

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

### **DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MÁQUINA TUNELADORA**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por los Brs.:

**Goncalves O. José A.**

**Martínez F. David**

para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2007

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

### **DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MÁQUINA TUNELADORA**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Limongi Enrique

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Marques Alcides

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela

por los Brs.:

**Goncalves O. José A.**

**Martínez F. David**

para optar al título de

Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2007

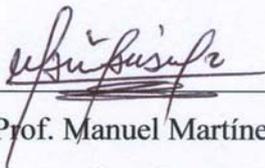
**Acta**

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Brs. José Avelino Goncalves Oliveira y David Martínez Formoso, titulado:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN DE SEGMENTOS  
PREFABRICADOS EN UNA MÁQUINA TUNELADORA”**

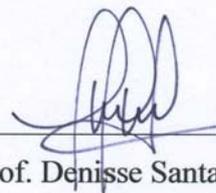
Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigido por el plan de estudios conducentes al título de Ingeniero Mecánico y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas propuestas por los autores, lo declaran APROBADO.

En fe de lo cual se levanta la presente acta en la ciudad de Caracas a los 27 días del mes de junio del año 2007.



Prof. Manuel Martínez

Jurado



Prof. Denisse Santaromita

Jurado



Prof. Enrique Limongi

Tutor





Caracas, 27 de junio de 2007.

Ciudadana:

**Profa. Norma Guzmán**  
**Jefe de División de Control de Estudios**  
Presente.-

Quienes suscriben profesores miembro del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar al alumno DAVID MARTINEZ C.I. N° 16.562.627 Y JOSE GONCALVES C.I. N° 15.179.703.

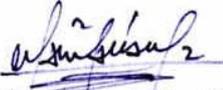
### MENCION HONORÍFICA

Por la excelencia demostrada en la realización de Trabajo Especial de Grado intitulado:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS  
EN UNA MAQUINA TUNELADORA”**

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de Ud.,

Atentamente,

  
**Prof. Manuel Martínez**  
Jurado

  
**Prof. Denise Santaromita**  
Jurado

  
**Prof. Enrique Limongi**  
Coordinador del Jurado



## **DEDICATORIA**

A papá Dios y nuestra madre la Virgen María cuyo apoyo sentí en todo momento, sin ellos no soy nadie. A mi madre quien ha sido mi guía y apoyo. A mi hermanita quién me ha brindado siempre su apoyo y a mi novia Carolina por todo su amor.

**JOSÉ GONCALVES**

A Jehová Dios por haberme otorgado su guía, bondad amorosa y misericordia en todo momento y por darme su ayuda y bendiciones incluso sin tener que pedírsela. A mi madre y padre por ser magníficos padres y siempre estar allí para mí. Y a mi hermano por su cariño, apoyo y alegría.

**DAVID MARTÍNEZ**

## **AGRADECIMIENTOS**

### **JOSÉ GONCALVES**

- En primer lugar debo agradecerle al ser a quién le debo la realización de este trabajo y de mi carrera, es a DIOS a quien le debo todos los logros de mi vida. También quiero agradecer a mi madre del cielo la Virgen María quién con su presencia espiritual me hizo avanzar en los momentos más difíciles.
- Quiero agradecerle a mi madre María José De Oliveira por todo su cariño, apoyo, amistad, por su crianza y por estar a mi lado desde que nací, gracias a ti he llegado a lo que soy ahora. También le doy gracias a mi hermanita Angela Karina por su apoyo, paciencia, y por su valiosa ayuda en esos momentos claves del trabajo.
- A mi novia Caro por que su amor me lleno de fuerzas en los momentos más difíciles, gracias por su apoyo sentimental, por trasnocharte a mi lado, y por toda la ayuda que me brindaste.
- Al Ing. Alcides Marques por acercarme al mundo de las tuneladoras con el planteamiento del presente trabajo y sus lecciones acerca del mundo laboral.

### **DAVID MARTÍNEZ**

- Le agradezco primeramente a Jehová Dios por bendecirme abundantemente durante la realización de este trabajo, pero no solo en él, sino durante toda mi vida y en todo aspecto, tanto espiritual, emocional y seglar. También por estarme ayudando siempre a seguir ‘en el camino en que debo andar’, principalmente en situaciones difíciles que ponen a prueba mi fe.
- A mi mamá, Ramona Formoso de Martínez por estar ahí a mi lado, preocuparse por mí, escucharme y ayudarme en toda mi vida. A mi papá, Manuel Martínez Atán por su cariño, amor y por prestarme su oído y su consejo cuando lo necesitaba y a mi hermano Daniel Martínez Formoso por ayudarme desde pequeño en mis tareas, darme su apoyo emocional en momentos difíciles, sus consejos en cuanto a la vida profesional, por su alegría y por ser un excelente hermano mayor. Gracias a todos.

### **AGRADECIMIENTOS EN COMÚN:**

- Al profesor Limongi, por sus sabios consejos y su ayuda profesional que nos ayudaron a conseguir el rumbo del trabajo en los momentos críticos y por sus consejos de vida que contribuyeron a enriquecer nuestra formación personal.
- A la Empresa Constructora Norberto Odebrecht por contribuir con nuestra formación académica y profesional.
- Al profesor Julio Segura, por su gran ayuda con la aplicación del Método de los Elementos Finitos, y tendernos la mano en el momento en que más lo necesitamos.
- Al profesor Crisanto Villalobos por su ayuda oportuna en momentos claves de este trabajo y su apoyo incondicional.
- A la profesora Prato quién con su experiencia, vocación y gran dedicación nos aportó su valiosa ayuda a lo largo de la tesis.
- Al personal de Odebrecht que nos ayudó en este trabajo, en especial a Isaac Guevara, José Espinoza, y Jaime Pinto, gracias por su ayuda y certeros consejos.
- Al Ingeniero Alexander Escobar, quien por su gran experiencia nos brindó gran cantidad de conocimientos sobre las máquinas tuneladoras y el mundo que las rodea y además nos alentó con consejos y nos dio ejemplo de lucha por la vida.
- Finalmente queremos agradecer a todas aquellas personas que nos ayudaron de una u otra forma y que dejamos de nombrar en este espacio.

**Goncalves O. José A.**

**Martínez F. David**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS  
PREFABRICADOS EN UNA MÁQUINA TUNELADORA”**

**Tutor Académico: Prof. Enrique Limongi**

**Trabajo Especial de Grado. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de  
Ingeniería Mecánica. 2007, 241 págs.**

Palabras claves: Tuneladora, Segmentos, Sujeción, Túnel, Diseño.

**RESUMEN**

Luego de un estudio preliminar del funcionamiento de la máquina tuneladora y en especial del erector y de la grúa de segmentos con los sistemas de vacío instalados en cada uno, se planteó el objetivo de diseñar un sistema de sujeción de segmentos prefabricados que opere en el erector y en la grúa de segmentos de una máquina tuneladora tipo escudo de balance de presión de tierra modelos S-186 y S-187 marca Herrenknecht. Para lograr esto se crearon propuestas solución por métodos de generación de ideas y se seleccionó la que obtuvo mayor puntuación tras evaluarlas de acuerdo a requisitos fijados previamente. Se desarrolló la idea seleccionada, optimizando la forma y función de cada componente hasta obtener un modelo que consta de un elastómero cónico con un cono de metal colocado en su interior, y dos bases, una enroscada en la parte superior y otra en la inferior del cono metálico. Entre ambos conos se introduce fluido a presión para expandir el elastómero hasta que hace contacto con las paredes de un agujero en los segmentos del túnel. El sistema deberá instalarse por duplicado, repartiendo el peso del segmento y el resto de las cargas en dos grupos; sin embargo, se diseñaron para que si uno falla, el otro pueda soportar toda la carga, y adicionalmente se mantiene la funcionalidad del sistema de sujeción por vacío. Luego se diseñó un circuito hidráulico estudiando la ubicación de sus componentes y la lógica de control que lo acciona, y por último se analizaron los esfuerzos a los que se somete la propuesta elaborada empleando el método de los elementos finitos. Como conclusión se obtuvo el diseño de un sistema de sujeción de segmentos prefabricados para operar en los modelos de tuneladoras expuestos anteriormente.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	v
RESUMEN.....	vii
ÍNDICE DE CONTENIDO .....	viii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xv
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN AL PROBLEMA .....	1
1.1 Introducción .....	2
1.2 Motivación .....	3
1.3 Antecedentes .....	4
1.4 Planteamiento del problema.....	6
1.5 Alcances y Limitaciones.....	8
1.6 Objetivo General.....	8
1.7 Objetivos específicos .....	9
CAPITULO II MARCO TEÓRICO .....	10
2.1 Máquinas tuneladoras .....	11
2.2 Anillos de los túneles de la Línea 4 del Metro de Caracas .....	12
2.3 Proceso de diseño.....	12
2.3.1 Establecimiento de la necesidad.....	13
2.3.2 Estudio o Análisis de la necesidad.....	14
2.3.3 Descripción del problema .....	15
2.3.4 Generación de soluciones.....	16
2.3.5 Evaluación de la propuesta y selección de una idea final .....	17
2.3.6 Formación completa del sistema.....	18
2.3.7 Ingeniería de detalles .....	19
2.4 Recipientes a presión .....	19
2.4.1 Clasificación de los recipientes a presión .....	19
2.4.2 Recipientes a presión cónicos truncados de pared gruesa.....	20

2.5	Fuerza de fricción .....	26
2.6	Elastómeros y su clasificación.....	27
2.6.1	Clasificación de los elastómeros .....	28
2.6.2	Propiedades de los Elastómeros.....	28
2.6.3	NBR (Acrilonitrilo Butadieno, buna-n) .....	30
2.6.4	Poliuretano .....	31
2.7	Método de los Elementos Finitos (MEF).....	31
2.7.1	Método de los desplazamientos aplicado a la mecánica estructural .....	32
2.7.2	Método de residuos ponderados y variacionales.....	34
2.7.3	Análisis tridimensional de tensiones.....	35
2.7.4	MEF mediante el empleo de un paquete computacional .....	36
2.8	Oleohidráulica.....	37
2.8.1	Ley de Pascal.....	38
2.8.2	Caudal en las tuberías .....	38
2.8.3	Válvulas Direccionales.....	39
2.8.4	Válvulas de Alivio .....	39
2.8.5	Válvulas Reductoras de Presión.....	40
2.8.6	Presóstatos.....	40
2.8.7	Filtros .....	41
2.8.8	Bombas y motores.....	41
2.8.9	Simbología de componentes hidráulicos.....	43
2.9	Controladores Lógicos Programables.....	43
2.9.1	Arquitectura básica de un Controlador lógico programable .....	44
2.9.2	Principio de operación y diagrama de escalera .....	44
CAPITULO III MARCO METODOLÓGICO .....		46
3.1	Establecimiento de la necesidad .....	47
3.1.1	Preparación del planteamiento de la necesidad.....	47
3.1.2	Exploración de situaciones que describen el problema.....	53
3.1.3	Análisis de la situación .....	55
3.1.4	Formulación final del problema de diseño.....	56

3.2	Estudio o Análisis de la necesidad.....	57
3.2.1	Investigación de usuarios.....	57
3.2.2	Investigación ergonómica.....	61
3.3	Especificaciones del diseño.....	63
3.4	Generación de soluciones.....	65
3.5	Evaluación y selección.....	72
3.5.1	Factibilidad técnica de las ideas propuestas.....	72
3.5.2	Establecimiento de los criterios de selección.....	77
3.5.3	Jerarquización de los criterios de selección.....	77
3.5.4	Matriz de selección.....	78
CAPÍTULO IV MARCO PRÁCTICO.....		83
4.1	Tratamiento de la forma y función del sistema de sujeción seleccionado.....	84
4.2	Tratamiento de la forma y función de los agujeros en los segmentos.....	89
4.3	Proceso de fabricación del Sistema de Sujeción Expandible.....	92
4.4	Funcionamiento del Sistema de Sujeción Expandible.....	95
4.5	Holgura entre el Sistema de Sujeción Expandible y agujero.....	98
4.6	Profundidad de inserción del Sistema en el agujero.....	99
4.7	Dimensiones de los agujeros de los segmentos.....	100
4.8	Determinación de la presión requerida para la sujeción.....	104
4.9	Análisis de Esfuerzos y deformaciones en el Cono Externo Flexible.....	108
4.10	Análisis de elementos finitos.....	110
4.10.1	Características de los análisis efectuados.....	110
4.10.2	Materiales seleccionados para efectuar los análisis.....	112
4.10.3	Enumeración de las caras de las piezas.....	115
4.10.4	Establecimiento de cargas para los análisis.....	117
4.10.5	Análisis de los Estados Críticos de carga.....	118
4.10.6	Determinación de presión de contacto con poliuretano.....	119
4.10.7	Análisis de los estados de operación normal.....	121
4.10.8	Estados de carga sobre un conjunto del sistema de sujeción.....	132
4.10.9	Estado de Levantamiento Vertical con Empuje con malla afinada.....	144

4.10.10	Análisis del ensanchamiento de la goma para ensamble.....	146
4.10.11	Validación de resultados de COSMOSWorks .....	147
4.10.12	Análisis de resultados de los análisis de elementos finitos .....	152
4.11	Diseño del sistema hidráulico y selección de sus componentes .....	153
4.11.1	Determinación del caudal.....	156
4.11.2	Selección de la bomba hidráulica y del motor eléctrico .....	158
4.11.3	Ubicación y distribución del sistema hidráulico .....	161
4.12	Diseño de la lógica de control.....	166
CAPITULO V CONCLUSIONES.....		171
CAPITULO VI RECOMENDACIONES .....		172
APÉNDICE.....		178

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Jerarquización de los criterios de la matriz de selección (Fuente: Jones, J., 1970). .....	17
Tabla 2. Valores del coeficiente de roce estático para distintos pares de materiales (Fuentes: 1 y 2. Science & engineering enciclopedia, 3. Engineers handbook y Engineering toolbox 4. Southern Illinois University Carbondale y Boal, D.) .....	27
Tabla 3. Simbología de diferentes equipos empleados en un circuito hidráulico.....	43
Tabla 4. Períodos de fallas analizadas en el sistema de sujeción de segmentos de la máquina tuneladora modelo S-186. ....	48
Tabla 5. Períodos de fallas analizadas en el sistema de sujeción de segmentos de la máquina tuneladora modelo S-187. ....	48
Tabla 6. Clasificación de las fallas ocurridas en el sistema de sujeción de segmentos por vacío de las máquinas tuneladoras S-186 y S-187 Herrenknecht. ....	49
Tabla 7. Fallas en la bomba de vacío (Fallas tipo A) versus cambios de este componente en las Máquinas Tuneladoras modelos S-186 y S-187. ....	51
Tabla 8. Cantidad de fallas con y sin registro de tiempo de parada para ambos modelos de máquina tuneladora. ....	52
Tabla 9. Tiempo de parada debido a las fallas ocurridas en las tuneladoras modelos S-186 y S-187. ....	52
Tabla 10. Características que debe presentar un nuevo sistema de sujeción, correspondientes a la pregunta número 1 de la encuesta efectuada. ....	59
Tabla 11. Puntuación relativa de los criterios de la matriz de selección.....	78
Tabla 12. Desglosamiento de los criterios de la matriz de selección.....	79
Tabla 13. Puntuación de las propuestas por cada criterio. ....	80
Tabla 14. Resumen de puntajes por criterio y puntaje total de las propuestas. ....	81
Tabla 15. Puntaje de las propuestas analizadas en la matriz de selección. ....	81

Tabla 16. Ecuaciones de la deformación radial, esfuerzo radial y tangencial para la superficie externa e interna del cono externo flexible en los estados de expansión y sujeción.....	109
Tabla 17. Propiedades de los materiales de los componentes del sistema de sujeción empleados en el programa de análisis de elementos finitos.....	114
Tabla 18. Malla de los análisis de determinación de presión de contacto. ....	119
Tabla 19. Cargas y Fijaciones de los análisis de determinación de presión. ....	120
Tabla 20. Restricciones de contacto de los análisis de determinación de presión. ...	120
Tabla 21. Malla de los estados de operación normal, piezas completas y piezas reducidas.....	122
Tabla 22. Cargas y Fijaciones de los estados de operación normal, piezas completas y piezas reducidas.....	123
Tabla 23. Restricciones de contacto entre los componentes de los estados de operación normal, piezas completas y piezas reducidas.....	124
Tabla 24. Malla de los estados críticos, piezas completas y piezas reducidas para el caso de carga sobre un conjunto. ....	133
Tabla 25. Cargas y Fijaciones de los estados de operación crítica, piezas completas y piezas reducidas para el caso de carga sobre un conjunto....	134
Tabla 26. Características de la malla afinada correspondiente al estado LVE. ....	144
Tabla 27. Variables introducidas en las ecuaciones teóricas de recipientes a presión interna y externa.....	149
Tabla 28. Características de la malla de los análisis 1 y 2.....	149
Tabla 29. Valores del desplazamiento radial y de los esfuerzos radial y tangencial obtenidos de manera teórica y con el programa COSMOSWorks.....	151
Tabla 30. Componentes del sistema hidráulico.....	154
Tabla 31. Componentes específicos del sistema hidráulico.....	155
Tabla 32. Valores del Volumen desplazado por el cono externo flexible en los estados C y D.....	157

Tabla 33. Valores de eficiencia para distintos tipos de bombas (Fuente: Warring, 1977).....	159
Tabla 34. Características del carrito de manguera y del carro de soporte.....	164
Tabla 35. Referencias Cruzadas del diagrama de escalera del sistema de control.....	170
Tabla 36. Fallas registradas en la Tuneladora modelo S186 (Fuente: Odebrecht, 2005a).....	193
Tabla 37. Fallas registradas en la Tuneladora modelo S187 (Fuente: Odebrecht, 2005b).....	195
Tabla 38. Variables involucradas en el problema de la expansión de un cono truncado flexible sobre otro rígido de distintos ángulos respecto a sus ejes.....	200
Tabla 39. Valores de a y b evaluados en 0 y h.....	201
Tabla 40. Acero de Refuerzo por Segmento y por Anillo en kg (Fuente: Odebrecht, 2001).....	212
Tabla 41. Tipo y Cantidad de componentes de los sistemas de sujeción por vacío. ....	227
Tabla 42. Tipo y Cantidad de componentes del sistema de sujeción “Lovat”.....	231

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de Sujeción de segmentos por vacío. ....	5
Figura 2. Perno de sujeción del sistema de una tuneladora Lovat. ....	6
Figura 3. Sistema de sujeción en una máquina tuneladora Robbins. ....	6
Figura 4. Segmentos de un anillo de los túneles de la línea 4 del Metro de Caracas (Fuente: Odebrecht. 2001). ....	12
Figura 5. Recipiente cónico truncado sometido a presión interna y externa. ....	21
Figura 6. Cargas en un elemento diferencial en un recipiente cónico truncado sometido a presión interna y externa. ....	21
Figura 7. Vista superior de un elemento diferencial en un recipiente cónico truncado sometido a presión interna y externa. ....	21
Figura 8. Representación del radio perpendicular al eje y ortogonal a la superficie de un cono truncado. ....	24
Figura 9. Gráfica de esfuerzo deformación para un espécimen de goma (Fuente: Harper, 2001). ....	28
Figura 10. Material con región lineal (izquierda) y no lineal (derecha) (Fuente: ASTM). ....	30
Figura 11. Ocurrencia de los tipos de fallas en la máquina tuneladora modelo S- 186 Herrenknecht. ....	49
Figura 12. Ocurrencia de los tipos de fallas en la máquina tuneladora modelo S- 187 Herrenknecht. ....	50
Figura 13 Resultados de la pregunta nº 1 de la encuesta sobre las características de importancia que de un nuevo sistema de sujeción. ....	60
Figura 14. Bocetos de las ideas 1 y 2. ....	66
Figura 15. Boceto de la idea 3. ....	66
Figura 16. Bocetos de las ideas 4 y 5. ....	67
Figura 17. Bocetos de las ideas 6, 7 y 8. ....	68
Figura 18. Bocetos de las ideas 9, 10 y 11. ....	69
Figura 19. Bocetos de las ideas 12 y 13. ....	69

Figura 20. Bocetos de las ideas 14 y 15.....	70
Figura 21. Bocetos de las ideas 16 y 17.....	71
Figura 22. Bocetos de las ideas 18 y 19.....	71
Figura 23. Boceto de la idea 20.....	72
Figura 24. Derecha: Curva Fuerza versus entrehierro del imán permanente modelo MaxX 2000 (Fuente: Tecnomagnete). Centro e izquierda: Datos técnicos de los distintos modelos de elevadores magnéticos de la empresa Jaguar (Fuente: Industrias Jaguar):.....	73
Figura 25. Chupones de gancho de la compañía Cofarinc con capacidad de carga de 5 kg para guindar utensilios domésticos (Fuente: Alibaba). .....	74
Figura 26. Elevador de carga mecánico por vacío modelo M230S de la empresa ANVER con capacidad de carga de 1043 kg (Fuente: Anver). .....	75
Figura 27. Modelos iniciales del sistema de sujeción con mayor puntuación. ....	84
Figura 28. Propuesta N° 1. ....	85
Figura 29. Propuesta N° 2. ....	86
Figura 30. Propuesta N° 3. ....	87
Figura 31. Propuesta N° 6. ....	87
Figura 32. Propuesta N° 12. ....	88
Figura 33. Herramienta de ensamble para las piezas metálicas del Sistema de Sujeción Expandible. ....	88
Figura 34. Conjunto del Sistema de Sujeción Expandible Izquierda: del Erector. Derecha: de la Grúa de segmentos.....	89
Figura 35. Alternativas de instalación del Sistema de Sujeción Expandible. ....	90
Figura 36. Alternativas de colocación de insertos para producir agujeros. ....	90
Figura 37. Areas de aplicación de las fuerzas de los cilindros de desplazamiento axial del erector (Fuente: Autores). ....	91
Figura 38. Segmento clave, Izquierda: actual. Derecha: propuesto.....	92
Figura 39. Operaciones de manufactura para elaborar la Base Superior. ....	93
Figura 40. Operaciones de manufactura para elaborar el Cono Interno de Soporte.....	94

Figura 41. Operaciones de manufactura para elaborar la Base Inferior.....	95
Figura 42. Estados de operación y Estados de carga crítica (LV, L90, LVE y LE90) del Sistema de Sujeción Expandible.....	97
Figura 43. Profundidad de inserción del Sistema de Sujeción Expandible en un agujero de los segmentos. Medidas en mm. ....	100
Figura 44. Espacio disponible entre la placa de la cabeza del erector y un segmento colocado en el alimentador de segmentos (Fuente: Herrenknecht, 2001c). ....	101
Figura 45. Propuesta de agujeros para operar con el sistema de sujeción expandible y con el sistema de sujeción por vacío. ....	103
Figura 46. Insertos para los moldes de segmentos. ....	103
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre del agujero del segmento en el estado LV. ....	105
Figura 48. Altura y radio del cono externo flexible correspondientes a la superficie de contacto de los estados de expansión y sujeción donde: $d_0=R_G$ ; $d_1=holg$ ; $d_2=\theta$ . ....	106
Figura 49. Distribución de los desplazamientos. Izquierda: Estado de Levantamiento Vertical. Derecha: Estado de Levantamiento a 90 grados.....	113
Figura 50. Base superior (Pieza 1). Izquierda: vista superior, Derecha: vista inferior. ....	115
Figura 51. Cono interno de soporte (Pieza 2). Izquierda: vista superior, Derecha: vista inferior.....	116
Figura 52. Base inferior (Pieza 3). Izquierda: vista superior, derecha: vista inferior. ....	116
Figura 53. Izquierda: cono externo flexible (Pieza 4), derecha: pieza reducida (Pieza 5). ....	116
Figura 54. Izquierda: segmento reducido (Pieza 6), centro: segmento no educido, derecha: planos de corte A y B (Pieza 7). ....	117
Figura 55. Análisis a 0 psi (izquierda), análisis de determinación de presión a: 200 psi (centro) y a 180 psi (Derecha). ....	121

Figura 56. Piezas reducidas: Distribución del factor de seguridad (Von Mises) para el cono externo flexible (arriba, izquierda), zonas con factor de seguridad inferior a uno y gráfica del factor de seguridad en los 4 nodos adyacentes (arriba, derecha) y distribución del FS para Piezas completas (abajo).....	125
Figura 57. Distribución del desplazamiento en el Estado de Levantamiento Vertical para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha) seccionados con el plano B.....	126
Figura 58. Distribución del factor de seguridad en el estado L90° según el criterio de falla de Von Mises para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha). ....	127
Figura 59. Distribución del desplazamiento para los análisis del estado D3 con piezas reducidas (izquierda) y piezas completas (derecha). ....	128
Figura 60. Distribución del factor de seguridad según el criterio de falla de Von Mises para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha). ....	129
Figura 61. Distribución de la deformación con el conjunto seccionado por el plano A para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha). ....	130
Figura 62. Distribución del factor de seguridad (Von Mises) para el cono externo flexible en el análisis de piezas reducidas (izquierda) y para el conjunto con el agujero en piezas completas (derecha).....	130
Figura 63. Distribución de la deformación en el cono externo flexible seccionado con el plano B (izquierda) y seccionado con el plano A (derecha) para piezas reducidas. ....	131
Figura 64. Distribución de la deformación en el cono externo flexible seccionado con el plano B (izquierda) y seccionado con el plano A (derecha) para piezas completas. ....	132
Figura 65. Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado LV. Arriba Izquierda: Corte del	

	conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.....	135
Figura 66.	Izquierda: distribución de desplazamientos y Derecha: Distribución del FS del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LV.....	136
Figura 67.	Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado L90. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.....	138
Figura 68.	Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado L90.....	139
Figura 69.	Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado LVE. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.....	140
Figura 70.	Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LVE. ....	141
Figura 71.	Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado LE90. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.....	142
Figura 72.	Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LE90. ....	143
Figura 73.	Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LE90 con malla afinada.....	145

Figura 74. Valor mínimo del factor de seguridad según criterio de Tresca en el cono externo flexible Izquierda: estado LVE piezas reducidas. Derecha: Estado LVE con malla afinada.....	145
Figura 75. Resultados del análisis de expansión para ensamble. Factor de seguridad (Von Mises) (izquierda) y desplazamientos (derecha).....	147
Figura 76. Modelo CAD de un recipiente cilíndrico de dimensiones similares al cono externo flexible. ....	148
Figura 77. Desplazamientos radiales en el análisis 1.....	150
Figura 78. Distribución de los componentes hidráulicos sobre un soporte.....	162
Figura 79. Ubicación del sistema hidráulico en el Carro 2 de la máquina tuneladora. ....	164
Figura 80. Recorrido de tubería al emplear la bomba del erector actualmente instalada en la máquina tuneladora Elaborado con datos tomados de Herrenknecht (2001)b.....	166
Figura 81. Diagrama de escalera con el Software ZelioSoft 2 Versión 3.1.....	169
Figura 82 Diferencial de área de la superficie externa de un cono truncado. ....	198
Figura 83. Corte del cono externo flexible de ángulo respecto a su eje $\theta$ dentro del agujero del segmento con ángulo respecto a su eje $\beta$ .....	199
Figura 84. Detalle del desplazamiento de la parte superior del cono externo flexible sobre el agujero.....	200
Figura 85. Detalle del desplazamiento de toda la superficie del cono externo flexible sobre la superficie del agujero del segmento.....	202
Figura 86. Disco de espesor infinitesimal transversal al eje de un cono truncado....	205
Figura 87. Orden de Colocación de los segmentos (Fuente: Odebrecht, 2001).....	213
Figura 88. Cilindro cortado con planos inclinados $15^\circ$ con respecto a un plano perpendicular a su eje. ....	213
Figura 89. Posición relativa de los anillos para producir una trayectoria recta en el túnel (Fuente: Herrenknecht, 2000).....	214
Figura 90. Posición relativa de los anillos para producir una trayectoria curva en el túnel (Fuente: Herrenknecht, 2000).....	215

Figura 91. Forma y dimensiones de las Juntas Elastoméricas de los segmentos (medidas en mm) (Fuente: Herrenknecht, 2000).....	216
Figura 92. Esquema del proceso seguido en la fábrica de anillos (Fuente: Cavalli). .....	217
Figura 93. Molde del Segmento E (izquierda) y limpieza del un molde (derecha) (Fuente: Cavalli). Nota: Número de las estaciones modificados por los autores. ....	217
Figura 94. Aplicación de desmoldante a la superficie interna de los moldes (Fuente: Cavalli). ....	218
Figura 95. Izquierda: Bulones de los moldes. Fuente: Autores. Derecha: Bulones y armadura colocados en el molde (Fuente: Cavalli). ....	218
Figura 96. Izquierda: Mangueras del sistema de vibrado.. Derecha: Tolva de vaciado y placa (Fuente: Cavalli). ....	219
Figura 97. Izquierda: Colocación de la placa sobre la superficie del segmento. Derecha: Vaciado del concreto (Fuente: Cavalli). ....	219
Figura 98. Izquierda: Frisado de la superficie externa del segmento. Derecha: Retiro de los bulones curvos de los moldes (Fuente: Cavalli). ....	220
Figura 99. Sistema de vacío para desmolde de segmentos (Fuente: Cavalli). ....	221
Figura 100. Izquierda: Rieles de la línea de producción con detalle de la pestaña de empuje. Derecha: Sistema de cambio de vías a rieles paralelos. ....	221
Figura 101. Izquierda: Tolva de vaciado de arena y piedra y cinta transportadora, derecha: Tanques de clasificación y almacenamiento. ...	222
Figura 102. Cámara de Mezclado. ....	223
Figura 103. Mando portátil de la Grúa de segmentos. Mando Portátil del Erector con su sistema de vacío, del alimentador de segmentos y de los cilindros de propulsión. ....	228
Figura 104. Sistema de sujeción por vacío de la Grúa de Segmentos.....	229
Figura 105. Perno de sujeción de segmentos empleado por las tuneladoras Lovat. ....	232

Figura 106. Izquierda: Inserto dentro del segmento. Derecha: Perno de sujeción colocado en el segmento.....	232
Figura 107. Secuencia de sujeción del perno a través de la pieza de anclaje. ....	233
Figura 108. Cabeza del erector en la tuneladora empleada en: a) tramo El Valle- Coche del Metro de Caracas y b, c) Metro de Valencia. ....	234
Figura 109. Izquierda: Segmentos con aberturas en su cara interna. Derecha: Sujeción del segmento con el sistema de la empresa Robbins (Fuente: Escobar).....	236

**CAPÍTULO I  
INTRODUCCIÓN AL PROBLEMA**

En este capítulo se presenta la introducción del presente trabajo, seguido de las motivaciones, antecedentes y planteamiento del problema que lo conforman. Finalmente se presentan los alcances, limitaciones y objetivos que fueron planteados al inicio del proyecto de diseño abordado por los autores.

