		1	Tubo corto
4	1	99	400	44	8.5	408.5		1	Cono
5	1	94	3	32	4	7		1	Aro de succión
6	1	94	3	32	4	7		1	Tazón de succión
7	1	94	3	32	4	7		1	Brida de succión
8	1	94	3	32	4	7		1	Unidad filtrante
9	1	94	3	32	4	7		1	Cabezal
10	1	90	2	32	4	6		1	Placa superior del cabezal
11	1	94	3	32	4	7		1	Brida de descarga
12	24	80	4.1	92	5	98.4		24	Tornillo sujetador de succión 5/8"x2 1/2"
									<b>Flecha</b>
13	1	99	600	5.9	12	612		1	Flecha de acero Cold Rolled 1045, de 2 15/16"
									<b>Subensamble Sistema Difusor</b>
14	1	94	3	32	4	14		1	Aro difusor
15	1	95	4	32	4	16		1	Cono difusor
16	1	95	4	32	4	16		1	Tubo difusor
17	1	95	4	43	7.5	16		1	Conjunto de alabes
18	1	79	10	51	9	38		1	Buje N° 1
19	4	10	1.5	31	5	26		4	Retén 29310
									<b>Subensamble impulsor</b>
20	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cuña
21	1	99	200	31	5	205		1	Impulsor
22	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Candado bipartido
23	1	00	1.13	31	5	6.13		1	Plato sujetador
24	4	30	1.95	38	5	27.8		4	Tornillos sujetadores
25	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 2
									<b>Subensamble Cubrejuntas</b>
26	1	94	3	38	6	9		1	Cubrejunta 1
27	1	94	3	38	6	9		1	Cubrejunta 2
28	1	94	3	38	10	13		1	Cubrejunta N° 3
29	2	10	1.5	31	5	13		2	Reten 29310
30	1	10	1.5	38	6	7.5		1	Conector 1/4 NPT
									<b>Subensamble Bujes</b>
31	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 3
32	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 4
									<b>Subensamble Chumacera</b>
33	1	10	1.5	00	1.5	3		1	Caja
34	1		1.5	30	2	3.5		1	Pista inferior T- 572
35	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cono 575 TD
36	1	10	1.5	30	2	3.5		1	Pista superior - 572
37	1	30	1.95	38	6	7.95		1	tuerca de ajuste de la caja
38	1	01	1.43	38	6	7.43		1	Opresor
39	1	10	1.5	30	2	3.5		1	Manguito de fijación
40	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Arandela espaciadora

41	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Candado araña
42	1	20	1.8	38	6	7.8		1	Tuerca de sujeción del manguito
43	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Grasera
44	1	20	1.8	30	2	3.8		1	Conjunto caja chumacera
45	2	30	1.95	39	8	19.9		2	Tornillos Ensambladores
46	4	30	1.95	39	8	39.8		4	Tornillo sujetador
									<b>Subensamble Polea</b>
47	1	99	180	06	5.5	185.5		1	Polea 6RC
48	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cuña
49	1	10	1.5	38	6	7.5		1	Buje QD
50	1	01	1.43	38	6	7.43		1	Opresor
51	6	10	1.5	38	6	45		6	Tornillos sujetadores
									<b>Subensamble Tazón de succión</b>
52	1	96	4	32	4	8		1	Unidad filtrante
53	24	30	1.95	38	6	190.8		24	Tornillos de sujeción
									<b>Subensamble Tuerca Aseguradora</b>
54	1	20	1.8	38	6	7.8		1	Tuerca aseguradora
55	1	30	1.95	38	6	7.95		1	
						4,187.57		117	
						<b>TM</b>	<b>CM</b>	<b>NM</b>	Eficiencia = $\frac{3 \times NM}{TM}$ = $\frac{3 (117)}{4,187.57}$ <b>8.38 %</b>

**Tabla 5** Tabla A22. Hoja de trabajo con valores para la inserción y manipulación reales obtenidos en campo durante el ensamble de la bomba.

**Nota:**      Son las piezas con propuestas para rediseño, ya que arrojan un código de manipulación manual muy elevado (9,9) y son las que se tomaron con el tiempo real de manipulación durante el ensamble de la bomba.

De acuerdo ahora con el resultado anterior en la tabla no. 4, de nueva cuenta se observa un pésimo resultado de 8.38% en la eficiencia del diseño de la bomba, ahora con datos reales de la manipulación en el ensamble, por lo que se determina con mucha mayor razón que se debe rediseñar.

Una vez observados los retos a enfrentar dentro del ensamble, se procedió a identificar puntualmente las piezas que pueden ser objeto de mejora. El listado de estas piezas son:

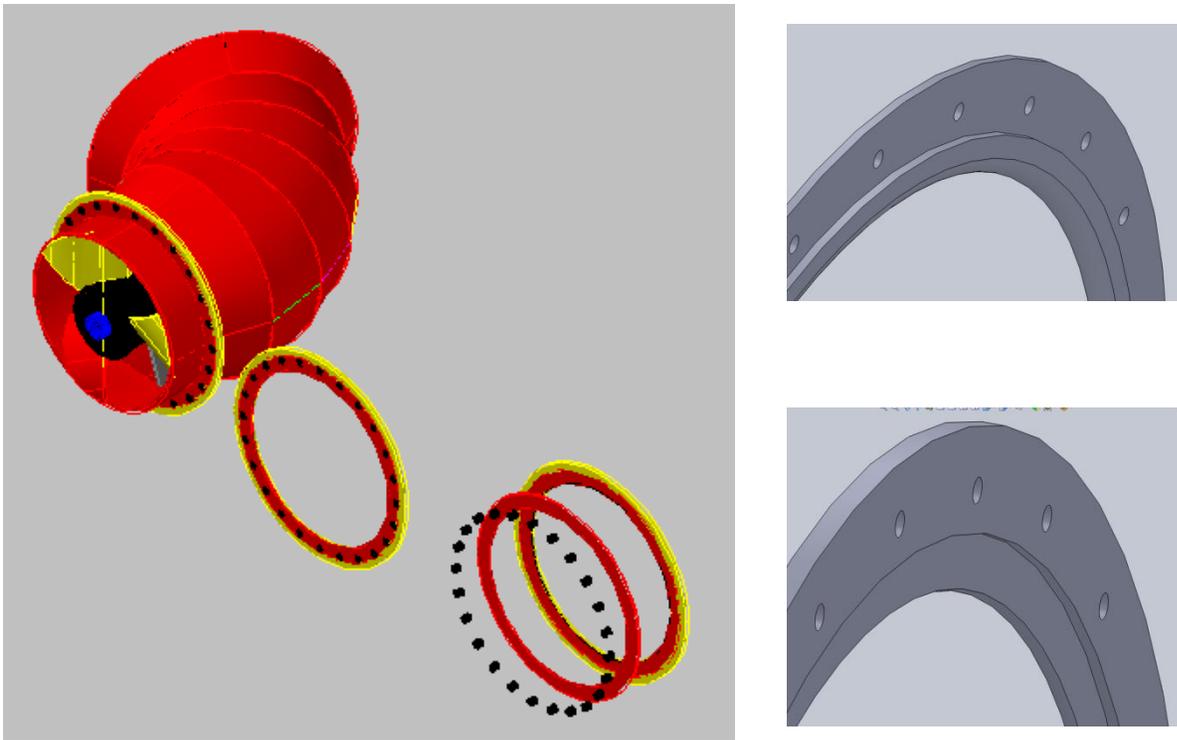
No. De identificación de parte	Nombre de la pieza	No. de piezas en el ensamble
Tubo largo	1	1
Codo 45°	2	1
Tubo corto	3	1
Cono	4	1
Flecha de acero Cold Rolled	13	1
Impulsor	21	1
Polea RC	47	1

**Tabla 6** Piezas susceptibles a mejora durante el ensamble.

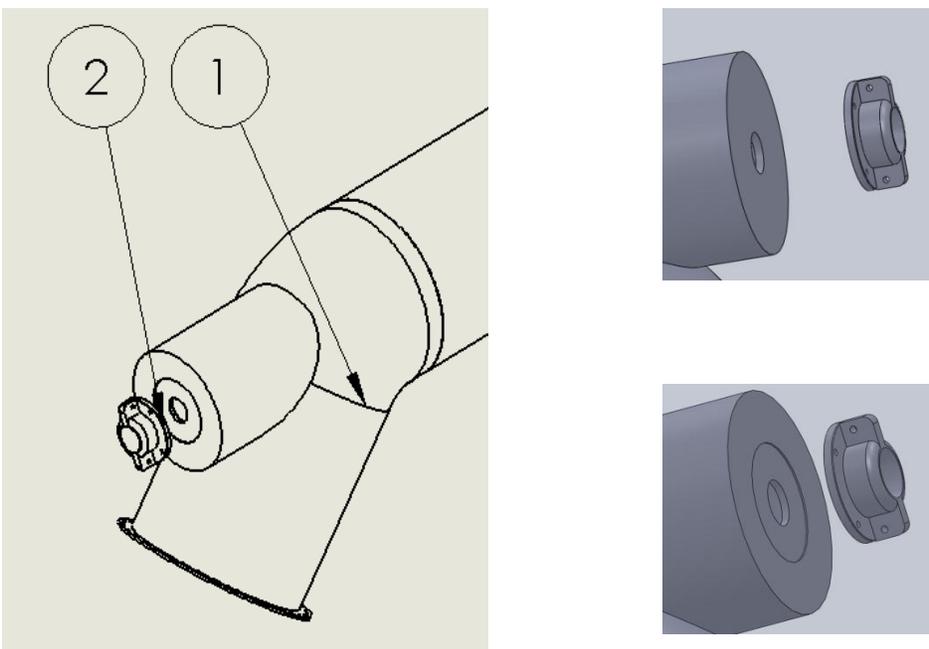
La tabla cinco ilustra las partes de la bomba que originan en gran parte la falta de diseño en el ensamble. Para dar solución a esta problemática, se atendieron en primera instancia, el procedimiento para el rediseño de un producto y las reglas a seguir en el diseño para ensamble manual que establece el método Boothroyd (2.4.1.1 y 2.4.1.2).

### 3.3 Rediseño de la bomba

De acuerdo a la regla número 3 del punto 2.4.1.2, se recomienda diseñar las piezas para que sean auto-alineantes y auto-localizantes. Para este fin podemos disminuir los tiempos de ensamble en dos de las piezas.



**Figura 35** Piezas autoalineantes en la bomba (Brida inferior)



**Figura 36** Piezas autoalineantes en la bomba (Placa del cabezal)

Otra estrategia de rediseño, consistió en determinar el centroide de cada una de las piezas robustas y colocarle un sujetador en este punto, de tal manera que se facilitara la manipulación mediante el auxilio de un polipasto durante el ensamble, lo anterior se logró por medio del software Autocad para identificar la posición exacta de las piezas antes de su ensamble.

Las siguientes figuras ilustran cada una de las piezas referidas como oportunidades de mejora en la tabla 5.

### Codo de 45°

*Coordenadas del centroide*

X: 15.0714"

Y: 21.9949"

Z: 0.00"

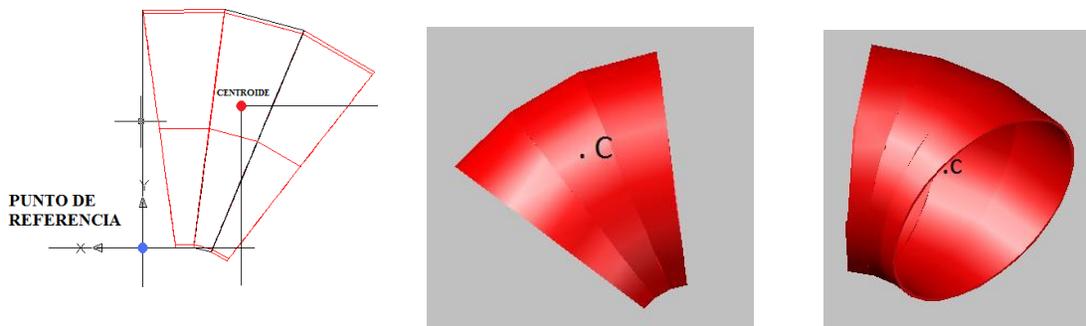


Figura 37 Codo de 45°

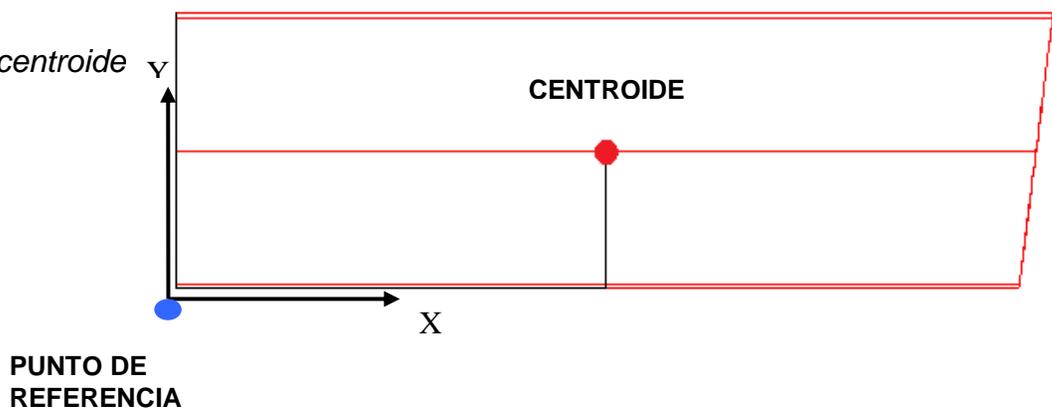
### Tubo largo

*Coordenadas del centroide*

X= 59.449"

Y= 18"

Z= 18"



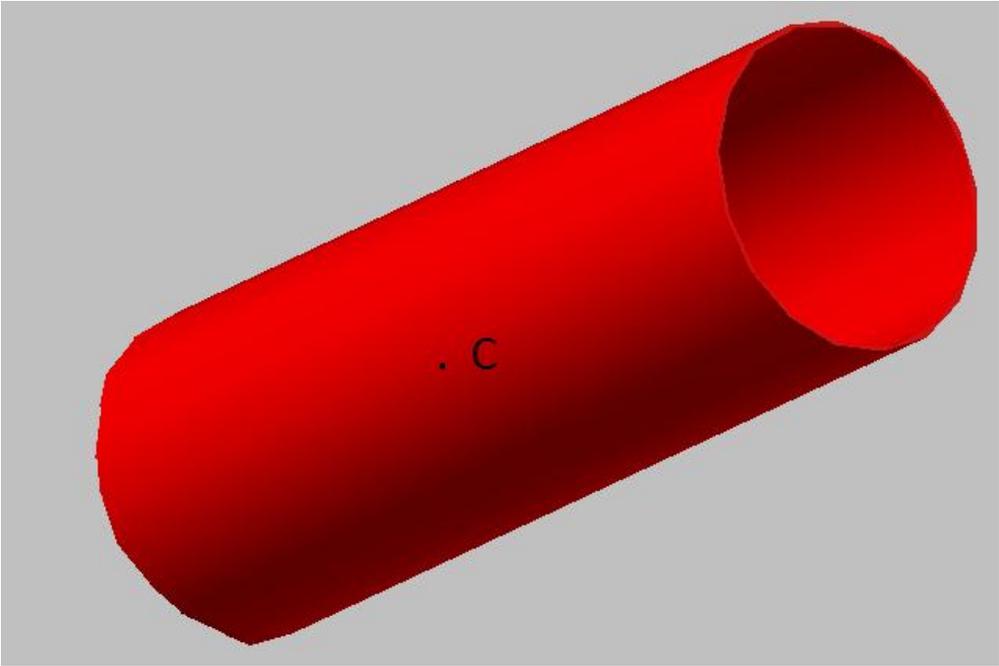


Figura 38 Tubo largo

**TUBO CORTO**

*Coordenadas del centroide*

$X = 21.0909''$

$Y = 18''$

$Z = 18''$

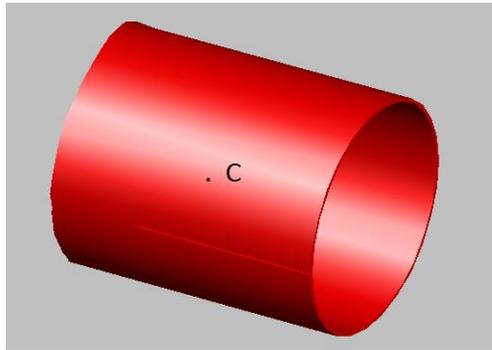
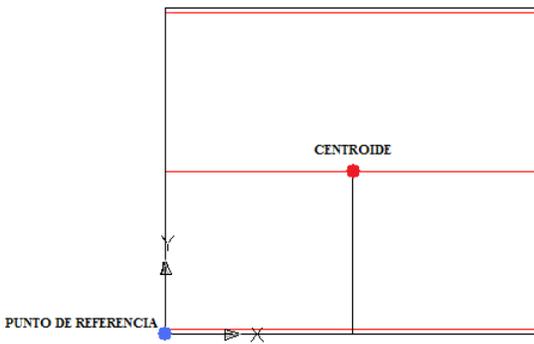


Figura 39 Tubo corto.

## CONO

Coordenadas del centroide

$X = 15.6704''$

$Y = 18''$

$Z = 18''$

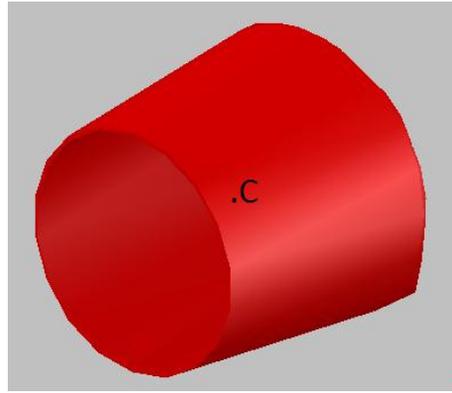
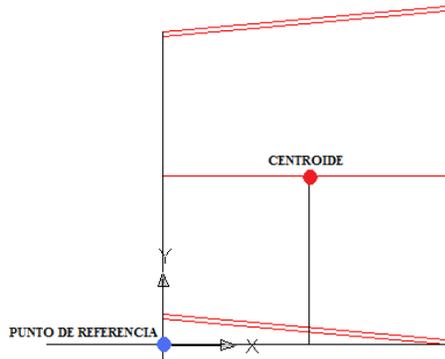


Figura 40 Cono

## FLECHA

Coordenadas del centroide

$X = 96.3191''$

$Y = 1.4687''$

$Z = 1.4687''$

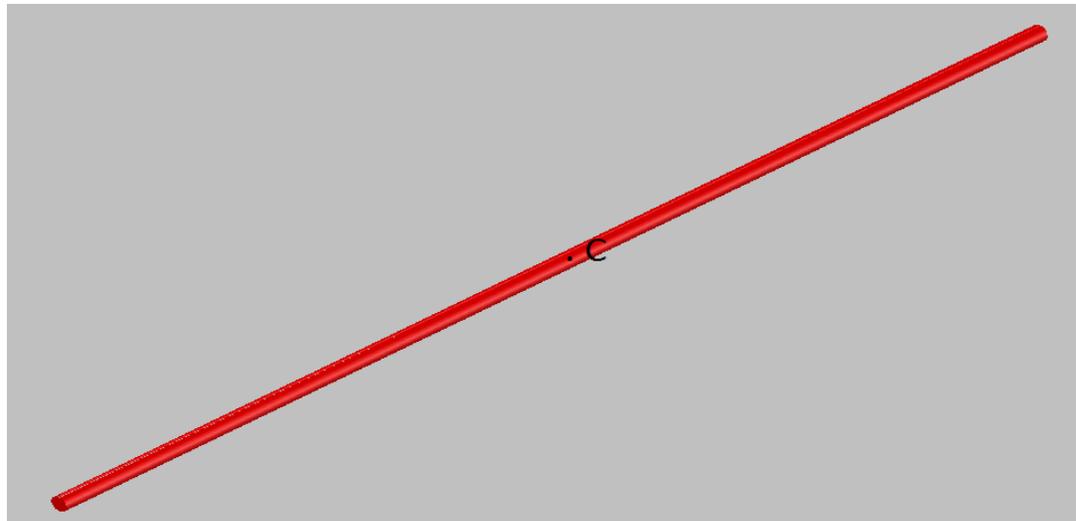
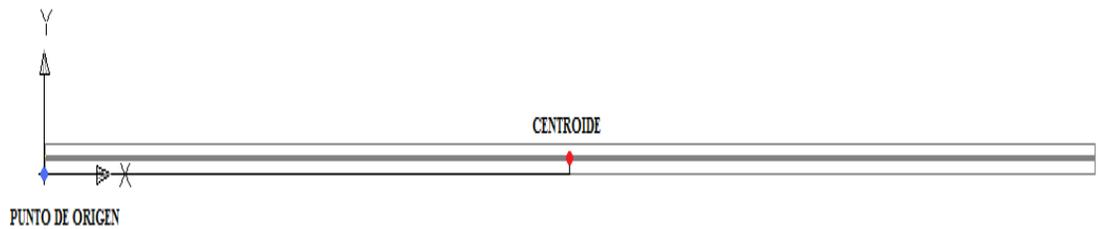


Figura 41 Flecha.

## IMPULSOR

Coordenadas del centroide (punto de referencia)

$X= 0''$

$Y= 0''$

$Z= 0''$

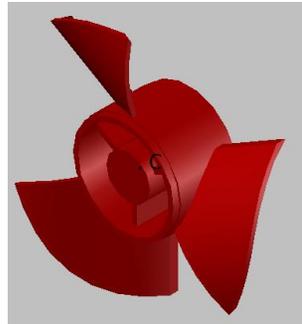
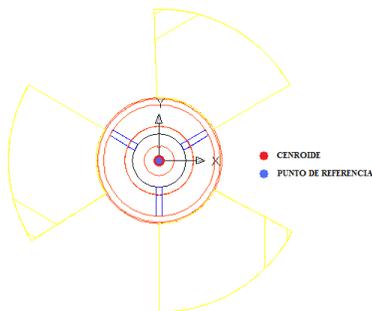


Figura 42 Impulsor.

## POLEA 6RC

Coordenadas del centroide

$X= 0$

$Y= 0$

$Z= 0$

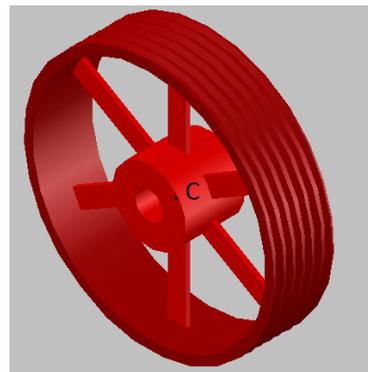
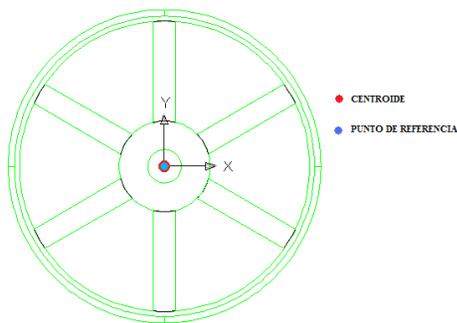


Figura 43 Polea RC

Con todas las mejoras implementadas en la bomba, ahora se tuvo que esperar un año para determinar el nuevo tiempo real del ensamble debido a que la demanda de estas máquinas es por temporada. Durante la fabricación y ensamble de cada una de estas piezas se pudo validar el éxito del método en el rediseño. Para denotar estos datos, se empleó de nuevo la hoja de trabajo, solo que ahora con los valores reales ya implementado el rediseño sugerido en este proyecto.

## Hoja de trabajo 1 (Tabla A33)

(Valores obtenidos después del rediseño de la bomba)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
No. de identificación de parte	Número de veces que la operación es llevada a cabo consecutivamente	Código de manejo manual de dos dígitos	Tiempo de manejo manual por parte	Código de inserción manual de dos dígitos	Tiempo de inserción manual por parte	Tiempo de operación segundos (2)x $\{(4)+(6)\}$	Costo de operación 0.4 x (7)	Figuras para estimación de partes mínimas teóricas	Nombre del ensamble
									<b>Subensamble Cuerpo de la Bomba</b>
1	1	99	150	00	1.5	151.5		1	Tubo largo
2	1	99	120	44	8.5	128.5		1	Codo de 45°
3	1	99	90	32	4	94		1	Tubo corto
4	1	99	120	44	8.5	128.5		1	Cono
5	1	94	3	32	4	7		1	Aro de succión
6	1	94	3	32	4	7		1	Tazón de succión
7	1	94	3	32	4	7		1	Brida de succión
8	1	94	3	32	4	7		1	Unidad filtrante
9	1	94	3	32	4	7		1	Cabezal
10	1	90	2	32	4	6		1	Placa superior del cabezal
11	1	94	3	32	4	7		1	Brida de descarga
12	24	80	4.1	92	5	98.4		24	Tornillo sujetador de succión 5/8"x2 1/2"
									<b>Flecha</b>
13	1	99	240	5.9	12	252		1	Flecha de acero Cold Rolled 1045, de 2 15/16"
									<b>Subensamble Sistema Difusor</b>
14	1	94	3	32	4	14		1	Aro difusor
15	1	95	4	32	4	16		1	Cono difusor
16	1	95	4	32	4	16		1	Tubo difusor
17	1	95	4	43	7.5	16		1	Conjunto de alabes
18	1	79	10	51	9	38		1	Buje N° 1
19	4	10	1.5	31	5	26		4	Retén 29310
									<b>Subensamble impulsor</b>
20	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cuña
21	1	99	150	31	5	155		1	Impulsor
22	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Candado bipartido
23	1	00	1.13	31	5	6.13		1	Plato sujetador
24	4	30	1.95	38	5	27.8		4	Tornillos sujetadores
25	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 2
									<b>Subensamble Cubrejuntas</b>
26	1	94	3	38	6	9		1	Cubrejunta 1
27	1	94	3	38	6	9		1	Cubrejunta 2
28	1	94	3	38	10	13		1	Cubrejunta N° 3
29	2	10	1.5	31	5	13		2	Reten 29310
30	1	10	1.5	38	6	7.5		1	Conector 1/4 NPT
									<b>Subensamble Bujes</b>
31	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 3
32	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Buje N° 4
									<b>Subensamble Chumacera</b>
33	1	10	1.5	00	1.5	3		1	Caja
34	1		1.5	30	2	3.5		1	Pista inferior T- 572
35	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cono 575 TD
36	1	10	1.5	30	2	3.5		1	Pista superior - 572
37	1	30	1.95	38	6	7.95		1	tuerca de ajuste de la caja
38	1	01	1.43	38	6	7.43		1	Opresor
39	1	10	1.5	30	2	3.5		1	Manguito de fijación
40	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Arandela espaciadora

41	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Candado araña
42	1	20	1.8	38	6	7.8		1	Tuerca de sujeción del manguito
43	1	30	1.95	38	6	7.95		1	Grasera
44	1	20	1.8	30	2	3.8		1	Conjunto caja chumacera
45	2	30	1.95	39	8	19.9		2	Tornillos Ensambladores
46	4	30	1.95	39	8	39.8		4	Tornillo sujetador
									<b>Subensamblable Polea</b>
47	1	99	180	06	5.5	185.5		1	Polea 6RC
48	1	00	1.13	30	2	3.13		1	Cuña
49	1	10	1.5	38	6	7.5		1	Buje QD
50	1	01	1.43	38	6	7.43		1	Opresor
51	6	10	1.5	38	6	45		6	Tornillos sujetadores
									<b>Subensamblable Tazón de succión</b>
52	1	96	4	32	4	8		1	Unidad filtrante
53	24	30	1.95	38	6	190.8		24	Tornillos de sujeción
									<b>Subensamblable Tuerca Aseguradora</b>
54	1	20	1.8	38	6	7.8		1	Tuerca aseguradora
55	1	30	1.95	38	6	7.95		1	
						1,878.07		117	
						<b>TM</b>	<b>CM</b>	<b>NM</b>	Eficiencia = $\frac{3 \times \text{NM}}{\text{TM}}$ = $\frac{3 (117)}{1,878.07}$ <b>18.68 %</b>

**Tabla 7** Tabla A33. Hoja de trabajo con valores para la inserción y manipulación reales después del rediseño de la bomba.

Los resultados mostrados en la tabla 4, muestra un incremento en la eficiencia del diseño de la bomba del 10.3 %, que confirman la utilidad del método. Aunque esta cifra todavía es baja pero es un avance significativo en el ensamble de la bomba.

# **CAPÍTULO IV**

## **APLICACIÓN DEL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO (FEM) A LA BOMBA**

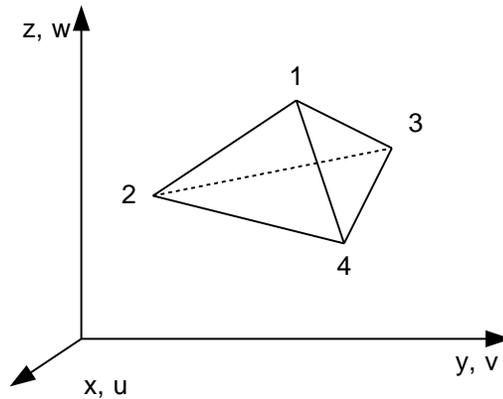
### **4.1 Formulación de elementos finitos**

#### **4.1.1 Elemento sólido (brick).**

El principio del método de elementos finitos establece la selección del elemento que será empleado, en este caso será usado un elemento sólido, que puede en algunos casos ser un tetraedro y en otros un bloque variando así el número de nodos.

La selección del tipo de elemento está relacionada con la formulación de la función de forma o matriz de forma del elemento, que contiene todo el código de información geométrica.

Se consideró el elemento tetraedro mostrado en la figura 44, con nodos 1, 2, 3 y 4. Este elemento es un sólido de 4 nodos. Los nodos del elemento deben numerarse de forma tal que cuando vistos desde el último nodo (digamos, nodo 4), los primeros tres nodos son numerados en sentido contrario a las agujas del reloj, como 1, 2, 3, 4 o 2, 3, 1, 4. Este ordenamiento de los nodos evita el cálculo de volumen negativo y es consistente con el sentido contrario a las agujas del reloj en la numeración de los nodo asociaron con el elemento CST.



**Figura 44** Elemento Tetraedro Sólido

Los desplazamientos nodales serán dados por el vector:

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \vdots \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Serán seis grados de libertad por nodos para un total de 24 grados de libertad por elementos.

Para un campo de desplazamiento compatible, las funciones de los desplazamientos del elemento  $u$ ,  $v$ , y  $w$  deben ser lineales a lo largo de cada borde porque sólo dos puntos (los

nodos de las esquinas) existen a lo largo de cada borde, y las funciones deben ser lineales en cada lado plano del tetraedro. Nosotros seleccionamos entonces las funciones de los desplazamientos lineales como:

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= a_1 + a_2x + a_3y + a_4z \\ v(x, y, z) &= a_5 + a_6x + a_7y + a_8z \\ w(x, y, z) &= a_9 + a_{10}x + a_{11}y + a_{12}z \end{aligned} \tag{12}$$

Los coeficientes **a** en función de las coordenadas nodales conocidas (**x<sub>1</sub>, y<sub>1</sub>, z<sub>1</sub>, ..., z<sub>4</sub>**) y los desplazamientos nodales desconocidos (**u<sub>1</sub>, v<sub>1</sub>, w<sub>1</sub>, ..., w<sub>4</sub>**) del elemento. Saltando los detalles tediosos, se obtiene que:

$$u(x, y, z) = \frac{1}{6V} \left\{ \begin{aligned} &(\alpha_1 + \beta_1x + \lambda_1y + \delta_1z)u_1 + (\alpha_2 + \beta_2x + \lambda_2y + \delta_2z)u_2 + (\alpha_3 + \beta_3x + \lambda_3y + \delta_3z)u_3 + \\ &+(\alpha_4 + \beta_4x + \lambda_4y + \delta_4z)u_4 \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

Donde **6V** es obtenido evaluando el determinante

$$6V = \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \tag{14}$$

y **V** representa el volumen del tetraedro. Los coeficientes ( $\alpha, \beta, \lambda, \delta$ ),  $i=1, 2, 3, 4$  en la ecuación (8) son dados por.

$$\alpha_1 = \begin{vmatrix} x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \\ x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \beta_1 = - \begin{vmatrix} 1 & y_2 & z_2 \\ 1 & y_3 & z_3 \\ 1 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \lambda_1 = \begin{vmatrix} 1 & x_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \delta_1 = - \begin{vmatrix} 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \\ 1 & x_4 & y_4 \end{vmatrix} \tag{15}$$

$$\alpha_2 = -\begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_3 & y_3 & z_3 \\ x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \beta_2 = \begin{vmatrix} 1 & y_1 & z_1 \\ 1 & y_3 & z_3 \\ 1 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \lambda_2 = -\begin{vmatrix} 1 & x_1 & z_1 \\ 1 & x_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \delta_2 = \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_3 & y_3 \\ 1 & x_4 & y_4 \end{vmatrix} \quad (16)$$

$$\alpha_3 = \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \beta_3 = -\begin{vmatrix} 1 & y_1 & z_1 \\ 1 & y_2 & z_2 \\ 1 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \lambda_3 = \begin{vmatrix} 1 & x_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & z_2 \\ 1 & x_4 & z_4 \end{vmatrix} \dots \delta_3 = -\begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_4 & y_4 \end{vmatrix} \quad (17)$$

$$\alpha_4 = -\begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix} \dots \beta_4 = \begin{vmatrix} 1 & y_1 & z_1 \\ 1 & y_2 & z_2 \\ 1 & y_3 & z_3 \end{vmatrix} \dots \lambda_4 = -\begin{vmatrix} 1 & x_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & z_3 \end{vmatrix} \dots \delta_4 = \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{vmatrix} \quad (18)$$

Se sigue un similar procedimiento para  $\mathbf{v}$  y  $\mathbf{w}$  sustituyendo estos desplazamientos por  $\mathbf{u}$  en la ecuación (13).

La expresión de los desplazamientos para  $\mathbf{u}$  dada por la ecuación (13) con similares expresiones para  $\mathbf{v}$  y  $\mathbf{w}$  pueden ser escritas en forma expandida en términos de las funciones de forma y los desplazamientos nodales.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \vdots \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \end{Bmatrix} \quad (19)$$

Donde las funciones de forma son dadas por:

$$N_1 = \frac{(\alpha_1 + \beta_1 x + \lambda_1 y + \delta_1 z)}{6V} \dots N_2 = \frac{(\alpha_2 + \beta_2 x + \lambda_2 y + \delta_2 z)}{6V} \quad (20)$$

$$N_3 = \frac{(\alpha_3 + \beta_3 x + \lambda_3 y + \delta_3 z)}{6V} \dots N_4 = \frac{(\alpha_4 + \beta_4 x + \lambda_4 y + \delta_4 z)}{6V}$$

Una vez conocida las funciones de formas de los elementos, que relacionan el campo de desplazamientos del interior del elemento con los desplazamientos nodales, se determinan las

deformaciones y las tensiones en el interior del elemento, aplicando las leyes de comportamiento material, elasto-plasticidad en este caso, que permitirán relacionar las deformaciones y las tensiones.

Las deformaciones del elemento para el estado tridimensional de tensiones son dados por:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (21)$$

Sustituyendo la ecuación (19) en la ecuación (21) se obtiene la ecuación de la matriz de relación deformación desplazamiento.

$$\{\varepsilon\} = [B]\{d\} \quad (22)$$

$$[B] = [B_1 \quad B_2 \quad B_3 \quad B_4] \quad (23)$$

La sub matriz  $B_1$  en la ecuación (23) es definida por:

$$B_1 = \begin{bmatrix} N_{1,x} & 0 & 0 \\ 0 & N_{1,y} & 0 \\ 0 & 0 & N_{1,z} \\ N_{1,y} & N_{1,x} & 0 \\ 0 & N_{1,z} & N_{1,y} \\ N_{1,z} & 0 & N_{1,x} \end{bmatrix} \quad (24)$$

Donde la coma en el subíndice significa derivación con respecto a la variable que sigue. Las sub matrices  $B_2$ ,  $B_3$ , y  $B_4$  de forma similar. Sustituyendo las funciones de forma de la ecuación (20) en la ecuación (24), se puede expresar  $B_1$  como:

$$B_1 = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_1 & 0 \\ 0 & 0 & \delta_1 \\ \lambda_1 & \beta_1 & 0 \\ 0 & \delta_1 & \lambda_1 \\ \delta_1 & 0 & \beta_1 \end{bmatrix} \quad (25)$$

con similares expresiones para  $B_2, B_3, B_4$ .

Las tensiones y las deformaciones del elemento son relacionadas mediante la relación de estado, para análisis lineal y material isotrópico como:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (26)$$

Esta expresión en forma ampliada

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (27)$$

*Simétrica*

#### 4.1.2 Matriz de rigidez.

La matriz de rigidez derivada por el método de energía potencial es:

$$[k] = \int_V [B]^T [D] [B] dV \quad (28)$$

Donde V es el volumen del elemento. La matriz de rigidez del elemento es de orden 12 x 12.

La matriz de fuerzas volumétricas estará dada por

$$\{f_b\} = \int_V [N]^T \{X\} dV \quad (29)$$

Donde [N] es una es la matriz 3 x 12 de la ecuación (19)

$$\{X\} = \begin{Bmatrix} X_b \\ Y_b \\ Z_b \end{Bmatrix} \quad (30)$$

Para fuerzas de volumen constante, las componentes nodales de la resultante de fuerza volumétrica pueden ser distribuidas sobre los nodos en cuatro partes iguales. O sea:

$$\{f_b\} = \frac{1}{4} [X_b Y_b Z_b X_b Y_b Z_b X_b Y_b Z_b X_b Y_b Z_b]^T \quad (31)$$

La fuerza de volumen del elemento es una matriz de 12 x 1.

Las fuerzas superficiales estarán dadas por:

$$\{f_s\} = \int_S [N]^T \{X\} dS \quad (32)$$

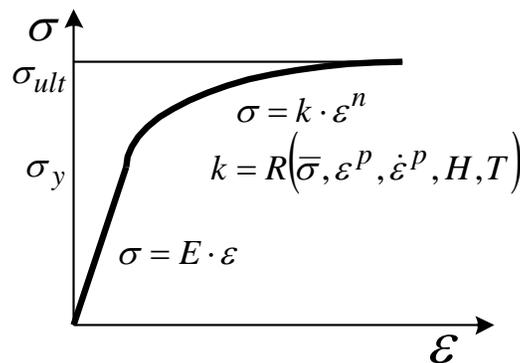
Donde [N] es la matriz de función de forma evaluada sobre la superficie donde está actuando la fuerza.