## **1.1 Introducción**

En el trabajo que se muestra a continuación se aplican las distintas etapas del proceso de diseño para abordar un problema presentado en dos modelos particulares de máquinas tuneladoras. Luego de realizar un análisis en detalle del planteamiento del problema, una recopilación de información técnica, de usuarios, ergonómica, y la aplicación de métodos de inventiva, se hizo posible la generación de un concepto solución seguro, sencillo e innovador, que satisface la necesidad planteada y cumple con todos los requisitos técnicos envueltos en la problemática.

Las máquinas tuneladoras son empleadas para la excavación y recubrimiento de túneles de diversos tamaños desde diámetros pequeños de alrededor de 36 cm, empleados para cañerías subterráneas, hasta diámetros mayores de 15 m para la excavación de grandes túneles con más de dos vías en su interior (Herrenknecht). Las máquinas tuneladoras empleadas en la Línea 4 del Metro de Caracas son del tipo escudo por balance de presión de tierra fabricadas por la compañía alemana Herrenknecht y están equipadas para excavar el terreno y colocar el recubrimiento interior del túnel con segmentos prefabricados de concreto armado (Herrenknecht, 2001).

El proyecto de la Línea 4 del Metro de Caracas fue liderado por la empresa constructora Norberto Odebrecht S.A. que forma parte de la organización Odebrecht fundada en 1945. Esta empresa cuenta con una amplia trayectoria en negocios de construcción e ingeniería química y petroquímica en países de América, Europa y África. (Odebrecht, 2006a). La empresa Constructora Norberto Odebrecht presta servicios integrados de ingeniería, suministro, construcción, montaje y gestión de obras civiles, industriales y de tecnología especial, desarrolla proyectos inmobiliarios y participa de proyectos especiales en los sectores de energía, infraestructura, minería y servicios públicos. La empresa se dedica a la construcción de edificios, represas, hidroeléctricas y siderúrgicas, centrales nucleares y petroquímicas, refinerías, metros, carreteras, ferrovías, puentes, puertos y aeropuertos, entre otros tipo de obras civiles. (Odebrecht, 2006b).

Las máquinas tuneladoras poseen equipos especializados en la movilización de los segmentos de concreto, entre los cuales se cuentan una grúa que retira los seg-

mentos de un vagón de carga, un alimentador de segmentos, que los traslada horizontalmente y un erector que los moviliza hasta su posición final en el túnel previamente establecida. Los segmentos prefabricados son sujetados a la grúa y al erector por medio de un sistema de sujeción por vacío. Este sistema presentó múltiples fallas durante su operación, ocasionando el paro de la máquina tuneladora y generando importantes costos por inoperatividad a la empresa. Por tanto, con la realización del presente trabajo se busca diseñar un sistema de sujeción de segmentos que supla la función del sistema de vacío, incrementando el rendimiento en la operación de estas máquinas y reduciendo los costos de construcción.

Durante el desarrollo del presente trabajo, se presenta en primer lugar, la motivación, antecedentes, planteamiento del problema, alcances y limitaciones y los objetivos a cumplir. Seguidamente se presenta el Capítulo II, donde se exponen los aspectos básicos de una máquina tuneladora, las distintas etapas que conforman el proceso de diseño y todos los aspectos teóricos que fueron aplicados durante el desarrollo de la propuesta. En el capítulo III se muestra el desarrollo del proceso de diseño que fue seguido por los autores para llegar al diseño final. Posteriormente en el capítulo IV se presenta el desarrollo del diseño de la propuesta seleccionada, los cálculos relacionados a su operación y los análisis de esfuerzos y deformaciones de cada uno de los componentes que la conforman con los resultados obtenidos mediante la aplicación de un paquete computacional que hace uso del Método de los Elementos Finitos, acompañados de sus correspondientes análisis e interpretación técnica. El capítulo IV finaliza con el diseño de los sistemas auxiliares del sistema de sujeción propuesto. Finalmente, en el capítulo V se exponen las conclusiones del trabajo y una serie de útiles recomendaciones para respaldar los resultados obtenidos y seguir con una línea de investigación y mejoramiento del sistema propuesto.

## **1.2 Motivación**

En los proyectos de construcción de túneles existen ciertos parámetros a través de los cuales se puede medir el nivel de éxito o fracaso. La productividad y los lapsos de tiempo previamente fijados en el alcance de metas son dos de esos paráme-

tros que demandan gran atención tanto del cliente como de los responsables del proyecto. Cualquier problema que se presente en su ejecución, tanto en el desempeño del factor humano como en el de todos los equipos involucrados, pone en riesgo los índices de producción y la consecuente rentabilidad del mismo.

Debido a que la máquina tuneladora se apoya en los anillos colocados para efectuar la excavación del túnel, si alguno de los equipos involucrados en la colocación del anillo se encuentra en mal estado o fuera de operación, se detiene por completo el proceso de construcción del túnel. Uno de estos equipos es el sistema de sujeción por vacío de la grúa de segmentos y del erector, el cual ha exhibido numerosas fallas. El presente trabajo especial de grado surge de la necesidad de disminuir ese número de fallas en las máquinas tuneladoras tipo escudo, modelos S-186 y S-187 propiedad de la empresa Norberto Odebrecht y empleadas en la construcción de la Línea 4 del Metro de Caracas.

El mecanismo a través del cual la empresa constructora Norberto Odebrecht desea disminuir el número de fallas en el sistema de sujeción de segmentos es el diseño de un nuevo sistema que no se fundamente en el principio de succión. Por medio de este diseño se espera, aparte de disminuir el número de fallas, reducir el tiempo de producción, los costos asociados a los mismos y contribuir al cumplimiento de los plazos de tiempo acordados entre la empresa y el cliente para la entrega de las obras de los túneles del Metro de Caracas.

### **1.3 Antecedentes**

Actualmente se conocen varios tipos de elementos de sujeción dependiendo de las necesidades de elevación y transporte correspondiente a cada aplicación en particular. En lo que respecta a los sistemas de sujeción instalados en las máquinas tuneladoras, es de gran importancia disponer de un sistema que opere de manera continua y sin fallas, ya que estas retrasan la construcción de la obra. Las características de los sistemas de sujeción instalados en algunas máquinas tuneladoras se presentan brevemente en esta sección.

La grúa de segmentos y del erector de las máquinas tuneladoras empleadas para la construcción de la Línea 4 del Metro de Caracas emplean un sistema de sujeción basado en el principio de succión mediante bombas de vacío. Este sistema hace uso de dos componentes principales: las bombas de vacío, encargadas de generar el vacío mediante la utilización de un motor eléctrico y las ventosas, que realizan el trabajo de adherencia en los objetos a ser manipulados. Aparte de ser empleado en la sujeción de segmentos de túneles (ver Figura 1), este sistema se emplea para el montaje de paneles con componentes electrónicos, la sujeción de láminas flexibles, de elementos cilíndricos y en operaciones de envasado (Serrano, 1997).



Figura 1. Sistema de Sujeción de segmentos por vacío.

La empresa Lovat fabrica máquinas tuneladoras con un sistema de sujeción de tornillo y bola en el cual se introduce un tornillo en un agujero roscado que ha sido previamente construido en la superficie interna del segmento como se aprecia en la Figura 2. Una esfera de mayor diámetro que el tornillo sobresale en la parte que queda fuera del agujero. Este cambio de sección permite introducir un equipo en forma de V por la zona de menor sección del tornillo, que cuando se intenta levantar queda trabado por el mayor tamaño de la esfera.

En lo que respecta a las tuneladoras fabricadas por la empresa Robbins, se puede observar un sistema de pinzas que requiere producir dos perforaciones en los segmentos (Ver Figura 3). Estas perforaciones se encuentran simétricamente espacia-

das y sirven para introducir una pieza de sujeción en cada una. Cuando se elevan las piezas de sujeción se levanta asimismo el segmento del túnel.



Figura 2. Perno de sujeción del sistema de una tuneladora Lovat.



Figura 3. Sistema de sujeción en una máquina tuneladora Robbins.

El principio de funcionamiento de estos y otros mecanismos podrían ser empleados para diseñar un sistema de sujeción de segmentos en las máquinas tuneladoras de escudo S-186 y S-187 fabricadas por Herrenknecht con el objetivo de reducir los tiempos de parada por fallas en el mecanismo de sujeción existente.

#### **1.4 Planteamiento del problema**

Las actuales labores de ampliación de las líneas del Metro de Caracas que han sido construidas recientemente en el centro y sur de la ciudad de Caracas se están llevando a cabo de forma completamente subterránea empleando principalmente máquinas tuneladoras que facilitan las labores inherentes a la construcción de los túne-

les. Estas máquinas llevan a cabo tanto la excavación y extracción del material como la colocación de los anillos que recubren la parte interior del túnel.

Actualmente Odebrecht posee dos tuneladoras fabricadas por Herrenknecht AG, que se encuentran inactivas luego de emplearse para construir la línea 4 del Metro de Caracas. De los equipos que toman parte en el proceso de colocación de anillos en estas máquinas, la grúa de segmentos y el erector poseen un sistema de vacío que sirve para sujetar los segmentos mientras se levantan y trasladan en el caso de la grúa y mientras se colocan en su posición final en un anillo del túnel en el caso del erector. Este sistema de sujeción ha presentado numerosas fallas que a su vez han ocasionado paradas en la operación de las máquinas tuneladoras mencionadas, acarreando importantes pérdidas económicas para la empresa.

Los desperfectos que ha presentado este sistema de vacío se pueden apreciar en el Análisis Estadístico de Fallas y de Criticidad realizado sobre la tuneladora empleada en la Línea 4 del Metro de Caracas en los frentes de trabajo de Nuevo Circo y Teatros por Da Rocha y Paredes en el año 2004. En el análisis de criticidad los autores establecieron tres parámetros de evaluación: Producción, Frecuencia de fallas y Disponibilidad de Repuestos, a los que se les asignó una ponderación para analizar en base a ellos cada uno de los componentes en los que fue previamente clasificada la tuneladora. Como resultado del análisis se obtuvo que el Carro 2 es el más crítico y en segundo lugar existen tres equipos con el mismo grado de criticidad, que son: Cuerpo del escudo, Erector y Carro 1. Cabe resaltar que los sistemas de sujeción por vacío se encuentran ubicados en el Erector y en el Carro 2.

En el análisis estadístico de fallas, Da Rocha y Paredes recopilaron información durante 6 meses a través de observaciones, preguntas y consultas de registros emitidos por el equipo de excavación, a partir de la cual se realizó un diagrama de Pareto general de la máquina tuneladora. De este diagrama se puede observar que el Erector y el Carro 2, ocupan el segundo y tercer lugar respectivamente en número de fallas. Adicionalmente se realizaron diagramas de Pareto del Erector y de la Grúa de Segmentos. En el diagrama de Pareto del Erector se observa que el sistema de vacío es el equipo que más fallas ocasiona y en el del Carro 2, la Grúa de segmentos, que es

el componente en donde se encuentra el sistema de sujeción por vacío, es el equipo que ocupa la segunda posición en cuanto a número de fallas.

Las fallas del sistema de vacío hacen surgir una propuesta de diseño de un sistema de sujeción de segmentos que reemplace al sistema de vacío, con la finalidad de reducir el número de paradas en producción durante la ejecución del proyecto. Como el sistema de vacío se encuentra instalado tanto en el erector como en la grúa de segmentos, se deberá realizar ya sea una propuesta que pueda instalarse en ambos equipos ó un diseño individual para cada uno.

### **1.5 Alcances y Limitaciones**

Los alcances y limitaciones del presente trabajo son los siguientes:

- Se plantearán modificaciones en la estructura de los segmentos para adaptarlos al nuevo sistema de sujeción sin que estas conlleven alteraciones en el procedimiento por medio del cual los segmentos se introducen en el túnel.
- El diseño resultante no debe alterar los mecanismos de movilización del erector y la grúa de segmentos.
- Los planos del diseño propuesto se realizarán con el apoyo de un software de dibujo (CAD).
- No se tienen previstas la construcción de un modelo real y la puesta en prueba del mismo.

### **1.6 Objetivo General**

Diseñar un sistema de sujeción de segmentos prefabricados en el erector y la grúa de segmentos que emplee como respaldo el sistema de sujeción por vacío existente en las máquinas tuneladoras tipo escudo de Balance de Presión de Tierra modelos S-186 y S-187 Herrenknecht.

### **1.7 Objetivos específicos**

- Analizar el funcionamiento, geometría y componentes del erector, grúa de segmentos y sistema de sujeción por vacío, examinando las características de otros sistemas de sujeción de segmentos del mercado y caracterizando la geometría y estructura de los segmentos empleados en la construcción de la Línea 4 del Metro de Caracas.
- Definir los requisitos de diseño que debe cumplir el nuevo sistema de sujeción para ser adaptado al erector y a la grúa de segmentos con el menor número posible de modificaciones en estos sistemas y cumplir con las limitaciones involucradas en el proceso de colocación de anillos.
- Formular un conjunto de propuestas de diseño a través de métodos de generación de ideas, para seleccionar luego un concepto solución de acuerdo a los requisitos definidos estableciendo las dimensiones, materiales y el proceso de fabricación de cada pieza.
- Evaluar los esfuerzos y deformaciones en los distintos componentes del concepto solución seleccionado para modificar la geometría y materiales de acuerdo a los resultados obtenidos en esos análisis de manera que la propuesta resista adecuadamente los estados de carga a los que será sometido.
- Establecer la lógica y los elementos constitutivos del sistema de control del equipo de sujeción de segmentos seleccionado como solución en las máquinas tuneladoras tipo escudo de Balance de Presión de Tierra modelos S-186 y S-187 Herrenknecht.

## **CAPITULO II MARCO TEÓRICO**

En el presente capítulo se encuentra una breve descripción del funcionamiento de las máquinas tuneladoras, la metodología de diseño empleada por los autores desde el planteamiento inicial de la necesidad por parte de la empresa, hasta el desarrollo y análisis de la solución aportada, así como la teoría de los principios tecnológicos que debieron ser empleados en el diseño detallado del concepto solución, tales como cálculos de recipientes a presión y de fuerza de fricción, método de los elementos finitos, principios de oleohidráulica, propiedades de los elastómeros, y finalmente el control y operación del sistema de control mediante Controladores Lógicos Programables conocidos comúnmente como PLC.

## **2.1 Máquinas tuneladoras**

Las máquinas tuneladoras pueden clasificarse de acuerdo a su operación en máquinas de perforación continua y de perforación discontinua (empleadas en la construcción de la Línea 4 del Metro de Caracas). Las primeras están equipadas para poder efectuar la excavación y colocación de anillos al mismo tiempo, mientras que en las últimas estos dos procesos son mutuamente dependientes. Una vez que la máquina ha excavado una distancia equivalente al ancho de un segmento, se detiene el avance de la misma para la colocación de un nuevo anillo en el cual la tuneladora se apoya para continuar su avance (Herrenknecht, 2001).

Otra forma de clasificar a las máquinas tuneladoras es según las condiciones del terreno a excavar. En este sentido se pueden distinguir básicamente tres tipos de máquinas tuneladoras: a) De roca dura (TBM: Tunnel Boring Machine), empleadas cuando el terreno es muy estable, el método de recubrimiento más empleado es proyección de concreto. b) Escudos de presión de tierra (EPB: Earth Pressure Balanced) usadas cuando el frente de excavación es inestable, para suelos limosos y suaves, y c) Hidroescudos (también conocidos por su nombre en inglés, Slurry Machines), adecuados para terrenos constituidos por arenas sueltas o gravas arenosas. En las dos últimas el recubrimiento se logra por medio de segmentos prefabricados.

Las máquinas tuneladoras presentan la ventaja de efectuar la excavación del túnel a la vez que dejan colocado el revestimiento del mismo. Específicamente la tuneladora de escudo con balance de presión de tierra (EPB) se emplea cuando el terreno a excavar no es estable. Estas máquinas poseen un cilindro metálico que la rodea en su parte delantera denominado escudo el cual sostiene el terreno tras la excavación y sobre el cual se colocan segmentos prefabricados uno al lado del otro hasta formar un anillo. El principio básico de funcionamiento de este tipo de máquina consiste en crear un balance de presión a partir del material excavado y de la inyección de aire comprimido en la cámara de excavación con la finalidad de evitar asentamientos de material y crear condiciones idóneas en el terreno para la operación de la rueda de corte. El material es retirado por medio de un tornillo sin fin (de Arquí-

medes) fijo que lo deposita sobre una cinta transportadora hasta un vagón de carga donde finalmente se lleva hacia el exterior del túnel (Chamorro, 2005).

El montaje de los anillos se realiza por medio de sistemas de colocación y transporte que permiten trasladar segmentos prefabricados de concreto armado desde la posición en que llegan al interior de la máquina por medio de un tren de carga, hasta su posición previamente establecida en el anillo correspondiente. El primero de estos sistemas que interviene es la grúa de segmentos, el cual cumple la función de tomar las piezas de concreto del tren de carga y colocarlas en el alimentador de segmentos. Este mecanismo traslada los segmentos axialmente hasta ponerlos al alcance del erector, que finalmente los coloca en su posición preestablecida en el anillo (Herrenknecht, 2001).

## **2.2 Anillos de los túneles de la Línea 4 del Metro de Caracas**

Los anillos que se emplean para revestir los túneles del Metro de Caracas están compuestos por 7 segmentos, que pueden clasificarse en segmentos Standard, segmentos Segundos y segmentos Llave. A cada segmento de un anillo se le da como nombre una letra, de donde se tiene que los segmentos Standard son B, C, D y E, los Segundos son A y F y el Llave es K como se muestra en la Figura 4.

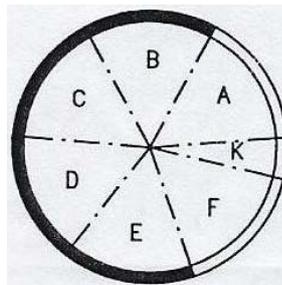


Figura 4. Segmentos de un anillo de los túneles de la línea 4 del Metro de Caracas (Fuente: Odebrecht. 2001).

## **2.3 Proceso de diseño**

El proceso de diseño no es más que un compendio de procedimientos, orientados a la satisfacción de una necesidad desde el surgimiento de la misma, hasta la obtención de la solución y su implementación. La ejecución del proceso de diseño en vez de ser lineal, se lleva a cabo con retroalimentación entre las distintas etapas, en

círculos y en espiral según sea necesario (Koberg, 1981). Es importante además, tener en cuenta todos los detalles relacionados con el diseño de manera simultánea para lo cual, resulta útil conocer y aplicar las herramientas del diseño concurrente.

El diseño concurrente pretende que los desarrolladores del proyecto tengan en cuenta desde la concepción del sistema, la existencia y disponibilidad de componentes, calidad de los mismos, costos, procesos de fabricación y necesidades de los usuarios (Diseño concurrente aplicación en la Pyme chilena). Este tipo de diseño se basa en la retroalimentación de información desde áreas de fabricación al diseño con el objeto de diseñar al mismo tiempo el producto, el sistema de fabricación, plan de lanzamiento e incluso la obsolescencia del mismo. Es por esto que también se conoce la Ingeniería Concurrente, como Ingeniería Simultánea (Espinosa y Domínguez 2003).

Como resultado de una búsqueda en la bibliografía, el proceso de diseño que fue seguido en el presente trabajo consta de los siguientes pasos: Establecimiento de la necesidad, Definición del estado inicial y final de la necesidad, Estudio o análisis de la necesidad, Descripción del problema, Generación de soluciones, Evaluación de las propuestas y selección de una idea final, Formación completa del sistema y finalmente la fase de Ingeniería de detalles. A continuación se presenta la explicación de cada una de estas fases.

### **2.3.1 Establecimiento de la necesidad**

El propósito de esta etapa es encontrar el problema a resolver a partir de un análisis de la situación caótica que lo genera y de la necesidad humana involucrada. Con esta finalidad es útil aplicar el método denominado Problem Identification Game (PIG) propuesto por Jaques y Talbot (1976), el cual divide la fase de identificación del problema en cinco etapas: Preparación, Exploración, Formulación, Matriz de formulación y Formulación final de las instrucciones del diseño. En el presente trabajo se aplica este método, sin efectuar la matriz de formulación, cuyo objetivo se alcanza en el mismo paso de formulación y se ha denominado, Análisis de la situación. A continuación se explica brevemente cada una de las etapas a seguir:

**A) Preparación:** En esta etapa el diseñador debe recolectar información relevante relacionada con la situación problemática y los aspectos básicos del planteamiento de la necesidad.

**B) Exploración:** Consiste en obtener formulaciones verbales de la problemática que retengan la esencialidad de la situación. Para ello se recomienda redactar párrafos que expresen el conflicto y reducirlos luego a las ideas principales de los mismos.

**C) Análisis de la situación:** Se basa en seleccionar una idea del conjunto de formulaciones del paso anterior y explorar las implicaciones de tratar de cambiar la situación caótica analizando la posibilidad de intervenirla con un proyecto de diseño.

**D) Formulación final del programa de diseño:** en esta fase se deben establecer claramente la necesidad, las causas y efectos de la situación problemática, y las ideas y acciones que se proponen como proyecto de diseño para aliviar esa situación.

En este punto, el diseñador tiene claro cuál es la necesidad planteada y el objetivo que debe perseguir para satisfacerla, sin embargo, no conoce aún todos los detalles técnicos que la envuelven y es por ello que debe obtener información de la misma, como se describe en el siguiente paso.

### **2.3.2 Estudio o Análisis de la necesidad**

Lo primero que se debe hacer para resolver un problema es conocer de cerca todo lo relacionado con el mismo, de manera que la búsqueda posterior de soluciones sea más eficiente y directa en vez de divagar hacia soluciones poco productivas. Para la consecución de esta fase, se debe efectuar una investigación de la necesidad estructurada en cuatro categorías: Investigación bibliográfica, tecnológica, de usuarios y ergonómica.

**A) Investigación bibliográfica:** Consiste en recopilar información de las “invenciones de la infraestructura científica e industrial relacionada con el problema en estudio” (Tablante, 1988).

**B) Investigación tecnológica:** Esta investigación tiene como objetivo identificar y conocer los sistemas, equipos o tecnologías en general, existentes en el mercado que den solución a la necesidad planteada.

**C) Investigación de usuarios:** En esta fase del proceso de diseño se deben identificar a los tipos de usuarios involucrados con el diseño final, agrupándolos en distintas categorías según sea necesario. Posteriormente se puede proceder de dos maneras, como se explica a continuación:

**C.1) Viaje de usuarios:** El diseñador usando su imaginación, toma el lugar de los distintos tipos de usuario con el fin de analizar bajo su propia perspectiva las condiciones del problema y alcanzar un nivel de conocimiento mayor del mismo.

**C.2) Investigación de la conducta de los usuarios:** cuyo fin es recoger las impresiones, inquietudes, opiniones y expectativas de los tipos de usuarios, por medio de consultas llevadas a cabo con cuestionarios y entrevistas informales, ó a través de la observación directa de los usuarios cuando interactúan con la situación problemática.

**D) Investigación ergonómica:** Tiene como principal objetivo determinar como adaptar el diseño al usuario en lugar de obligar al usuario a adaptarse a el. La ergonomía es una ciencia de amplio alcance, que aplica principios de biología, psicología, anatomía y fisiología y toma en consideración numerosos factores relacionados al diseño tales como, el diseño del lugar donde se trabaja y posiciones del usuario mientras interactúa con el diseño entre otros (Organización Internacional del Trabajo).

Luego de haber estudiado la necesidad con un mayor nivel de detalle, se puede continuar con la descripción de los aspectos y limitaciones técnicas relacionadas con el problema en estudio en la etapa posterior del proceso de diseño.

### **2.3.3 Descripción del problema**

Esta etapa consiste en presentar las especificaciones del diseño enumerando las características, limitaciones, entradas, salidas y factores ambientales del sistema que permitan distinguirlo de los demás. Existen básicamente tres errores que el diseñador tiende a cometer en esta fase y que debe procurar no cometer, el primero consiste en redactar las especificaciones con explicaciones innecesarias, el segundo (más

frecuente), es restringir el problema innecesariamente incurriendo en el diseño como tal, y el tercero se trata de la definición de valores técnicos exactos (Tablante, 1988).

Con la finalización de esta etapa, concluye todo lo relacionado al planteamiento, estudio y descripción del problema. El diseñador posee ahora las herramientas necesarias y suficientes para abordar la satisfacción de la necesidad con alternativas de solución como se explica a continuación.

### **2.3.4 Generación de soluciones**

Esta es una de las etapas más divergentes del proceso de diseño, donde se tiene una libertad de acción muy grande y donde se requiere dar riendas sueltas a la creatividad. Los factores que influyen en la generación de ideas, básicamente son los frenos de la creatividad y los mecanismos de generación de ideas.

**A) Frenos de la creatividad:** Los más comunes son: Predisposición psicológica, Tendencia a delimitar excesivamente el área de solución del problema, Separar el problema real de los problemas relacionados, Frenos culturales o prejuicios adquiridos en la sociedad, Frenos ambientales y Frenos emocionales (Milani, 1997).

**B) Mecanismos de generación de ideas:** Existen muchas formas para activar la creatividad y sacarle el máximo provecho posible, tales como: a) Inversión: que consiste en analizar el problema de forma invertida; b) Analogía: en el cual se analizan soluciones existentes al problema que se pretende resolver (Dixon, 1970); c) Empatía: donde el diseñador usa su imaginación para convertirse en las piezas o sistemas que se quieren diseñar; y d) Fantasía: que se basa en aspectos ilusorios y fenómenos sobrenaturales para estimular nuevas ideas.

Para estimular la inventiva personal, se puede aplicar el método de Tormenta de ideas, que es una técnica de conferencia desarrollada en 1941 por el publicista ejecutivo Alex Osborn, a través de la cual un grupo de personas intenta hallar soluciones para un problema específico trabajando sobre las ideas aportadas por los miembros que participan en ella. El método debe aplicarse tomando en cuenta una serie de normas que se mencionan a continuación: a) No se permite ninguna evaluación o juicio

sobre las ideas; b) Estimular la generación de ideas irrazonables y exageradas; c) Dar importancia a la cantidad, no la calidad; d) Debe promoverse entre los miembros del grupo que construyan (o modifiquen) sobre las ideas de otros y e) Cada persona y cada idea poseen el mismo valor (Infinite Innovations Ltd., 2006).

### **2.3.5 Evaluación de la propuesta y selección de una idea final**

Una vez que se han generado suficientes ideas solución, se debe seleccionar la mejor de ellas para desarrollar el diseño final. En el presente trabajo se efectúa un primer descarte de las ideas menos viables mediante un estudio de factibilidad técnica, y posteriormente se aplica una matriz de selección.

**A) Estudio de factibilidad técnica:** Esta fase consiste en descartar las ideas que no cumplen con las especificaciones del diseño y que presentan múltiples desventajas haciéndolas notablemente inviables como concepto solución. (Milani, 1997).

**B) Matriz de selección:** Para seleccionar un concepto solución entre las ideas propuestas empleando una matriz de selección se deben seguir los siguientes pasos:

1. Establecer criterios que puedan usarse como patrones de comparación entre las alternativas propuestas.
2. Jerarquizar y asignar una puntuación a cada criterio según el método propuesto por Jones (1970), que consiste en emplear una matriz para comparar los diversos criterios por pares. Para ello se enumeran los requisitos y se colocan en la primera columna de la matriz. En la primera fila se coloca solo la numeración de los mismos. Posteriormente se tachan las casillas de la diagonal y se coloca un cero cuando la especificación o criterio de la columna es preferida al de la fila o un uno en donde la especificación de la fila es preferida al de la columna.

Tabla 1. Jerarquización de los criterios de la matriz de selección (Fuente: Jones, J., 1970).

Especificaciones	1	2	3	...	Total de la fila
1. Especificación 1	-				
2. Especificación 2		-			
3. Especificación 3			-		
...				-	

Luego se totaliza el puntaje de cada criterio y se ordenan de mayor a menor en cuanto a su importancia, según lo determine el valor del puntaje.

3. Establecer una escala de puntuación sobre la cual se evaluará cada propuesta.
4. Construir la matriz de selección, con las propuestas en la primera fila y los criterios en la primera columna. Asignar una puntuación a las diversas propuestas según cada criterio y totalizar los puntos para cada una. Finalmente se selecciona la propuesta con mayor puntaje.

Una vez que se obtiene la mejor propuesta según la aplicación de la matriz, el diseñador debe evaluar según su percepción y basado en los conocimientos adquiridos en las etapas anteriores, si realmente la propuesta seleccionada es la que mejor se adapta a la solución deseada.

Luego de seleccionar la mejor propuesta, se deben abordar los detalles técnicos antes ignorados, como se especifica en la siguiente etapa del proceso de diseño.

### **2.3.6 Formación completa del sistema**

En esta etapa del proceso de diseño se debe aclarar cualquier duda, ambigüedad o aspectos poco claros relacionados con la idea seleccionada. Se estudian y describen en detalle cada uno de los subsistemas que conforman el diseño, desde el punto de vista de su forma y la función que desempeñan (Milani, 1997).

A) Tratamiento sistemático de la función: El fundamento de este método radica en diseñar partiendo de la idea más simple e ir aumentando la complejidad según se requiera por superposición de funciones y finalmente Estudiar la posibilidad de dividir la función esencial en varias subfunciones, agregando, en caso necesario, más piezas al diseño, sin aumentar significativamente su complejidad.

B) Tratamiento sistemático de la forma: Consiste en evaluar la forma de la solución previamente obtenida en cuanto al número de piezas que lo constituyen, sus dimensiones, forma geométrica y la distribución espacial de los mismos.

Una vez que se establecen la forma y función de cada pieza, se deben atender los principios del funcionamiento y detalles constructivos de la propuesta en la última etapa del proceso de diseño, ingeniería de detalles.

### **2.3.7 Ingeniería de detalles**

Esta etapa consiste en la finalización del diseño con la especificación minuciosa de sus características y especificaciones, analizadas y optimizadas. En este nivel la libertad es mínima y la profundidad de conocimiento requerido es máxima. No es necesario saber que es factible la construcción del diseño, sino saber como hacerlo. Al finalizar esta etapa se habrá completado la lista de piezas que conforman el diseño así como los planos pertinentes, materiales y procesos de fabricación de cada una de ellas (Dixon, 1970).

La aplicación del proceso de diseño permite abordar cualquier situación problemática que encierre una necesidad humana, a partir la aplicación metodológica de los procedimientos explicados anteriormente, con la finalidad de hallar un conjunto de alternativas de solución, seleccionar una propuesta y desarrollarla a partir de los principios del conocimiento humano, en vías de solventar el problema y satisfacer la necesidad planteada inicialmente.

## **2.4 Recipientes a presión**

Como su nombre lo indica son recipientes cuyo objetivo principal es contener un medio bajo presión y temperatura, aunque en su desempeño, también son sujetos a cargas debido a soportes estáticos y dinámicos, reacción de tuberías y golpes térmicos. El diseño de estos contenedores, requieren de un conocimiento global de los esfuerzos impuestos por las diversas condiciones de cargas a las que están sometidos tomando en cuenta las formas geométricas en su construcción.

### **2.4.1 Clasificación de los recipientes a presión**

Los recipientes a presión se clasifican según su forma geométrica y su espesor. Cuando el espesor de la placa que los forman es muy pequeño comparado con las demás dimensiones, se denominan recipientes de membrana. La mayoría de los recipientes para tambores de calderas, acumuladores y recipientes químicos y nucleares caen en esta categoría. Los recipientes que poseen una relación de radio interno ( $r_i$ ) a espesor ( $t$ ) de pared igual o mayor a diez  $\left(\frac{r_i}{t} \geq 10\right)$  se denominan recipientes de pared

delgada. En este tipo de recipientes, se considera que la distribución del esfuerzo a través de su espesor no varía considerablemente y por tanto se supone constante (Harvey, 1974).

Cuando el espesor del recipiente a presión comienza a ser significativo y la relación radio interno a espesor de pared cae por debajo de diez,  $\left(\frac{r_i}{t} \geq 10\right)$  la variación del esfuerzo a través del espesor no se puede asumir constante y este tipo de recipientes se consideran de pared gruesa (Singer, 1982).

#### 2.4.2 Recipientes a presión cónicos truncados de pared gruesa

Los recipientes a presión de pared gruesa encuentran en la industria distintas aplicaciones, tales como en cilindros de pistolas y cilindros hidráulicos de alta presión. En el presente trabajo, se hace uso de un recipiente a presión de pared gruesa de forma cónica, sometido a presión interna y externa, en el cual, es necesario conocer la relación entre presión y deformación además, de las magnitudes de los esfuerzos que actúan en el material del recipiente (Harvey, 1974).

Antes de presentar el estudio analítico, en primer lugar se deben mencionar las hipótesis y suposiciones en los que se basa dicho análisis:

- A) La relación de radio interno ( $r_i$ ) a espesor de pared ( $t$ ), es menor a 10  $\left(\frac{r_i}{t} \geq 10\right)$ .
- B) Se asume que la deformación longitudinal de todas las fibras es igual, es decir, cualquier sección recta, normal al eje del recipiente, permanece plana después de la deformación.
- C) Espesor de pared del recipiente constante a lo largo de su eje.
- D) Material homogéneo, isótropo y de comportamiento elástico lineal.
- E) Se desprecia el efecto de las tapas superior e inferior del recipiente a presión.

Teniendo en cuenta estas suposiciones se procede a desarrollar el análisis de mecánica de sólidos, para obtener los esfuerzos circunferenciales y radiales, así como la relación de presión interna y externa con la deformación radial en un recipiente cónico de pared gruesa. Se debe empezar por efectuar un corte a la superficie cónica, para obtener un elemento diferencial y analizar los esfuerzos a los que esta sometido

el mismo en las direcciones radial ( $\sigma_r$ ), circunferencial ( $\sigma_t$ ) y longitudinal ( $\sigma_{long}$ ), como se aprecia en las Figuras 5 y 6. La altura  $z_i$  del elemento diferencial varía de acuerdo a la altura desde su base y respecto al ángulo  $\alpha$  medido desde el eje x sobre el plano.

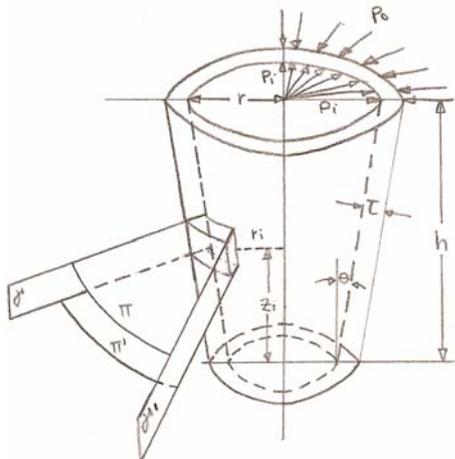


Figura 5. Recipiente cónico truncado sometido a presión interna y externa.

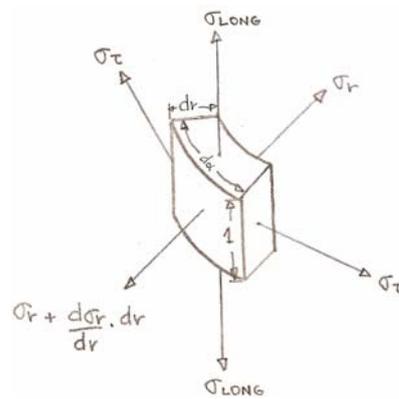


Figura 6. Cargas en un elemento diferencial en un recipiente cónico truncado sometido a presión interna y externa.

En la Figura 7 se muestra una vista superior del elemento donde se aprecia su espesor  $dr$  y el radio de la superficie interna  $r_i$  perpendicular al eje del cono cuyo valor depende de  $z_i$ , y se representa la dirección radial de los esfuerzos tangenciales.

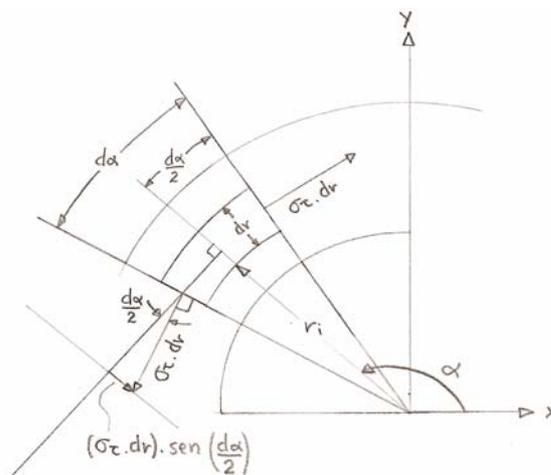


Figura 7. Vista superior de un elemento diferencial en un recipiente cónico truncado sometido a presión interna y externa.

Ahora se procede a analizar los esfuerzos en las direcciones longitudinal, radial y circunferencial. En la dirección longitudinal los esfuerzos  $\sigma_{\text{long}}$  son simétricos y por tanto se anulan entre ellos. Las fuerzas ejercidas en el elemento sobre la dirección tangencial, se descomponen en la dirección radial y perpendicular a esta. En esta última las componentes del esfuerzo circunferencial son simétricas y se cancelan entre ellas. Al analizar las fuerzas en la dirección radial, sobre este elemento, se obtiene la siguiente ecuación de equilibrio estático:

$$2 \underbrace{\sigma_t(1.dr)}_{\text{Area}} \underbrace{\text{sen}\left(\frac{d\phi}{2}\right)}_{\text{Componente de la fuerza circunferencial en la dirección radial}} + \underbrace{\sigma_r(1.r d\phi)}_{\text{Area}} - \left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr\right) \underbrace{[1.(r+dr)d\phi]}_{\text{Area}} = 0 \quad (\text{ec. 1})$$

Posteriormente se asumen las siguientes consideraciones:

1.  $\text{sen}(d\phi/2) \approx d\phi/2$  puesto que  $d\phi/2$  es muy pequeño.
2. El producto de cantidades muy pequeñas se aproxima a cero.  $\left(\frac{d\sigma_r}{dr} dr\right) dr \approx 0$

Luego de ordenar y simplificar la ecuación 1 se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (\text{ec. 2})$$

De la ecuación 2 podemos observar que no se conoce ni el esfuerzo radial ni el tangencial, por tanto se debe conseguir una relación adicional para formar un sistema de dos ecuaciones y obtener estas incógnitas. La segunda ecuación surge del análisis de las deformaciones en las direcciones radial y circunferencial. Sabiendo que el desplazamiento es constante en la dirección circunferencial, pero varía a lo largo del radio  $r$  la cantidad de  $(du/dr)dr$ , donde  $u$  es el desplazamiento de una superficie cónica de radio perpendicular a la superficie, la elongación unitaria en la dirección radial y tangencial vienen dadas por:

$$e_r = \left(\frac{du}{dr}\right) \frac{dr}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (\text{ec. 3})$$

$$e_t = \frac{u}{r} \quad (\text{ec. 4})$$

Las ecuaciones de la ley de Hooke en su forma generalizada, para un estado de esfuerzos plano son las siguientes:

$$\sigma_1 = \frac{(e_1 + \nu e_2)E}{1-\nu^2} \quad (\text{ec. 5}) \quad \sigma_2 = \frac{(e_2 + \nu e_1)E}{1-\nu^2} \quad (\text{ec. 6})$$

Donde E y  $\nu$  representan el módulo de Young y de Poisson respectivamente. Sustituyendo las ecuaciones 3 y 4 en las ecuaciones 5 y 6 se particularizan los esfuerzos principales en las direcciones tangencial y radial, y se obtiene un segundo grupo de expresiones para los esfuerzos en función de la deformación:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \quad (\text{ec. 7}) \quad \sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right) \quad (\text{ec. 8})$$

De esta manera, ahora se tiene un sistema de 3 ecuaciones: 2, 7 y 8 y tres incógnitas:  $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$  y u. Este sistema se resuelve sustituyendo las ecuaciones 7 y 8 en la ecuación 2, de donde se obtiene la siguiente expresión en función de u:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (\text{ec. 9})$$

Al resolver esta ecuación diferencial no homogénea de segundo orden, la solución general es:

$$u(r) = C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (\text{ec. 10})$$

Ahora que se ha obtenido la solución general de la deformación radial en función del radio, se sustituye la ecuación 10 en el grupo de ecuaciones 7 y 8 de donde resulta la solución general de los esfuerzos radial y circunferencial como se muestran a continuación:

$$\sigma_r(r) = \frac{E}{1-\nu^2} \left[ C_1(1+\nu) - C_2 \frac{1-\nu}{r^2} \right] \quad (\text{ec. 11}) \quad \sigma_t(r) = \frac{E}{1-\nu^2} \left[ C_1(1+\nu) + C_2 \frac{1-\nu}{r^2} \right] \quad (\text{ec. 12})$$

Las constantes  $C_1$  y  $C_2$  se determinan a partir de las condiciones de frontera para las superficies externas e interna del cono es decir:  $\sigma_r(a) = -p_i$  y  $\sigma_r(b) = -p_0$ . Donde a y b son las distancias desde la superficie cónica interna y externa respectivamente del elemento hasta el eje del cono. Es muy importante tener en cuenta que tanto a como b se toman perpendiculares a la superficie cónica del elemento. Al evaluar estas condiciones de frontera en las ecuaciones 11 y 12 y resolver el sistema de ecuaciones, se obtiene:

$$C_1 = \frac{1-\nu}{E} \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} \quad (\text{ec. 13}) \quad C_2 = \frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 b^2 (p_i - p_o)}{b^2 - a^2} \quad (\text{ec. 14})$$

Finalmente, al sustituir las ecuaciones 13 y 14 en las ecuaciones 10, 11 y 12 se obtienen finalmente las relaciones de deformación y esfuerzos deseadas:

$$u(r) = \frac{1-\nu}{E} \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} r + \frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 b^2 (p_i - p_o)}{(b^2 - a^2) r} \quad (\text{ec. 15})$$

$$\sigma_r(r) = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} - \frac{(p_i - p_o) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (\text{ec. 16})$$

$$\sigma_t(r) = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} + \frac{(p_i - p_o) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (\text{ec. 17})$$

La ecuación 15 proporciona el desplazamiento radial y las ecuaciones 16 y 17 los esfuerzos radial y tangencial respectivamente en cualquier punto de la pared de un cono. Los valores de  $a$  y  $b$  representan las distancias perpendiculares de la superficie interna y externa respectivamente al eje de simetría (Harvey, 1974). Puesto que el análisis de las deformaciones se debe realizar en un punto en particular se debe obtener  $a$  y  $b$  en función de la altura del cono; se procede entonces como sigue.

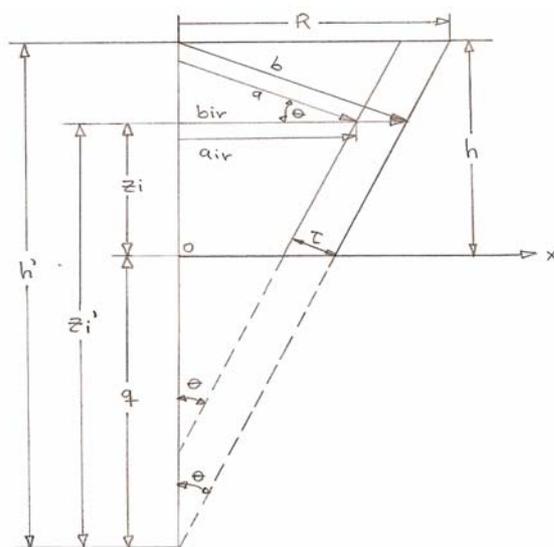


Figura 8. Representación del radio perpendicular al eje y ortogonal a la superficie de un cono truncado.

De la figura 7 se puede observar que se cumplen las siguientes relaciones:

$$b_{ir} = z_i' \tan(\theta) \quad (\text{ec. 18}) \quad z_i' = z_i + q \quad (\text{ec. 19})$$

$$q = h' - h \quad (\text{ec. 20}) \quad h' = \frac{R}{\tan \theta} \quad (\text{ec. 21})$$

Sustituyendo la ec. 21 en la ec. 20 y el resultado en la ec. 19 se obtiene:

$$z_i' = z_i + \frac{R}{\tan(\theta)} - h \quad (\text{ec. 22})$$

Si ahora sustituimos la ec. 22 en la ec. 18, se obtiene a  $b_r$  en función de  $z$ :

$$b_r(z) = (z - h) \tan(\theta) + R \quad (\text{ec. 23})$$

Para obtener una relación de  $a_r$  en función de la altura es necesario observar que la proyección horizontal de  $t$  es  $t/\cos(\theta)$  así que:

$$a_r(z) = (z - h) \tan(\theta) + R - \frac{t}{\cos(\theta)} \quad (\text{ec. 24})$$

Las ecuaciones (23) y (24) proporcionan la distancia perpendicular al eje del cono entre este y la superficie externa e interna respectivamente en función de la altura. Conocido que la proyección de un radio  $r$  perpendicular al eje sobre la dirección perpendicular a la superficie del cono es  $r/\cos(\theta)$  se puede obtener  $a$  y  $b$  a partir de las ecuaciones (23) y (24) como se muestra a continuación:

$$a(z) = \frac{(z - h) \tan(\theta) + R - t}{\cos^2(\theta)} \quad (\text{ec. 25})$$

$$b(z) = \frac{(z - h) \tan(\theta) + R}{\cos(\theta)} \quad (\text{ec. 26})$$

Las ecuaciones (25) y (26) proporcionan la distancia perpendicular a la superficie interna y externa respectivamente entre estas y el eje del cono

En esta sección, se han obtenido las ecuaciones para un recipiente cónico truncado a presión interna y externa, correspondientes a la deformación radial (ec. 15) y esfuerzos radial (ec. 16) y tangencial (ec. 17), en función del radio perpendicular al eje y a la altura respecto a la base del mismo (ecs. 25 y 26). Cabe destacar que en estos análisis resulta de particular interés los valores máximos y mínimos que se obtienen evaluando en las ecuaciones correspondientes los valores extremos del radio  $r$  y altura  $z$ , sin embargo, se pueden obtener estos valores en cualquier punto de interés.

## 2.5 Fuerza de fricción

Cuando se generan fuerzas sobre un cuerpo que tienden a moverlo sobre la superficie de otro, aparece en los planos de contacto una fuerza tangencial que se opone al desplazamiento de una superficie respecto a la otra, denominada fuerza de fricción, de roce o de rozamiento. El fenómeno de rozamiento seco o rozamiento de Coulomb describe el caso de cuerpos sólidos rígidos puestos en contacto. Cuando dos cuerpos que tienden a desplazarse entre ellos se someten a un conjunto de fuerzas externas no balanceadas y permanecen en estado de reposo, la fuerza de fricción producida en los puntos de contacto se denomina fuerza de roce estático, si por el contrario uno de los cuerpos se desplaza respecto al otro la fuerza de fricción entre ellos se denomina fuerza de roce dinámico.

A nivel microscópico el área de contacto entre dos superficies colocadas una sobre la otra, se reduce a pequeñas prominencias en los cuerpos cuyas medidas conforman su rugosidad. Las elevadas presiones resultantes en las microzonas de apoyo, dan como resultado fuerzas moleculares muy intensas generando el fenómeno conocido como adherencia superficial. De esta manera, se puede afirmar que la aparición de la fuerza de rozamiento se debe principalmente a la rugosidad de las superficies en contacto y al grado de adherencia molecular entre ellas.

Las particularidades que intervienen en el fenómeno de rozamiento, involucra un estudio físico-químico de alto nivel de complejidad. Por esta razón, los cálculos prácticos carecen de un tratamiento teórico riguroso y se basan más bien en un conjunto de leyes generadas experimentalmente que describen el fenómeno con suficiente precisión. Como resultado de las leyes de rozamiento estático, el cálculo de la fuerza de roce puede efectuarse mediante la aplicación de la siguiente relación:

$$f_r = N\mu_s \quad (\text{ec. 27})$$

Donde  $f_r$  representa la fuerza de roce,  $N$  la fuerza normal a las superficies en contacto, y  $\mu_s$  el coeficiente de fricción estática. Este último, refleja la influencia del acabado superficial de los cuerpos en contacto, la adherencia molecular entre los materiales, la lubricación entre las superficies, y otros factores que intervienen en el

fenómeno de fricción. Debido a la variedad variables de las que depende el coeficiente de fricción estático, la manera más práctica de obtener su valor para un par de superficies de materiales específicos, es mediante la realización de experimentos, entre los cuales, el método más sencillo consiste en colocar un cuerpo encima del otro e inclinar el primero, hasta obtener un ángulo  $\theta$  en el que ocurra movimiento relativo. Luego de hacer un estudio de estática a este experimento resulta que la magnitud del coeficiente de roce estático se puede determinar de manera simple como la tangente del ángulo crítico  $\theta$  (Martín, 1997). A continuación se presenta una recopilación de los valores del coeficiente de fricción estático para algunos pares de materiales que son de interés en el presente trabajo.

Tabla 2. Valores del coeficiente de roce estático para distintos pares de materiales (Fuentes: 1 y 2. Science & engineering enciclopedia, 3. Engineers handbook y Engineering toolbox 4. Southern Illinois University Carbondale y Boal, D.).

Pares de material	Coefficiente de roce estático
1. Metal-Metal (seco)	0,15-0,6
2. Goma-Acero	0,6-0,9
3. Goma-Concreto	0,6-0,85
4. Goma-Concreto	1-4

Los valores del coeficiente de fricción estático proporcionados en la Tabla 1 se dan en intervalos debido a que los experimentos se llevan a cabo bajo distintas condiciones, en las cuales se obtienen valores del coeficiente dentro del rango presentado.

## **2.6 Elastómeros y su clasificación**

El empleo de los elastómeros data de mucho tiempo atrás, siendo Cristóbal Colón la primera persona del este en observar a los nativos jugando con pelotas de “cau-uchu” que rebotaban (Harper, 2001). Actualmente, las gomas naturales o sintéticas se observan en numerosas aplicaciones como las llantas de automóviles, los sellos de circuitos hidráulicos, trajes de buceo y artículos impermeables.

Los elastómeros son polímeros flexibles de módulo pequeño que pueden estirarse repetidamente hasta al menos dos veces su longitud original, y que después recuperan aproximadamente esa longitud al retirar el esfuerzo. Dentro de estos materia-

les se encuentran los cauchos (elastómeros) naturales y sintéticos como el látex, el nitrilo y el neopreno que adquieren sus propiedades mediante el proceso de vulcanización. (Mangonon, 2001).

### 2.6.1 Clasificación de los elastómeros

Los plásticos en general pueden clasificarse en termofijos y termoestables, por lo que los elastómeros, al ser una clase de plásticos, pueden adoptar la misma clasificación. Como lo afirma Mangonon los elastómeros termofijos no se deforman con la temperatura sino que son insolubles e infusibles por lo que los desperdicios no pueden ser reutilizados, en cambio, los elastómeros termoestables si se deforman con la temperatura y pueden fundirse para reutilizarse los desechos.

### 2.6.2 Propiedades de los Elastómeros

Es ampliamente conocido que el esfuerzo de tensión aplicado en los metales en función de su deformación elástica puede aproximarse al de una línea recta sin caer en grandes imprecisiones, y de dicha curva obtener un valor para el módulo de elasticidad que se considera constante. En el caso de los polímeros y particularmente en el de los elastómeros como grupo particular de polímeros (ó plásticos) no se puede hablar con generalidad de una zona lineal de deformación. Cuando se aplica una carga de tensión a estos materiales, la gráfica de esfuerzo deformación corresponde a una curva no lineal que proporciona un módulo de elasticidad variable (Figura 9).

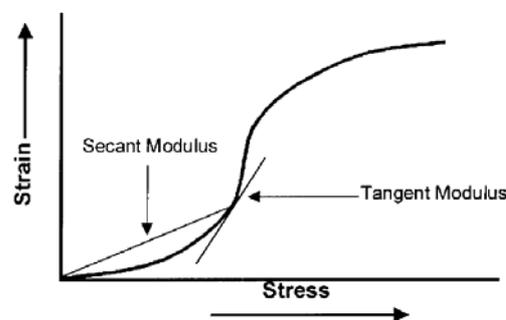


Figura 9. Gráfica de esfuerzo deformación para un espécimen de goma (Fuente: Harper, 2001).

El módulo de Young de los elastómeros varía como una superficie tridimensional cuyos ejes son la temperatura, la deformación y la variación de la deformación. Debido a que no existe un valor de módulo constante para toda la zona de deformación elástica se definen alternativamente el módulo secante y el módulo tangente (Harper, 2001).

El procedimiento para determinar el módulo de elasticidad a partir de la curva de esfuerzo deformación obtenida con el ensayo de tracción se indica en la norma ASTM D 638. Esta norma señala que en el caso de los materiales que presentan una región lineal se efectúa una corrección al inicio de la gráfica porque en ella se presenta una curva que es producto de la alineación o asiento del espécimen ensayado o debido a otras causas. La corrección se realiza extendiendo la línea recta de la zona elástica hasta cortar al eje de deformación para luego tomar este punto como el origen del eje de esfuerzos.

Como los elastómeros no presentan un comportamiento lineal, la norma ASTM mencionada indica que la corrección se realiza trazando una línea recta tangente al punto de máxima pendiente de la curva esfuerzo deformación obtenida del ensayo de tracción y prolongándola hasta cortar al eje de deformación, luego se toma el punto de corte como el origen del eje de esfuerzos. Una vez hecha esta corrección, el valor del módulo de elasticidad para cualquier punto sobre la curva puede realizarse dividiendo el valor del esfuerzo en ese punto entre su valor de deformación para obtener un módulo secante (Figura 10).

Crawford (2002) indica que en el método de diseño pseudo-elástico para plásticos se escogen valores adecuados de las propiedades mecánicas de los elastómeros y se sustituyen en las ecuaciones clásicas de la mecánica de materiales, en lugar de tener que recurrir a manipulaciones matemáticas más complejas; encontrándose que este método da suficiente precisión en la mayoría de los casos provisto que el valor escogido como módulo tome en consideración la vida de servicio del componente y la deformación limitante del plástico.

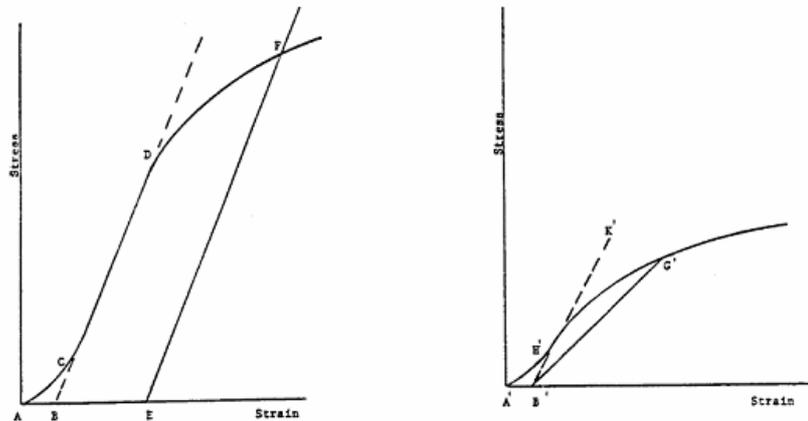


Figura 10. Material con región lineal (izquierda) y no lineal (derecha) (Fuente: ASTM).

Una vez conocidas las propiedades no lineales de los materiales poliméricos, se procede a explicar las propiedades fundamentales de dos tipos de elastómeros particulares.

### 2.6.3 NBR (Acrilonitrilo Butadieno, buna-n)

El NBR es un copolímero de butadieno y acrilonitrilo (ACN). Su nombre buna-n se deriva del butadieno y del Natrium (latín para sodio, que es el catalizador empleado en la polimerización del butadieno) y la n es por el acrilonitrilo. El butadieno le otorga elasticidad y un rango de temperatura limitado a este elastómero y el acrilonitrilo le otorga dureza, resistencia a la tensión, a la abrasión, al combustible y al aceite. Un compuesto de nitrilo de uso común contiene un 34% de ACN, y sus valores generalmente se encuentran entre un 18% y un 45%. El nitrilo de 34% de ACN tiene un rango de temperatura recomendada de  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $+107^{\circ}\text{C}$  (Hudson, 2007).

Algunas propiedades que se incrementan con el aumento de la proporción de ACN del elastómero son la resistencia a solventes y aceites, la impermeabilidad al aire y al gas, la resistencia a la tensión y a la abrasión, el envejecimiento con alta temperatura y la procesabilidad; en cambio, si se disminuye la proporción de ACN se incrementa la flexibilidad a baja temperatura, la histéresis y la resiliencia entre otras. La aplicación del NBR puede observarse en mangueras hidráulicas, empaaduras para la industria del petróleo y cintas transportadoras (iisrp, 2002).