#### 4.1.3 Elasto-Plasticidad con no linealidad material.

En el anterior epígrafe analizamos las ecuaciones de elementos finitos para los cálculos de tensiones y deformaciones en la zona elástica, en particular, las deformaciones irreversibles que son resultado de un mecanismo de deslizamiento, o de la dislocación de los niveles atómicos y que dan lugar a cambios dimensionales permanentes son conocidas como deformaciones plásticas. Tales deformaciones sólo ocurren a intensidades de tensiones sobre un cierto valor del umbral conocido como límite elástico, o tensión de fluencia, que se denota como  $\sigma_y$ .

El comportamiento elasto-plástico de los sólidos se caracteriza por una relación no única entre tensión-deformación al contrario del caso de elasticidad formulado en el anterior epígrafe. Una característica de la plasticidad es la existencia de deformaciones remanentes una vez que cesan de actuar en el cuerpo las fuerzas externas.

Muchos de los conceptos básicos de la plasticidad pueden ser introducidos en una forma elemental considerando el diagrama de tensión-deformación de un simple ensayo de tracción o compresión en un material hipotético como el que se muestra en la figura 45.



**Figura 45** Curva de elasto-plasticidad.

El comportamiento plástico implica la variación del límite elástico, es decir en el que la tensión de fluencia depende de un parámetro  $k$  que es función de un serie de parámetros que caracterizan el comportamiento de la curva en la zona plástica. En este caso la tensión de fluencia será una función de las tensiones efectivas del material  $\bar{\sigma}$ , de las deformaciones plásticas efectivas  $\bar{\epsilon}^P$ , de la razón de deformación plástica  $\dot{\epsilon}^P$ , del trabajo de endurecimiento por deformación  $H$ , de las temperaturas  $T$ , y del coeficiente de endurecimiento por deformación  $n$ . Este comportamiento es denominado elasto-plástico y se muestra en la figura 45.

En este caso la relación tensión deformación es no lineal

$$\sigma = k \cdot \epsilon^n \tag{33}$$

donde:

$$k = R(\bar{\sigma}, \bar{\epsilon}^P, \dot{\epsilon}^P, H, T)$$

#### 4.1.4 Relación Tensión-Deformación durante la evolución de la plasticidad.

El incremento de la deformación total puede ser dividido en dos partes: una recuperable (elástica), otra no recuperable (plástica), así como una térmica. Esta separación se basa en la suposición de que existe una relación aditiva entre las razones de deformación, por lo que se puede escribir que:

$$\{d\varepsilon\} = \{d\varepsilon^e\} + \{d\varepsilon^p\} \quad (34)$$

La parte elástica de la relación constitutiva es escrita como:

$$\{d\sigma\} = D^e \cdot [\{d\varepsilon\} - \{d\varepsilon^p\}] \quad (35)$$

siendo  $D^e$  la matriz de rigidez elástica, ya vista en la parte elástica.

Para determinar las deformaciones plásticas producidas por un incremento de tensiones sobre la superficie de fluencia se emplean las tres reglas siguientes:

La función de fluencia que especifica el estado de tensiones multiaxial que se corresponden con el inicio del flujo plástico.

La regla de flujo plástico que describe los incrementos de deformaciones plásticas producidas por los incrementos de tensiones.

La regla de endurecimiento por deformación que especifica como la superficie de fluencia es modificada durante el flujo plástico.

Las deformaciones plásticas se determinan derivando el potencial plástico con respecto a las tensiones efectivas.

$$\{d\varepsilon_p\} = \lambda \cdot \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (36)$$

Siendo el potencial plástico definido como:

$$\begin{aligned}
 f &= f(\sigma, R) \quad R = R(\bar{\varepsilon}^p, \dot{\varepsilon}) \\
 f &= \bar{\sigma} - R \quad \bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2} \sigma' : \sigma'} \\
 \sigma' &= \sigma - \frac{1}{3} \text{tr} \sigma I
 \end{aligned}
 \tag{37}$$

El parámetro  $\lambda$ , que puede variar durante la evolución de la plasticidad, es determinado por la condición de consistencia, que establece que existe un potencial plástico en la superficie de fluencia del material, siendo cero en esta superficie.

$$f = \dot{f} = 0 \tag{38}$$

Los incrementos de deformación elástica están relacionados con los tensiones por medio de la matriz de elasticidad  $D^e$  y los incrementos de deformación plástica se relacionan con las tensiones de posfluencia mediante una matriz elasto-plástica, por lo que la relación general tiene la forma:

$$d\varepsilon = D^{e-1} d\sigma + \frac{\partial f}{\partial \sigma} \lambda \tag{39}$$

Asumiendo el material isotrópicamente endurecido se introduce el endurecimiento por deformación H mediante la expresión:

$$\mathbf{H}' = \frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon^p} = \frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon^p} + \left( \frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial \dot{\varepsilon}^p} \right) \left( \frac{d\dot{\varepsilon}^p}{d\varepsilon^p} \right) \tag{40}$$

Derivando el potencial plástico con respecto a las tensiones efectivas, las deformaciones plásticas y la razón de deformación plástica se tiene el comportamiento de la superficie de fluencia para un incremento de las tensiones efectivas.

$$df = \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T d\sigma + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \varepsilon^p} \right\}^T d\varepsilon^p + \frac{df}{d\dot{\varepsilon}^p} d\dot{\varepsilon}^p = 0 \tag{41}$$

El comportamiento de la superficie será afectado por el endurecimiento por deformación, por lo que se tiene que:

$$df = \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T d\sigma + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \varepsilon^p} \right\}^T d\varepsilon^p + \frac{df}{d\dot{\varepsilon}^p} d\dot{\varepsilon}^p - H\lambda = 0 \quad (42)$$

$$\lambda = \frac{\left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T \cdot [D] d\varepsilon^e}{H' + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T \cdot [D] \cdot \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}} \quad (43)$$

Sustituyendo  $\lambda$  en la ecuación (34) tendremos

$$d\sigma = D^{ep} \cdot d\varepsilon \quad (44)$$

$$d\sigma = \left[ D - \frac{D \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\} \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T D}{H' + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T D \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}} \right] d\varepsilon \quad (45)$$

donde

$$D^{ep} = D^e - \frac{D^e \cdot N \cdot N \cdot D^e}{H' + N \cdot D^e \cdot N} \quad (46)$$

donde

$$H = \frac{\partial R}{\partial D^p} \quad (47)$$

$$N = \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (48)$$

Los anteriores parámetro son: el endurecimiento isotrópico por deformación, la normal a la superficie de fluencia, respectivamente.

#### 4.1.5 Condición de equilibrio.

En una formulación de Lagrange actualizada (*Update Lagrange*), la condición de equilibrio para una deformación incremental es escrita en forma de razón, de acuerdo con el principio de los trabajos virtuales, de la forma siguiente:

$$\int_{V_o} \dot{\mathbf{s}} : \boldsymbol{\varepsilon}^T dV_o = \int_{S_o} \dot{\mathbf{f}}_o \cdot \dot{\mathbf{u}}^* dS_o + \int_{V_o} \dot{\mathbf{b}}_o \cdot \dot{\mathbf{u}}^* dV_o \quad (49)$$

$$\mathbf{s} = \mathbf{JF}^{-T} \boldsymbol{\sigma} \quad (50)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{\partial \dot{\mathbf{u}}}{\partial x} \quad (51)$$

durante el proceso de discretización se puede escribir la condición de equilibrio en la forma matricial siguiente:

$$([\mathbf{K}] + [\mathbf{K}_G]) \cdot \dot{\mathbf{U}} = \mathbf{F} \quad (52)$$

donde:

$$\mathbf{K} = \int \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \quad (53)$$

$$\mathbf{K}_G = \int \mathbf{G}^T \mathbf{D}^{ep} \mathbf{G} dV \quad (54)$$

donde:

$[\mathbf{K}]$  es la matriz de rigidez.

$[\mathbf{K}_G]$  es la matriz de rigidez geométrica.

$\mathbf{B}$  es la matriz de relación deformación-desplazamiento.

$\mathbf{G}$  es la matriz de relación del gradiente de deformación para grandes deformaciones.

$\{\dot{\mathbf{u}}\}$  es el vector de velocidad nodal.

## 4.2. El Modelo de Elementos Finitos aplicado a la bomba.

De acuerdo a lo planteado en el punto 2.5.3 que en donde se indica el procedimiento para el análisis mediante el **FEM**, se procede a la aplicación de estas herramientas matemáticas a la bomba.

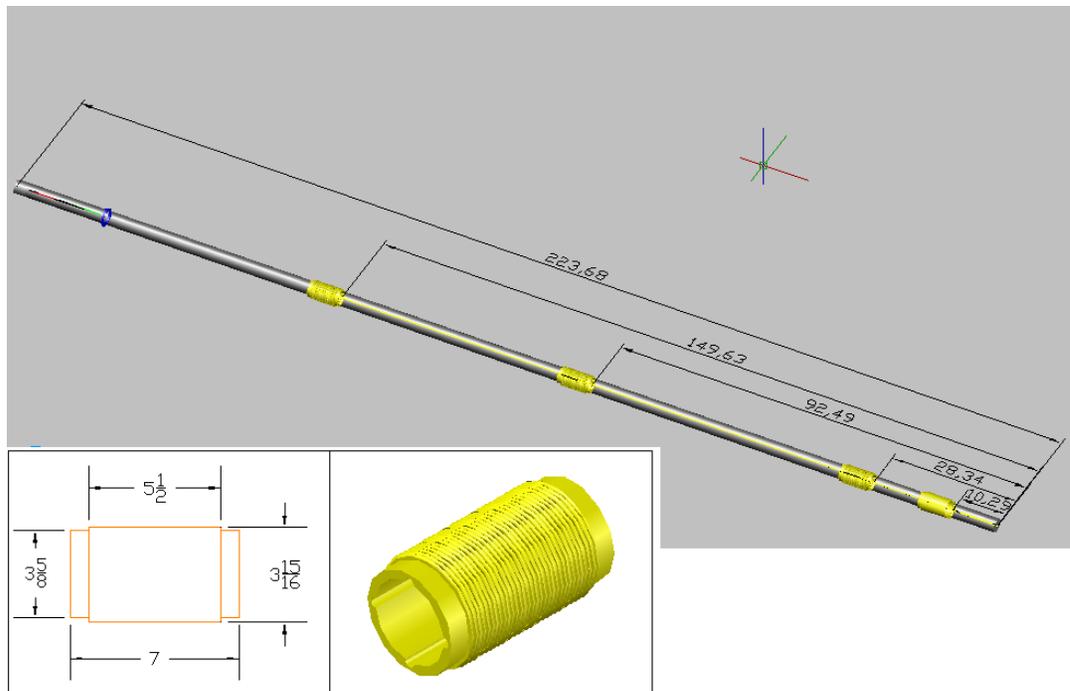
## 4.2.1 Modelo físico y malla de elementos finitos para la bomba.

El análisis inicia con la parte de la bomba que ha presentado más fallas durante su operación.

### 4.2.1.1 Análisis de FEM para la flecha de la bomba.

Una de las incertidumbres en el desempeño de funcionamiento de la bomba es el de las fallas recurrentes en algunos de sus componentes, tal es el caso es la flecha motriz, razón por la cual, es el primer componente en ser analizado.

Las dimensiones promedio en cuanto a longitud de una flecha (pueden variar) aparecen en siguiente dibujo.



**Figura 46** Dibujo de la flecha motriz de la bomba

En el dibujo se muestran los extremos de la flecha; y las posiciones de los bujes que alojan el giro de la misma.

En el extremo izquierdo superior se encuentra montada una polea a través de la cual se transmite la potencia y a un costado se encuentra una chumacera.

En el extremo derecho inferior se encuentra el sistema de impelentes de la bomba y a partir de ese extremo una serie de bujes distribuidos a todo lo largo de la flecha.

Para el análisis de la flecha empleando elementos finitos se emplearon elementos tipo brick, como se explicó en la formulación, para eso la flecha fue dividida en:

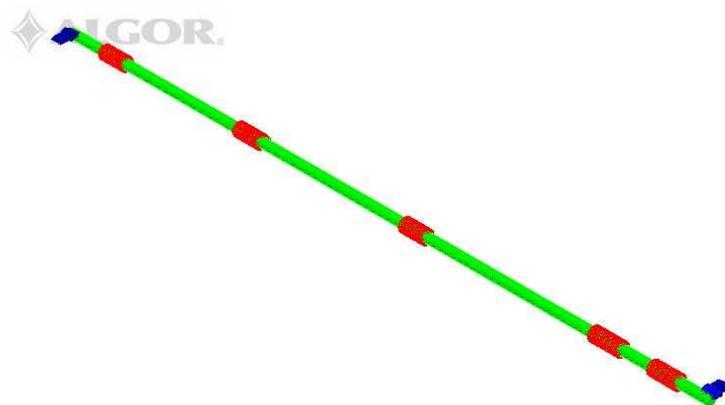
Número de nodos = 29820

Número de elementos = 29715

El análisis elasto-plástico no lineal se realizó en un total de:

Número de pasos, (time steps = 20)

Se empleó una parte (Number of parts = 1), en la siguiente figura se muestra la malla general de elementos finitos, con las condiciones de fronteras y cargas.



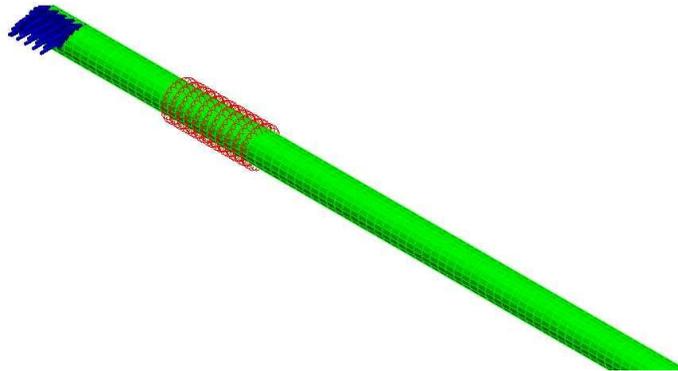
**Figura 47** Flecha motriz caracterizándose en ALGOR

Las condiciones de fronteras fueron establecidas de la siguiente manera.

Extremo izquierdo superior, posición de la chumacera.

Se restringieron los grados de libertad,  $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ ,  $R_y$ ,  $R_z$ . Solo quedó libre el movimiento de rotación  $R_x$ .

ALGOR.



**Figura 48** Condiciones de frontera en la flecha

### ***En los bujes;***

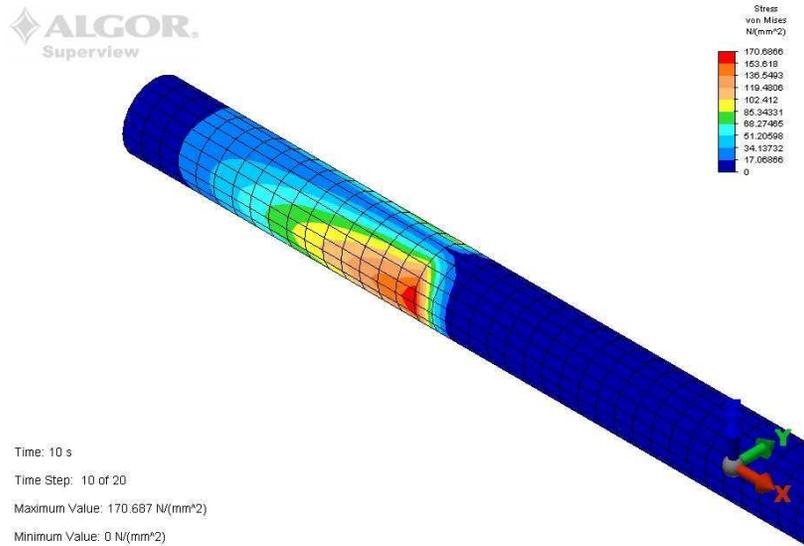
Se restringieron los grados de libertad;  $T_y$ ,  $T_z$ ,  $R_x$ ,  $R_z$ , quedando libre los movimientos  $T_x$ , y  $R_x$ .

El material empleado en el análisis de elementos finitos es el acero AISI SAE 1045, cuyas propiedades mecánicas son:

- Dureza 163 HB (84 HRb)
- Esfuerzo de fluencia 310 MPa
- Esfuerzo máximo 565 MPa
- Elongación 16% (en 50 mm)
- Módulo de elasticidad 200 GPa

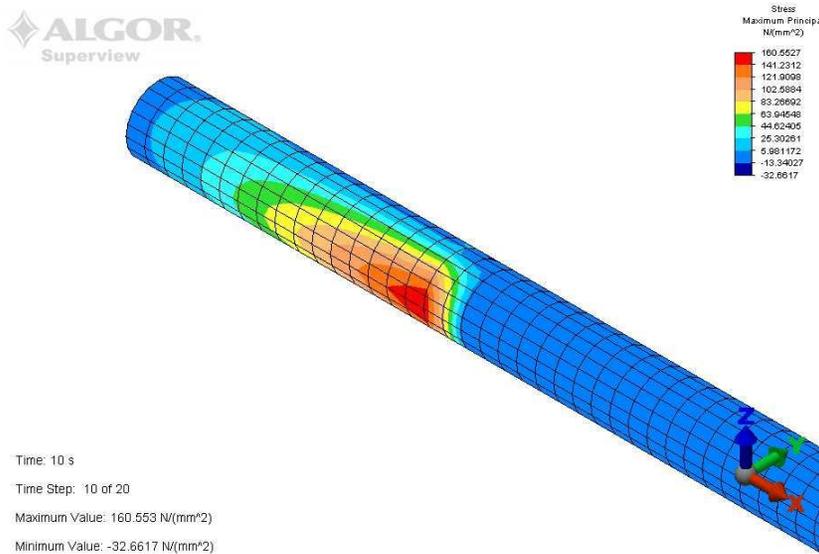
#### 4.2.1.1.1 Resultados del análisis (Flecha).

Del análisis de elementos finitos se observa que los esfuerzos de Von Mises en la zona de apoyo de la chumacera son del orden de los 160 MPa, lo cual es muy inferior a la tensión de fluencia del material, que es de 310 MPa, esto indica que para la carga aplicada no sobrepasa la fluencia del material, la siguiente figura lo ilustra:



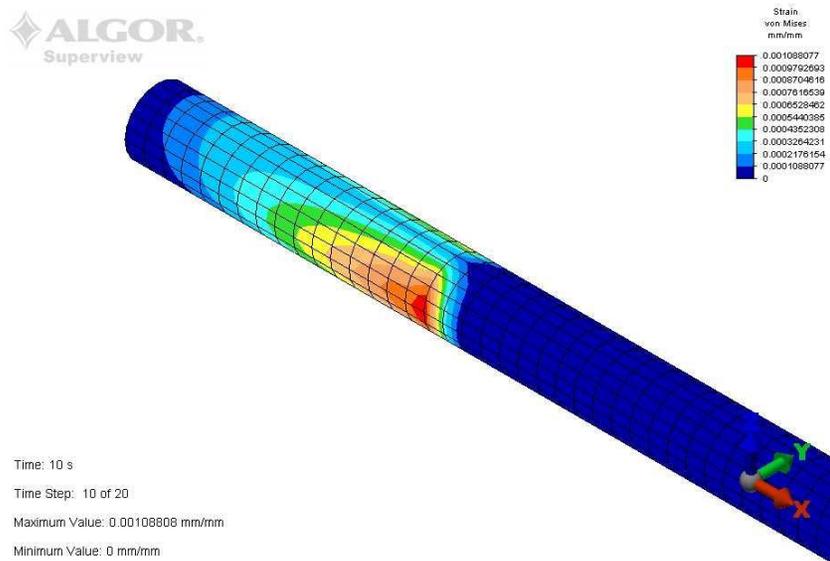
**Figura 49** Esfuerzos en la parte superior de la flecha motriz (posición de la chumacera).