#### **2.6.4 Poliuretano**

El poliuretano es un elastómero termoplástico compuesto de carbono, hidrógeno, nitrógeno y oxígeno con una unión molecular uretano (NHCO<sub>2</sub>) (Extra Packaging). Debido a su excelente resistencia a la abrasión y a la posibilidad de ser fabricado con diversos grados de dureza, esta clase de elastómero ha encontrado un amplio campo de aplicación, entre los que se encuentran diafragmas, neumáticos de carga, parachoques, engranajes, sellos y patines (San Diego Plastics).

Entre los beneficios que presenta el poliuretano además de la resistencia a la abrasión se encuentra una alta capacidad de carga, elevada resistencia al corte, excelente resistencia a solventes, gasolina, grasas y aceites, así como un excelente aislamiento eléctrico y muy buena resistencia al ozono, el oxígeno y la luz solar. Sin embargo, es generalmente un poco más costoso que otros elastómeros como en el caso del NBR (San Diego Plastics).

Los elastómeros han resultado útiles en muchas aplicaciones de la industria donde se requiere materiales flexibles que proporcionen sellos en sistemas que involucren fluidos o para soportar carga y proporcionar amortiguación. Sin embargo, es de utilidad considerar su aplicación en campos donde no se han empleado con anterioridad por el rango de propiedades mecánicas que se presentan en estos polímeros.

#### **2.7 Método de los Elementos Finitos (MEF)**

Los problemas de mecánica de sólidos se pueden resolver en términos generales haciendo uso de dos tipos de modelos matemáticos bien diferenciados, a) Modelos continuos, que se basan en la subdivisión infinita del sistema en estudio y se resuelven mediante manipulaciones matemáticas que requieren simplificar en gran medida el problema original y, b) Modelos discretos, en los que se divide el medio continuo en un número finito de componentes para los cuales se plantean formulaciones que se resuelven con técnicas computacionales.

Una vez comprendido la diferencia entre los modelos continuos y discretos, se puede definir el Método de los Elementos Finitos como un procedimiento general de discretización de los problemas continuos planteado por expresiones definidas matemáticamente, de tal forma que: El continuo se divide en un número finito de partes

(elementos), cuyo comportamiento se especifica en un número finito de parámetros y, la solución del sistema completo como ensamblaje de los elementos, sigue las mismas reglas que se aplican a problemas discretos tipo (Zienkiewicz, 1994).

Los pasos básicos que se realizan en cualquier análisis de elementos finitos son los siguientes:

**A) Fase de pre procesamiento:** Aquí se crea y discretiza el dominio solución en elementos finitos, lo cual es igual a subdividir el problema en nodos y elementos. Luego se asume una función de forma para representar el comportamiento físico de un elemento y se desarrollan sus ecuaciones correspondientes. Posteriormente se ensamblan los elementos para presentar el problema completo y se construye la matriz de rigidez general. Finalmente se aplican las condiciones iniciales, de borde, y las cargas.

**B) Fase de solución:** En esta fase se soluciona un juego de ecuaciones lineales y no lineales de forma simultánea para obtener resultados nodales, tales como valores de desplazamiento o temperatura en distintos nodos dependiendo del tipo de problema

**C) Fase de post procesamiento:** Obtención de la información de interés de la fase anterior tal como, esfuerzos principales, flujos de calor, etc. (Moaveni, 1999).

### **2.7.1 Método de los desplazamientos aplicado a la mecánica estructural**

El campo de aplicación del Método de los Elementos Finitos, se extiende a la resolución de problemas de mecánica de sólidos, transferencia de calor, redes hidráulicas y eléctricas y en general cualquier problema continuo donde sea posible la formulación variacional. El método de los desplazamientos se aplica específicamente en la determinación de la distribución de tensiones y deformaciones en un medio continuo elástico. Los casos particulares en donde se emplea el método, abarcan problemas bidimensionales, sólidos en revolución, flexión de placas y láminas y el análisis más general de sólidos tridimensionales.

La aplicación del método de los desplazamientos comienza por la división del continuo con líneas o superficies imaginarias en elementos interconectados entre sí

mediante un número discreto de puntos denominados nodos, situados en sus contornos. Posteriormente se deben obtener las funciones que definen el campo de desplazamientos de cada elemento en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento, los cuales representan las incógnitas fundamentales del problema. Cabe resaltar que la deformación del elemento queda definida en función de los desplazamientos nodales y estas deformaciones junto con las propiedades del material definen a su vez el estado de tensiones en todo el elemento. Finalmente se aplican fuerzas concentradas en los nodos tal que se cumplan las condiciones de equilibrio estático en el elemento, de donde se obtiene un sistema de ecuaciones definido en forma vectorial:

$$q^i = K^i a^i + f_p^i + f_{\varepsilon_0}^i \quad (\text{ec. 28})$$

Donde:

- $q^i$  : Vector de fuerzas que actúan sobre los nodos del elemento i
- $K^i$  : Matriz de rigidez del elemento i
- $a^i$  : Vector conformado por los desplazamientos nodales del elemento i
- $f_p^i$  : Vector de fuerzas nodales que equilibran cualquier carga distribuida que actúe sobre el elemento i
- $f_{\varepsilon_0}^i$  : Vector de fuerzas nodales que equilibran cualquier deformación inicial en el elemento i.

La ecuación 28 es la relación característica de un sistema discreto tipo de comportamiento elástico lineal y contiene la estructura general los desplazamientos nodales de un elemento en la mayoría de los problemas de mecánica estructural resueltos con el Método de Elementos Finitos. Una vez que se obtienen los términos de la ecuación 28 para todos los elementos, se debe proceder a ensamblar las relaciones obtenidas para obtener la solución completa del sistema. En este punto se debe cuidar la solución completa satisfaga la compatibilidad de los desplazamientos y el equilibrio nodos de cada elemento, de donde se obtiene la siguiente relación general:

$$Ka = r - f \quad (\text{ec. 29})$$

Donde:

$K$  : Matriz de rigidez del sistema  $K_{ij} = \sum_{e=1}^n K_{ij}^e$

$a$  : Vector de los desplazamientos nodales.

$r$  : Vector de fuerzas externas aplicadas en los nodos.

$f$  : Matriz de fuerza.  $f_i = \sum_{e=1}^n f_p^e + f_{\varepsilon_0}^e$

Esta relación surge de un proceso general de ensamblaje que constituye la característica fundamental y común de todos los cálculos por elementos finitos. A partir de la ecuación 29 se plantea un sistema de ecuaciones que se resuelve mediante la aplicación de distintos métodos matemáticos, para obtener los desplazamientos incógnitas junto con las tensiones y fuerzas de cada elemento.

El método de los desplazamientos contempla distintos procedimientos para obtener las matrices definidas en la ec. 28, tales como la formulación directa, Generalización al dominio completo (donde se abandona el concepto de fuerza nodal) y a partir del método de los desplazamientos como minimización de la energía potencial total (Zienkiewicz, 1994).

### **2.7.2 Método de residuos ponderados y variacionales**

Este método se basa en asumir una solución aproximada para las ecuaciones diferenciales que gobiernan el problema. La solución asumida debe satisfacer las condiciones iniciales y de borde para un problema dado. Puesto que la solución asumida no es exacta la sustitución de la solución en las ecuaciones diferenciales generan algún residuo o error. Cada método residual requiere desaparecer el error sobre algún intervalo determinado o en algunos puntos. Con este propósito se aplican distintos métodos entre los cuales se tienen:

**A) Método de colocación:** (collocation method) donde la función de error o de residuo se fuerza a cero en tantos puntos como coeficientes desconocidos se tengan.

**B) Método del subdominio:** En este método la integral de la función de error en algunos subintervalos seleccionados es forzada a cero. El número de subintervalos escogidos debe ser igual al número de coeficientes desconocidos.

**C) Método de Galerkin:** Este método requiere que el error sea ortogonal a algunas funciones pesadas (weightings functions) de acuerdo a una integral. Las funciones de peso son escogidas para ser miembros de las soluciones aproximadas.

**D) Método de los cuadrados menores (Least-Squares method):** este método requiere que el error sea minimizado con respecto a los coeficientes desconocidos en la solución asumida de acuerdo a una relación (Moaveni, 1999).

### 2.7.3 Análisis tridimensional de tensiones

El punto de partida de cualquier análisis de elementos finitos es la discretización del continuo en elementos finitos. Una vez definida la forma geométrica de los elementos en los cuales se va a subdividir el sistema original, se procede a la obtención de las funciones que definen el campo de desplazamientos de cada elemento en función de los desplazamientos nodales y de las funciones de forma de dicho elemento. El elemento continuo tridimensional más sencillo es el tetraedro de un nodo en cada vértice. Para definir el campo de desplazamiento de este elemento se debe comenzar por nombrar sus 4 nodos (por ejemplo I, J, K, L) y definir su correspondiente vector de desplazamiento:

$$\vec{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_{11} + C_{12}x + C_{13}y + C_{14}z \\ C_{21} + C_{22}x + C_{23}y + C_{24}z \\ C_{31} + C_{32}x + C_{33}y + C_{34}z \end{Bmatrix} \quad (\text{ec. 30})$$

Donde:

$\vec{u}$ : Vector de desplazamiento de cualquier punto de un elemento.

$u, v, w$ : Componentes en la dirección  $x, y, z$  respectivamente.

$C_{ij}$ : Variables desconocidas.

Las doce variables  $C_{ij}$  desconocidas se deben obtener a partir de un sistema de doce ecuaciones con doce incógnitas, en el que las ecuaciones surgen de evaluar la ecuación 30 en cada nodo de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} u_I &= C_{11} + C_{12}X_I + C_{13}Y_I + C_{14}Z_I \\ &\vdots \\ &\vdots \\ w_L &= C_{31} + C_{32}X_L + C_{33}Y_L + C_{34}Z_L \end{aligned} \quad (\text{ec. 31})$$

Luego de solucionar el sistema de ecuaciones 31, se sustituyen los valores de los coeficientes C en la ec. 30 de donde finalmente se obtiene el campo de desplazamientos de cualquier punto del elemento tetraédrico continuo como se expresa a continuación.

$$\vec{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_1 u_I + S_2 u_J + S_3 u_K + S_4 u_L \\ S_1 v_I + S_2 v_J + S_3 v_K + S_4 v_L \\ S_1 w_I + S_2 w_J + S_3 w_K + S_4 w_L \end{Bmatrix} \quad (\text{ec. 32})$$

Donde:

- $\vec{u}$  : Vector de desplazamiento de cualquier punto de un elemento tetraédrico.
- $u, v, w$  : Componentes del vector  $\vec{u}$  en la dirección x, y, z respectivamente.
- $S_1, S_2, S_3, S_4$  : Funciones de forma de un elemento tetraédrico de un nodo en cada vértice.

La ecuación 32 representa por tanto el campo de desplazamientos de un elemento tetraédrico de un nodo en cada vértice, en función de los desplazamientos nodales y de las funciones de forma del elemento, que dependen exclusivamente de las coordenadas de posición asociadas a cada nodo del elemento (Moaveni, 1999).

### 2.7.4 MEF mediante el empleo de un paquete computacional

El Método de los Elementos Finitos (MEF) puede ser programado con un ordenador para calcular el campo de desplazamientos y posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas las deformaciones y tensiones respectivamente. En la actualidad existen gran cantidad de paquetes computacionales que son empleados para aplicar el MEF a piezas previamente modeladas mediante programas de diseño asistido por computadora CAD (por sus siglas en inglés Computer Aided Design) para obtener los esfuerzos y deformaciones que se producen en los mismos cuando son sometidos a cualquier estado de carga.

Entre los paquetes existentes en el mercado, en el presente trabajo se empleó COSMOSWorks, que es un sistema de análisis de diseño integrado con SolidWorks el cual posee distintos módulos que proporciona la solución de análisis estáticos, de frecuencia, de pandeo, térmicos, no lineal, de choque, de optimización y de fatiga entre otros. Entre los tipos de estudio que desarrolla el programa y que es de interés

en el presente trabajo se encuentra el análisis estático lineal. Este tipo de análisis se emplea para la obtención de desplazamientos, fuerzas de reacción, deformaciones unitarias, tensiones, y la distribución del factor de seguridad. Estos estudios se basan en la suposición de que las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan un valor constante, con lo cual se ignoran fuerzas inerciales y de amortiguación.

Las ecuaciones matemáticas que surgen de la aplicación del MEF, son resueltas por medio de programas de resolución de problemas rápidos denominados Solvers. Estos programas emplean dos tipos de métodos de solución, directos e iterativos. Los primeros se basan en la resolución de ecuaciones con técnicas numéricas exactas y emplean el solver conocido como Direct Sparse. El otro tipo de método es el iterativo, en el cual las ecuaciones se resuelven con técnicas de aproximación y hacen uso de los solvers conocidos como FFE y FFEPlus. Ambos utilizan técnicas avanzadas de reordenamiento de matrices y de almacenamiento en su aplicación. Cabe destacar que de los tres solver mencionados el FFEPlus es el más veloz para resolver problemas con más de 100.000 grados de libertad, por tanto se aplican a los problemas de gran tamaño.

El desarrollo teórico del Método de los Elementos Finitos que fue presentado en esta sección, proporciona tan solo una breve introducción de todos los estudios y procedimientos que implican este método de resolución de problemas de mecánica de sólidos. Es importante resaltar que la aplicación del MEF como tal, involucra la formulación matemática de las ecuaciones correspondientes, tales como, la función de forma, matriz de rigidez y el sistema de ecuaciones vectoriales de equilibrio estático, y la resolución de las mismas con métodos numéricos para obtener el campo de desplazamientos. En el presente trabajo se hace uso de un paquete computacional que aplica el Método de manera automática de acuerdo a los parámetros que previamente se definen, empleando los conocimientos presentados en esta sección.

## **2.8 Oleohidráulica**

La palabra hidráulica deriva del griego “hidros” que significa agua y “logos” que significa tratado y abarca cualquier estudio sobre los fluidos en movimiento

(Vickers, s.f.). En esta sección se menciona brevemente la Ley de Pascal, un criterio para obtener un diámetro de tubería que mantenga un flujo laminar y el funcionamiento de varios dispositivos empleados en los circuitos hidráulicos.

### **2.8.1 Ley de Pascal**

El científico francés Blass Pascal enunció lo que se conoce como el principio fundamental de la hidráulica, según el cual se establece que toda fuerza aplicada sobre un fluido confinado en un recipiente cerrado, es igual en todas las direcciones y se transmite a través de la masa fluida siempre perpendicular a las paredes del recipiente que lo contiene (Santana).

### **2.8.2 Caudal en las tuberías**

El término caudal se refiere a la cantidad volumétrica de un fluido que atraviesa un área por unidad de tiempo. Es deseable que en las tuberías el caudal sea de naturaleza laminar para disminuir las pérdidas en la instalación hidráulica. Como afirma Santana, las velocidades recomendadas para un desplazamiento laminar son:

Para la línea de succión: 4 ft/s ó 121.92 cm/s

Para la línea de presión: 15 ft/s ó 457.2 cm/s

Para la línea de retorno: 10 ft/s ó 304.8 cm/s

Tomando como referencia las velocidades de flujo recomendadas arriba se puede proceder a determinar el diámetro de tubería que debe instalarse en el circuito a fin de mantener un flujo laminar. Si se conoce el caudal que es necesario suministrar se puede determinar el área de sección transversal de tubería que suministra dicho caudal manteniendo el flujo laminar a través de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{Q}{V} \quad (\text{ec. 33})$$

Donde **A**: Área transversal, **Q**: Caudal y **V**: Velocidad del fluido.

El área de la sección transversal de la tubería se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{ec. 34})$$

Donde D es el diámetro interno de la tubería. Finalmente el diámetro de la tubería se obtiene de sustituir el área A dado por la ecuación 33 en la ecuación 34 y despejar el diámetro D, de donde se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (\text{ec. 35})$$

### 2.8.3 Válvulas Direccionales

Una válvula direccional es un equipo que permite controlar la dirección del flujo dentro de un sistema hidráulico, y es la encargada de interrumpir y establecer las conexiones entre las distintas tuberías conectadas a ella (Santana). El ejemplo más sencillo lo constituye el grifo de agua que se encuentra instalado en una ducha y que permite la salida de agua por la regadera cuando se gira la manilla en una dirección o que lo interrumpe cuando se gira en la dirección opuesta.

Para permitir el paso de fluido de una tubería a otra ó interrumpirlo las válvulas direccionales deben poseer tantas tomas como tuberías se deseen conectar a ellas, donde las tomas se denominan **vías**; adicionalmente, la válvula puede realizar diferentes combinaciones de conexión entre las vías y a esas combinaciones se le denomina **posiciones**. El cambio entre las distintas posiciones de las válvulas direccionales se realiza por medio de botones, levas, palancas, solenoides u otros; y cuando ninguno de estos equipos se encuentra accionado, se desplazan a la posición de reposo generalmente por medio de resortes (Santana, s.f.).

### 2.8.4 Válvulas de Alivio

Las válvulas de alivio de presión se emplean para mantener la presión de un circuito hidráulico por debajo de un valor límite (Santana); cuando la presión supera ese valor la válvula establece una conexión entre la línea de presión y la de descarga,

desalojando fluido hacia el tanque, hasta colocar la presión debajo del límite. Estas válvulas también pueden emplearse para producir recirculación de fluido entre la bomba y el tanque cuando la bomba es capaz de suministrar mayor presión que la requerida en el circuito y se desea mantener operativa para entrar en servicio inmediatamente.

Las válvulas de alivio de operación directa constan de un resorte que se comprime por efecto de la presión en el circuito (Santana). El resorte se selecciona para operar en un rango de presiones que pueda ser regulado por medio de una manilla. La presión establecida en la manilla es aquella que produce la compresión de resorte necesaria para conectar las líneas de presión y retorno. Existe la posibilidad de adquirir estas válvulas con una cerradura en la manilla de regulación, previniendo así cambios involuntarios que hagan inoperativo el circuito.

### **2.8.5 Válvulas Reductoras de Presión**

Las válvulas reductoras de presión se emplean cuando se desea obtener presiones distintas en dos ramas de un circuito hidráulico empleando la misma bomba. La regulación se puede realizar por medio de un resorte, en cuyo caso se dice que son de mando directo. Cuando se producen fluctuaciones en la presión, el resorte aumenta o disminuye la sección que atraviesa el fluido para mantener la presión en el valor deseado (Santana).

### **2.8.6 Presóstatos**

Los presóstatos se emplean para cerrar o abrir un circuito eléctrico cuando la presión alcanza un valor determinado. Esta señal eléctrica puede emplearse con fines de control, como por ejemplo activar los solenoides de válvulas direccionales o iluminar un bombillo o led que suministre información a los operarios. Existen presóstatos que producen señales eléctricas en dos valores distintos de presión, ajustables independientemente, y al igual que en las válvulas de alivio se puede disponer de una cerradura que proteja contra cambios involuntarios en la presión de activación.

### **2.8.7 Filtros**

En todo circuito hidráulico deben incluirse filtros para mantener al fluido libre de partículas contaminantes que puedan causar daño en los componentes del circuito. En el tanque se pueden instalar filtros de aire y de aceite, tanto para el aceite nuevo que se introduzca al tanque como para el aire que lo rodee. Adicionalmente se pueden instalar filtros directamente en la tubería antes del componente que se desee proteger. Existen asimismo indicadores de ensuciamiento que permiten conocer cuando el elemento filtrante debe reemplazarse.

### **2.8.8 Bombas y motores**

Las bombas son el equipo encargado de suministrar fluido dentro de un circuito hidráulico con ciertas características de presión y caudal. Existen bombas de desplazamiento no positivo y de desplazamiento positivo, entre las del primer grupo están las centrífugas y las Pelton, y entre las del segundo se encuentran las de engranajes, paletas, pistones y lobulares (Santana). Una vez seleccionada la bomba se debe elegir un motor eléctrico que otorgue la potencia que requiere la bomba para alcanzar los niveles de presión y caudal necesarios.

### **Proceso de selección de bombas hidráulicas**

La selección de la bomba es un aspecto de vital importancia en el diseño de un circuito hidráulico; una bomba de menor caudal o presión al requerido no satisfará las necesidades y una de mayores dimensiones pudiera consumir mayor energía o superar la resistencia de presión del circuito; de ahí la importancia de seleccionar una bomba adecuada para el circuito en cuestión. Según Hicks (1972), el proceso de selección de bombas hidráulicas puede englobarse dentro de 6 pasos, estos son:

- A) Realizar un esquema del sistema de tuberías propuesto,
- B) Determinar la capacidad requerida de la bomba,
- C) Calcular la altura total de la bomba,
- D) Analizar las condiciones del líquido,
- E) Seleccionar la clase y tipo de bomba y

F) Evaluar la bomba escogida para la instalación.

El Anexo 1 (Warring, 1977) presenta un diagrama que puede servir de guía para seleccionar el tipo y clase de bomba en función de la capacidad y la presión que son necesarias suplir mediante la instalación hidráulica.

### **Bombas de Engranajes Externos**

Las bombas de engranajes externos consisten de dos engranes generalmente rectos, uno impulsado por el eje del motor eléctrico acoplado a la bomba, y el otro impulsado por el primer engrane. El punto de contacto entre los engranes establece la separación entre la zona de baja presión (succión) y la de alta presión (descarga); la rotación del engranaje obliga al fluido a ocupar el espacio entre los dientes de los engranes mientras estos rotan hasta que se pone al fluido en contacto con la zona de alta presión (Santana, s.f.).

Si se dispone de los valores de caudal ( $Q$  [ $\text{cm}^3/\text{min}$ ]) y presión ( $p$  [bar]) requeridos en el circuito hidráulico se puede seleccionar una bomba de engranajes rectos en función del desplazamiento ( $V$  [ $\text{cm}^3/\text{rev}$ ]), la velocidad de rotación ( $n$  [rpm]) y la eficiencia volumétrica ( $\eta_v$  [%]), a través de la ecuación 36 tal que suministre el caudal requerido. Es necesario conocer por medio del fabricante que la bomba seleccionada es capaz de suplir la presión deseada. Finalmente las ecuaciones 37 y 38 suministran una guía para seleccionar un motor eléctrico cuyo torque ( $M$  [Nm]) y potencia ( $P$  [kW]), junto con la eficiencia hidráulica mecánica ( $\eta_m$  [%]) y la eficiencia total ( $\eta_t$  [%]) sea capaz de impulsar la bomba (Bosch Rexroth AG, s.f.).

$$Q = V \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-5} \quad (\text{ec. 36})$$

Nota:  $10^{-5}$  es un factor de corrección.

$$M = \frac{1.59 \cdot V \cdot p}{\eta_m} \quad (\text{ec. 37})$$

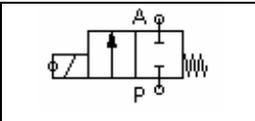
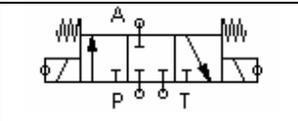
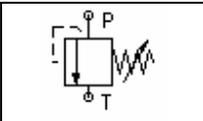
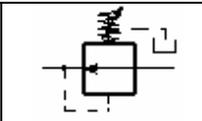
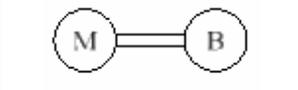
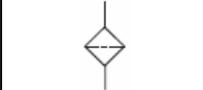
Nota: 1.59 es un factor de corrección.

$$P = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_t} \quad (\text{ec. 38})$$

### 2.8.9 Simbología de componentes hidráulicos

Los circuitos hidráulicos se representan esquemáticamente por medio de símbolos a manera de mantener un lenguaje común; los símbolos de los componentes presentados en esta sección se presentan en la tabla 3, y son, de izquierda a derecha y de arriba abajo los siguientes: válvula direccional de 2 posiciones y 2 vías activada por solenoide y regreso por resorte, válvula direccional de 3 posiciones y 3 vías activada por solenoides y regreso por resortes, válvula de alivio o válvula limitadora de presión de mando directo, válvula reductora de presión, presóstato de una posición de conmutación, filtro, bomba hidráulica con motor eléctrico y tanque.

Tabla 3. Simbología de diferentes equipos empleados en un circuito hidráulico.

Los sistemas hidráulicos han probado ser de gran utilidad y confiabilidad en la simplificación de tareas, disminuyendo el trabajo físico e incrementando la productividad. Esto es especialmente cierto cuando se usa en conjunto con un sistema de control automático, en donde los relés, controladores lógicos programables y otros dispositivos realizan el trabajo con mínima intervención de los operarios.

### 2.9 Controladores Lógicos Programables

Los Controladores Lógicos Programables (CLP) o mejor conocidos como PLC (por sus siglas en inglés Programmable Logic Controller) nace en los años sesentas y su invención fue motivada por la necesidad de reemplazar las salas de relés en las industrias para el control de sus procesos. De acuerdo con las normas NEMA, un CLP es un aparato electrónico que opera digitalmente usando memoria programable para el almacenaje interno de instrucciones que implementan funciones específicas, tales como: funciones lógicas, secuencias, temporizadores, contadores y funcio-

nes aritméticas para el control de máquinas y procesos (Introducción a los sistemas supervisorios SCADA).

### **2.9.1 Arquitectura básica de un Controlador lógico programable**

En la actualidad existen numerosas compañías que fabrican una gran variedad de familias de CLP, tales como: Siemens, Telemecanique de Schneider Electric y Rockwell Automation de Allen-Bradley, entre otras (Barriola, 2006). Todos los modelos de CLP están constituidos básicamente por los siguientes componentes: Unidad Central de Procesamiento (CPU), Memorias, Módulos de entrada y salida y fuente de poder. La unidad Central de Procesamiento es el elemento encargado de leer las señales de entrada y basándose en las instrucciones cargadas en la memoria, toma decisiones y transmite señales de salida. La memoria puede ser vista como compartimientos electrónicos conformados por celdas en donde se almacena en código binario (unos y ceros) el programa de la lógica de control y se respalda el hardware. Los módulos de entrada y salidas son los encargados de conectar el CPU del CLP con los dispositivos de campo y según el modelo pueden manejar data digital y/o analógica según se precise. La fuente de poder es el responsable de proveer voltaje DC a los demás componentes del CLP, monitorear y regular los suministros de voltaje y ventilar al CPU (Introducción a los sistemas supervisorios SCADA).

### **2.9.2 Principio de operación y diagrama de escalera**

A diferencia de los computadores personales que emplean sistemas operativos de multiprogramación (Multitask), capaces de procesar al mismo tiempo un cierto número de tareas con distintos niveles de prioridad, los Controladores Lógicos Programables se apoyan en sistemas operativos de tiempo real, que funcionan de manera sincrónica y cíclica en un proceso conocido como Ciclo de barrido o Scan. Este ciclo está constituido por la actualización de entradas y salidas, ejecución de las instrucciones almacenadas en la memoria y el diagnóstico y comunicación en donde el CLP se comunica con sus periféricos para el chequeo de errores en la comunicación y verificar el estado del procesador (Barriola, 2006).

La programación de los CLP se puede llevar a cabo mediante lenguajes de programación tales como el diagrama de escaleras y el Graphset. En el presente trabajo se programó la lógica de control del diseño final en diagrama de escalera también conocido como RLL (Relay Ladder Logic). La programación en diagrama de escaleras se efectúa mediante el uso de un software característico para cada modelo de CLP y consiste en un lenguaje de programación basado en el uso de elementos gráficos para simular redes de contactos respetando ciertas reglas de programación (Schneider Electric, 2002).

La presentación de un informe relacionado a la programación en diagrama de escalera de cualquier proceso de control suele estar conformado por una narrativa técnica, una tabla de referencias cruzadas y un esquema de la secuencia de programación empleada, ya sea en Diagrama de escalera o en Graphset. La narrativa técnica consiste en una explicación de cómo funciona la secuencia de control. En esta parte del informe, se deben nombrar todas las entradas que se manejan, la manera en que estas señales son procesadas y las salidas que se deben emitir para conseguir los objetivos deseados. Las referencias cruzadas, consiste en una tabla de dos columnas en donde se refleja el significado de la simbología empleada en la programación.

El empleo de los controladores lógicos programables es de gran utilidad en un amplio rango de tareas de automatización en las industrias, debido a que permiten controlar entradas y salidas en un proceso mediante la programación de tareas, evitando errores en esquemas eléctricos y en la intervención humana en procesos de gran complejidad.

A lo largo de este capítulo se han presentado de manera resumida, desde los fundamentos teóricos empleados en el procedimiento seguido por los autores para concebir el diseño final, hasta los aspectos técnicos involucrados en el desarrollo del sistema de sujeción planteado y sus sistemas auxiliares.

### **CAPITULO III**

### **MARCO METODOLÓGICO**

En este capítulo se presenta la aplicación de las distintas etapas del proceso de diseño en el tratamiento del problema existente con el sistema de sujeción de una máquina Tuneladora. Entre las fases abordadas en esta sección se encuentran el estudio de la necesidad y planteamiento del problema, seguido de una investigación de usuarios y ergonómica. Luego de esto se presentan las especificaciones de diseño, y se expresan las ideas producidas en la etapa de generación de soluciones. Finalmente se procede con la Evaluación de las propuestas obtenidas, en donde se efectúa un estudio de factibilidad técnica y por medio de la aplicación de una matriz de selección se obtiene el concepto solución definitivo que se desarrolla en el presente trabajo.

### **3.1 Establecimiento de la necesidad**

El proyecto de diseño que se desarrolla en el presente trabajo surge de la propuesta presentada por la empresa Constructora Norberto Odebrecht, (de ahora en adelante mencionada como la Empresa), de sustituir el sistema de sujeción de segmentos por vacío de las máquinas tuneladoras modelos S-186 y S-187 fabricadas por la compañía alemana Herrenknecht, debido al número elevado de fallas que presentó este sistema durante la excavación de los túneles gemelos de la Línea 4 del Metro de Caracas.

En vías de aclarar la situación presentada por la Empresa, se siguió un procedimiento basado en el método PIG propuesto por Jaques y Talbot (1976), por medio del cual se abordó la identificación del problema por medio de 4 etapas. En primer lugar se llevó a cabo una fase de Preparación del planteamiento de la necesidad, donde se efectuó un estudio de los registros de falla que fueron realizados por la Empresa durante la excavación de los túneles de la Línea 4 del Metro de Caracas. Luego de esto se llevó a cabo una Exploración de las situaciones que describen el problema, seguido de la Identificación de la necesidad, donde se seleccionó una de las situaciones problemáticas planteadas en la fase anterior y, finalmente se concluye el Establecimiento de la necesidad mediante la Formulación final del problema de diseño. A continuación se desarrollan cada una de las fases mencionadas.

#### **3.1.1 Preparación del planteamiento de la necesidad.**

Con la finalidad de analizar el origen de la propuesta de sustituir el sistema de sujeción por vacío, se analizaron una serie de informes de turno puestos a disposición de los autores que fueron elaborados por la Empresa durante la excavación de la Línea 4 del Metro de Caracas. Estos informes contienen un registro de los procesos que se llevaron a cabo en el interior de la máquina tuneladora, tales como: avance, colocación de anillo, colocación de rieles para la locomotora de servicio, espera de tren, tiempo muerto, falla de la máquina y falla de la obra. Un ejemplo de estas hojas de informe es presentado en el Anexo 3. El formato de los mismos, consiste en una co-

lumna donde se listan todos los procesos, y una fila con las horas del turno. Estas horas se dividen en 6 columnas de 10 minutos cada una.

Las celdas de cada informe se encuentran rellenas de acuerdo a la actividad efectuada durante cada turno. Al final de cada informe se presentan unas líneas, en las que aparecen registradas observaciones de aspectos relevantes, tales como la descripción de las fallas presentadas en el sistema de sujeción por vacío y que fueron de especial utilidad a los fines del presente trabajo.

A continuación se presentan de forma resumida los períodos de tiempo y anillos colocados por cada modelo de máquina tuneladora registrados en las carpetas que fueron proporcionadas a los autores.

Tabla 4. Períodos de fallas analizadas en el sistema de sujeción de segmentos de la máquina tuneladora modelo S-186.

	Carpeta A1	Carpeta A2	Carpeta A3	Carpeta A4	Carpeta A5
Fecha inicio	27/06/2002	27/07/2002	01/09/2003	12/01/2004	06/12/2004
Anillo inicial	10	447	796	1214	2311
Fecha final	26/07/2002	06/02/2003	11/12/2003	03/12/2004	02/03/2005
Anillo final	179	795	1202	2310	2610
Anillos totales	170	349	407	1097	300

Tabla 5. Períodos de fallas analizadas en el sistema de sujeción de segmentos de la máquina tuneladora modelo S-187.

	Carpeta B1	Carpeta B2	Carpeta B3	Carpeta B4	Carpeta B5	Carpeta B6	Carpeta B7
Fecha inicio	17/01/02	05/04/02	17/10/02	04/07/03	05/01/04	12/05/04	10/01/05
Anillo inicial	1	238	447	612	1127	1506	2136
Fecha final	04/04/02	10/05/02	11/02/03	18/12/03	11/05/04	16/12/04	22/04/05
Anillo Final	237	438	611	1126	1505	2134	2619
Anillos totales	237	201	165	515	379	629	484

La última fila de las tablas 4 y 5 corresponde al número de anillos totales de los cuales se tiene el registro de fallas por carpeta. Al sumar los anillos presentes en cada carpeta para ambos modelos de tuneladora, se puede apreciar que se cuenta con el registro de fallas de 2.323 anillos colocados por la tuneladora modelo S-186 y de

2.610 anillos colocados por la tuneladora modelo S-187. Las fallas registradas en los informes de turno se agruparon en cinco tipos según las descripciones que se dan de las mismas, tal como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 6. Clasificación de las fallas ocurridas en el sistema de sujeción de segmentos por vacío de las máquinas tuneladoras S-186 y S-187 Herrenknecht.

Tipos de fallas	Descripciones dadas en el registro
A) Falla en la bomba de vacío.	Falla o problemas de la bomba de vacío, Entrada de agua a la bomba de vacío, Rotura de bomba de succión, El sistema de vacío no succiona, Cambio de bomba de vacío, El vacío no se completa, Se quemó el motor de la bomba, Reparación de la bomba de vacío, Bomba de vacío pierde aceite.
B) Falla en gomas	Gomas dañadas, Tramo de goma roto.
C) Descuadre entre el segmento y el sistema.	El segmento no es succionado por falla en el acabado, El sistema de vacío no succiona la clave, Mal centrado del orificio de succión del segmento E.
D) Falla eléctrica	Salta el breaker de la bomba de vacío, Rotura de cable, Daño en cable de la bomba de vacío, Falla eléctrica del sistema de succión, Falla con un cable de la bomba de vacío.
E) Falla en filtros y tuberías	Rotura de manguera, Problemas con el filtro de la bomba de vacío, Limpieza de filtros y tuberías o cambio de filtros por no alcanzar el vacío requerido, Daño en portafiltro.

La cantidad de fallas registradas se agruparon en cada modelo de máquina tuneladora y se presentan en el Apéndice 2 y 3 para el modelo S-186 y S-187 respectivamente. Con estos datos se obtienen las fallas ocurridas, su porcentaje del total y el tiempo de paradas registrado. Los resultados obtenidos se presentan a continuación:

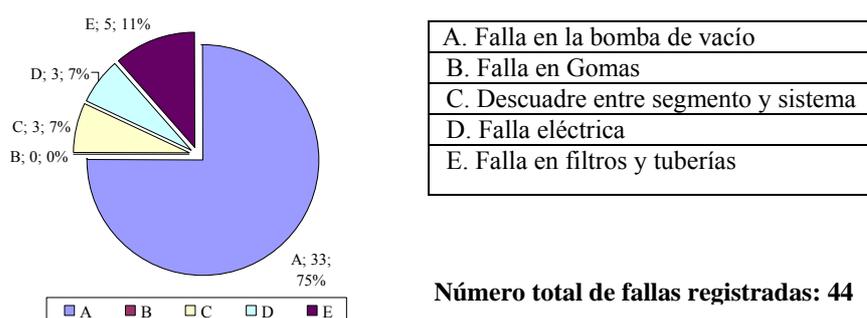


Figura 11. Ocurrencia de los tipos de fallas en la máquina tuneladora modelo S-186 Herrenknecht.

En la Figura 11 se representa al lado de cada color, la letra que distingue el tipo de falla, la cantidad de fallas ocurridas y el porcentaje que este número representa del total de fallas registradas. De esta figura se puede observar que la falla del sistema

de sujeción por vacío que presentó más ocurrencia en la máquina tuneladora S-186 durante el período analizado, es la tipo A (fallas en la bomba de vacío), con un porcentaje de 75% de las fallas registradas. Por otra parte, se puede apreciar que no se registró ninguna falla que detuviera las operaciones de la tuneladora a causa de la rotura o daño en las gomas de las ventosas (fallas tipo B). El resto de los desperfectos ocurrieron en proporciones similares, representando entre el 7 y 11 % del total de fallas. Por otra parte, sabiendo que el número total de anillos presentes en el registro de fallas para este modelo de máquina tuneladora es de 2.323 anillos y que el número total de fallas registradas es de 44, se puede obtener el número promedio de anillos colocados sin que ocurran fallas en el sistema de sujeción de vacío designado como Anillos Por Falla “APF” tal como se muestra a continuación:

$$APF_{S-186} = \frac{2323 \text{ anillos}}{44 \text{ fallas}} = 52,8 \frac{\text{anillos}}{\text{falla}} \quad (\text{ec. 39})$$

En la ecuación 39 se aprecia que el sistema de sujeción por vacío de la máquina tuneladora modelo S-186, presentaba en promedio una falla por cada 53 anillos colocados aproximadamente. Los resultados obtenidos de analizar las fallas en el modelo S-187 se muestran a continuación.

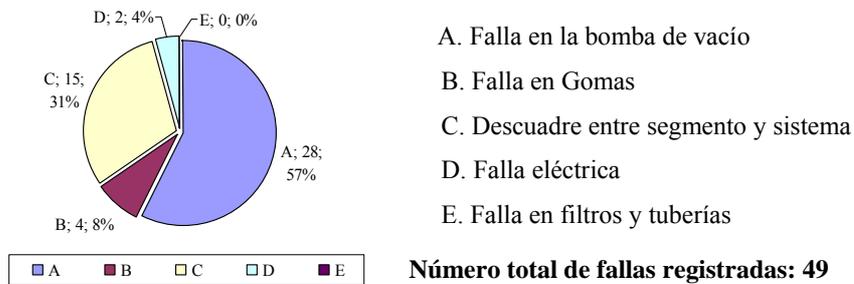


Figura 12. Ocurrencia de los tipos de fallas en la máquina tuneladora modelo S-187 Herrenknecht.

En la Figura 12 se puede apreciar que entre los desperfectos ocurridos en el sistema de sujeción de segmentos por vacío de la máquina tuneladora modelo S-187, las fallas en la bomba de vacío representan el mayor porcentaje con un 57% de las 49 fallas registradas, mientras que no se registró ninguna falla en los filtros y tuberías del sistema de sujeción por vacío en este modelo. El segundo tipo de fallas presenta-

das son las del tipo C, las cuales fueron ocasionadas por errores constructivos en el segmento representando el 31% de las paradas debido a fallas en el sistema. Conociendo el número total de anillos presentes en los informes de turno analizados para esta máquina tuneladora y el número total de fallas en el sistema de sujeción por vacío registradas, se procede a obtener el número de anillos colocados sin ocurrir fallas en el sistema de sujeción:

$$APF_{S-187} \frac{2610 \text{ anillos}}{49 \text{ fallas}} = 53,3 \frac{\text{anillos}}{\text{falla}} \quad (\text{ec. 40})$$

De la ecuación 40 se obtiene que durante la operación de la máquina tuneladora modelo S-187 ocurrió en promedio una falla en el sistema de sujeción de segmentos por cada 53 anillos colocados.

Cabe resaltar que en los dos modelos de tuneladoras, el mayor porcentaje de fallas, recae en los desperfectos de la bomba de vacío, en los informes puede apreciarse que en repetidas ocasiones se tuvo que reemplazar este componente. Debido a esta situación, resulta de interés conocer en qué porcentaje de las fallas ocurridas en la bomba de vacío, fue requerida la sustitución de la misma. Con este fin se muestra la siguiente tabla:

Tabla 7. Fallas en la bomba de vacío (Fallas tipo A) versus cambios de este componente en las Máquinas Tuneladoras modelos S-186 y S-187.

Modelo de Máquina Tuneladora	Fallas en Bomba de vacío	Requirió cambio de Bomba de vacío	No requirió cambio de Bomba de vacío
S-186	33	11 (33%)	22 (67%)
S-187	28	14 (50%)	14 (50%)

Como se puede apreciar en la Tabla 7, la bomba de vacío se tuvo que reemplazar el 33% de las veces en que presentó fallas en la tuneladora modelo S-186, y la mitad de las veces en la tuneladora S-187. El hecho de tener que cambiar la bomba de vacío en esta proporción para corregir las fallas ocurridas, permite inferir que estas fallas, han debido ser ocasionadas por daños severos en este componente. Esta situación representa por tanto la principal motivación del planteamiento efectuado por la Empresa de sustituir el sistema de sujeción de segmentos por vacío.

A partir de los datos obtenidos en los registros de fallas mostrados en los Apéndices 2 y 3, se pudo obtener el tiempo de paradas ocasionadas por los desperfectos del sistema de sujeción por vacío. Cabe mencionar que algunas de estas fallas, no presentan el registro de su respectivo tiempo de parada. Para ilustrar esta situación en la Tabla 8 se muestra la cantidad de fallas de las que se posee y de las que no se posee el tiempo de parada.

Tabla 8. Cantidad de fallas con y sin registro de tiempo de parada para ambos modelos de máquina tuneladora.

Modelo de Tuneladora	Fallas con registro de tiempo	Fallas sin registro de tiempo	Fallas totales
S-186	41	3	44
S-187	32	18	49

Luego de clasificar los tipos de falla del sistema de sujeción por vacío, se totalizó el tiempo de parada de las mismas, designado como Tiempo total ó  $T_T$ , obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 9. Tiempo de parada debido a las fallas ocurridas en las tuneladoras modelos S-186 y S-187.

$T_{T\ S-186} = 5735 \text{ min.} = 3 \text{ días } 23 \text{ horas } 35 \text{ minutos}$
$T_{T\ S-187} = 2500 \text{ min.} = 1 \text{ día } 17 \text{ horas } 40 \text{ minutos}$

Para analizar objetivamente el tiempo de parada total ocasionadas por las fallas del sistema de sujeción se procede a obtener un patrón de tiempo con el cual poder contrastar estos valores. Con este fin se debe obtener primero la cantidad de anillos colocados por cada modelo de tuneladora de los cuales se conoce el tiempo de paradas designadas como anillos con registro o “ACR”. Para ello se debe multiplicar el número promedio de anillos colocados por cada falla, con el número de fallas que poseen registro de tiempo en cada modelo de máquina tuneladora tal como se muestra a continuación:

$$ACR_{S-186} = \left( 53 \frac{\text{anillos}}{\text{falla}} \right) (41 \text{ fallas c.r.t.p.}) = 2173 \text{ anillos c.r.t.p.} \quad (\text{ec. 41})$$

$$ACR_{S-187} = \left( 53 \frac{\text{anillos}}{\text{falla}} \right) (32 \text{ fallas c.r.t.p.}) = 1696 \text{ anillos c.r.t.p.} \quad (\text{ec. 42})$$

Donde: c.r.t.p. significa: con registro de tiempo de parada.

El tiempo ideal de avance de la máquina tuneladora por cada anillo colocado es de 40 min (Herrenknecht s.f.). Al multiplicar este valor por la cantidad de anillos con registro de tiempo de parada, proporcionados por las ecuaciones 41 y 42, se obtiene el tiempo ideal que tomaría colocar tal cantidad de anillos, designado como tiempo por colocación de anillos con registro de tiempo ó  $T_{RT}$ . A continuación se presentan los tiempos obtenidos en cada tuneladora:

$$T_{RT\ S-186} = 40 \frac{\text{min}}{\text{anillo}} (2173 \text{ anillos c.r.t.p.}) = 86920 \text{ min} = 60 \text{ días, 8 horas y 40 min} \quad (\text{ec. 43})$$

$$T_{RT\ S-187} = 40 \frac{\text{min}}{\text{anillo}} (1696 \text{ anillos c.r.t.p.}) = 67840 \text{ min} = 47 \text{ días, 2 horas y 40 min} \quad (\text{ec. 44})$$

Finalmente, al comparar el valor del tiempo de colocación los anillos ( $T_T$ ) de los que se tiene data de tiempo de falla (dados en la Tabla 9), con el tiempo de parada para cada máquina tuneladora ( $T_{RT}$ ) (dados por las ecuaciones 43 y 44), se obtiene que los modelos S-186 y S-187 tuvieron un tiempo de parada equivalente al 6,59% y 3,69% respectivamente del tiempo de construcción del túnel.

Como resultado de esta etapa de preparación del establecimiento de la necesidad se ha obtenido un acercamiento al origen del problema mediante la revisión del registro de fallas. Este acercamiento, además de poner al descubierto la frecuencia de fallas ocurridas en el sistema de sujeción por vacío, permitió clasificarlas en problemas más específicos de cada componente (ver Tabla 6). Con este nivel de conocimiento se puede avanzar a la siguiente etapa del proceso de diseño, donde se exploran diversos planteamientos que nos llevarán a identificar la esencia del problema.

### 3.1.2 Exploración de situaciones que describen el problema

A continuación se enumeran cinco párrafos que describen el problema presentado en el sistema de sujeción de segmentos desde distintos enfoques con la finalidad de ampliar la percepción del problema.

- A) En la construcción de los túneles gemelos de la Línea 4 del Metro de Caracas se emplearon 2 máquinas tuneladoras modelos S-186 y S-187 fabricadas por la Empresa Herrenknecht cuyos sistemas de sujeción por vacío presentaron múltiples fallas, ocasionando retrasos significativos en la obra (6,6 % del tiempo de colocación de segmentos en el modelo S-186 y 3,7% en el modelo S-186)
- B) Gran parte de los desperfectos presentadas en el sistema de sujeción por vacío se deben a fallas en la bomba de succión (75% en la tuneladora modelo S-186 y 57% en el modelo S-187). Entre las fallas registradas, se puede mencionar la entrada de agua a la bomba, fundición del motor, fallas en la succión y pérdida de aceite. En gran parte de los casos (33% en el modelo S-186 y 50% en el modelo S-187), la acción tomada fue el reemplazo de la bomba de vacío.
- C) En repetidas oportunidades (7% en la tuneladora S-186 y 31% en la tuneladora S-187), se presentaron demoras por falta de succión en el sistema debido a errores constructivos en los segmentos. El mal centrado del orificio de succión y acabados muy rugosos no permiten completar el vacío requerido para la sujeción.
- D) El sistema de sujeción por vacío presentó múltiples fallas en los filtros y tuberías del sistema (11% en la TBM S-186). El sistema eléctrico y las gomas de las ventosas del sistema también presentaron inconvenientes en la sujeción y retrasos en la obra, aunque en menor proporción que las demás fallas mencionadas.
- E) La empresa presenta quejas en relación al elevado número de fallas y los consecuentes retrasos en las obras de construcción de los túneles de la línea 4 del Metro de Caracas, planteando como solución la sustitución de este sistema por otro que no presente tantas fallas.

Una vez que han sido exploradas distintas alternativas que recogen el problema con el sistema de sujeción se debe extraer de cada una de ellas la idea principal para facilitar su posterior análisis, de forma que:

- A) El sistema de sujeción de segmentos actual presentó fallas ocasionando retrasos en la obra.

- B) La bomba de vacío del sistema de sujeción de segmento de las máquinas tuneladoras presentó múltiples fallas.
- C) Las imperfecciones de los segmentos ocasionaron fallas en la sujeción de los mismos con el sistema de sujeción por vacío.
- D) Los componentes del sistema de sujeción por vacío presentaron diversas fallas durante su operación.
- E) La empresa manifiesta un rechazo hacia el sistema de sujeción por vacío, con claras intenciones de sustituirlo por otro sistema de sujeción distinto.

Luego de haber examinado los diversos tipos de fallas ocurridos en el sistema de sujeción por vacío y lo expuesto por parte de la empresa en cuanto a sustituir este sistema, se procede en la siguiente etapa del proceso de diseño a evaluar las cinco ideas principales que describen la situación problemática, expuestas en esta sección.

### **3.1.3 Análisis de la situación**

Una de las vías para solucionar el problema en el sistema de sujeción existente, sería analizar en profundidad el origen de las fallas del sistema de vacío y rediseñar los componentes del mismo causantes de las fallas, de manera que se eliminen los problemas presentados. Esta vía se enfoca en la situación expuesta en los planteamientos 2 y 3 de la fase de exploración. Considerar esta opción como proyecto de diseño, se enfrenta a serias limitaciones, tales como: el actual estado de inoperatividad de las máquinas tuneladoras en estudio, que elimina la posibilidad de realizar pruebas en condiciones normales de trabajo de estos equipos, y la inexistencia de fuentes en donde se presenten registros detallados de cada una de las fallas de la bomba de vacío y de los subsistemas asociados a la misma.

Una vía menos convencional de solucionar el problema, sería cambiar el método de revestimiento del túnel para dejar de emplear segmentos prefabricados. Sin embargo los métodos constructivos dependen directamente de las condiciones del terreno y en este caso las características inestables del terreno, hacen necesario el revestimiento con segmentos prefabricados.

La acción a tomar más apropiada para enfrentar el problema planteado, es entonces el desarrollo de un nuevo sistema de sujeción de segmentos que reduzca drásticamente el número de fallas y consecuentes paradas en la operación de la máquina tuneladora. El razonamiento expuesto en la idea número 5 de la fase de Exploración de situaciones que describen el problema, en relación a la posición de la empresa en reemplazar el sistema existente, encierra una limitación a planificar un proyecto de diseño en vías de solventar las fallas ocurridas en la bomba de vacío y demás subsistemas asociados.

Cabe resaltar que el nuevo sistema de sujeción de segmentos, debe ser diseñado para ser adaptado a las estructuras del Erector y grúa de segmentos que contienen el sistema de sujeción por vacío, debido a que éstas, (sobre todo la del Erector), poseen mecanismos que limitan los grados de libertad de movimiento del sistema de manipulación, cuyas modificaciones se escapan de los Alcances del presente trabajo.

Una vez que se han analizado distintas posibilidades de abordar el planteamiento de la necesidad, se poseen las herramientas necesarias para formular el problema a resolver y definir la vía que debe seguirse para tal fin.

### **3.1.4 Formulación final del problema de diseño**

La etapa del establecimiento de la necesidad concluye con las respuestas de las interrogantes que se presentan a continuación y sus respectivas respuestas, lo cual encierra todo lo que ha sido analizado en esta etapa:

#### **1. ¿Cuál es el problema?**

El problema es el elevado número de fallas, y los retrasos que éstas ocasionaron, en la construcción de la línea 4 del Metro de Caracas, las cuales fueron originadas principalmente por la bomba de vacío del sistema de sujeción de segmentos instalado en las máquinas tuneladoras modelos S-186 y S-187 marca Herrenknecht

2. ¿Qué debe hacerse para dar solución al problema?

Diseñar un nuevo sistema de sujeción que se adapte a los mecanismos de manipulación y transporte de segmentos, y que sustituya al sistema existente, disminuyendo el número de fallas y consecuentes paradas y retrasos en las operaciones de las máquinas tuneladoras mencionadas.

Luego de definir todo lo relacionado con el planteamiento de la necesidad, se debe proceder a recopilar la mayor cantidad de información que sea posible, en torno a las perspectivas de los usuarios y las condiciones ergonómicas que se describen a continuación.

### **3.2 Estudio o Análisis de la necesidad**

Una vez definido el problema, se procede a obtener la mayor cantidad de información relacionada al mismo. Para conseguir este objetivo se procede a efectuar una investigación de usuarios, y ergonómica, presentadas a continuación.

#### **3.2.1 Investigación de usuarios**

Lo primero que debemos hacer para poder realizar esta fase es identificar y clasificar los distintos tipos de usuarios involucrados con la construcción, operación, supervisión, mantenimiento y reparación del sistema de sujeción de segmentos. Por otra parte, si los segmentos cambian su forma, se debe cambiar el proceso de fabricación de los mismos, y evaluar como se verán afectadas las personas que participan de alguna manera en este proceso. Así, los usuarios involucrados con la construcción y puesta en marcha de un nuevo sistema de sujeción, pueden agruparse en cuanto a la fabricación e instalación del sistema de sujeción, al proceso de fabricación de los segmentos (Planta de Anillos) y al proceso de colocación de los mismos en la Máquina tuneladora. Los usuarios contenidos en esta clasificación son los siguientes:

- Técnicos mecánicos: encargados de la fabricación, ensamble y ajuste de los componentes del nuevo sistema de sujeción en la grúa de segmentos y en el erector,

de la construcción de las modificaciones que deban hacerse a los moldes y del mantenimiento de los componentes mecánicos del equipo.

- Técnicos electricistas: que se encargarán de instalar el sistema eléctrico del nuevo sistema de sujeción y realizar tanto el mantenimiento como las reparaciones de los componentes eléctricos y electrónicos del sistema de sujeción.
- Supervisores de montaje: quienes deben asegurarse que el sistema quede instalado adecuadamente y empiece a operar de manera correcta.
- Obreros: personal que realizará las actividades requeridas en la construcción de los segmentos adaptados al nuevo sistema de sujeción y se encargarán de la operación directa del sistema durante la vida útil del mismo.
- Gerente de producción: quien evalúa tanto los materiales como los procesos de fabricación seleccionados para la manufactura de las piezas del sistema, que se deban producir.
- Ingeniero supervisor de producción: esta persona se encarga de mantener la producción de anillos por turno de trabajo en su nivel óptimo.
- Supervisores de turno: quienes deben procurar el máximo avance de la tuneladora, así como el buen desempeño de los sistemas involucrados en el mismo.

Para recoger las perspectivas, opiniones y expectativas de los usuarios, con la finalidad de ampliar los conocimientos en relación a la problemática planteada, se llevaron a cabo diversos métodos para explorar nuevos conceptos de solución, tales como: viaje de usuarios, encuestas informales y una encuesta estructurada a distintas personas relacionadas con el proceso de fabricación de segmentos y con el desempeño del mecanismo de sujeción. Parte de la investigación efectuada se presenta a continuación.

### **Investigación de conducta de los usuarios**

Debido a que las máquinas tuneladoras en donde se encuentra instalado el sistema de sujeción estuvieron fuera de servicio durante la realización del presente trabajo, la investigación de la conducta de usuarios, no pudo realizarse directamente con los operarios de la máquina tuneladora. Sin embargo, la investigación fue dirigida a

ingenieros y técnicos que se vieron involucrados con el sistema de sujeción por vacío y la fabricación de segmentos para el túnel. De esta manera se realizaron consultas con expertos en la construcción de segmentos prefabricados y en el desempeño de tuneladoras, y una encuesta estructurada dirigida a un grupo de ingenieros y técnicos de las cuales se pudo recaudar información de mucha importancia en el estudio de la necesidad planteada. En el apéndice 11 se muestra de forma resumida la información más relevante obtenida en cada una de las consultas efectuadas.

Para concluir la investigación de la conducta de usuarios se efectuó una entrevista estructurada a 6 ingenieros y un técnico electricista, que ocuparon cargos relacionados con la operación de las máquinas tuneladoras en estudio, tales como Ingeniero responsable de producción, Ingeniero responsable de TBM, Ingeniero encargado de mantenimiento y Técnico electrónico. El formato de la encuesta efectuada se presenta en el apéndice 4.

Los resultados obtenidos en la pregunta número 1 fueron totalizados con la finalidad de ilustrar que características de un nuevo sistema de sujeción resultan de importancia para los usuarios entrevistados y cuales no. Estos datos se presentan en la Tabla 10 y se grafican en la Figura 13.

Tabla 10. Características que debe presentar un nuevo sistema de sujeción, correspondientes a la pregunta número 1 de la encuesta efectuada.

<b>Características</b>	<b>Total</b>
a. Tamaño reducido	2
b. Seguridad	7
c. Bajo costo	3
d. Pocos cambios	4
e. Rapidez de sujeción	5
f. Estética	1
g. Vida útil	5
h. Facilidad de ajuste entre sistema y segmento	6
i. Poco mantenimiento	7
j. Ergonomía	4

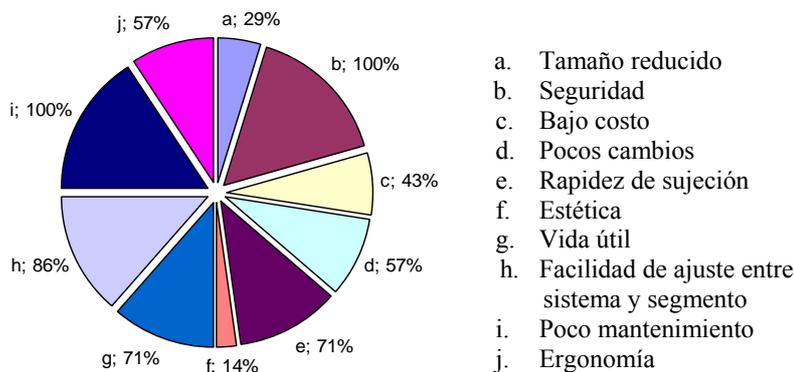


Figura 13 Resultados de la pregunta n° 1 de la encuesta sobre las características de importancia que de un nuevo sistema de sujeción.

De la Figura 13 se puede observar que todos los usuarios consultados consideran importante que un nuevo sistema de sujeción debe presentar Seguridad (opción b) y Poco mantenimiento (opción i), mientras que solo uno de ellos considera importante la estética como una característica de diseño a considerar.

Las respuestas de la pregunta 2 que dieron los usuarios entrevistados, aportó nuevas características que no habían sido tomadas en cuenta con anterioridad. Las ideas aportadas por los distintos usuarios fueron analizadas y se seleccionaron las características de diseño que más se adaptan a las necesidades del proyecto de diseño en desarrollo, las cuales se muestran a continuación:

1. Facilidad en la operación
2. Simplicidad y practicidad.
3. Fácil reparación. Facilidad de intervención cuando presente problemas.
4. Fácil reposición de piezas por desgaste.