Los esfuerzos máximos principales también están en niveles inferiores a los de zona de peligro como se observa en la figura



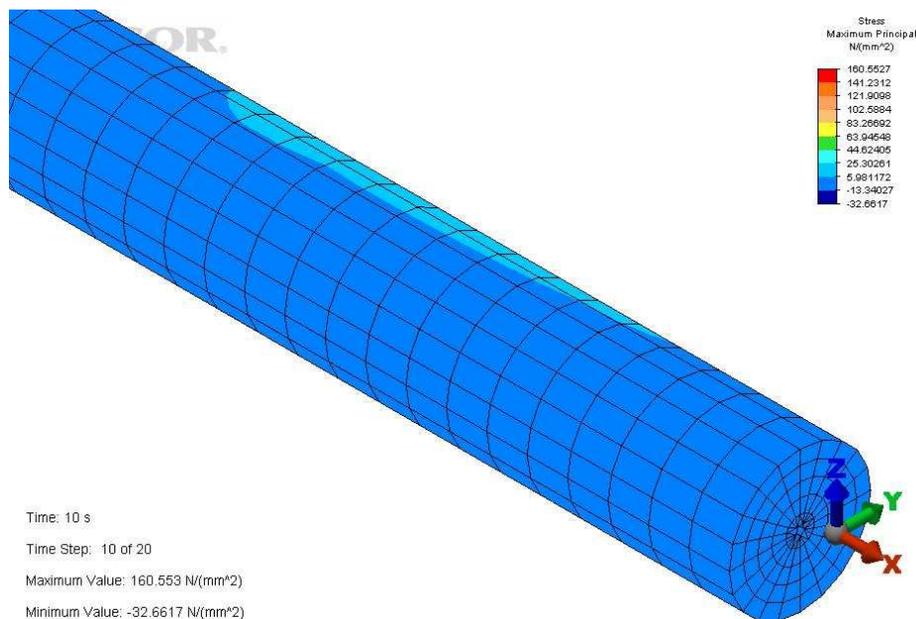
**Figura 50** Esfuerzos normales de la flecha motriz

Es importante recordar que tanto los esfuerzos de Von Mises como los máximos principales mostrados en el eje se encuentran en la zona de apoyo de la chumacera y es por eso que en esa área se encuentran las máximas deformaciones, como se observa en la figura 51.



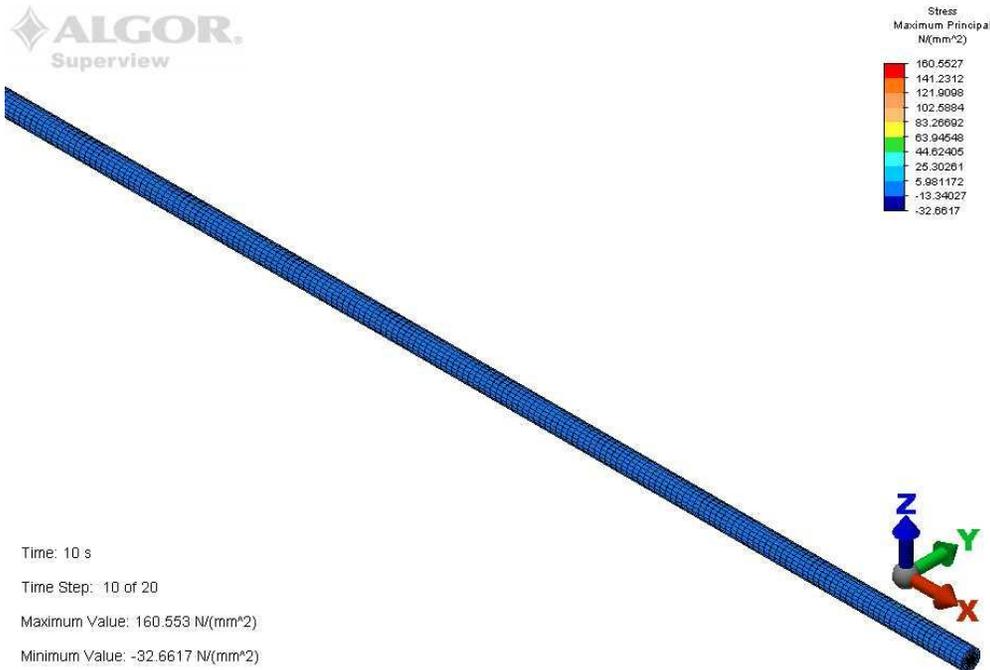
**Figura 51** Deformaciones en la flecha motriz de la bomba

Se puede observar del análisis de elementos finitos que las tensiones en el extremo derecho, donde se acopla el impelente son menores en magnitud como se muestra en la figura 52.



**Figura 52** Tensiones en el extremo posterior de la flecha

Del análisis se puede inferir que todo el sistema de cargas transversales y momentos flectores sobre la flecha son asimilados por la chumacera y el buje más próximo a la bomba, el resto de los bujes colocados en el sistema no trabajan en esas direcciones, lo cual se muestra en la figura 53.



**Figura 53** Cargas y momentos a flexión en el cuerpo de la flecha.

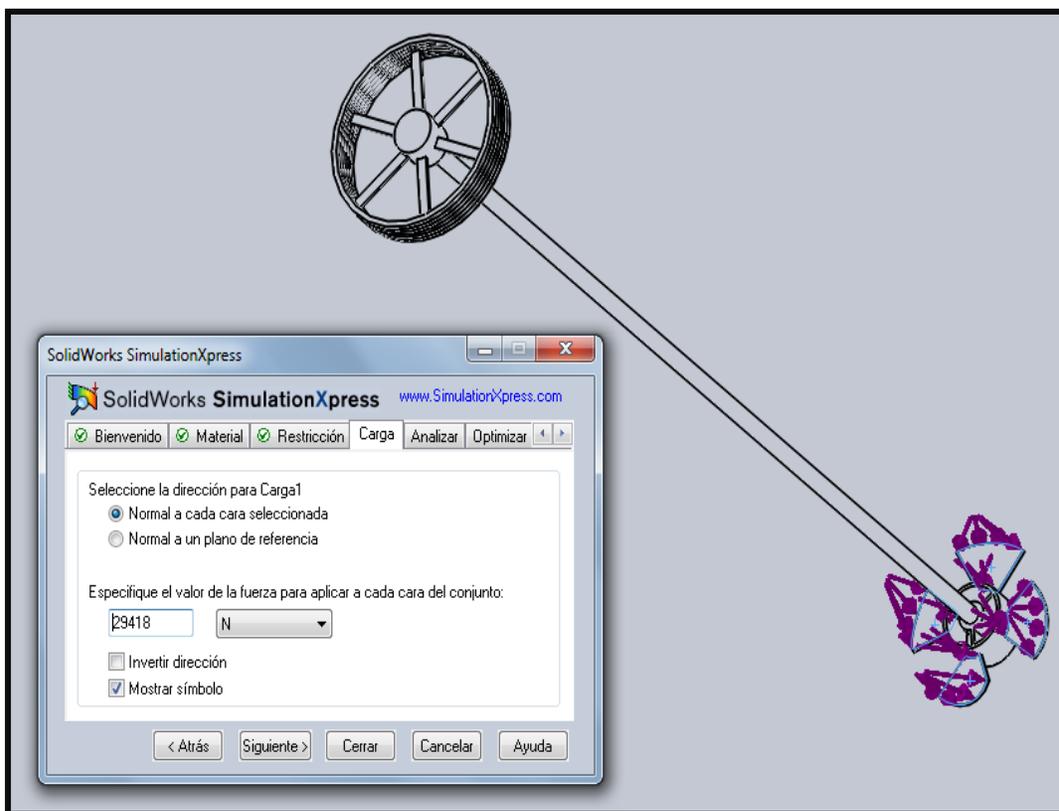
#### 4.2.1.2 Análisis de FEM para el impulsor de la bomba.

De igual forma, ahora se analiza el comportamiento mecánico de impulsor. Es importante señalar que estos órganos transmisores de energía, pueden variar en cuanto a su fabricación, algunos cuentan con tres álabes en su perímetro, mientras que otros llevan 4 álabes giratorios.

Para esta investigación, se consideró el impulsor de cuatro álabes, y se llevaron a cabo 4 análisis considerando los ángulos de ataque en el impulsor de 16, 20, 24 y 28°, con la finalidad de seleccionar el ángulo de operación que genere menos esfuerzos.

En la figura 54, se muestra donde se aplican las cargas en los álabes del impulsor de la bomba, estas cargas son producidas por la columna de agua. El valor de esas cargas se determina de acuerdo a la ecuación fundamental de las turbomáquinas hidráulicas, denominada “Primera Ecuación de Euler” (empleando los triángulos de velocidades) aplicada a bombas axiales y con los valores de operación reales de este equipo. (Anexo 2).

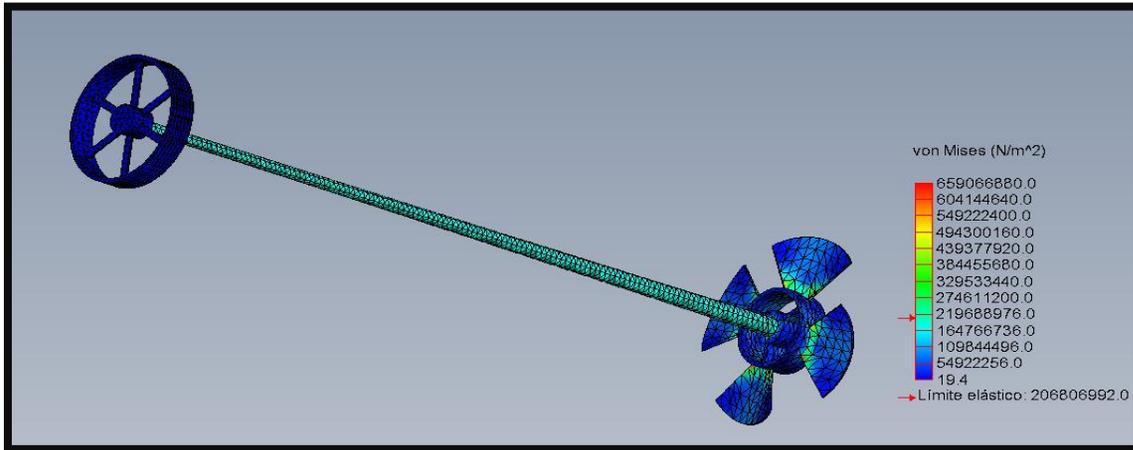
Así se deduce que la fuerza presente en el conjunto de los álabes del impulsor para todos los casos de análisis (diferentes ángulos de ataque), es de:  $12707.2N_w = 2856.69lbf$



**Figura 54** Aplicación de las cargas en el impulsor

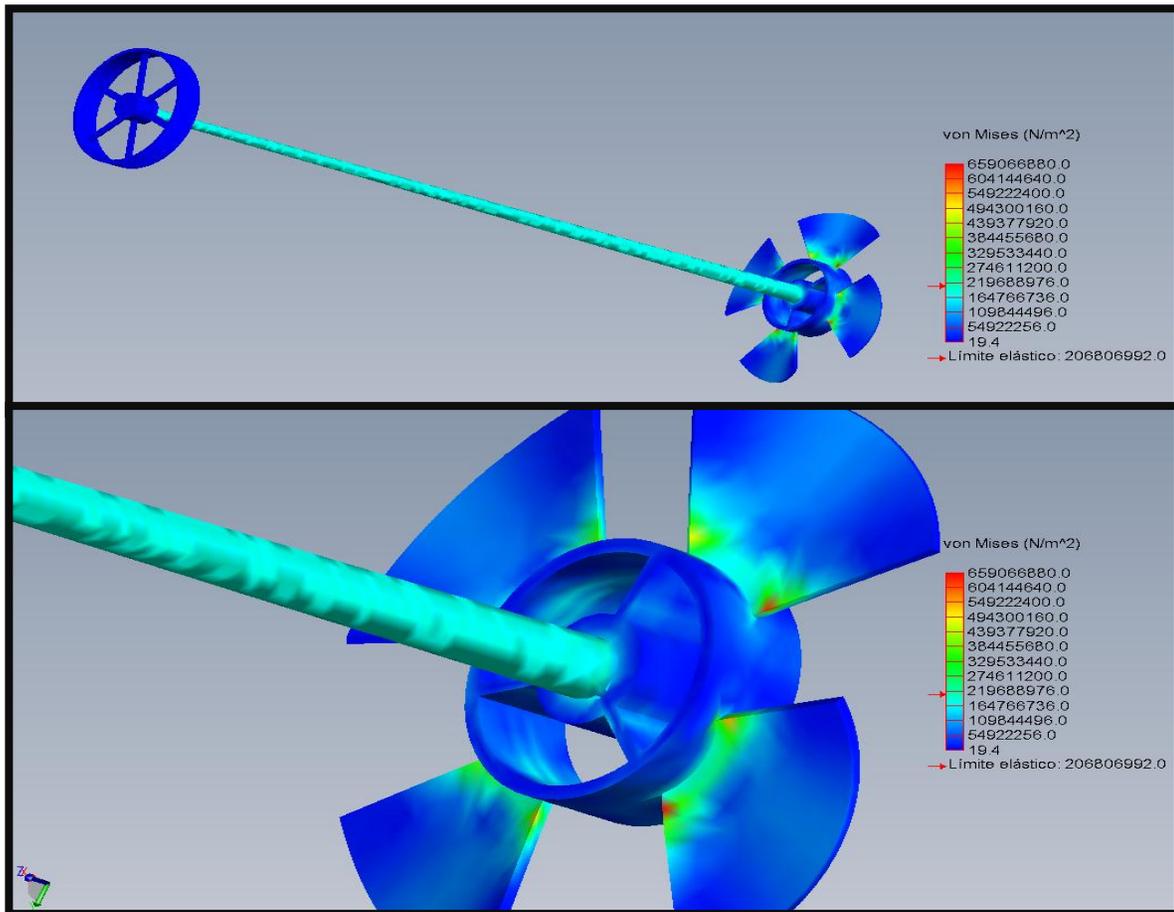
#### **4.2.1.2.1 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 16° de ángulo de ataque.**

Se inicia con el mallado del impulsor, tal y como lo denota la figura 55.



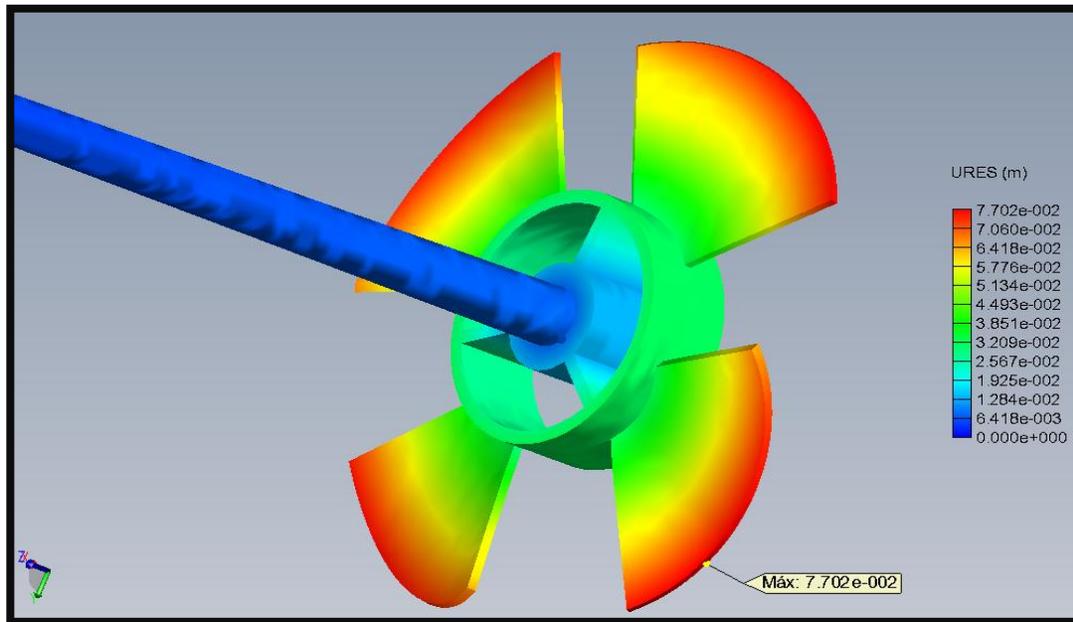
**Figura 55** Mallado de la bomba

En la figura 55, se muestra la malla que se hizo mediante el software SolidWorks, para realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones mediante el método del elemento finito. También se le agregaron al software los datos técnicos del material del impulsor, Acero Inoxidable T-304.



**Figura 56** Esfuerzos generados con 16°

En la figura 56, se observa la generación de esfuerzos en el impulsor, y se puede apreciar que los mayores esfuerzos se producen en pequeñas zonas de las bases de los álabes donde se origina el corte del agua y son identificados por el rojo intenso. Los colores naranja y amarillo así como el verde indican que esa zona del álabe está sometida a esfuerzos mayores que el límite elástico representado por la flecha roja en el espectro de colores.