En cuanto a la pregunta 3, todos los usuarios entrevistados afirman haber detectado fallas en el sistema de sujeción por vacío. Según las respuestas aportadas en la pregunta 4, las características que debe tener un nuevo sistema de sujeción son las siguientes:

1. Mínimo número de componentes, que resistan el trabajo pesado.
2. Debería evitar tener que limpiar el segmento para poder sujetarlo.
3. Ofrecer seguridad en caso interrupción en el suministro de energía eléctrica por tiempo indefinido.

Una vez completada la investigación de usuarios se procede a establecer los principios que debe cumplir un nuevo sistema de sujeción de segmentos, para que los usuarios puedan interactuar con el mismo sin ningún inconveniente.

### **3.2.2 Investigación ergonómica**

De todas las labores realizadas para construir un túnel, sólo aquellas que se ven afectadas por el diseño resultante del presente trabajo son consideradas desde un punto de vista ergonómico, dejando las que tienen lugar en otras etapas en manos de sus respectivos diseñadores. Dos áreas han sido estimadas como afectadas por el diseño: la operación, mantenimiento y reparación del sistema de sujeción de segmentos y las alteraciones introducidas en el proceso de fabricación de anillos a consecuencia de la propuesta.

En la primera área intervenida, se puede identificar una diferencia significativa entre el número de pasos necesarios para sujetar los segmentos con el sistema de vacío y el “Robbins”, y los necesarios para sujetarlos con el sistema “Lovat”. La intervención por parte de los operadores del equipo de sujeción de vacío y del equipo “Robbins” se limita a una manipulación de dos mandos remotos, uno que controla a la grúa de segmentos y su sistema de vacío y otro que controla al alimentador de segmentos, los cilindros de propulsión, y al erector con su sistema de vacío.

Los mandos remotos disponen de un cinturón que le permite al operador colocárselo alrededor de la cintura y tener las manos libres para operar los controles. Sin embargo, luego de que todos los segmentos han sido trasladados desde la locomotora al alimentador de segmentos o desde el alimentador a su posición dentro de los anillos el operador puede desprenderse el mando portátil de la cintura hasta que se necesite realizar nuevamente el proceso. Adicionalmente se puede optar por apoyar el mando portátil en una mesa o superficie para no tener que aguantar su peso.

En el caso del sistema de sujeción de la empresa Lovat se presenta un paso adicional que consiste en colocarle un perno a cada uno de los segmentos para que puedan ser tomados y trasladados por el erector y la grúa. Este paso es realizado por los trabajadores de la tuneladora, sin embargo, en los modelos recientes de máquinas

de la empresa Lovat también se emplean mandos portátiles para desplazar al erector, la grúa y sus mecanismos de sujeción.

Los diseñadores de los tres mecanismos estudiados han tomado en cuenta el aspecto ergonómico en el proceso de sujeción de segmentos procurando disminuir la actividad física involucrada, y deseando que el diseño resultante de este trabajo lo tome igualmente en consideración, se procura mantener el empleo de los mandos portátiles, pues ellos no sólo disminuyen la intervención física por parte de los trabajadores, sino que fusionan, en sólo dos dispositivos, el control de todos los procesos de sujeción, transporte y colocación de los segmentos dentro de la tuneladora.

En conjunto con la operación del equipo de sujeción se deben tomar en cuenta desde el punto de vista ergonómico las labores de mantenimiento y las eventuales tareas de reparación a que será sometido el equipo. Estas labores requieren que se pueda acceder fácilmente a los componentes del equipo para evitar la “aplicación de fuerza en una postura forzada” u otras actividades que puedan generar lesiones.

En la segunda faceta a intervenir, se identificaron tres posibles zonas en donde el diseño propuesto generaría cambios y que deben abordarse desde el campo ergonómico. Estas tres zonas son: el cambio permanente de los moldes, la colocación de insertos en los moldes para la fabricación de cada segmento y su posterior extracción en el caso de desearse esta.

La primera actividad, el cambio permanente de los moldes, se realizaría una sola vez y se considera que el tiempo involucrado en esta labor no sería suficiente para producir lesiones en el caso de implicar posturas inadecuadas durante su ejecución. Las actividades de colocación y extracción de insertos (en caso de ser estos removibles) si deberían atender la posición del trabajador por ser estas de carácter repetitivo, lo cual “es una causa habitual de lesiones y enfermedades del sistema oseomuscular (y relacionadas con la tensión)” (Organización Internacional del Trabajo, s.f.).

Con la finalización de la investigación ergonómica se completa la etapa del estudio de la necesidad. Cuando ya se tiene un amplio conocimiento del ambiente en el que se desarrolla la situación problemática, se puede establecer la tendencia que

seguirán los diseñadores para conseguir el concepto solución que mejor se adapte a las herramientas, tiempo y capacidades existentes con la finalidad de satisfacer la necesidad planteada, como se procede en la siguiente etapa.

### **3.3 Especificaciones del diseño**

El diseño final no será más que una representación física de las especificaciones que previamente se le hayan establecido. En esta etapa se incluyen factores relacionados con el establecimiento de la necesidad y diversos aspectos impuestos por los diseñadores, todo esto orientado a cumplir características funcionales consideradas como indispensables en un nuevo sistema de sujeción. Las especificaciones impuestas son las que se enumeran a continuación:

- 1 El sistema de sujeción deberá poder ser adaptado en las tuneladoras tipo escudo EPB de Herrenknecht modelos S-186 y S-187.
- 2 El sistema de sujeción de segmentos debe poder ser adaptado tanto al erector como a la grúa de segmentos.
- 3 La sujeción de los segmentos debe garantizar la integridad física de los individuos involucrados en su manejo.
- 4 Modificaciones implicadas
  - 4.1 No se deben modificar los sistemas de transporte de segmentos (Polipasto, motor freno, Erector, Alimentador de segmentos).
  - 4.2 No se permitirán modificaciones en los segmentos que involucren protuberancias o cualquier tipo de elementos que sobresalgan de la superficie interna de los anillos colocados en el túnel, por las siguientes razones:
    - 4.2.1 La tuneladora posee 9 carros que se desplazan por medio de ruedas en el interior del túnel, la movilización de estas ruedas sería entorpecida por las protuberancias en el túnel.
    - 4.2.2 Durante la excavación del mismo, gran parte de la máquina tuneladora se va desplazando a través de los anillos ya construidos en el túnel. Esta máquina posee remolques divididos en dos corre-

dores a ambos lados, uno por donde se desplazan los operarios y el otro donde se colocan equipos pertenecientes a la máquina. De esta manera, al colocar pernos en los segmentos se dificulta la movilización de los operarios y se le resta espacio a los equipos.

4.2.3 Presenta una protuberancia interna en los segmentos que en caso de emergencia y escape de las personas de los vagones del tren podría producir heridas y entorpecer el desalojo del túnel.

4.3 Los moldes de los segmentos no pueden ser reemplazados en su totalidad. Las modificaciones en los mismos deben ser aprobadas por la Empresa.

4.4 Si se modifican los segmentos, el sistema de sujeción por vacío no debe perder su funcionalidad. Esto permitirá disponer de un sistema de respaldo cuando ocurra una falla en el nuevo sistema de sujeción.

5 El sistema de sujeción debe permitir la realización de los movimientos de ajuste de la cabeza del erector, sin que ello produzca desplazamientos entre el sistema y el segmento que impidan centrar el segmento en la posición deseada.

6 La operación del sistema de sujeción debe poder ser efectuada por una persona.

7 Especificaciones geométricas:

- Movimiento longitudinal del erector: 2.000 mm
- Movimiento telescópico del erector: 1.200 mm
- Grados de rotación del erector:  $\pm 200^\circ$
- Grados de ajuste de la cabeza del erector:  $\pm 3,5^\circ$
- Diámetro interno de la cola del escudo: 5.750 mm

Nota: Datos tomados de Herrenknecht, 2001.

8 Especificaciones mecánicas

8.1 Velocidad de desplazamiento.

- Velocidad de elevación del polipasto: 4 m/min.
- Velocidad de traslación de la grúa: 20/6 m/min.

Nota: Datos tomados de Herrenknecht, 2001.

8.2 Cargas: Peso del segmento más el sistema de sujeción debe ser menor de: 3.200 kg, (que es la capacidad del polipasto de la grúa de segmentos)

Nota: Datos tomados de (Hadeff).

9 Especificaciones eléctricas:

9.1 Frecuencia:	60 Hz.
9.2 Número de fases:	3
9.3 Voltaje primario:	12.000 V
9.4 Voltaje secundario:	440 V
9.5 Voltaje de válvulas:	24 V
9.6 Voltaje de control:	24 / 230 V
9.7 Índice de protección:	IP-55

Nota: Datos tomados de Herrenknecht, 2001.

10 Desempeño: El tiempo requerido para realizar la sujeción y liberar todos los segmentos de un anillo debe ser menor al 10% del tiempo de colocación del anillo.

Tiempo de colocación ideal de un anillo: 20 min = 1200 s.

Tiempo para sujetar y liberar un anillo (7 segmentos):  $0.1 \times 1200s = 120$  s.

Tiempo para sujetar ó liberar un solo segmento:  $120s / (7 \times 2) = 8.57$  s.

11 Ergonomía: El manejo del sistema debe ser efectuado con una postura cómoda para el operador.

12 Debe ser resistente a la oxidación por agua, aceites de los mecanismos circundantes y polvo en el ambiente.

Conociendo los requisitos del sistema de sujeción de segmentos a diseñar, se puede buscar una idea que satisfaga las necesidades apropiadamente; pero para esto se deben generar las propuestas solución de una manera libre de influencias.

### 3.4 Generación de soluciones

En esta etapa se aplicó el método de la tormenta de ideas, de lo cual se obtuvo como resultado veinte (20) propuestas, cuyos bocetos y principios de funcionamiento se presentan a continuación.

1. Sistema magnético con placas planas en el exterior del segmento

Consiste en una placa plana de acero soldada por sus extremos al enmallado de cabilla interna del segmento durante su proceso de fabricación para luego levantar-

lo con un dispositivo magnético a través de ésta placa. La mayor parte de la superficie de la placa queda por fuera del segmento.

2. Sujeción magnética con placas planas colocadas internamente en el segmento.

Esta idea es muy similar a la anterior con la diferencia de que la placa de acero se adapta a la forma de la superficie interna del segmento, y queda embutida en el concreto y soldada directamente al refuerzo interno de acero.

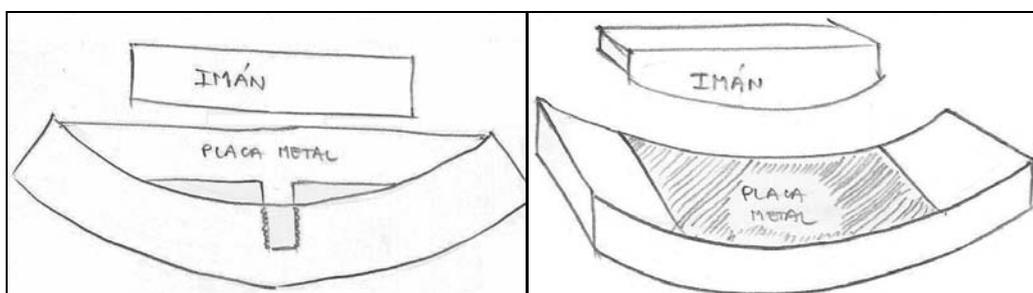


Figura 14. Bocetos de las ideas 1 y 2.

3. Chupones de Vacío.

Un conjunto de chupones de vacío similares a los empleados para destapar desagües se adhieren a la superficie convexa del segmento cuando son presionados sobre el mismo. Una vez que ha concluido el transporte del segmento, se permite la entrada de aire en el interior de los chupones a través de tuberías instaladas en sus extremos superiores, para efectuar la liberación del segmento.

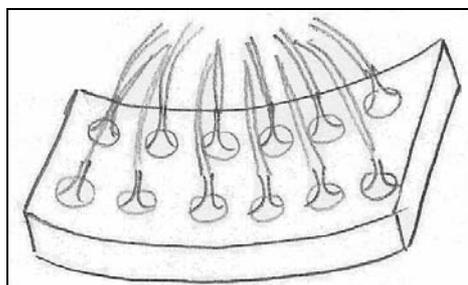


Figura 15. Boceto de la idea 3.

4. Agujeros en el segmento y pinzas.

Se generan aberturas en la cara interna del segmento para permitir la sujeción a través de pinzas hidráulicas unidas con un gancho al polipasto o cabeza del erector.

5. Pinza hidráulica y hendiduras en puntos centrales y laterales.

A través de hendiduras en la superficie convexa y en una de las caras laterales del segmento, se sujeta la pieza con pinzas hidráulicas o un sistema de enganche como el mostrado en la Figura 15. Nótese que este sistema emplea la única cara lateral disponible para colocación del segmento.

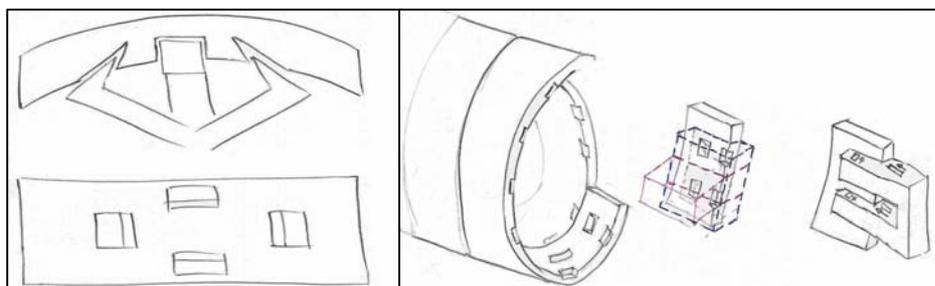


Figura 16. Bocetos de las ideas 4 y 5.

6. Ranura en forma de T.

En una ranura en forma de T de la superficie interna del segmento se introduce una pieza que se ajusta en ella. Al inicio de la ranura se precisa de un agujero para introducir la pieza que calza en la misma.

7. Sujeción de  $\frac{1}{4}$  de vuelta.

Se producen perforaciones en el segmento donde se introducen piezas con la forma indicada en la Figura 17. Al girar estas piezas un  $\frac{1}{4}$  de vuelta quedan aseguradas al segmento.

8. Agujero y perno curvo.

En el proceso de fabricación de segmentos se produce un agujero ovalado para permitir la entrada de un perno curvo que al insertarse en el agujero logra la sujeción.

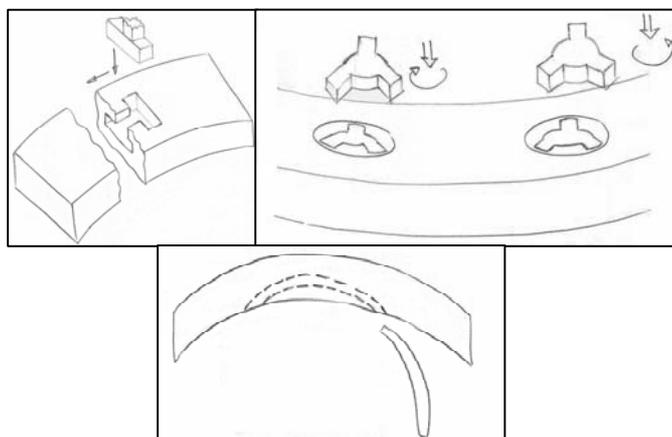


Figura 17. Bocetos de las ideas 6, 7 y 8.

9. Barra con pestillos desplegables en sus extremos.

Al introducir pernos de sección rectangular en agujeros con forma de T sobre la superficie del segmento, se extienden desde ella dos pestillos o pasadores en direcciones opuestas que calzan sobre el agujero sujetando así el segmento. En la posición A indicada en la Figura 18, los pestillos se encuentran retraídos, mientras que en el estado B estos están desplegados.

10. Piezas cilíndricas que acoplan entre sí.

La idea consiste en emplear dos piezas cilíndricas que calzan entre sí para la sujeción del segmento. Una de estas piezas es similar a la jaula empleada en rodamientos cilíndricos y va embutida en el segmento. La otra pieza calza en la primera por intermedio de pestillos que sobresalen en su periferia permitiendo la unión de ambas piezas. En la posición A de la Figura 18 los pestillos están retraídos, mientras que en la posición B se encuentran desplegados.

11. Garras retractiles.

Se fabrican insertos en el molde con unas hendiduras de la forma mostrada en la Figura 18, para permitir la entrada de piezas que al calzar, desprenden garras por medio de la activación de un mecanismo. En el estado A ilustrado las garras se encuentran retraídas, mientras que en el estado B las garras están desplegadas.

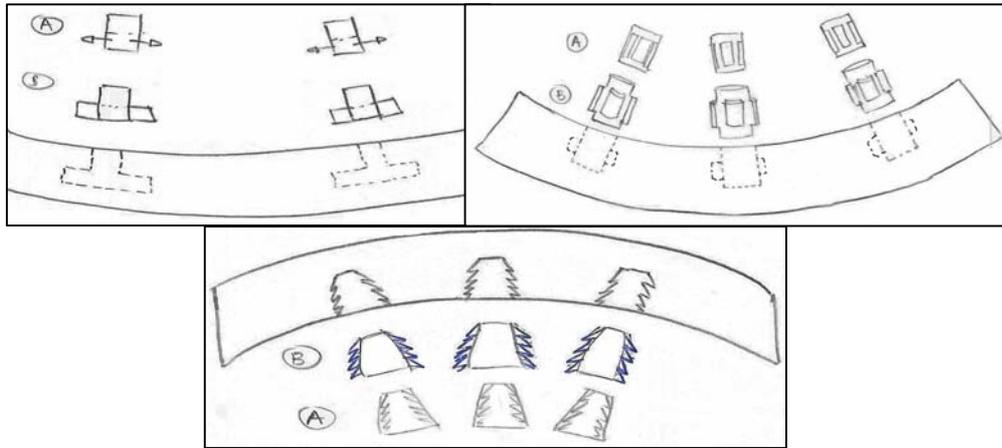


Figura 18. Bocetos de las ideas 9, 10 y 11.

12. Cilindro de goma inflado con aire a presión.

Sistema de aire a presión que infla un cilindro de goma insertado en un agujero en la estructura del segmento. Por la presión de aire la superficie externa de la goma es presionada contra la pared del agujero en el segmento generando una fuerza normal que a su vez produce la fuerza de fricción requerida para la sujeción.

13. Hojas cilíndricas desplegadas.

Un conjunto de hojas cilíndricas superpuestas unas a otras se juntan para formar un cilindro que aumenta o disminuye su diámetro por medio de la presión de un fluido que llena su interior o por la acción de un mecanismo que despliega el conjunto de hojas metálicas con la fuerza requerida para efectuar la sujeción.

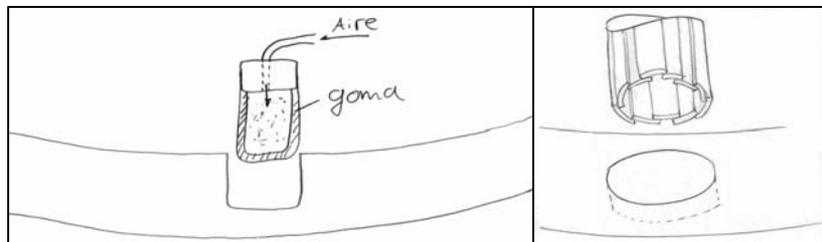


Figura 19. Bocetos de las ideas 12 y 13.

14. Espárragos en los segmentos y dados roscados.

En esta propuesta un espárrago gira por la acción de un taladro para insertarse en un cilindro con rosca interna embutido en el interior del segmento y soldado al encabillado. La sujeción se realiza cuando el cilindro con rosca interna se enrosca en su respectivo agujero.

15. Insertos roscados en el segmento y espárragos.

Representa una inversión de la propuesta anterior, que consiste en soldar en el encabillado interno del segmento un cilindro con rosca interna donde se introduce un espárrago acoplado a un taladro neumático.

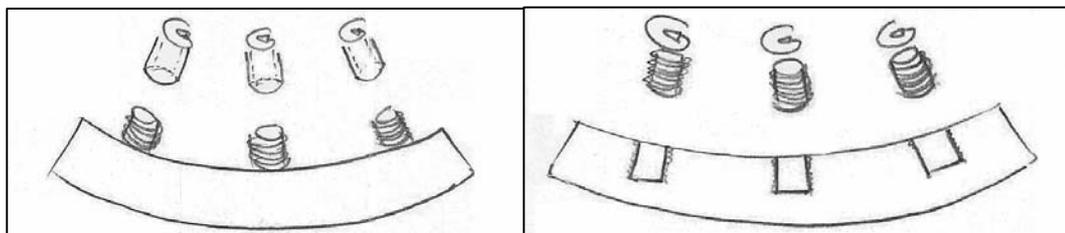


Figura 20. Bocetos de las ideas 14 y 15.

16. Candado monopin (sin horquilla) y pernos sobresalientes.

Idea inspirada en el candado empleado en el sistema de seguridad que se utiliza en ciertos vehículos conocido como bóveda tapa pedales. Varios pernos cilíndricos se fijan a la estructura interna del segmento para ser acoplados luego a candados monopin que los sujetan firmemente al Erector o Grúa de segmentos.

17. Candado monopin y pernos en agujeros.

Consiste en una modificación de la idea anterior. En este caso el pin sobre el que se ajusta el candado se halla en un agujero en el interior del segmento tal como se ilustra en la Figura 20.

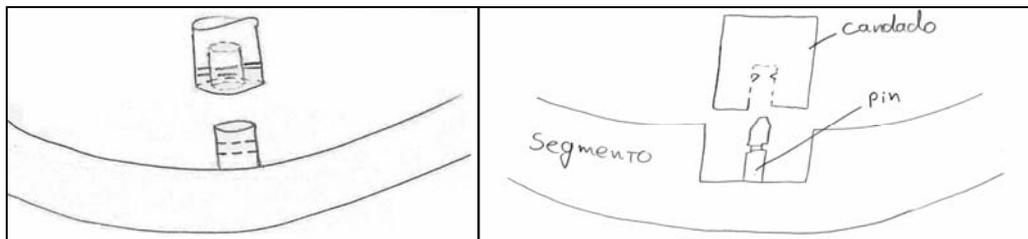


Figura 21. Bocetos de las ideas 16 y 17.

#### 18. Estructura metálica con argollas y ganchos despleables.

Durante el proceso de fabricación del segmento se le adiciona en la superficie del mismo una prominencia de concreto en cuyos extremos laterales sobresalen argollas. En estas argollas se fijan unos ganchos despleables instalados sobre una placa cóncava que sujeta el segmento por intermedio de la unión entre ganchos y argollas.

#### 19. Estructura metálica con argollas internas y ganchos despleables.

De forma similar a la anterior, con la diferencia que las argollas fijas al segmento se colocan en un agujero sobre la superficie del mismo, en vez de estar sobre una protuberancia, tal como se ilustra en la siguiente figura.

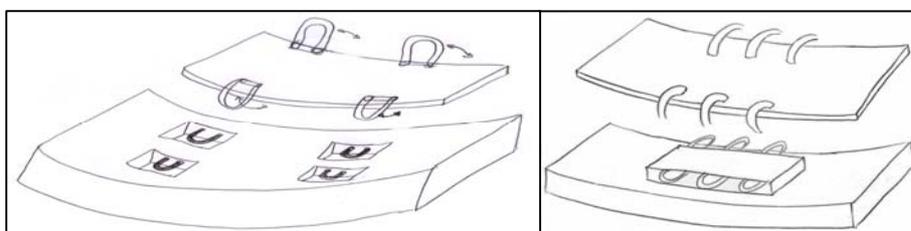


Figura 22. Bocetos de las ideas 18 y 19.

#### 20. Brazos giratorios en el segmento

El segmento se sujeta al sistema que lo manipula, en vez de ser sujetado por el sistema. Aplicando la técnica de empatía surge la idea de sujetar placas instaladas en el erector y grúa de dovelas desde el segmento a través de placas giratorias fijadas a la superficie del mismo.

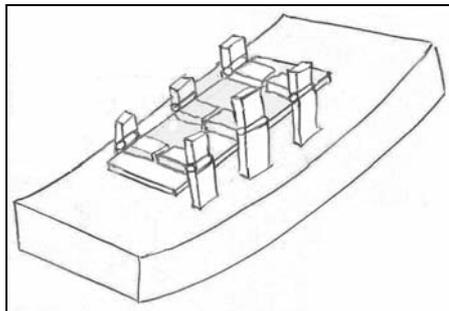


Figura 23. Boceto de la idea 20.

En la siguiente etapa del proceso de diseño se debe realizar un estudio objetivo de las posibilidades técnicas que harán posible la aplicación de cada propuesta, y seleccionar la que presente mayor número de ventajas respecto a las demás.

### 3.5 Evaluación y selección

A continuación se estudian las expectativas reales de cada idea en ofrecer una solución al problema de sujeción de segmentos y una vez descartadas aquellas de invalidez técnica, se procederá a la aplicación del método de la matriz de selección para aislar un concepto solución.

#### 3.5.1 Factibilidad técnica de las ideas propuestas

Entre las soluciones propuestas en la fase de generación de ideas, existen sistemas que implican el empleo de elementos sobresalientes en la superficie de los segmentos. Estas ideas fueron agrupadas y se mencionan a continuación:

- Idea 1 Sistema magnético con placas planas en el exterior del segmento.
- Idea 14 Espárragos en los segmentos y dado roscado.
- Idea 16 Candado monopin (sin horquilla) y pernos sobresalientes.
- Idea 18 Estructura metálica con argollas y ganchos despleables.
- Idea 20 Brazos giratorios en el segmento.

Con el empleo de cualquiera de estos sistemas de sujeción, el túnel quedaría construido a partir de anillos con prominencias en la superficie interna lo cual no cumple con la especificación de diseño, de no incluir ningún tipo de elementos exter-

nos fijos a la superficie interna de los segmentos, establecida en la etapa de Especificaciones del diseño. De esta manera, las ideas 1, 14, 16, 18 y 20 quedan excluidas por implicar elementos o estructuras sobresalientes en la superficie de los segmentos.

A continuación se analiza la factibilidad técnica de las propuestas de emplear: Sujeción magnética con placas planas colocadas internamente en el segmento (idea número 2), Sujeción con chupones de vacío (idea número 3) y sujeción con un Agujero en el segmento y perno curvo inserto en él (idea número 8).

### Factibilidad técnica del concepto solución número 2

#### Sujeción magnética con placas planas colocadas internamente en el segmento.

Para emplear este sistema, se requiere la adaptación de una placa de un material con buenas propiedades magnéticas en la estructura de cada segmento por cada punto de sujeción. Estas placas metálicas deben cumplir una serie de requisitos para el buen funcionamiento del sistema, entre los cuales destacan una superficie de contacto libre de partículas y un espesor mínimo de placa, como se puede observar en las especificaciones técnicas de industrias del ramo mostradas en la siguiente figura.

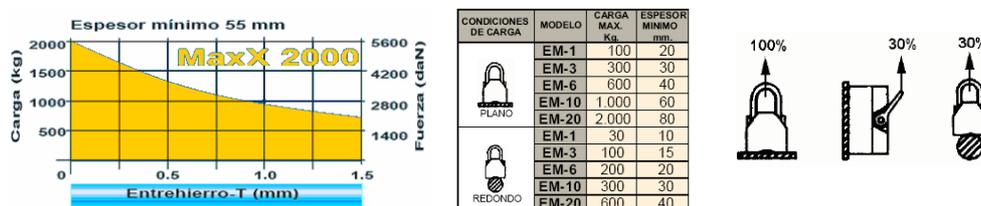


Figura 24. Derecha: Curva Fuerza versus entrehierro del imán permanente modelo MaxX 2000 (Fuente: Tecnomagnete). Centro e izquierda: Datos técnicos de los distintos modelos de elevadores magnéticos de la empresa Jaguar (Fuente: Industrias Jaguar):

Como se aprecia en la Figura 24, para un entrehierro de apenas 1 mm de espesor, el imán pierde más del 50% de su capacidad de carga. Este fenómeno representa una situación bastante riesgosa en el empleo de estos elevadores magnéticos para la sujeción de los segmentos en la máquina tuneladora, puesto que las condiciones de trabajo que ahí se presentan, no aseguran una superficie de metal libre de polvo y suciedad al momento de la imantación. También se puede apreciar que para elevar una carga de 2.000 kg, se requiere un espesor mínimo de 80mm, a medida que dicho

espesor disminuye también se reduce la capacidad de carga. Esto representaría un gasto excesivo de material con la única función de realizar la sujeción al momento de la colocación de anillos. Debe notarse además, que los elevadores magnéticos disminuyen considerablemente su capacidad de carga cuando la sujeción se efectúa en vertical, lo cual representa una clara limitación para el empleo de estos sistemas en el erector de la tuneladora en donde el segmento se sujeta y se gira 380°.