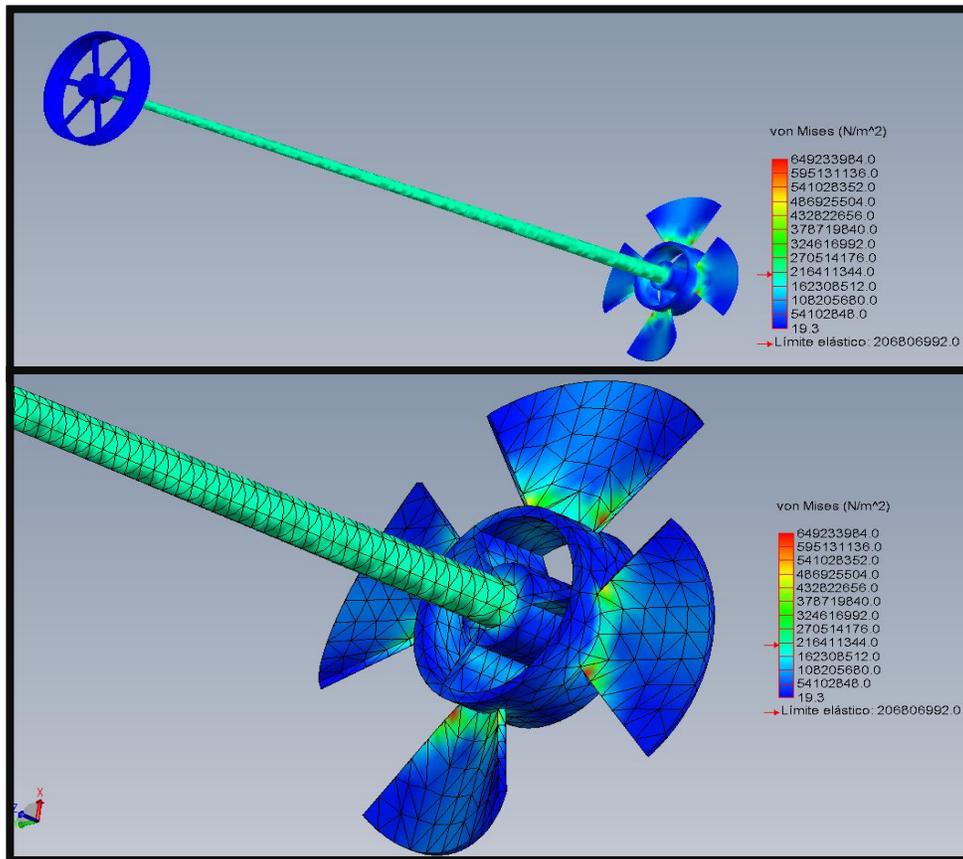


**Figura 57** Deformaciones de los álabes a 16°

En la figura 57, se representan las deformaciones producidas por las cargas en los álabes del impulsor y el eje de la bomba. El mayor desplazamiento ( $7.702 \times 10^{-2}$  m) es representado por el color rojo intenso se produce en la parte superior de los álabes y representa la deformación máxima, y va disminuyendo conforme se aleja del extremo el álabe, hasta llegar a un desplazamiento de  $3.851 \times 10^{-2}$  m en la base del álabe. La flecha se muestra de color azul fuerte, esto indica que su desplazamiento es de 0 m.

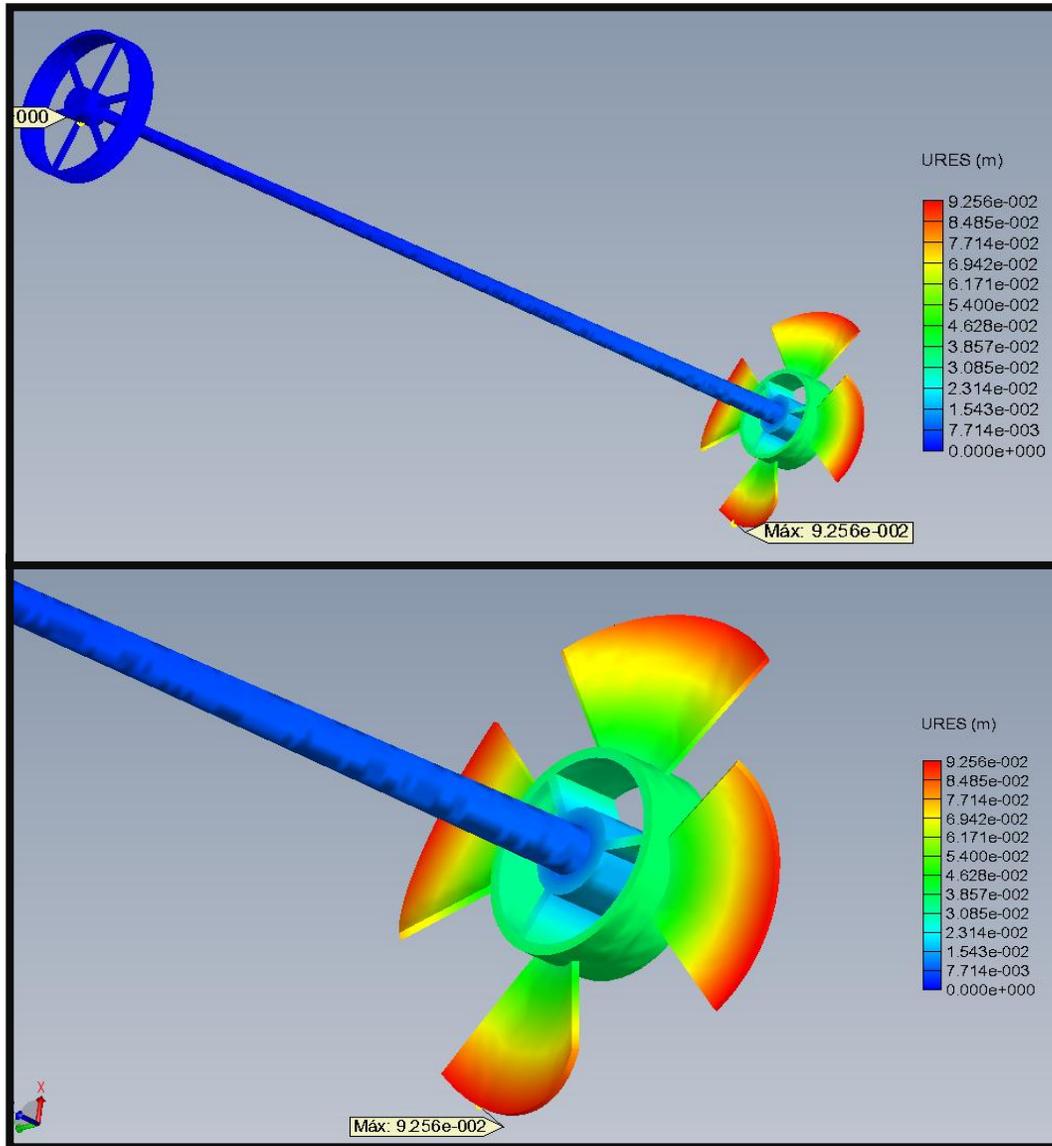
#### 4.2.1.2.2 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 20° de ángulo de ataque.

Considerando los mismos datos del análisis anterior, ahora se hace el análisis pero para un ángulo de ataque en el impulsor de 20°



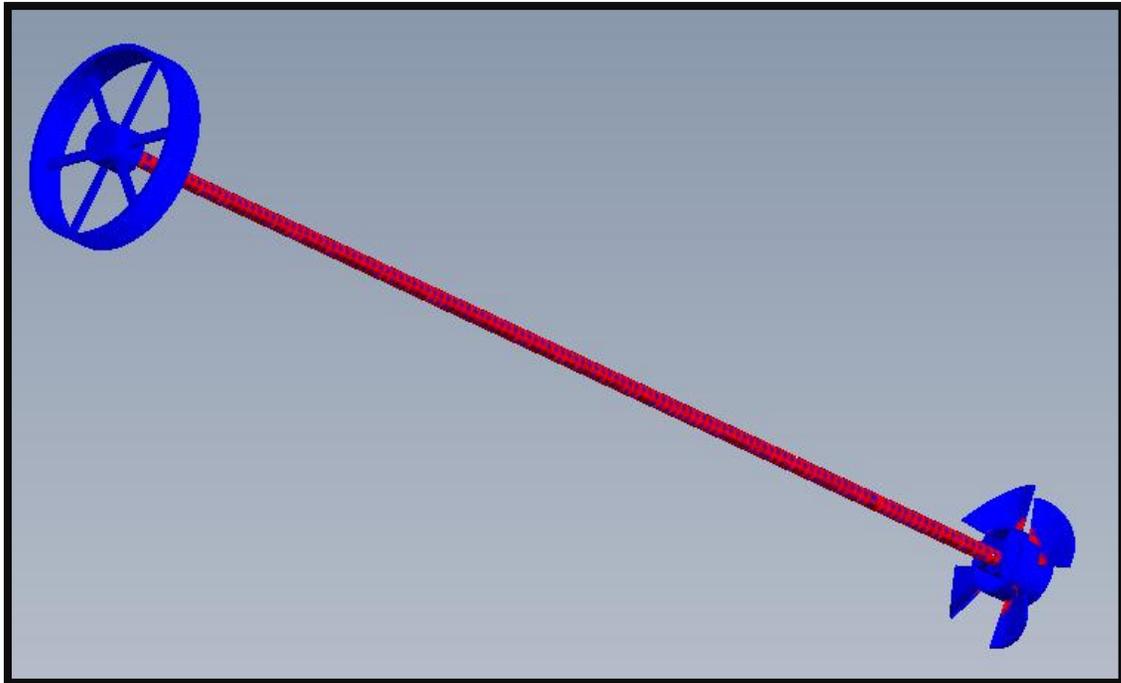
**Figura 58** Esfuerzos generados con 20°

En la figura 58, se observa la generación de esfuerzos en el impulsor, los mayores esfuerzos se presentan también en pequeñas zonas de las bases de los álabes, en estas zonas también los esfuerzos están por encima del límite elástico, ya que el esfuerzo que se produce en esa región es de  $6.492 \times 10^9 \text{ N/m}^2$  y su límite elástico es de  $206.8 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ . Sin embargo se observa que en la mayor parte de la superficie de los álabes de la bomba los esfuerzos no exceden el límite elástico.



**Figura 59** Deformaciones de los álabes

En la figura 59 se observan los desplazamientos que provocan las cargas en los álabes a  $20^\circ$ , en comparación con los álabes a  $16^\circ$ , existe un mayor desplazamiento en la parte superior de los álabes, este desplazamiento es de  $9.256 \times 10^{-2}$  m y va disminuyendo hacia su base en la cual el desplazamiento es de  $4.628 \times 10^{-2}$  m, en el eje el desplazamiento es prácticamente de 0 m.

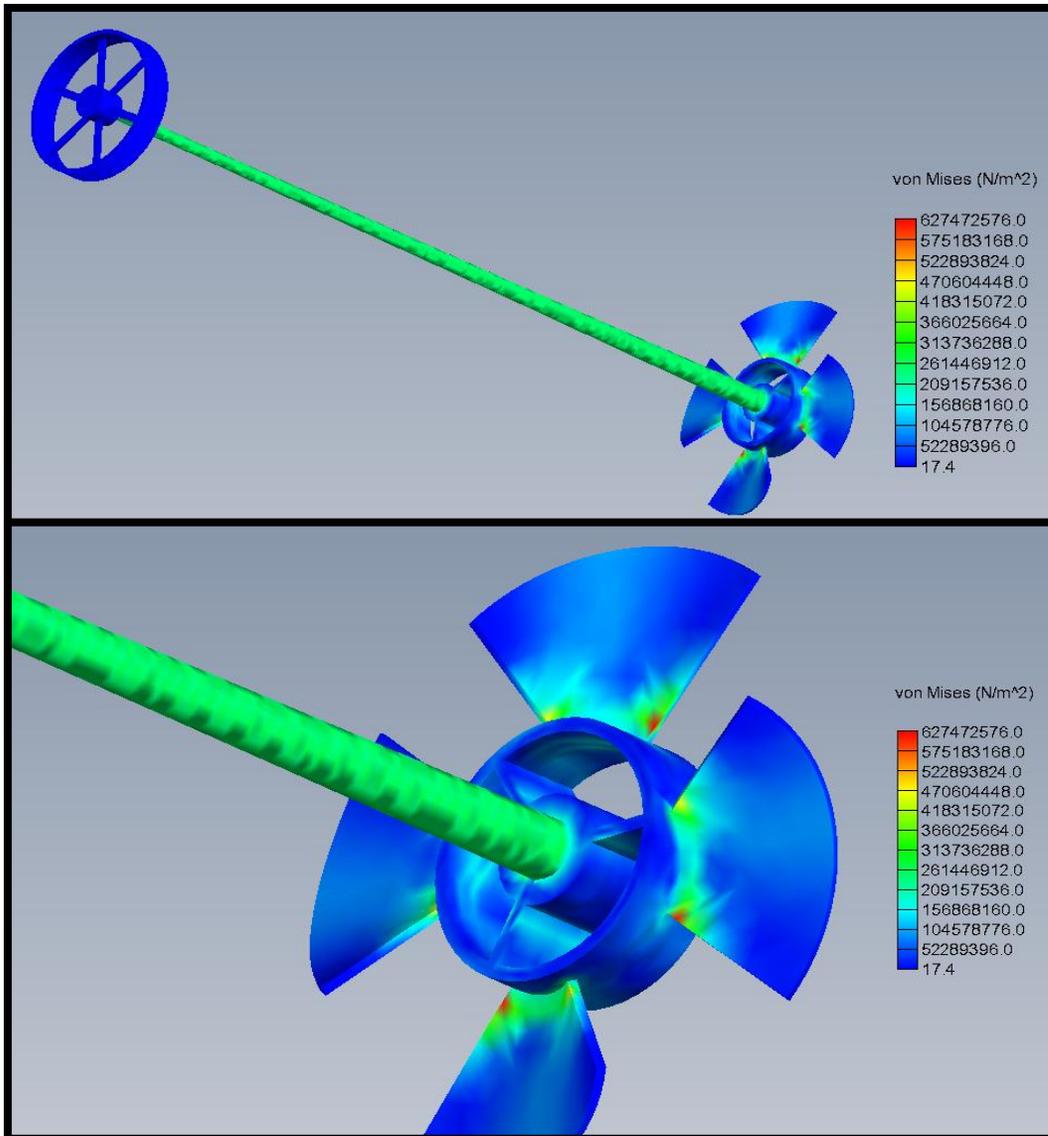


**Figura 60** Tensión con 20° de ángulo de ataque en el impulsor

En la figura 60, se muestran las tensiones que provocan las fuerzas, en las zonas de color rojo es donde está la mayor concentración de tensiones (obsérvese como para este caso las cifras son mayores que en el análisis anterior). El eje se encuentra sometido a grandes cantidades de tensiones así como también se observa las zonas de concentración de estas en la base de los álabes, zonas de rojo intenso. Aunque todavía en la mayor parte de los álabes se observa que son inferiores.

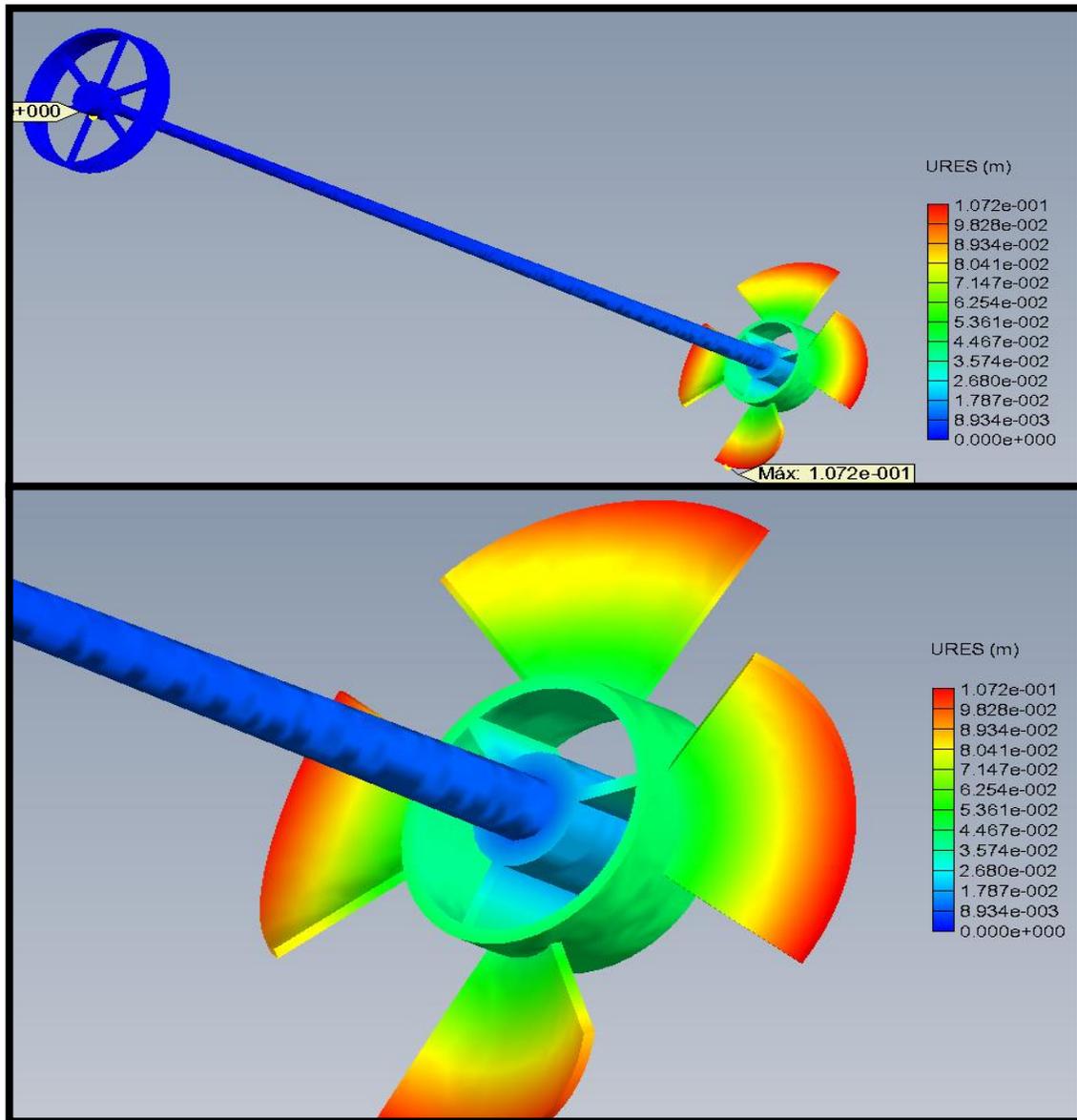
#### ***4.2.1.2.3 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 24° de ángulo de ataque.***

De igual manera se procedió en el análisis del impelente pero ahora considerando un ángulo de 24°.



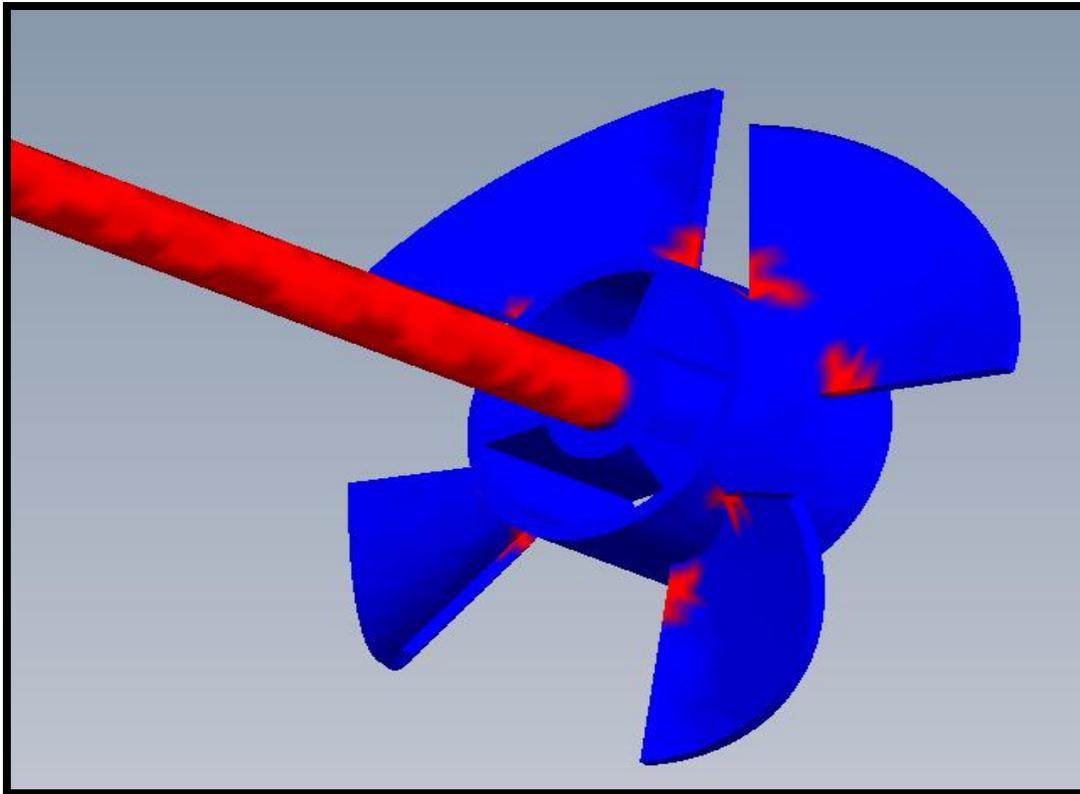
**Figura 61** Esfuerzos generados con 24° de ángulo de ataque en el impulsor.

En la figura 61, se observa la generación de esfuerzos en el impulsor con los álabes a 24° y se aprecia que los esfuerzos producidos por la misma fuerza son menores que los que se producen con los álabes a 20°, sin embargo los esfuerzos mayores también se encuentran en la base de los álabes, en esa región se provoca un esfuerzo de  $6.27 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ . En este caso los esfuerzos provocados en la flecha exceden el límite elástico ( $206.8 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ ) lo que podría provocar una deformación permanente.



**Figura 62** Deformaciones de los álabes

En la figura 62, se ilustra que los desplazamientos generados con los álabes a 24° son mayores que los que se producían a 20 y 16 grados. Al igual que en los otros dos casos los mayores desplazamientos se producen en la parte superior de cada álabe con una magnitud de  $1.072 \times 10^{-1}$  m, en la base de los álabes el desplazamiento es de  $5.36 \times 10^{-2}$  m aproximadamente y en la flecha el desplazamiento es despreciable.

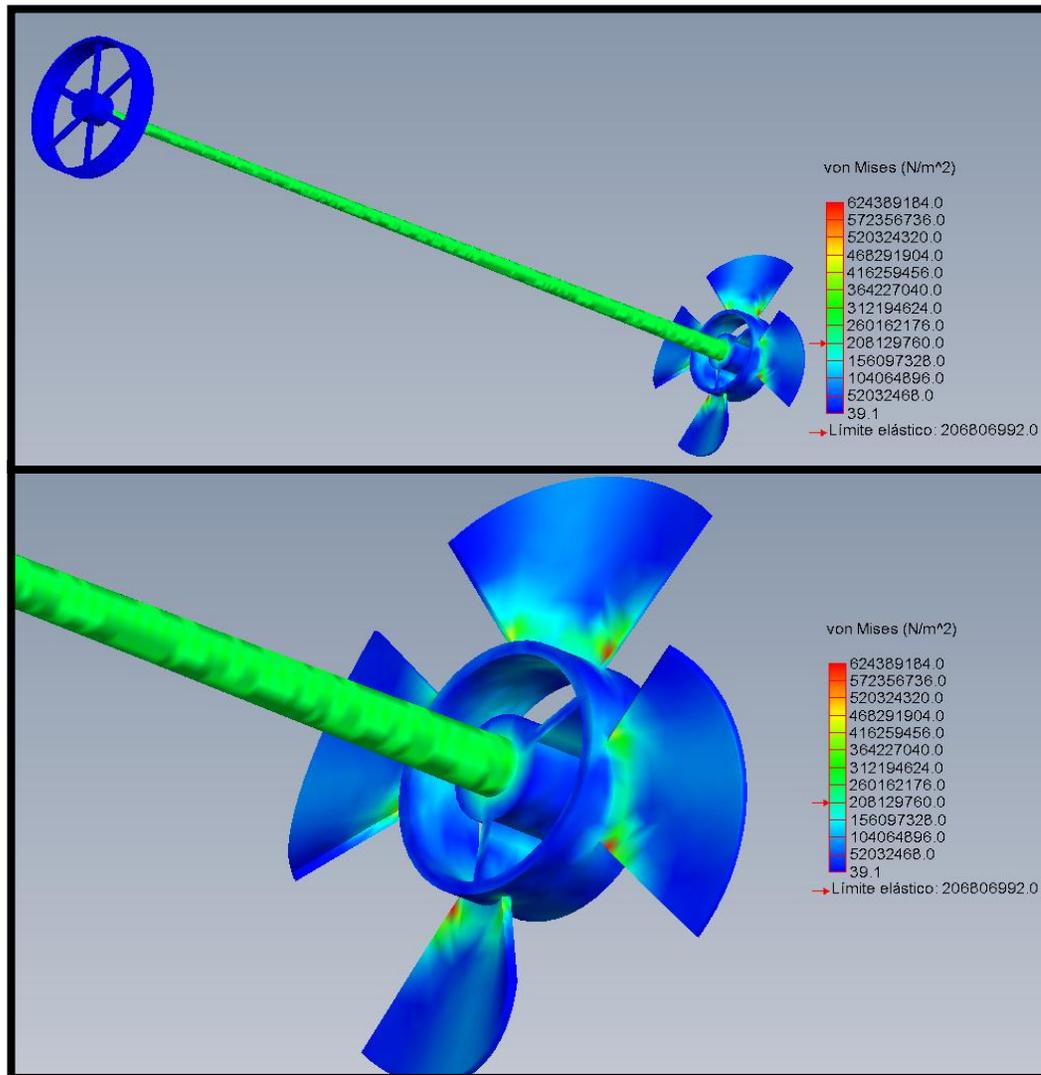


**Figura 63** Tensiones con 24° de ángulo de ataque en el impulsor

La figura 63, muestra las tensiones que provocan las fuerzas, en las zonas de color rojo es donde se encuentran con mayor intensidad. Esto provocados por las fuerzas presentes en los álabes. Estas tensiones se encuentran concentradas en la flecha de la bomba y también se producen en pequeñas áreas en la base de los álabes (donde se encuentran los mayores esfuerzos).

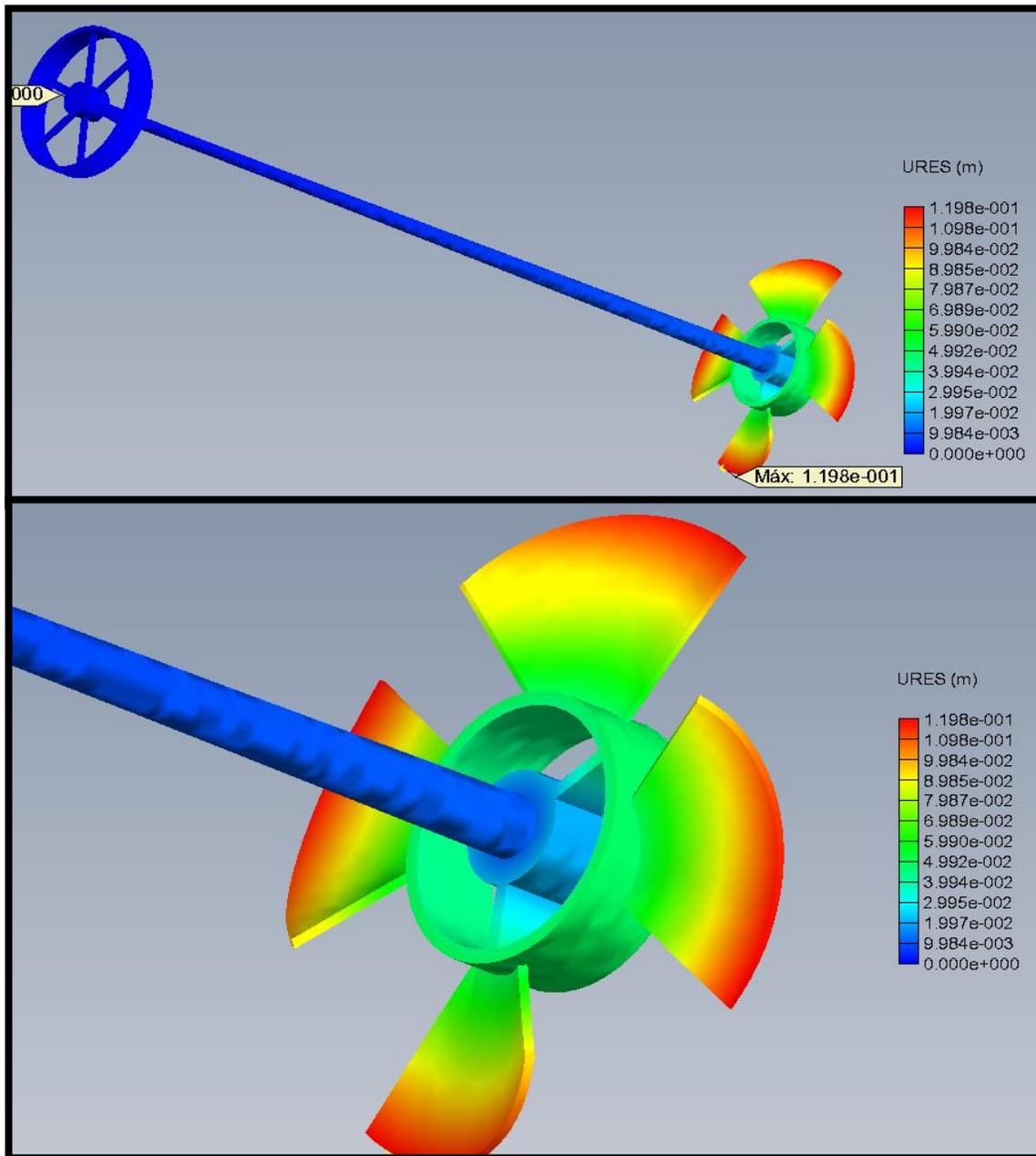
#### ***4.2.1.2.4 Resultados del análisis de FEM para el impulsor de la bomba con 28° de ángulo de ataque.***

Se realiza de nuevo la corrida en el software ahora con 28° de ángulo de ataque en los álabes, generándose los siguientes resultados.



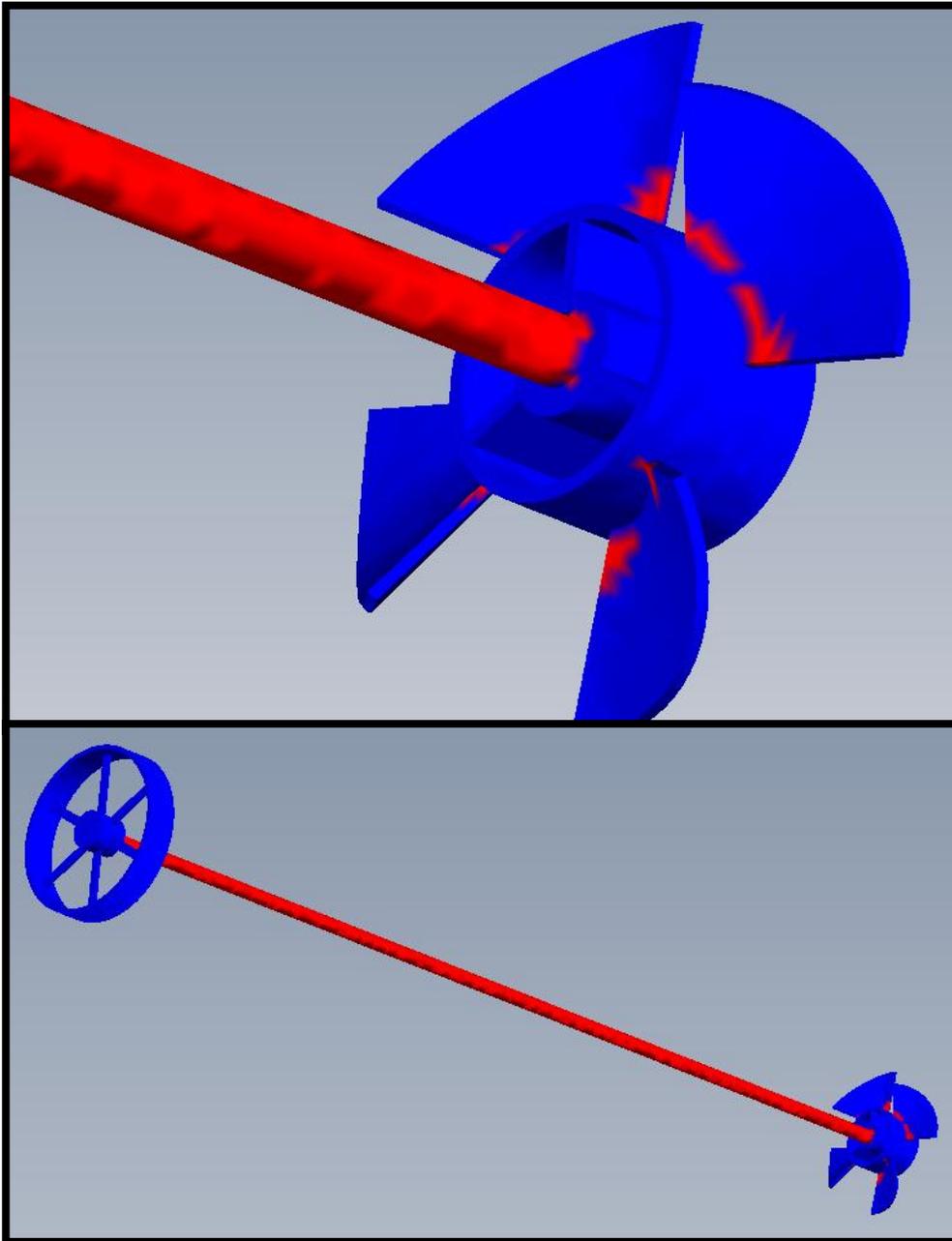
**Figura 64** Esfuerzos generados con 28° de ángulo de ataque en el impulsor

En la figura 64, se observa la generación de esfuerzos en el impulsor, en la flecha se produce un esfuerzo de  $260 \times 10^6 \text{ N/m}^2$  aproximadamente, el mayor esfuerzo se produce zonas de poco tamaño en la base de los álabes con una magnitud de  $624 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ , en esta zona se sobrepasa el límite elástico del material, en la mayor parte de los álabes el esfuerzo que se produce es menor a su límite elástico.



**Figura 65** Deformaciones de los álabes con 28° de ángulo de ataque en el impulsor.

La figura 65, muestra los desplazamientos que se producen en el impulsor, los mayores desplazamientos se siguen produciendo en la parte superior de los álabes (0.1198 m) y va disminuyendo al bajar por el cuerpo del álabe hacia la flecha. El desplazamiento se puede considerar despreciable en el eje de la bomba.



**Figura 66** Tensiones con  $28^\circ$  de ángulo de ataque en el impulsor

En la figura 66, se muestran que las fuerzas de tensión que se encuentran concentradas en el eje de la bomba y en la base de los álabes; revisando la figura 64, se observa y se comprueba que en la base de los álabes es donde se encuentran los mayores esfuerzos.

### **4.3 Análisis de resultados de los esfuerzos y deformaciones en los álabes y la flecha de la bomba.**

Haciendo un análisis de los esfuerzos y las deformaciones producidas por las cargas en los álabes del impulsor y la flecha responsable de transmitir el giro hacia el mismo en las diferentes configuraciones relacionadas con los ángulos mostradas en las figuras anteriores, se observa que en todos los casos la concentración de esfuerzos generados en la flecha y el impulsor no excede al límite establecido en las propiedades mecánicas del material, las deformaciones son máximas en los extremos de los alabes y la concentración de esfuerzos de tensión también se presenta en la base de los álabes, pero el ángulo de ataque en el impulsor que produce menor esfuerzo en las base de los alabes fue el de  $24^\circ$ .

Las deformaciones en todos los casos fueron máximas en el extremo, pero el mejor comportamiento se logra con el ángulo de  $24^\circ$ . Respecto a la flecha de transmisión de la bomba se observó que para el ángulo de  $28^\circ$  la flecha presenta mayor magnitud de esfuerzos de tensión por lo que este ángulo es la opción de diseño menos conveniente.

# **CAPÍTULO V**

## **RESULTADOS DEL ANÁLISIS Y ENSAMBLE DE LA BOMBA**

En función de la experiencia de todo el personal técnico fabricante de bombas acuícolas específicamente en lo que se refiere a fabricación, mantenimiento, operación y reparación de estas máquinas, se ha podido determinar la importancia de definir y sistematizar toda esta serie de conocimientos en una metodología específica que permita dar solución de una más eficiente a la problemática en el diseño y construcción de bombas acuícolas.

Con la metodología del Diseño para ensamble, se le dio un orden al armado de la bomba y además se generó una base de datos para ofrecer los servicios de mantenimiento preventivo y venta de refacciones de la bomba, mismo que será una aportación interesante para la empresa VALPER EP (empresa fabricante de estos tipos de equipos).

Por otro lado con la aplicación del método del elemento finito, se da un primer paso para reducir la incertidumbre en cuanto al comportamiento de los esfuerzos de los materiales se refiere.

## **5.1 Método de diseño para ensamble; una alternativa viable para el armado de bombas.**

“El diseño para el ensamblaje (DFA) es un conjunto de técnicas aplicadas a reducir el costo del ensamblaje por medio de la optimización del diseño del producto”. [1]

La problemática que representa el armado de las bombas acuícolas, generalmente presenta un alto grado de dificultad y pérdidas de tiempo, entre otras dificultades. Todo esto como consecuencia de la operación y fabricación de equipos de bombeo con características adecuadas para el manejo del camarón, estas bombas son de tipo axial con impulsores abiertos. Debido a que son la que generan más caudal. En investigación hecha en relación al diseño de las bombas que se están utilizando en la región noroeste de la república, se encontró que estas son bombas fabricadas por empresas locales, y por consecuencia no cuentan con suficiente información técnica porque dichas empresas no tienen un departamento de Ingeniería que justifique esos diseños.

La fabricación empleada en estos equipos antes mencionados, provoca el encarecimiento de las bombas y un desorden en los servicios de mantenimiento que se les ofrece a los clientes, en cuanto a la disponibilidad de refacciones y algunas fallas recurrentes.

Por ello se realizó un análisis por medio del Diseño para Ensamble en esta investigación, para tener una mejora significativa del método para la identificación de la información relacionada con el ensamblaje, la cual puede ser usada en el diseño y en las etapas de manufactura para reducir el ciclo de desarrollo de un producto. De esta manera, se definen las estructuras de ensamblaje necesarias para el apoyo del diseño y fabricación de la bomba.

## **5.2 El método del elemento finito (FEM); una predicción del comportamiento mecánico en geometrías complejas.**

Además de los problemas de la fabricación, otras contingencias que se han presentando en estos equipos de bombeo es, que al modificar la inclinación de los alabes del impulsor, las flechas se fracturan o no se logra el flujo de agua necesario para el manejo del cultivo. Esto es, se trabaja a prueba y error, obteniéndose en ocasiones consecuencias desastrosas para los productores debido a que tienen que detener el bombeo para hacer las reparaciones necesarias, implicando un freno significativo en el desarrollo de la talla del camarón o producto a cultivar. Cabe señalar que los diseños mencionados, es una copia de bombas hechas por fabricantes estadounidenses que se han intentado adaptar a las condiciones de operación de la región noroeste de la república.