Las placas de acero se deben colocar expuestas en la superficie de los segmentos, lo cual trae como consecuencia dos aspectos negativos, la aplicación de un método de protección para las placas contra la corrosión y que el túnel estaría conformado por un gran número de placas en su superficie interna. Por todas las desventajas mencionadas, se considera que el sistema de sujeción magnético no se adapta a los requerimientos del problema planteado en el presente trabajo y es descartado.

### **Factibilidad técnica del concepto solución número 3**

#### **Sujeción por medio de chupones de vacío.**

Luego de una extensa búsqueda en Internet se consiguió un modelo de chupón de 60mm de diámetro y una capacidad de carga de 5 kg (Alibaba). En la Figura 25 se muestra un ejemplo de estos dispositivos.



Figura 25. Chupones de gancho de la compañía Cofarinc con capacidad de carga de 5 kg para guindar utensilios domésticos (Fuente: Alibaba).

Para estudiar la factibilidad técnica de estos dispositivos, se realizó el cálculo para determinar la cantidad de chupones necesaria en el levantamiento de los segmentos de 2.200 kg que se muestra a continuación.

$$N^{\circ} \text{chupones\_requeridos} = \frac{2200\text{kg}}{5\text{kg}} = 440 \quad (\text{ec. 45})$$

Para sujetar los segmentos se requerirían según la ecuación 45 de 440 chupones, lo cual implicaría una labor de inspección y reemplazo dentro de la máquina tuneladora con una inversión de tiempo en exceso.

Existen otros sistemas similares que han sido diseñados para levantar cargas tan elevadas como las de los segmentos. Se trata de un mecanismo que genera vacío al ser elevado por un polipasto, por medio de un sistema neumático que no requiere bomba de vacío, ni consumo de energía eléctrica. En la Figura 26 se ilustra uno de estos elevadores. Estos sistemas se aplican para elevar únicamente materiales no porosos como láminas y placas metálicas o de vidrio. Las especificaciones de diseño de estos dispositivos, excluyen materiales porosos como el concreto, para su empleo. Otra limitante es que no pueden sostener carga verticalmente. De esta manera la idea número 3 de sujeción por medio de chupones de vacío se considera descartada.



Figura 26. Elevador de carga mecánico por vacío modelo M230S de la empresa ANVER con capacidad de carga de 1043 kg (Fuente: Anver).

## Factibilidad técnica del concepto solución número 8

### Agujero y perno tubular ovalado

La aplicación de este sistema, requiere diseñar un sistema dinámico de mucha complejidad. La trayectoria del movimiento requerido para insertar el perno dentro del agujero del segmento requiere la capacidad de controlar todos los grados de libertad en el espacio. El segmento no llega siempre al alcance del sistema de sujeción en

una posición exacta, sino más bien en un rango de posiciones a las cuales el sistema de sujeción debe poderse adaptar con la mayor facilidad posible. La inserción y retiro del perno dentro del segmento requiere de una labor de diseño que se escape de los requerimientos que envuelven la necesidad de sujeción de segmentos prefabricados con un sistema sencillo y práctico, por tanto la idea de colocar un perno ovalado en un agujero del segmento para la sujeción del mismo es rechazada.

Luego de haber efectuado un primer descarte, basado en el cumplimiento de las especificaciones de diseño y en un estudio de factibilidad técnica, las ideas restantes se han agrupado para facilitar su análisis y se mencionan a continuación con la misma numeración en que fueron presentadas en la etapa de generación de ideas:

4. Sujeción por medio de pinzas. (Incluye las ideas 4 y 5 por ser muy similares).
6. Ranura en forma de T.
7. Sujeción de  $\frac{1}{4}$  de vuelta.
10. Sujeción por medio de pestillos despleables (representa las ideas 9 y 10).
11. Garras retractiles.
12. Cilindro de goma inflado con aire a presión.
13. Hojas cilíndricas despleables.
15. Insertos roscados en el segmento y espárragos.
17. Candado monopin y pernos en agujeros.
19. Estructura metálica con argollas internas y ganchos despleables.

A continuación se debe seleccionar la mejor solución en base a un conjunto de parámetros para seleccionar de la manera menos subjetiva posible, la propuesta que presente la mayor cantidad de ventajas respecto a las demás. Con este fin, en la siguiente sección, se procede a realizar una matriz de selección, para lo cual se debe empezar fijando los criterios de comparación a emplear.

### **3.5.2 Establecimiento de los criterios de selección**

Los criterios que se emplean en el presente trabajo, han sido seleccionados a partir de una gran diversidad de consideraciones obtenidas en la investigación de usuarios. A pesar de todo el estudio realizado hasta la presente etapa del diseño, hay muchas características propias de cada propuesta que no pueden ser contrastadas porque simplemente no han sido establecidas con claridad. Por ejemplo, el tiempo de mantenimiento requerido por cada uno de los sistemas propuestos, es un criterio determinante al momento de escoger una u otra idea como la mejor solución debido a la elevada criticidad de este factor en la ejecución de un túnel subterráneo, sin embargo, la falta de los detalles pertinentes en cada idea impide escoger esta herramienta como criterio de selección.

Los criterios que fueron establecidos para efectuar la matriz de selección son los siguientes:

- a. Costos
- b. Cantidad de cambios en el molde de segmentos
- c. Ajuste entre sistema y segmento
- d. Mantenimiento
- e. Sencillez
- f. Facilidad de reparación
- g. Resistencia a impacto
- h. Manufactura de piezas del segmento y de piezas a colocar en el molde

Para aplicar estos criterios en la matriz de selección, es importante tener en cuenta que cada uno de ellos debe poseer un peso particular distinto a los demás y por ello es necesario establecer la importancia relativa de cada criterio en particular, como se muestra en la etapa a continuación.

### **3.5.3 Jerarquización de los criterios de selección**

Para jerarquizar cada criterio establecido se hace uso del método denominado ranking and weighting propuesto por Jones (1970) el cual consiste en colocar los criterios en una matriz sobre la primera fila y columna para compararlos de dos en

dos. En cada comparación se asigna una puntuación por celda de 0 ó 1 dependiendo si el criterio correspondiente a la fila es de menor ó mayor importancia que el criterio de la columna. A continuación se presenta la puntuación obtenida de cada criterio.

Tabla 11. Puntuación relativa de los criterios de la matriz de selección.

Criterios	a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.	Total
a. Costos	-	0	0	1	1	0	0	0	2
b. Cambios en el molde de segmentos	1	-	0	1	1	1	1	0	5
c. Ajuste entre sistema y segmento	1	1	-	1	0	1	1	1	6
d. Mantenimiento	0	0	0	-	0	1	0	1	2
e. Sencillez	0	0	1	1	-	0	0	1	3
f. Facilidad de reparación	1	0	0	0	1	-	0	1	3
g. Resistencia a impactos	1	0	0	1	1	1	-	1	5
h. Manufactura	1	1	0	0	0	0	0	-	2

En la Tabla 11 se puede observar que el ajuste entre el sistema y el segmento resulta ser el criterio de mayor importancia con una puntuación de 6, seguido por la cantidad de cambios en el molde de segmentos y la resistencia a impactos con 5 puntos, mientras que los costos, el mantenimiento y la manufactura son los criterios de menor importancia relativa con un puntaje de 2 cada uno. El puntaje obtenido en cada criterio se empleará para ponderar el peso que se asigne a cada propuesta entre ellas.

Una vez que se han establecidos y jerarquizados los criterios de selección, se puede aplicar ahora la matriz de selección para evaluar cuál es la mejor solución entre las ideas propuestas.

### 3.5.4 Matriz de selección

Para evaluar las ideas se otorgó un valor inicial de 10 puntos a cada criterio y se dividió este puntaje entre los subcriterios que lo conforman. Con esta división se hacen más específicos los parámetros de evaluación, se logra una mejor comprensión de ellos y se otorga la puntuación con mayor objetividad. La ponderación de cada subcriterio se presenta en la siguiente tabla.

Tabla 12. Desglosamiento de los criterios de la matriz de selección.

Criterios	Ponderación
<b>A. Costos</b>	<b>10</b>
A.1 Piezas a fabricar en el proceso de producción de segmentos	4
A.2 Personal adicional en el proceso de producción de segmentos	3
A.3 Mantenimiento del equipo	3
<b>B. Cambios en el molde de segmentos</b>	<b>10</b>
B.1 Incrementa el tiempo de fabricación	5
B.2 Incrementa el numero de etapas del proceso de fabricación	2
B.3 Implica modificaciones físicas al molde	1
B.4 Requiere material adicional para la producción del segmento. (Piezas reutilizables para agujeros en el molde, insertos en el encabillado)	2
<b>C. Ajuste entre sistema y segmento</b>	<b>10</b>
C.1 Rapidez de ajuste	1
C.2 Pericia del operador	2
C.3 Autoajustable / Intervención del operador	3
C.4 Priva todos los grados de libertad entre el segmento y el sistema	4
<b>D. Mantenimiento</b>	<b>10</b>
D.1 Recambio de piezas	3
D.2 Calibraciones	5
D.3 Limpieza	2
<b>E. Sencillez</b>	<b>10</b>
E.1 Geometría compleja	2
E.2 Número de piezas	3
E.3 Complejidad técnica y principios físicos involucrados en el funcionamiento.	4
E.4 Número de pasos para realizar la sujeción	1
<b>F. Fácil reparación</b>	<b>10</b>
F.1 Accesibilidad a los componentes del sistema	6
F.2 Preparación del personal	4
<b>G. Resistencia a impactos</b>	<b>10</b>
G.1 Fractura del segmento (con o sin desprendimiento del sistema)	4
G.2 Falla de piezas del sistema. (deformación o fractura)	4
G.3 Descalibración de los componentes del sistema	2
<b>H. Manufactura</b>	<b>10</b>
H.1 Numero de procesos implicados en la manufactura del sistema.	3
H.2 Manufactura de insertos en el molde	3
H.3 Calidad de acabados en el segmento y el sistema	2
H.4 Precisión de manufactura	2

Una vez establecidos cada uno de los subcriterios con sus respectivos puntajes se procedió a evaluar las propuestas en función de los mismos. Para esto, se le asignó a cada propuesta un puntaje entre 0 y el valor máximo del subcriterio analizado y luego se sumó el puntaje de cada criterio por idea. Es de hacer notar que esta evaluación se realizó según la percepción de los autores del presente trabajo. Los resultados se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 13. Puntuación de las propuestas por cada criterio.

CRITERIOS	PUNTAJE	PROPUESTAS									
		4	6	7	10	11	12	13	15	17	19
A.1	4	3	3	2	2	4	4	4	1	0,5	0
A.2	3	2	2	1	1	3	3	3	3	2	2
A.3	3	2	3	0	2	0	1	2	1	3	2
Total A	10	7	8	3	5	7	8	9	5	5,5	4
B.1	5	4	4	4	4	5	5	5	4	5	4
B.2	2	1	0	0	0	2	2	0	2	1	2
B.3	1	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0
B.4	2	1	1	1	1	2	2	2	0	0	0
Total B	10	6	5	5	5	10	10	8	7	6	6
C.1	1	0	0	0	0,5	1	1	1	1	1	0
C.2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	1
C.3	3	0	1	0	2	3	3	3	3	1	0
C.4	4	4	3	3	2	4	4	4	4	2	2
Total C	10	5	5	4	5,5	10	10	10	10	6	3
D.1	3	2	3	1,5	1,5	1	1,5	1,5	2	1,5	1,5
D.2	5	3	5	3	4	3	4	4	2	5	4
D.3	2	2	1,5	2	1	1	2	1	1,5	1	1
Total D	10	7	9,5	6,5	7	5	7,5	6,5	5,5	7,5	6,5
E.1	2	2	2	1	1	0	1	0	2	2	1
E.2	3	1	2	1	2	0,5	2	0,5	2	3	2
E.3	4	2	3	2	3	1	2	1	0	4	2
E.4	1	1	0	0,5	0,5	0,5	0,5	1	0,5	1	0,5
Total E	10	6	7	4,5	6,5	2	5,5	2,5	4,5	10	5,5
F.1	6	5	6	5	1	1	2	2	5	1	1
F.2	4	1	4	1	3	1	2	3	0	3	3
Total F	10	6	10	6	4	2	4	5	5	4	4
G.1	4	3	2,5	2,5	3	1	4	3	2	4	4
G.2	4	2	2	3	3	3	1	2	0,5	4	4
G.3	2	1	1,5	1	1,5	1,5	2	1,5	0	2	1,5
Total G	10	6	6	6,5	7,5	5,5	7	6,5	2,5	10	9,5
H.1	3	1,5	2	1,5	1,5	1	1,5	1,5	4	3	1
H.2	3	2	2	2	3	3	3	3	1	1	0
H.3	2	2	2	2	2	1	2	1,5	1	1	1
H.4	2	0	2	0	2	0	1	0	0	1	2
Total H	10	5,5	8	5,5	8,5	5	7,5	6	6	6	4

A continuación se resumen los puntajes obtenidos para las ideas en relación a cada criterio a la vez que se procede a calcular el puntaje ponderado de cada propuesta en la Tabla 14 con la finalidad de seleccionar la mejor de ellas; el cálculo se realiza multiplicando el resultado total de cada criterio (Tabla 13) por su relevancia (Tabla 11). Procurando facilitar la interpretación de los valores en la tabla, se emplean colores para distinguir los distintos tipos de valores según se indica a continuación:

- Ideas propuestas analizadas en la matriz
- Criterios establecidos para la selección
- Puntaje de los criterios resultantes de la jerarquización de los mismos.
- Puntaje obtenido para cada idea en la evaluación por criterio.
- Puntaje ponderado (resultado de multiplicar el valor del puntaje de cada criterio con el puntaje de cada idea en la evaluación por criterio)
- Puntaje total de cada idea (obtenido de la sumatoria de los puntajes ponderados)

Tabla 14. Resumen de puntajes por criterio y puntaje total de las propuestas.

Criterios	Ideas																				
	4		6		7		10		11		12		13		15		17		19		
a	2	7	14	8	16	3	6	5	10	7	14	8	16	9	18	5	10	5,5	11	4	8
b	5	6	30	5	25	5	25	5	25	10	50	10	50	8	40	7	35	6	30	6	30
c	6	5	30	5	30	4	24	5,5	33	10	60	10	60	10	60	10	60	6	36	3	18
d	2	7	14	9,5	19	6,5	13	7	14	5	10	7,5	15	6,5	13	5,5	11	7,5	15	6,5	13
e	3	6	18	7	21	4,5	13,5	6,5	19,5	2	6	5,5	16,5	2,5	7,5	4,5	13,5	10	30	5,5	16,5
f	3	6	18	10	30	6	18	4	12	2	6	4	12	5	15	5	15	4	12	4	12
g	5	6	30	6	30	6,5	32,5	7,5	37,5	5,5	27,5	7	35	6,5	32,5	2,5	12,5	10	50	9,5	47,5
h	2	5,5	11	8	16	5,5	11	8,5	17	5	10	7,5	15	6	12	6	12	6	12	4	8
Total		165		187		143		168		183,5		219,5		198		169		196		153	

En la Tabla 14 se presentan los resultados obtenidos en la matriz de selección. Estos resultados, se pueden apreciar mejor agrupando las propuestas analizadas en orden descendente respecto al puntaje obtenido tal y como se muestra en la Tabla 15.

Tabla 15. Puntaje de las propuestas analizadas en la matriz de selección.

Propuestas analizadas	Puntaje total	Resta del puntaje mayor
12. Cilindro de goma inflado con aire a presión	219,5	0
13. Hojas cilíndricas desplegadas	198	21,5
17. Candado monopin y pernos en agujeros	196	23,5
6. Ranura en forma de T	187	32,5
11. Garras retractiles	183,5	36
15. Insertos roscados en el segmento y espárragos	169	50,5
10. Piezas cilíndricas con pestillos desplegadas	168	51,5
4. Sujeción por medio de pinzas	165	54,5
19. Estructura metálica con argollas internas y ganchos desplegadas	153	66,5
7. Sujeción de un cuarto de vuelta	143	76,5

Como se aprecia en la tabla anterior, el concepto solución con mayor puntaje es el sistema de sujeción basado en un cilindro de goma inflado con aire a presión. La

aplicación de la Matriz de selección ha permitido seleccionar un principio de sujeción que ofrece ventajas comparativas sobre las demás propuestas, suficientes para ser considerada como una solución al problema planteado en el presente trabajo.

El procedimiento seguido en la fase de evaluación y selección de las ideas propuestas ha permitido seleccionar un concepto solución a partir de un análisis en el que se descartaron las ideas menos viables de acuerdo a un estudio de factibilidad técnica. Luego se contrastaron las propuestas restantes en relación a criterios preestablecidos por medio de la aplicación de una matriz de selección.

En este capítulo hemos visto como después de establecer la necesidad y realizar un análisis de la misma es posible producir las especificaciones con las que debe cumplir el diseño. Estas especificaciones sirvieron para evaluar las ideas provenientes de una fase de generación de soluciones y seleccionar la que cumplía a mayor grado con los requisitos. Ahora se debe desarrollar con mayor detalle esa idea, definiendo la forma, función y ubicación del concepto, así como las características de los sistemas auxiliares que permitirán su operación.

## **CAPÍTULO IV MARCO PRÁCTICO**

En este capítulo se procede con la determinación de la forma y función de cada uno de los componentes que conforman la propuesta seleccionada en el capítulo anterior, con la correspondiente descripción de su funcionamiento. Posteriormente se presenta la determinación de las dimensiones de los agujeros requeridos en los segmentos, de los esfuerzos y deformaciones en las distintas piezas que conforman el sistema de sujeción seleccionado, y de la presión requerida para generar la fuerza de roce necesaria en la sujeción. Para finalizar se muestra el diseño del sistema hidráulico y selección de sus componentes seguido del diseño de la lógica de control, y su correspondiente diagrama de escalera.

#### 4.1 Tratamiento de la forma y función del sistema de sujeción seleccionado

Desde la concepción inicial del diseño de un equipo hasta la presentación de una propuesta final con sus correspondientes especificaciones se atraviesa una fase de cambio, tanto en la forma geométrica de las piezas como en la función que cumple cada una. Es este cambio gradual de los componentes del diseño lo que se presenta en esta sección, exponiendo los aspectos que se pasaron por alto en un momento determinado y fueron incorporados más adelante dando origen a diversas propuestas.

En el proceso de evaluación y selección, la idea con mayor puntuación fue el cilindro de goma inflado a presión formado por una goma introducida en un agujero en los segmentos y una tapa que la soporta. Luego se definió con mayor precisión la forma de los componentes, las zonas de contacto entre estos y la función de cada uno.

Inicialmente se obtuvieron dos modelos en los que una goma se infla bajo presión, uno de ellos con tres partes: una goma, un cono truncado de metal en su interior y una tapa roscada con el cono de metal; en el cual la goma se soporta por la ranura mostrada en la Figura 27 (izquierda). Un segundo modelo se compone de dos partes principales: una goma y un cono truncado de metal que sirve también de base. En la Figura 27 (derecha) se puede apreciar que la unión entre ellos se contemplaba realizar con pernos, además de emplear una arandela para evitar la fuga del fluido.

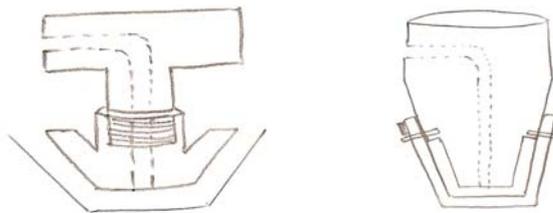


Figura 27. Modelos iniciales del sistema de sujeción con mayor puntuación.

De los dos modelos de la Figura 27 se descartó el de la derecha por presentar puntos de concentración de esfuerzos en las zonas de la goma atravesadas por los pernos. Pasando entonces a desarrollar el modelo de la izquierda se realizó la primera propuesta que exhibe las características presentadas en la Figura 28. En este punto se desea resaltar 4 características decisivas que presentan todas las propuestas siguientes, aunque con diversas variaciones; estas son:

1. Una goma cónica (a diferencia de una cilíndrica).
2. El sello producido por un enclavamiento.
3. La altura total del sistema.
4. La tubería.

Las perforaciones que se deben crear en la superficie de los segmentos se pretenden realizar con cambios en los moldes con la finalidad de mantener un proceso semiautomatizado de producción, y la extracción del concreto de estos moldes se facilita cuando las caras no son perpendiculares a su superficie (como sucedería con una goma cilíndrica). Actualmente las perforaciones en los segmentos de la Línea 4 del Metro de Caracas poseen aproximadamente 8 grados de inclinación, y se decidió emplear esta cantidad como valor de diseño. En la primera esquematización de las piezas se colocó un ángulo de 25 grados para el cono metálico y de 20 grados para el cono de goma, pero en propuestas posteriores se emplearon 8°.

El fluido se introduce a presión por medio de una tubería cuya entrada se encuentra en la tapa superior (Figura 28) y la salida en el extremo del cono metálico. El sello se produce restringiendo el aceite dentro del sistema por medio de un pliegue en el cono de goma que se introduce en un canal en el cono metálico. Se puede apreciar que a medida que la presión dentro del sistema es mayor, el pliegue en el cono de goma ejerce más presión en el cono metálico, lo que incrementa el sello.

La altura del sistema se encuentra limitada por el espacio disponible entre la placa del erector y los segmentos colocados en el alimentador de segmentos. Al restringir la altura de todas las piezas, se limita el área externa de la goma que produce fricción con el concreto. En la propuesta 1 la altura total del ensamble era de 170 mm (valor aproximado) ya que sólo se tomó en consideración la profundidad del agujero de inyección secundaria existente en los segmentos.



Figura 28. Propuesta N° 1.

En una propuesta posterior se disminuyeron los ángulos de inclinación del cono metálico y de la goma para incrementar la fuerza de fricción generada con una determinada presión, de esta manera el cono metálico presenta un ángulo de 8° y la goma uno de 5° en la propuesta N° 2 (Figura 29). La diferencia entre los ángulos de inclinación de ambos conos obedece al comportamiento de un recipiente cónico sometido a presión interna en expansión libre. Este tipo de recipientes presenta una deformación mayor en la zona con mayor diámetro interno, de manera que cuando se expanda bajo presión, el ángulo del cono de goma se irá incrementando y aproximando a 8°.

Los cálculos correspondientes al ángulo inicial que debe poseer el cono de goma para exhibir 8° al realizar contacto con la pared del agujero se exponen en el apéndice 6, sin embargo, estos cálculos no fueron tomados en consideración en el dimensionamiento final del cono de goma, ya que los análisis de elementos finitos permitieron conocer que producto del enclavamiento, el comportamiento de la goma dista mucho de la expansión libre. En la propuesta 2 se pretendía diseñar una pieza que enroscara en la parte inferior del cono metálico (pieza que se introdujo en la propuesta 3), que trae como consecuencia que el fluido no pueda salir por debajo del cono, sino por medio una tubería transversal a la existente en la propuesta 1.



Figura 29. Propuesta N° 2.

La pieza número 4 de la propuesta 3 (Figura 30) se introdujo en el diseño con la finalidad de prevenir la expansión excesiva de la goma por su parte inferior cuando se levanta un segmento. Esta pieza se une al cono metálico por medio de una rosca que debe atravesar la goma, lo que requiere la creación de un sello en la goma perforada. El sello se realizó diseñando una protuberancia (ó enclavamiento) en la zona perforada de la goma para luego introducirla en una ranura de la tapa inferior. El sello

de la parte superior se hizo semejante al de la tapa inferior por lo que se eliminó la ranura en el cono metálico y se realizó en la tapa superior.



Figura 30. Propuesta N° 3.

Luego, en la propuesta 4 se deseó incrementar la cantidad de puntos por los que se introduce el fluido entre ambos conos creando una segunda tubería transversal, perpendicular y arriba de la primera; pero debido a las limitaciones de altura expuestas anteriormente se decidió disminuir la longitud del cono metálico, y como consecuencia, en lugar de colocar las tuberías transversales una sobre otra, se dispusieron a la misma altura en la propuesta 5. Ya para la propuesta 6 (Figura 31), ambas tapas eran cónicas en sus laterales y se había diseñado una curvatura en la parte de arriba de la tapa superior para adaptarla a la curvatura de la placa de la grúa de segmentos y del erector a través de soldadura en su periferia.



Figura 31. Propuesta N° 6.

Varios cambios fueron realizados de la propuesta 6 a la 12; entre ellos se puede apreciar como el diámetro de la rosca superior se disminuyó y el de la rosca inferior se aumentó por proporcionalidad con el resto de las dimensiones del conjunto. También se eliminó la diferencia entre los ángulos de inclinación de ambos conos (siendo 8° para ambos) y se redujo el diámetro externo de ambas tapas para evitar que cuando la goma se comprima entre el cono interno y el agujero haya contacto entre

las tapas y el agujero. La idea seleccionada se ha llamado Sistema de Sujeción Expandible, y la propuesta final se muestra a continuación.



Figura 32. Propuesta N° 12.

Para poder ensamblar las piezas se crearon perforaciones al final de los agujeros roscados del cono metálico y por debajo de la tapa inferior. Estas perforaciones permiten introducir una herramienta similar a la que se emplea para apretar y aflojar el disco de un esmeril. La herramienta consiste básicamente de un mango con un cilindro unido a él perpendicularmente, y al final del cilindro dos pines que se introducen en las perforaciones del cono y de la tapa inferior (Figura 33).



Figura 33. Herramienta de ensamble para las piezas metálicas del Sistema de Sujeción Expandible.

El diámetro del agujero de los segmentos se estableció, como valor de partida, en 160 mm para la primera propuesta, y luego de haber alcanzado la propuesta final era de unos 132 mm. Como el diámetro de los agujeros actuales es de 100 mm en la zona de mayor área, el valor de 132 mm implica un aumento de 32 mm.

Es importante resaltar que las gomas del sistema de sujeción por vacío en la grúa de segmentos se encuentran instaladas sobre una base metálica de 30 mm de espesor, mientras que en el erector estas gomas se encuentran instaladas directamente sobre la superficie metálica curva. Puesto que el Sistema de Sujeción Expandible del erector y grúa se debe introducir en los agujeros del segmento la misma profundidad, se debe tener en cuenta la diferencia del tope donde está instalada la goma del sistema

de vacío. Para solventar esta situación se tomó la decisión de diseñar la base superior correspondiente al conjunto de la grúa de segmentos con una altura 30 mm mayor que el conjunto del erector, como se indica en la Figura 34. Las dimensiones de la base superior del erector y grúa de segmentos se muestran detalladamente en los planos número 3 y 4 del Apéndice 1.

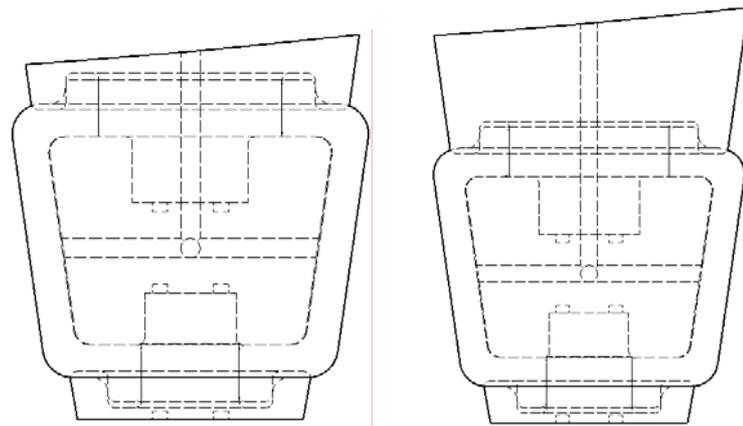


Figura 34. Conjunto del Sistema de Sujeción Expandible Izquierda: del Erector. Derecha: de la Grúa de segmentos.

Con la descripción general de la formulación completa del sistema aquí expuesta, se pasa a presentar el estudio que permitió definir la posición de los agujeros que deben estar presentes en los segmentos para permitir la operación del Sistema de Sujeción Expandible. Este estudio se presenta en la siguiente sección.

#### 4.2 Tratamiento de la forma y función de los agujeros en los segmentos

Puesto que el sistema de sujeción seleccionado requiere de la existencia de agujeros en los segmentos para introducir el sistema, se debe definir cuantos de estos agujeros van a producirse y la posición de cada uno de ellos. Para lograr esto se comienza realizando una evaluación de las zonas en donde se puede instalar el sistema de sujeción y de los espacios en la superficie interna de los segmentos que se pueden perforar, procurando mantener la simetría para balancear la carga.

En la Figura 35 se puede observar la placa de la grúa de segmentos y las zonas de ella en donde pudiera instalarse el Sistema de Sujeción Expandible, obteniendo

dos alternativas, la señalada con óvalos amarillos y la de óvalos azules. Luego en la Figura 36 se presenta las zonas del segmento clave correspondientes a la placa de la grúa de segmentos (a través de su molde) en donde pudieran producirse los agujeros, y con óvalos blancos, las zonas que pudieran ser utilizadas en el segmento, pero que se encuentran ocupadas en la placa de la grúa.