Para evitar toda esta incertidumbre en el desempeño de cada una de las partes de la bomba, se emplea el Método del Elemento Finito. Un caso típico en la ingeniería mecánica es determinar las tensiones, desplazamientos y deformaciones en una estructura o cuerpo sólido sometido a cargas externas, tal como es el caso de esta investigación. En la mayoría de estos casos es muy difícil determinar las deformaciones usando métodos convencionales y por eso se emplea el Método de los Elementos Finitos.

## **5.3 Interpretación de resultados para ambos métodos**

A continuación se realiza un resumen de los resultados obtenidos en cada uno de los dos métodos aplicados. Se hace hincapié que el diseño para ensamble se empleó para mejorar la eficiencia en el armado de la bomba durante su fabricación y el Método del Elemento Finito se aplica para corroborar que las piezas que componen a la bomba cumplen con sus condiciones de operación solicitadas.

### 5.3.1. Método de diseño para ensamble

Como se ilustra en el capítulo tres, para poder emplear la metodología de Boothroyd, se tuvo que generar información técnica de la bomba, tales como planos y vistas explosivas tridimensionales. Al aplicar el método se obtienen eficiencias muy bajas en el diseño y algunas piezas exceden los valores permitidos por las tablas de Boothroyd. Empleando valores reales del ensamble se detecta una eficiencia del **8.38%** como lo ilustra la tabla 22. Realizando el rediseño, se incrementa la eficiencia al **18.68%**, una cifra todavía baja pero al fin y al cabo mejora con respecto a la situación inicial. Dicha mejora es producto del rediseño de las partes críticas en cuanto a la eficiencia de diseño se refiere, reduciendo el tiempo del ensamble de la misma.

Hablando en términos de tiempo, los tiempos que para el ensamble fueron los siguientes:

- Diseño inicial (Valores ajustados de las tablas) **891.04 Segundos**
- Diseño inicial (Valores reales) **4,187.57 Segundos**
- Diseño propuesto (Valores reales) **1,807.07 Segundos**

Como se puede apreciar en la primer cifra, el tiempo es menor en el diseño inicial cuando se ajustan los valores de las tablas, por ello se decidió trabajar con valores reales en el diseño, obteniendo la segunda cifra la cual fue objeto de análisis para mejorar esa cifra (disminuirla), tal como lo denota la tercer cifra en el diseño propuesto.

### 5.3.2 Método del elemento finito

En la aplicación de este método se obtuvo el ángulo óptimo en el impulsor de la bomba que genera menor concentración de esfuerzo tanto en el impulsor como en la flecha de la bomba.

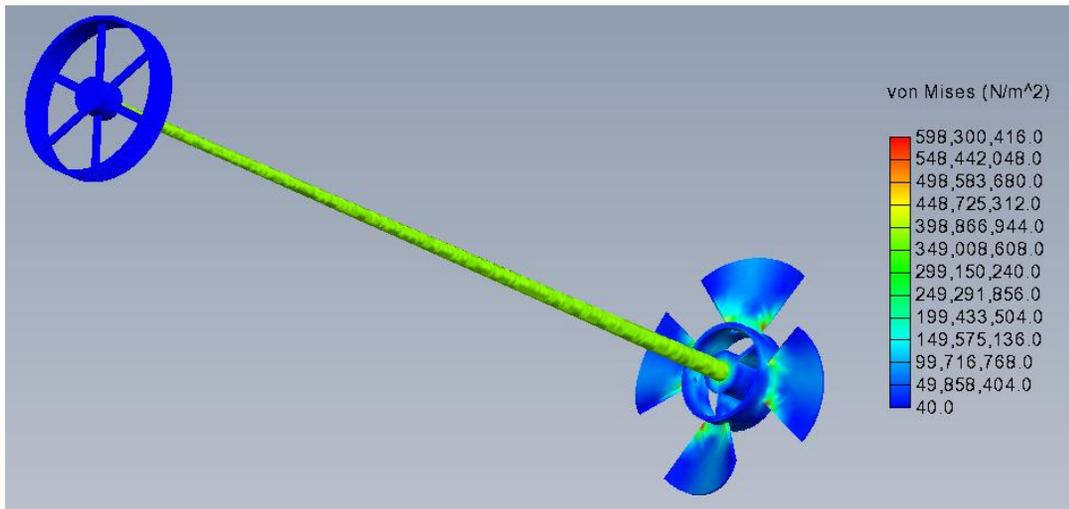
El ángulo de operación ideal de la bomba es de  $24^\circ$ , generándose esfuerzos de  $6.27 \times 10^8 \text{ N/m}^2$  en la base de los álabes del impulsor, por debajo del valor máximo permitido del material, que es de 565 MPa.

Además se hizo un análisis ahora para la bomba, de tal manera que el armado fuera con una flecha de menor diámetro para tratar de disminuir el costo en los materiales de la bomba.

El análisis fue el siguiente:

Análisis de la flecha con diámetro de 2 ½”.

Esfuerzos.

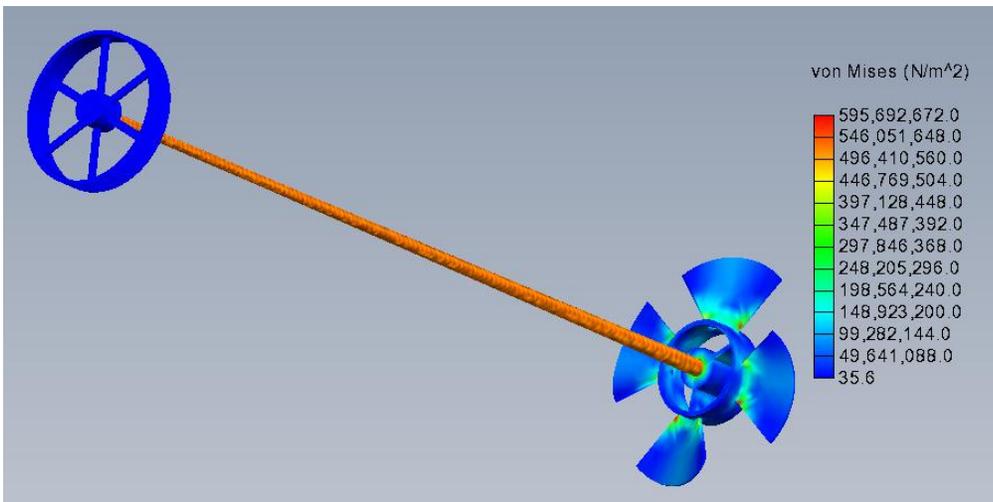


**Figura 67** Esfuerzos generados con una flecha de 2 ½”.

Se observa que este diámetro de flecha cumple con las condiciones de operación solicitadas. Por lo que se puede reducir el diámetro de la flecha a 2 ½”. Ya que los esfuerzos máximos que se generarían en la flecha ascienden a 349,008 N/m<sup>2</sup> y el límite máximo es de 565 Mpa.

Se hizo un análisis también para determinar si una flecha de diámetro inferior a 2 ½” cumple con las condiciones solicitadas de operación. Los resultados fueron los siguientes.

Análisis de la flecha con diámetro de 2 ¼”.



**Figura 68** Esfuerzos generados con una flecha de 2 ¼”.

El análisis muestra que este diámetro no es adecuado para las cargas generadas en las bombas, ya que se generan esfuerzos que ascienden a 595,692 N/M<sup>2</sup> un valor muy cercano al límite permitido y en el caso de ocurrir alguna ajena en la bomba como un atascamiento, podría presentarse una falla.

Por lo tanto con la disminución del diámetro de la bomba, se reducen aproximadamente (el costo de los bujes de bronce es variable) en **\$ 23,500.00**, de acuerdo a lo expuesto por el fabricante (por políticas de la empresa fabricante, no se dieron costos específicos de componentes de la bomba).

# CAPÍTULO VI

## CONCLUSIONES

En esta investigación se trabajó en el rediseño de una bomba acuícola empleada para el cultivo de varias especies marinas en el litoral del noroeste de la república mexicana. Este rediseño fue producto del empleo de dos metodologías, una para evaluar la eficiencia en el diseño enfocado en el ensamble y la otra metodología para comprobar que las piezas que componen la bomba cumplen con las condiciones de operación solicitadas, esto mediante el Método del Elemento Finito.

En la aplicación de la metodología Boothroyd, como primer etapa se hizo un análisis de la bomba sin considerar los aspectos de ensamble en las evaluaciones. Y posteriormente como segunda etapa, se utilizaron los criterios de diseño para ensamble. Al rediseñar la bomba se obtuvo una gran reducción en los tiempos de manipulación y una simplificación considerable en las operaciones de ensamble, incrementando la eficiencia del diseño en más del 10%.

No se tiene noticia de que en la región noroeste de la república se haya realizado un diseño de una bomba empleando esta metodología, solamente existen algunos datos conseguidos de diseño sobre este tema por parte de los diferentes fabricantes regionales que consiste en información generada de manera empírica pero no documentada. Por esta misma razón la bomba rediseñada es la primera de su tipo en la región. A nivel internacional, existen varias marcas de bombas, todas ellas con un precio muy superior y con sistemas de funcionamiento

que no les permite adaptarse a las condiciones de trabajo que se requieren en las granjas acuícolas de la región, en donde todavía no se cuenta con energía eléctrica de la red de suministro.

Es importante considerar en todo diseño, la información de manufactura y de ensamble ya que se ha demostrado su utilidad en la disminución de los costos del ensamble durante la fabricación de un determinado producto. Si lo anterior se aplica de forma aislada causarán más problemas que beneficios, a pesar de que se cuente con un excelente diseño de producto desde el punto de vista estético.

Con respecto al análisis por método de elemento finito, el trabajo desarrollado en esta tesis es de gran importancia para el fabricante de la bomba, pues se estaban presentando fallas por esfuerzo y deformaciones excesivas en algunas zonas de trabajo. Mediante el análisis de esfuerzo-deformación del impulsor y de la flecha de la bomba, empleando las ecuaciones propuestas en el capítulo 2 y los modelos de ecuaciones incluidos en el Método del Elemento Finito, se encontró que se requiere modificar la sección transversal de la flecha de la bomba, ya que el diámetro actual de la bomba se excede en cuanto a sus dimensiones, encareciendo aún más la bomba.

Por otra parte, se determinó que el ángulo de ataque del impulsor que utiliza actualmente el fabricante de  $20^\circ$ , de acuerdo al análisis realizado mediante el método se comprueba que no es el adecuado ya que genera mayor cantidad de esfuerzos en el impulsor y se producen deformaciones excesivas en los extremos de los álabes como se aprecia en la figura 57 y 58. Esto ocasionaba que el impulsor fallara por esfuerzo, esto es, la deformación se hace excesiva y el impulsor pierde sus características de operación. Por lo anterior se concluye y demuestra que el mejor resultado se obtiene con el ángulo de inclinación de  $24^\circ$ . Bajo estas condiciones las deformaciones son menores.

Además de los análisis realizados, un proyecto interesante a futuro que debe aportar bastante al diseño de la bomba, es un análisis por fatiga.

# **ANEXOS**

## Anexo 1

### Método Boothroyd; Procedimiento para el análisis de productos que se ensamblan manualmente

PASO 1. Obtener la mejor información acerca del producto o ensamble.

Algunas ayudas son:

- ✓ Planos
- ✓ Vistas explosivas tridimensionales
- ✓ Un producto existente
- ✓ Un prototipo

PASO 2. Se debe desensamblar (o imaginar cómo se podría desensamblar), asignando un número a cada pieza, conforme se retira.

Si el producto contiene subensambles, estos se deben tratar primero como piezas y posteriormente analizarlos por separado.

PASO 3. Se debe de llenar la hoja de trabajo (Tabla A1)

PASO 4. Se comienza el reensamble del producto. Primero se ensambla la pieza con el más alto número de identificación, añadiendo las piezas restantes una por una. Para utilizar correctamente este procedimiento de análisis, nunca se debe asumir que se puede sujetar una pieza en cada mano, y ensamblarlas antes de colocarlas en el ensamble.

Se debe llenar una fila en la hoja de trabajo para cada pieza, cada columna se detalla a continuación:

Columna 1 En esta se anota el número de pieza.

Columna 2 Se anota el número de veces que se realiza la operación.

Columna 3 Se indica el código de dos dígitos de manejo de la pieza, a partir de la tabla A2 "Manejo manual-Tiempos estimados".

Columna 4 El tiempo de manejo de la pieza se obtiene de la Tabla A2.

Columna 5 El código del proceso de inserción se obtiene de la Tabla A3 "Inserción manual-Tiempos estimados".

Columna 6 El tiempo de inserción se obtiene de la Tabla A3.

Columna 7 El tiempo total en segundos es calculado por medio de la suma de los tiempos de manejo y de inserción de las columnas (4) y (6) y multiplicando esta suma por el número de operaciones de la columna (2).

Columna 8 El costo total de operación en centavos se obtiene por la multiplicación del tiempo de operación de la columna (7) por el costo de ensamble manual en centavos por segundo.

Columna 9 Es en esta columna donde se indica el número mínimo de piezas teórico para el ensamble. Esta columna implica ya un rediseño de la pieza, para determinar esto, se deben responder las siguientes preguntas:

1. Durante la operación del producto, ¿esta pieza se mueve relativamente con respecto a otras piezas ensambladas?. Solamente se deben de considerar los movimientos grandes, ya que los pequeños que se pueden lograr con articulaciones elásticas no representarían una respuesta positiva.
2. ¿La pieza debe ser de un material distinto o permanecer aislada de las otras piezas del ensamble? Solamente se aceptan razones concernientes con las propiedades de los materiales.
3. ¿La pieza debe estar separada de las otras porque de otra manera el ensamble o desensamble sería imposible?

Si la respuesta a alguna de estas preguntas es SI, entonces se debe de colocar un número "1" en la columna (9), excepto el caso en el que se han indicado múltiples operaciones en la columna (2), en cuyo caso el número de piezas debe ser separado y colocado en la columna (9).

PASO 5. Cuando se han completado todas las columnas (el reensamble se ha concluido) los números de la columna (7) se suman para obtener el tiempo total estimado para el ensamble manual. Los de la columna (8) se suman para obtener el costo total del ensamble y los de la columna (9) para obtener el número mínimo teórico de piezas para completar el ensamble.

PASO 6. Finalmente, la eficiencia del ensamble manual se obtiene al sustituir los datos obtenidos de la hoja de trabajo en la siguiente ecuación:

$$EM = 3 \times NM/TM$$

En donde:

EM: Eficiencia del ensamble manual.

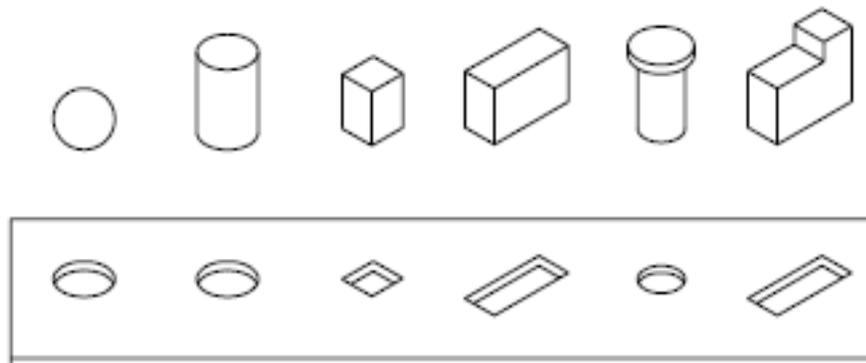
NM: Número mínimo de piezas teórico.

TM: Tiempo total del ensamble manual.

Esta ecuación compara el tiempo estimado de ensamble para un producto que contenga el número mínimo de piezas de las cuales cada una puede ser ensamblada en el tiempo "ideal" de 3 segundos. Este tiempo "ideal" se obtiene al asumir que cada pieza es fácil de sujetar y de insertar. Además, aproximadamente un tercio de las piezas se aseguran inmediatamente en la inserción.

**NOTAS:**

- a) En el método de análisis se asume que las piezas se añaden al ensamble una por una. Esto se hace para separar el análisis de cada pieza y su operación de ensamble. Sin embargo, en muchos casos los obreros sujetan piezas con las dos manos, las subensamblan y posteriormente las unen al ensamble total, en estas circunstancias el tiempo de ensamble se puede reducir en un tercio. En este caso, el tiempo obtenido para la operación se debe dividir entre 1.5.
- b) Se asume que las piezas se presentan al granel y orientadas aleatoriamente. Algunas veces se pueden tener las piezas en magazines o contenedores especiales. De nuevo, el diseñador debe tomar esto en cuenta para obtener tiempos más precisos.



$\alpha$	0	180	180	90	360	360
$\beta$	0	0	90	180	0	360

## REGLAS PARA EL MANEJO AUTOMATIZADO DE PIEZAS EFICIENTE.

Las siguientes reglas pueden ser aplicadas para asegurar la eficiencia en el manejo automatizado de piezas:

1. Asegurar que las piezas pueden ser separadas fácilmente del granel y llevadas a lo largo de tolvas o alimentadores vibratorios.
  - Se enreden o encajen al estar en el granel
  - Son flexibles
  - Tienen lados delgados que se traslapan unos con otros cuando se mueven en una banda transportadora o en un alimentador.
  - Son tan delicados o frágiles que hacerlos recircular en un alimentador los puede dañar.
  - Son pegajosos o magnéticos y se requiere una fuerza mayor que su peso para separarlos.
  - Son abrasivos y pueden desgastar las superficies de los sistemas de manipulación automáticos.
  - Su dimensión mayor es menor a 3 mm.
  - Son tan ligeros que la resistencia al aire puede causar problemas de transportación (menos de 1.5 kN/m<sup>3</sup>)
  - Son mayores a 150 mm en su mayor dimensión.
2. Asegurar que las piezas pueden quedar orientadas rápidamente en los sistemas de alimentación de alta velocidad.
  - Hacer las piezas tan simétricas como sea posible. Esto siempre facilita la orientación de las piezas. Esto no hará más baratos los sistemas de manipulación automáticos.
  - Para piezas no simétricas, se debe asegurar una gran asimetría.
  - Para piezas no simétricas, revisar que estas asimetrías no se deban a características no geométricas de las piezas.
  - Para piezas no simétricas se debe de asegurar que la orientación de la pieza sea definida por una característica principal, como proyecciones excéntricas, muescas, chaflanes o cortes, que sean visibles en la silueta de la pieza. Si es posible, asegurar que esta característica sea visible cuando se vea en la dirección de la mayor dimensión de la pieza. Evitar el diseño de piezas para las cuales la orientación se defina por agujeros o huecos no visibles en la silueta externa.



# Tabla A2

## Tabla de valores para Manipulación Manual.

### MANIPULACION MANUAL - TIEMPOS ESTIMADOS (segundos)

		LAS PIEZAS SON FACILES DE TOMAR Y MANIPULAR					LAS PIEZAS TIENEN DIFICULTADES DE MANIPULACION							
		ESPESOR > 2 mm		ESPESOR ≤ 2 mm			ESPESOR > 2 mm			ESPESOR ≤ 2 mm				
		TAMAÑO > 15 mm	6 mm ≤ TAMAÑO ≤ 15 mm	TAMAÑO < 6 mm	TAMAÑO > 6 mm	TAMAÑO ≤ 6 mm	TAMAÑO > 15 mm	6 mm ≤ TAMAÑO ≤ 15 mm	TAMAÑO < 6 mm	TAMAÑO > 6 mm	TAMAÑO ≤ 6 mm			
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9			
<p>UNA MANO</p> <p>LAS PIEZAS PUEDEN SER SUJETADAS Y MANIPULADAS CON UNA SOLA MANO SIN LA AYUDA DE HERRAMIENTAS</p>	(α+β) < 360	0	1.13	1.43	1.88	1.69	2.18	1.84	2.17	2.65	2.45	2.98		
	360 ≤ (α+β) < 540	1	1.5	1.8	2.25	2.06	2.55	2.25	2.57	3.06	3	3.38		
	540 ≤ (α+β) < 720	2	1.8	2.1	2.55	2.36	2.85	2.57	2.9	3.38	3.18	3.7		
	(α+β) = 720	3	1.95	2.25	2.7	2.51	3	2.73	3.06	3.55	3.34	4		
<p>UNA MANO CON AYUDAS PARA SUJECION</p> <p>LAS PIEZAS PUEDEN SER SUJETADAS Y MANIPULADAS CON UNA SOLA MANO PERO SOLO CON LA AYUDA DE HERRAMIENTAS</p>	α ≤ 180	0 ≤ β ≤ 180	4	3.6	6.85	4.35	7.6	5.6	8.35	6.35	8.6	7	7	
		β = 360	5	4	7.25	4.75	8	6	8.75	6.75	9	8	8	
	α = 360	0 ≤ β ≤ 180	6	4.8	8.05	5.55	8.8	6.8	9.55	7.55	9.8	8	9	
		β = 360	7	5.1	8.35	5.85	9.1	7.1	9.55	7.85	10.1	9	10	
	<p>DOS MANOS PARA MANIPULACION</p> <p>LAS PIEZAS SE ATORAN SEVERAMENTE O SE ENGANCHAN O SON FLEXIBLES. PERO PUEDEN SER SUJETADAS Y LEVANTADAS CON UNA SOLA MANO (CON EL USO DE HERRAMIENTAS SI FUERA NECESARIO)</p>	α ≤ 180	8	4.1	4.5	5.1	5.6	6.75	5	5.25	5.85	6.35	7	
			α = 360	8	4.1	4.5	5.1	5.6	6.75	5	5.25	5.85	6.35	7
		<p>SE REQUIEREN DOS MANOS DEBIDO AL GRAN TAMAÑO</p> <p>SE REQUIEREN DOS MANOS PARA SUJETAR Y TRANSPORTAR LAS PIEZAS</p>	<p>LAS PIEZAS PUEDEN SER MANIPULADAS POR UNA PERSONA SIN AYUDA MECANICA</p> <p>LAS PIEZAS NO SE ENGANCHAN NI SE ANIDAN NI SON FLEXIBLES</p>											
			LAS PIEZAS PESAN MENOS DE 10 lb					LAS PIEZAS SON PESADAS (> 10 lb)					LAS PIEZAS SE ANIDAN SEVERAMENTE O SE ENGANCHAN O SON FLEXIBLES	LAS PIEZAS NECESITAN HERRAMIENTAS ESPECIALES PARA SUJETARLAS Y MANIPULARLAS
			LAS PIEZAS SON FACILES DE TOMAR Y MANIPULAR		LAS PIEZAS PRESENTAN OTRAS DIFICULTADES DE MANIPULACION		LAS PIEZAS SON FACILES DE TOMAR Y MANIPULAR		LAS PIEZAS PRESENTAN OTRAS DIFICULTADES DE MANIPULACION					
			α ≤ 180	α = 360	α ≤ 180	α = 360	α ≤ 180	α = 360	α ≤ 180	α = 360	α ≤ 180	α = 360	8	9
0			1	2	3	4	5	6	7	8	9	7	9	
9			2	3	2	3	3	4	4	5	7	9	9	



## Anexo 2

### Cálculos para obtener la fuerza ejercida en los alabes

$$\text{Gasto} = Q = 3 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$

$$D_0 = 30 \text{ pulg}$$

$$D_1 = 12^{7/16} \text{ pulg}$$

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu$$

$$V_{n1} = V_{n2} = V_n$$

Salida

$$V_2 \cos \alpha_2 = V_{t2}$$

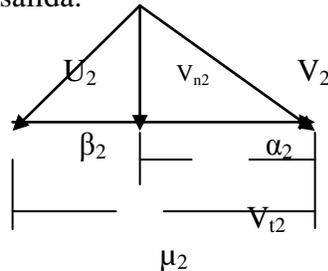
$$\text{ctg } \beta_2 = \frac{\mu - V_{t2}}{V_n}$$

$$V_n \text{ctg } \beta_2 = \mu - V_{t2}$$

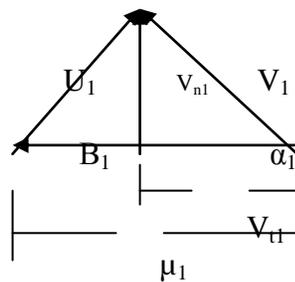
$$V_{t2} = \mu - V_n \text{ctg } \beta_2$$

$$V_2 \cos \alpha_2 = \mu - V_n \text{ctg } \beta_2$$

Triangulo de velocidades de salida.



Triangulo de velocidades de la entrada.



Entrada

$$V_1 \cos \alpha_1 = V_{t1}$$

$$\text{ctg } \alpha_1 = \frac{V_{t1}}{V_n}$$

$$V_{t1} = V_n \text{ctg } \alpha_1$$

$$V_1 \cos \alpha_1 = V_n \text{ctg } \alpha_1$$

### Carga teórica

Considerando que no existe prerrotación ( $\alpha_1=90^\circ$ ) en una bomba axial, se utiliza la siguiente ecuación para determinar la altura teórica.

$$H_t = \frac{\mu^2}{g} - \frac{\mu V_n \text{ctg } \beta_2}{g}$$

$$V_n = \frac{Q}{A} = \frac{3 \text{ m}^3/\text{seg}}{.6566 \text{ m}^2} = 4.5689 \text{ m}/\text{seg}$$

$$w = 515 \text{ rpm} \left( \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ seg}} \right) = 53.93 \text{ rad}/\text{seg}$$

$$A = \pi (.4572)^2 = .6566 \text{ m}^2$$

$$Q = 3000 \frac{\text{litros}}{\text{seg}}$$

$$r = \frac{r_0 + r_1}{2} = \frac{.381 + .1579}{2} = .2694m$$

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu = \omega r \quad \mu = 53.93 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} (.2695m) = 14.5287 \frac{m}{\text{seg}}$$

$$H_t = \frac{(14.5287)^2}{9.81 \frac{m}{\text{seg}^2}} - \frac{14.5287 \frac{m}{\text{seg}} 4.8659 \frac{m}{\text{seg}} \text{ctg}(25^\circ)}{9.81 \frac{m}{\text{seg}^2}} = 7.0061m$$

Potencia teórica

$$P_w = \rho g Q H_t = \omega T$$

$$P_w = 350 \text{ hp} = 26110 \text{ watts}$$

$$1 \text{ hp} = 746 \text{ watts}$$

$$T = \frac{P_w}{\omega} = \frac{26110 \text{ watts}}{53.93 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}} = 4841.46 N_w * m$$

$$T = f * d$$

$$f = \frac{T}{d} = \frac{4841.46 N_w * m}{.381m} = 12707.2 N_w = \mathbf{2856.69 lbf}$$

**Por lo tanto, esta es la fuerza que actúa en los alabes.**

# REFERENCIAS

- [1]. DORADOR G. JESÚS MANUEL “Aplicación de Técnicas de Diseño para Ensamble en el Desarrollo de una Impresora Braille”. Tesis de maestría Presentada en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México.
- [2]. GAY, AQUILES y SAMAR, LIDIA, “*El diseño industrial en la historia*”, Córdoba: Ediciones TEC. [ISBN 987-21597-0-X](#). Página 137. 2004.
- [3]. ICSID.ORG - Definición del ICSID en ingles. (International Council of Societies of Industrial Design).
- [4]. LIM, “Computer-aided concurrent design of product and assembly processes: a literature review”. *Journal of Design and Manufacturing* (195), 5, 67-88 Chapman & Hall.
- [5]. LU “Research, development and implementation of knowledge processing tools to support concurrent engineering”, KBESRL, Dpt. of Mechanical and Industrial Engineering, College of Engineering, Univ. of Illinois at Urbana-Champaign, USA, pp. 2-23.
- [6]. DAVISON, R.G. "Product Design for Automated Assembly" University of Salford, U.K.
- [7]. FAMOS'EUREKA (1987), “preliminary study report on European collaboration in the field of flexible automated assembly systems”. Project EU72, Department of Trade and Industry, London, U.K.
- [8]. BELSON, David, “Concurrent Engineering”, dentro del *Handbook of Design, Manufacturing and Automation*, editado por Richard C. Dorf y Andrew Kusiak. John Wiley and Sons, New York, 1994.
- [9]. FOX, John “Managing design for a quality product”. *Assembly Automation*, Vol 15 No.1, 1995, pp. 12-14, MCB University Press.
- [10]. HSU, Wynne; GEORGE LEE, C.S.; SU, F.S. “Feedback approach to design for assembly by evaluation of assembly plan”. *Computer Aided Design* Vol. 25, No. 7, Julio 1993 Butterworth-Heineman Ltd.
- [11]. LAPERRIERE, L.; ELMARAGHY, H.A. "Planning of Products Assembly and Disassembly" *Annals of the CIRP* Vol. 41/1/1992.
- [12]. DIETER, George "Engineering Design" Mc Graw-Hill, 1983.
- [13]. MAKINO Hiroshi, “New Developments in Assembly Systems”. *Keynote Papers Annals of the CIRP*, Vol. 43/2/1994 p. 501-512.
- [14]. PAHL, G.; BEITZ, W. "Engineering Design, a systematic approach" *The Design Council* Londres, 1988.

- [15]. HERBERTSSON, J.; JOHANSSON, C. "Are Design For Assembly Methods Necessary in Integrated Product Design Projects?" International Conference on Engineering Design, ICED Nederlands, 1993.
- [16]. LEANEY, Paul G.; WITTENBERG, Gunter "Design for Assembling". Assembly Automation Vol.12 No.2, 1992 pp.8-17. MCB University Press.
- [17]. MILES Brian, "Design for Assembly - a key element within design for manufacture". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D Journal of Automobile Engineering Vol. 203, 1989 p.29-38.
- [18]. CHEN, W.J.; WALLACE, K.M. "Manufacturing Information for Designers" International Conference on Engineering Design, ICED Nederlands, 1993.
- [19]. KIM, G.J.; BEKEY, G.A. "Design-for-assembly (DFA) by Reverse Engineering". Artificial Intelligence in Design '94, 717-734. Luwer Academic Publishers, Netherlands.
- [20]. SACKETT, major DFA approaches.
- [21]. MIYAKAWA, Seii; OHASHI, Toshijiro. "The Hitachi Assemblability Evaluation Method". Production Engineering Research Laboratory Hitachi Ltd. Japan.
- [22]. FELIPPA, C. A. Parametrized unification of matrix structural analysis: classical formulation and d-connected elements, *Finite Elements Anal. Des.*, 21, pp. 45–74, 1995.
- [23]. TURNBULL, H. W. *The Theory of Determinants, Matrices and Invariants*, Blackie & Sons Ltd., London, 1929.
- [24]. MACDUFFEE, C. C. *The Theory of Matrices*, Springer, Berlin, 1933.
- [25]. MUIR T. and W. J. METZLER, *A Treatise on the Theory of Determinants*, Longmans, Greens & Co., London and New York, 1933.
- [26]. FRAZER R. A. and W. J. DUNCAN, *The Flutter of Airplane Wings*, Reports & Memoranda 1155, Aeronautical Research Committee, London, 1928.
- [27]. Duncan, W. J. and A. R. Collar, A method for the solution of oscillations problems by matrices, *Phil. Mag.*, Series 7, 17, pp. 865, 1934.
- [28]. Duncan, W. J. and A. R. Collar, Matrices applied to the motions of damped systems, *Phil. Mag.*, Series 7, 19, pp. 197, 1935.
- [29]. Frazer, R. A. W. J. Duncan and A. R. Collar, *Elementary Matrices, and some Applications to Dynamics and Differential Equations*, Cambridge Univ. Press, 1st ed. 1938, 7th (paperback) printing 1963.
- [30]. Hrennikoff, A. "Solution of Problem in Elasticity by the Frame Work Method". Journal of Applied Mechanics. V8. N<sup>o</sup> 4. Pp 169-175. Dec 1941.
- [31]. McHenry, D. "A Lattice Analogy for the Solution of Plane Stress Problem." Journal of Institution of Civil Engineers. V 21. Pp 59-82. Dec 1943.

- [32]. Courant, R. "Variational Methods for Solution of Problem of Equilibrium and Vibrations." Bulletin of the American Mathematical Society. V49. Pp 1-23. 1943.
- [33]. Levy, S. "Computation of Influence Coefficients for Aircraft Structures with Discontinuities and Sweepback." Journal of Aeronautical Science, V14. N<sup>o</sup> 10. Pp 547-560. Oct. 1947.
- [34]. S. Levy, Structural analysis and influence coefficients for delta wings, *J. Aero. Sci.*, 20, pp. 677–684, 1953.
- [35]. Turner, M. J. Clough, R. W. Martin, H. C. and L. J. Topp, Stiffness and deflection analysis of complex structures, *J. Aero. Sci.*, 23, pp. 805–824, 1956
- [36]. Argyris, J. H. and Kelsey, S. *Energy Theorems and Structural Analysis*, Butterworths, 26, Oct-Nov 1954 and 27, April-May 1955.
- [37]. Turner, M. J. The direct stiffness method of structural analysis, Structural and Materials Panel Paper, AGARD Meeting, Aachen, Germany, 1959.
- [38]. Clough R. W. "The finite Element Method in Plane Stress Analysis." Proceedings, American Society of civil Engineers, 2<sup>nd</sup> Conference on Electronic Computation. Pittsburgh, PA, Pp 345-378. Sept. 1960.
- [39]. Melosh, R. J. "A Stiffness Matrix for the Analysis of Thin Plates in Bending ". Journal of the Aerospace Science. V 28. N<sup>o</sup> 1. Pp 34-42. Jan 1961.
- [40]. Turner, M. J. Martin . H. C. and Weikel, R. C. Further development and applications of the stiffness method, AGARD Structures and Materials Panel, Paris, France, July 1962, in *AGARDograph 72: Matrix Methods of Structural Analysis*, ed. by B. M. Fraeijs de Veubeke, Pergamon Press, Oxford, pp. 203–266, 1964.
- [41]. Zienkiewicz, O. C. and Y. K. Cheung, *The Finite Element Method in Structural and Soild Mechanics*, McGraw Hill, London, 1967.
- [42]. M. J. Turner, E. H. Dill, H. C. Martin and R. J. Melosh, Large deflection analysis of complex structures subjected to heating and external loads, *J. Aero. Sci.*, 27, pp. 97-107, 1960.
- [43]. Gallaguer, R. H. Padlog, J. "Discrete Element Approach to Structural Stability Analysis". Journal of the American Institute of Aeronautics and Astronautics.V1. N<sup>o</sup> 6. Pp 1437-1439. 1963.
- [44]. Archer J. S. "Consistent Matrix Formulations for Structural Analysis Usinf finite Element Techniques". Journal of the American Institute of Aeronautics and Astronautics.V3. N<sup>o</sup> 10. Pp 1910-1918. 1965.
- [45]. Zienkiewicz, O. C. and Y. K. Cheung, "Finite Element in Solution of Field Problems". The Engineer. Pp 507-510. 1965
- [46]. Zienkiewicz, O. C. Watson, M. and King, I. P. "A Numerical Method of Visco Elastic stress Analysis. International Journal of Mechanical Science. V10. Pp 807-827. 1968.
- [47]. [26] R. H. MacNeal, *The MacNeal Schwendler Corporation: The First Twenty Years*, Gardner Litograph, Buena Park, CA, 198

# BIBLIOGRAFIA

- BOOTHROYD, Geoffrey  
"Assembly Automation and Product Design"  
Marcel Dekker, Inc.  
Nueva York, 1991
- BOOTHROYD, G.; DEWHURST, P.; WINSTON ANTHONY KNIGHT  
"Product Design for Manufacture and Assembly"  
Boothroyd, Dewhurst Inc.  
E.E.U.U., 2002
- CHEN, W.J.; WALLACE, K.M.  
"Manufacturing Information for Designers"  
International Conference on Engineering Design, ICED  
Nederlands, 1993
- DAVISON, R.G.  
"Product Design for Automated Assembly"  
University of Salford, U.K.
- DIETER, George  
"Engineering Design"  
Mc Graw-Hill  
E.E.U.U., 1983
- FRENCH, M.J.  
"Conceptual Design for Engineers"  
Springer Verlag  
E.E.U.U., 1985
- HERBERTSSON, J.; JOHANSSON, C.  
"Are Design For Assembly Methods Necessary in Integrated Product Design Projects?"  
International Conference on Engineering Design, ICED  
Nederlands, 1993
- HSU, Wynne; Lee C.S.G.; Su, S.F.  
"Feedback Approach to Design for Assembly by Evaluation of Assembly Plan"  
Computer Aided Design, Vol. 25 No. 7, Julio 1993
- HOLLINS, Bill; PUGH, Stuart  
"Successful Product Design, what to do and when"  
Butterworths  
Londres, 1989

- LEANEY, P.G.  
"Design for Assembly"  
Dept. of Manufacturing Engineering  
Loughborough University of Technology  
Gran Bretaña, 1990
- LEANEY, P.G.; ABDULLAH, A.S.; HARRIS, J.; SLEATH, D.  
"A case study in the Design for Assembly evaluation methods of Hitachi, Lucas and Boothroyd-Dewhurst"  
Dept. of Manufacturing Engineering  
Loughborough University of Technology  
Gran Bretaña
- LUND, Thomas; KAHLER, Steen  
"Design for Assembly"  
Proceedings of the 4th Int. Conference of Assembly Automation  
Zürich, Suiza, Febrero 1986
- MARTINEZ ARTECHE, Ezequiel  
"Planeación, Desarrollo e Ingeniería del Producto"  
Trillas  
México, 1985
- PAHL, G.; BEITZ, W.  
"Engineering Design, a systematic approach"  
The Design Council  
Londres, 1988
- SHERRIN, I.; JARED, G.; LIMAGE, M. SWIFT, K.  
"AUTOMATED MANUFACTURABILITY EVALUATION"  
Cranfield Institute of Technology  
Working Paper, Abril 1991.
- SIUKO, M.; TUOKKO, R.  
"Integration of DFA in the R&D and Product Design Process "  
International Conference on Engineering Design, ICED  
Nederlands, 1993
- DYM. Clive y LITTLE. Patrick  
"El proceso de diseño en Ingeniería. Como desarrollar soluciones efectivas"  
Ed. Limusa Wiley. Primera edición. 2002, México
- JUVINALL, Robert  
Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica  
Ed. Limusa. Noriega Editores, Primera edición 1996 México