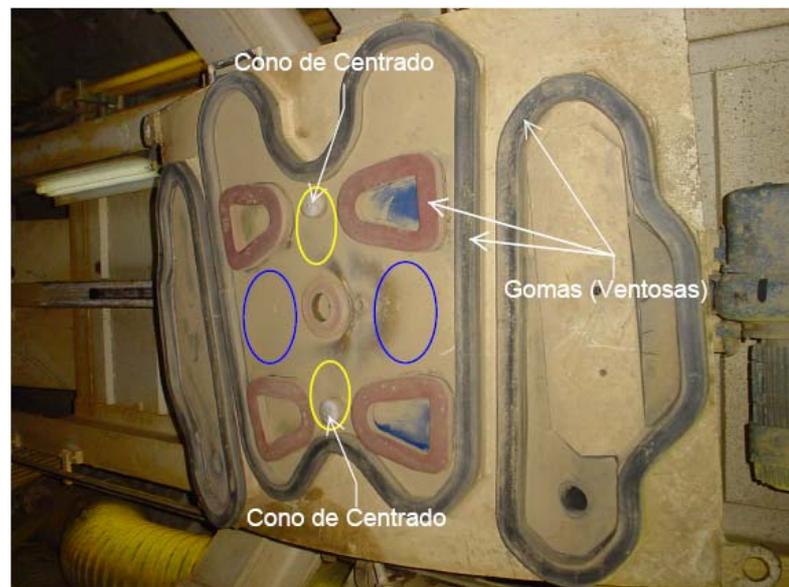


Figura 35. Alternativas de instalación del Sistema de Sujeción Expandible.

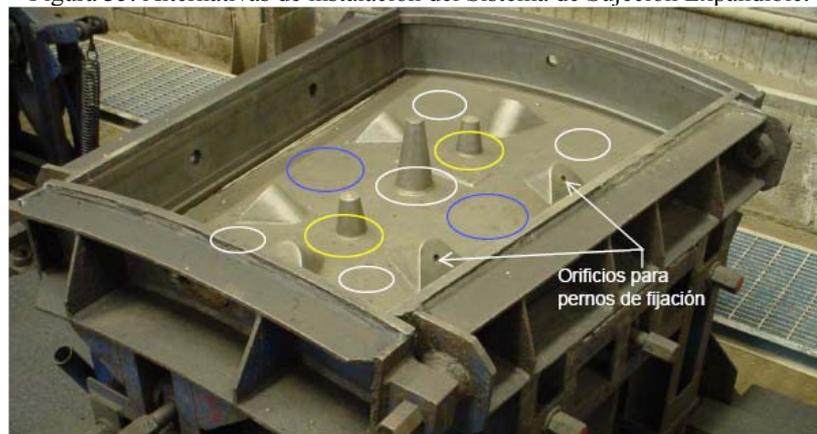


Figura 36. Alternativas de colocación de insertos para producir agujeros.

Es de hacer notar que en este estudio sólo se toma en consideración la ventosa central porque la instalación del Sistema de Sujeción Expandible en las ventosas late-

rales no permitiría sujetar el segmento clave por ser este de menor tamaño que los otros segmentos. Además, por ser este el más pequeño, se emplea el molde del segmento clave para establecer el espacio limitante al producir los agujeros.

La alternativa amarilla implica instalar el Sistema Expandible en las zonas en que ahora se encuentran instalados los conos de centrado del sistema de vacío. Esto no presenta dificultades ya que el Sistema Expandible puede suplir las funciones de los conos de centrado cuando se utilice el sistema de vacío. Sin embargo, presenta el inconveniente de que el espacio por debajo de la placa por donde debe instalarse la tubería de suministro de fluido (al Sistema de Sujeción Expandible) es muy reducido.

Una ventaja de la alternativa azul se observa al conocer que las fuerzas que ejercen los cilindros de desplazamiento axial del erector cuando colocan el segmento clave se aplican sobre las áreas A1 y A2 (Figura 37) de los agujeros que se fabrican actualmente (la suma de ambas áreas es de  $3,175 \cdot 10^{-3} m^2$ ), pero estas se incrementan al emplear los agujeros que se proponen con áreas A3 y A4 (en total  $7,804 \cdot 10^{-3} m^2$ ), disminuyendo los esfuerzos, ya que representa un incremento de área del 59,3%.

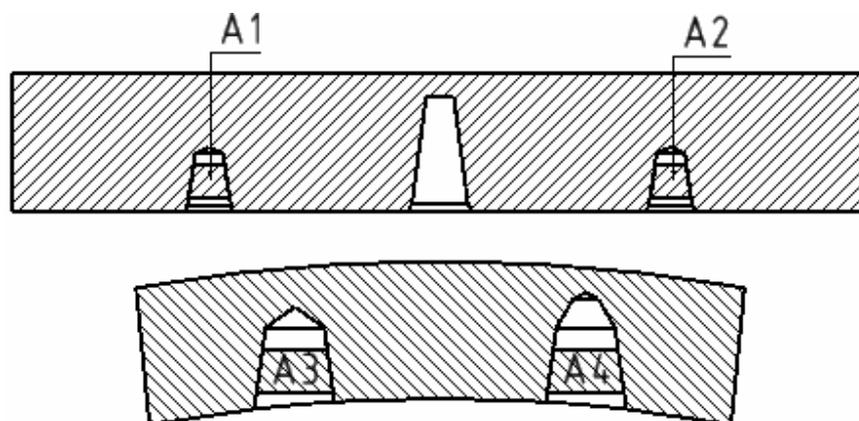


Figura 37. Areas de aplicación de las fuerzas de los cilindros de desplazamiento axial del erector (Fuente: Autores).

En cuanto al área que soporta las fuerzas de compresión que se generan en un anillo cuando está colocado, se produce un incremento de alrededor de  $6,2 \cdot 10^{-3} m^2$  en la zona con menor aumento de área. Además, ya que pueden presentarse otras fuerzas que no se toman en consideración como las que se producen duran-

te un terremoto, es recomendable realizar un análisis de los esfuerzos y deformaciones que se producen en los segmentos y anillos del túnel ante las diferentes fuerzas a que pudieran estar sometidos.

Los segmentos quedan finalmente con dos agujeros centrales en lugar de tres, y el cambio que se produce entre los segmentos actuales y los que se proponen realizar puede observarse en la Figura 38. La ubicación de los agujeros se realizó dividiendo la longitud  $S$  (Figura 38) entre 4 y colocando el eje de los agujeros a una distancia  $S/4$  de los bordes del segmento. Debe indicarse que las perforaciones en los bordes (que se emplean para apernar los segmentos entre sí al colocar los anillos) señaladas en la imagen de la izquierda, quedan inalteradas aunque no se representen en la imagen de la derecha.

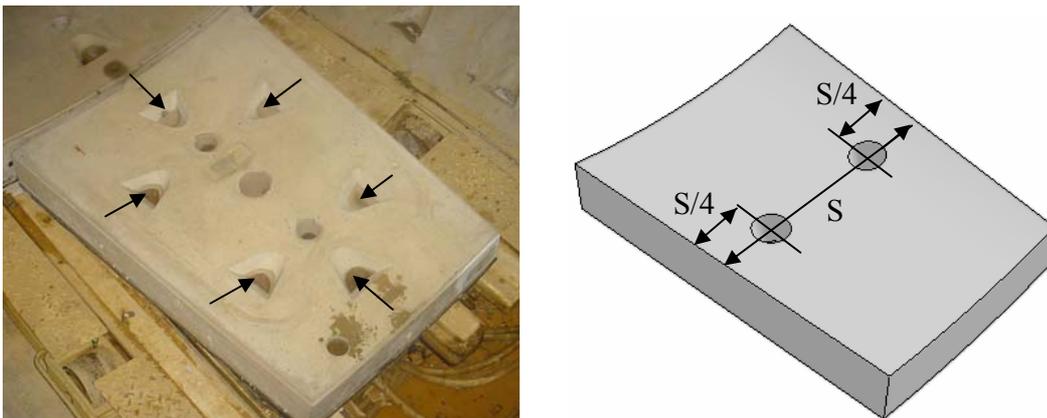


Figura 38. Segmento clave, Izquierda: actual. Derecha: propuesto.

Una vez que se ha completado la forma y función del nuevo sistema de sujeción se debe explicar el proceso de fabricación de cada uno de sus componentes como se presenta a continuación.

#### 4.3 Proceso de fabricación del Sistema de Sujeción Expandible

Puesto que el proceso de fabricación juega un papel importante en la materialización final de los conceptos expuestos en el proceso de diseño, los diseñadores del Sistema de Sujeción Expandible consultaron al Sr. José Peraza del taller del Instituto de Materiales y Modelos Estructurales de la Universidad Central de Venezuela y pu-

dieron conocer que las tres piezas metálicas que conforman la propuesta de diseño pueden ser efectivamente elaboradas, y los procedimientos necesarios para ello, tomando en consideración sus sugerencias, se exponen de manera general a continuación.

Tapa superior:

1. Cilindrado externo en zona de mayor diámetro.
2. Cilindrado externo en rosca inferior.
3. Taladrado para tubería interna.
4. Roscado, sosteniendo la pieza por donde se realizó la primera operación.
5. Ranurado en la zona en donde se introduce el cono externo flexible.
6. Coneado en donde se generó el cilindrado externo de mayor diámetro, sosteniendo con un material protector la rosca en el plato.
7. Producción de curvas de las esquinas con una herramienta previamente fabricada para emplear en el torno ó a través de limas de forma manual.
8. Roscado de la tubería en la parte superior.
9. Generación de la curva superior con una fresa o con un equipo de control numérico.

Nota: para mayor detalle ver plano 3 (apéndice 1).

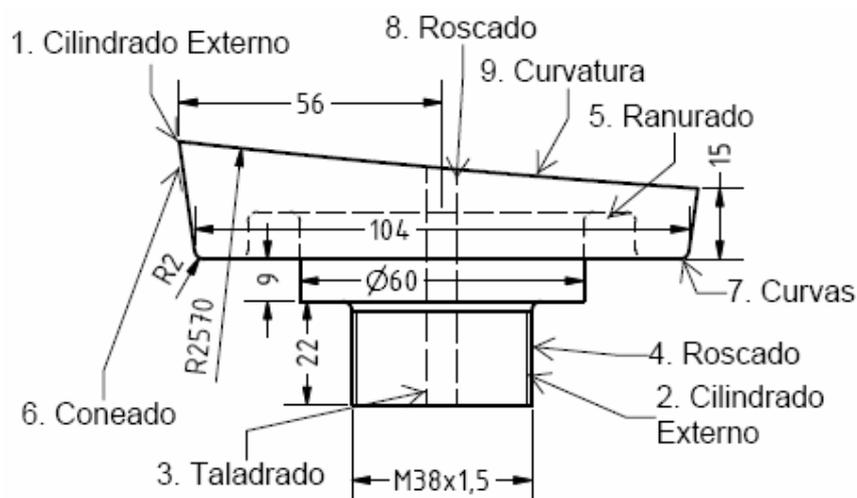


Figura 39. Operaciones de manufactura para elaborar la Base Superior.

Cono interno de soporte:

1. Cilindrado externo hasta la zona de mayor diámetro.
2. Taladrado en los agujeros donde se introduce la herramienta de ensamble.
3. Cilindrados internos en las zonas de las roscas.
4. Roscado de la rosca superior y de la inferior.
5. Coneado externo sosteniendo con un material protector una rosca en el plato.
6. Taladrado de las tuberías internas.
7. Generación de curvas en las esquinas.

Nota: para mayor detalle ver plano 5 (apéndice 1).

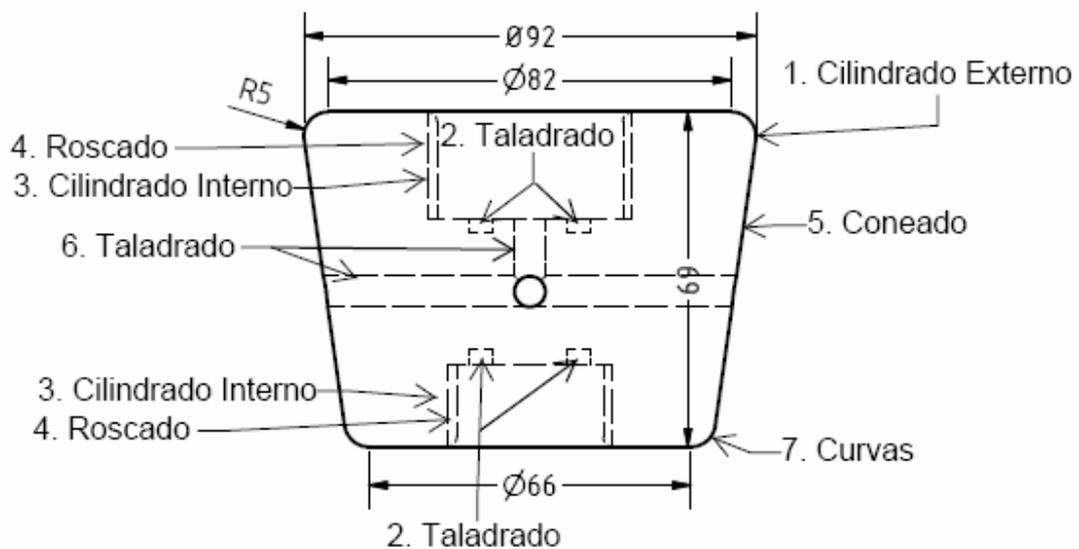


Figura 40. Operaciones de manufactura para elaborar el Cono Interno de Soporte.

Tapa inferior:

Realizar los procedimientos 1, 2, 4, 5 y 6 de la tapa superior incluyendo dos taladrados para crear los agujeros donde se introduce la herramienta de ensamble, antes o después del paso 5. Para mayor detalle ver plano 6 (apéndice 1).

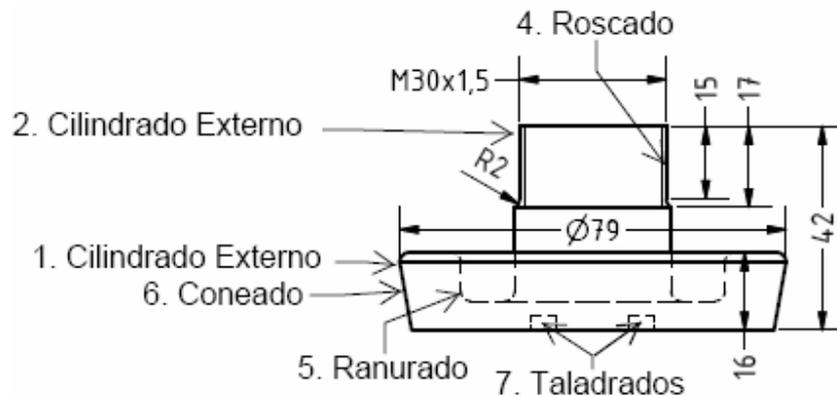


Figura 41. Operaciones de manufactura para elaborar la Base Inferior.

Cono externo flexible:

Para el cono externo flexible debe hacerse primero un molde desarmable que pueda extraerse de su interior una vez fabricada la pieza, ya sea por prensado o por inyección. Sin embargo, puesto que en la sección de “análisis de elementos finitos” se presenta el análisis de la expansión de la goma para introducir en ella el cono interno de soporte, pudiera no necesitarse un molde desarmable para extraer el elastómero, sino expandirlo empleando como punto de partida los mencionados análisis.

#### 4.4 Funcionamiento del Sistema de Sujeción Expandible

El primer paso para efectuar la sujeción y posterior movilización de los segmentos prefabricados, es colocar el Sistema de Sujeción Expandible alineado con los agujeros correspondientes de la pieza a sujetar. Para la ejecución de este primer paso, es importante recordar que el sistema de sujeción será instalado en los componentes de manipulación de segmentos de la máquina tuneladora, (erector y grúa). Debido a esto, la alineación del sistema de sujeción, se realiza por medio de la operación de la grúa o el erector según sea el caso. Una vez alineado el Sistema de Sujeción Expandible se procede a bajarlo hasta que haga tope con el fondo del agujero. A partir de este momento se empieza a operar el sistema de control del equipo de sujeción, que debe permitir la ejecución de los pasos que se mencionan a continuación:

- Una válvula permite el ingreso de fluido en el interior del cono externo flexible.

- Esta pieza experimenta una primera expansión contra su propia resistencia elástica hasta hacer contacto con la superficie interna del agujero en el segmento.
- Continúa el ingreso de fluido hidráulico en el interior del cono flexible hasta alcanzar una presión tal que genere la adhesión necesaria para sujetar el segmento.

Una vez que el sistema efectúa la sujeción del segmento, se procede a operar los sistemas de manipulación para realizar el traslado del mismo hasta la posición deseada. En el caso del erector, se procede a movilizar los cilindros de empuje para asegurar el segmento y en el caso de la grúa simplemente se coloca la pieza de concreto sobre el alimentador de segmentos. Cuando el segmento se encuentra asegurado en su posición final se debe operar nuevamente el control del Sistema de Sujeción Expandible, activando esta vez una válvula de descarga, para retirar la suficiente cantidad de fluido hidráulico que ocasione la contracción de la goma y la consecuente liberación del segmento. La operación de sujeción se puede resumir en la consecución de una serie de estados que se deben alcanzar y cuya definición es de gran importancia en los análisis desarrollados más adelante. Estos estados son los siguientes:

- Estado de alineación: Sistema de sujeción alineado con el agujero en el segmento.
- Estado de inserción: Cono externo flexible inserto con cierta holgura en el agujero.
- Estado de expansión (E): Cono externo flexible expandido con fluido hidráulico hasta alcanzar la forma del agujero.
- Estado de sujeción (S): Cono externo flexible expandido bajo presión suficiente para lograr la manipulación del segmento sin que ocurra desprendimiento. En este caso se identificaron 4 estados de carga críticos que se explican a continuación:
  - Estado de Levantamiento Vertical (LV): Cualquier segmento exceptuando la llave levantado verticalmente.
  - Estado de Levantamiento a 90° (L90): Cualquier segmento exceptuando la llave levantado a 90°.
  - Estado de Levantamiento Vertical con Empuje (LVE): El segmento tipo llave levantado verticalmente y con empuje axial de los cilindros hidráulicos del marco del erector.

○ Estado de Levantamiento a 90° con Empuje (LE90): El segmento tipo llave levantado a 90° y con empuje axial de los cilindros hidráulicos del marco del erector.

- Estado de colocación: Segmento colocado y asegurado en su posición final.
- Estado de liberación: Cono externo flexible contraído en el interior del agujero.
- Estado de separación: Sistema de sujeción fuera del agujero del segmento.

A continuación se presenta la representación grafica de los estados que se acaban de mencionar con la finalidad de facilitar su comprensión y de asociar las abreviaciones de los estados de carga con la posición y tipo de segmento respectivo.

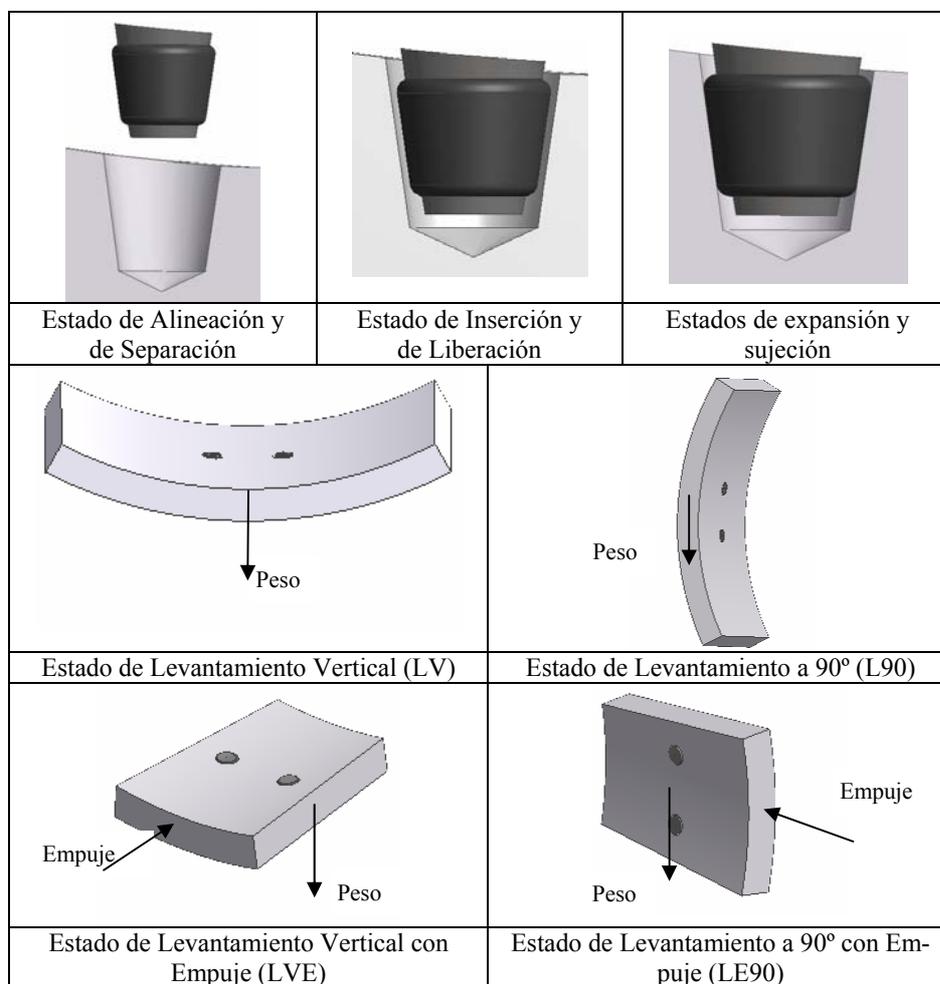


Figura 42. Estados de operación y Estados de carga crítica (LV, L90, LVE y LE90) del Sistema de Sujeción Expandible.

Cabe resaltar que en la Figura 42 se representan en una misma figura los estados de alineación y separación al igual que los estados de inserción y liberación. A pesar de compartir la misma posición en el espacio, los estados de alineación e inserción son posiciones iniciales del sistema de sujeción mientras que los estados de liberación y separación son posiciones en que se encuentra el sistema de sujeción luego de la colocación del segmento.

Con la definición de los estados de operación del sistema de sujeción concluye la definición de la idea como tal y es importante pasar ahora a establecer las dimensiones, cargas, esfuerzos y todos los parámetros para evaluar teóricamente el desempeño del Sistema de Sujeción Expandible. Con este fin se comienza por definir las dimensiones de los agujeros de los segmentos en los cuales será efectuada la sujeción de los mismos, como se expone a continuación.

#### **4.5 Holgura entre el Sistema de Sujeción Expandible y agujero**

El espacio que existe entre las paredes de un agujero de los segmentos y la goma cuando el Sistema de Sujeción Expandible se introduce en un agujero (holgura) es de vital importancia para el desempeño del equipo. La holgura influye directamente en el tiempo necesario para ejercer la sujeción, en los esfuerzos que se producen en el elastómero tanto cuando se introduce en el agujero como cuando se expande dentro de él y en la presión necesaria para producir esa expansión.

La holgura afecta el tiempo empleado para sujetar el segmento porque si ésta es muy pequeña, el operador experimentará mayor dificultad para alinear el Sistema de Sujeción Expandible con los agujeros. También se produce mayor desgaste en la superficie externa del elastómero si se introduce en el agujero sin estar correctamente alineado con él. En cambio, si se aumenta la holgura, el elastómero deberá expandirse más para hacer contacto con el agujero y tanto la presión del fluido como los esfuerzos del elastómero se incrementarán.

El valor de la holgura se establece al fijar las dimensiones del agujero, de los componentes del sistema de sujeción y de la profundidad de inserción del sistema en el agujero. Variando estos factores y conociendo que los conos de centrado del siste-

ma de sujeción por vacío tienen una holgura de 0,8 mm, se buscaron valores un poco superiores a este para aumentar la facilidad de centrado. La holgura final es de 2,9 mm (Figura 43) y se le realizaron análisis por elementos finitos al ensamble.

#### **4.6 Profundidad de inserción del Sistema en el agujero**

La profundidad con que debe introducirse el conjunto del Sistema de Sujeción Expandible dentro del agujero es importante para evitar impactos entre la superficie interna de los segmentos y la placa metálica que soporta al sistema de sujeción (ya sea en la grúa de segmentos o en la cabeza del erector), y entre el fondo de los agujeros y la tapa inferior del sistema de sujeción.

Para evitar estos impactos se propone utilizar ya sea de fragmentos o la totalidad de las gomas que previenen la entrada de aire en el sistema de sujeción por vacío. Al introducir el Sistema de Sujeción Expandible en los agujeros, las gomas del sistema de vacío hacen contacto con los segmentos y evitan el impacto. El choque entre la tapa inferior y el fondo de los agujeros se evita haciendo estos últimos lo suficientemente profundos para que las gomas sostengan el sistema antes de la colisión.

Es necesario conocer que de los 22,5 mm aproximadamente de espesor de la goma del sistema de vacío, 12,5 mm son comprimidos cuando se sujeta un segmento. Por lo anterior se tiene que la placa que sirve de soporte al Sistema de Sujeción Expandible está separada sólo 10 mm (22,5 mm-12,5 mm) del segmento. El espesor de la base superior del Sistema de Sujeción Expandible se diseña para que ocupe los 10 mm no comprimidos de goma que están fuera del agujero y de manera que 1/3 de su valor quede dentro de el. De aquí se tiene que 2/3 del espesor de la base superior deben ser iguales a 10 mm (ecuaciones 46-50).

$$\text{Espesor goma Sistema Vacío} = 22,5 \text{ mm} \quad (\text{ec. 46})$$

$$\text{Compresion goma Sistema Vacío} = 12,5 \text{ mm} \quad (\text{ec. 47})$$

$$\text{Espesor sin comprimir} = (22,5 - 12,5)\text{mm} = 10 \text{ mm} \quad (\text{ec. 48})$$

$$\frac{2}{3} \text{ espesor tapa} = 10 \text{ mm} \quad (\text{ec. 49})$$

$$\Rightarrow \text{ espesor tapa} = 15 \text{ mm} \quad (\text{ec. 50})$$

Con todo este desarrollo se logra que toda la superficie externa del cono externo flexible produzca fuerza de fricción para elevar un segmento ya que se encuentra completamente dentro del agujero.

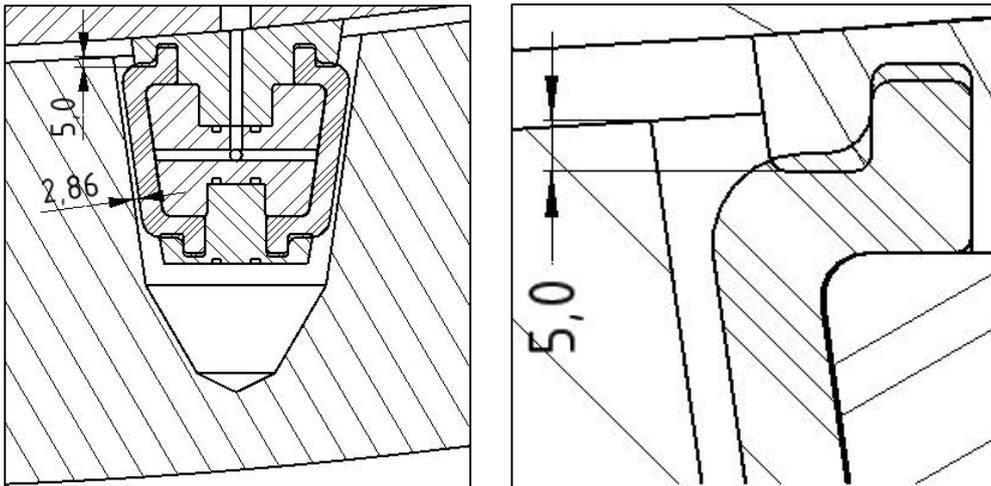


Figura 43. Profundidad de inserción del Sistema de Sujeción Expandible en un agujero de los segmentos. Medidas en mm.

#### 4.7 Dimensiones de los agujeros de los segmentos

Las dimensiones del sistema de sujeción tienen que ver principalmente con su diámetro, profundidad y conicidad. Estos parámetros influirán en la resistencia de los segmentos y en el buen funcionamiento del Sistema de Sujeción Expandible. En esta sección se presentan los factores que influyeron en la fijación de sus valores finales.

Comenzando por la fuerza de fricción necesaria para levantar un segmento se puede decir que ésta depende directamente del coeficiente de roce, de la fuerza normal y del área del agujero disponible para aplicar esta fuerza. Mientras se disponga de mayor área se podrá disminuir la fuerza normal que es creada por la presión dentro del elastómero; y el área puede incrementarse aumentando tanto el diámetro como la profundidad del área de contacto entre el agujero y la goma.

#### Profundidad de los agujeros

La limitación en la profundidad del área empleada para producir fricción viene dada por las características de operación del erector. Cuando el operario desplaza

la cabeza del erector sobre los segmentos colocados en el alimentador, la distancia existente entre la placa que soportará al Sistema de Sujeción Expandible y los segmentos es de aproximadamente 150 mm (Figura 44); y esta es la altura máxima que podría poseer la propuesta seleccionada. De esta distancia se ocuparon aproximadamente 120 mm para el sistema de sujeción y se dejaron aproximadamente 30 mm como espacio libre para la movilización de la cabeza del erector.

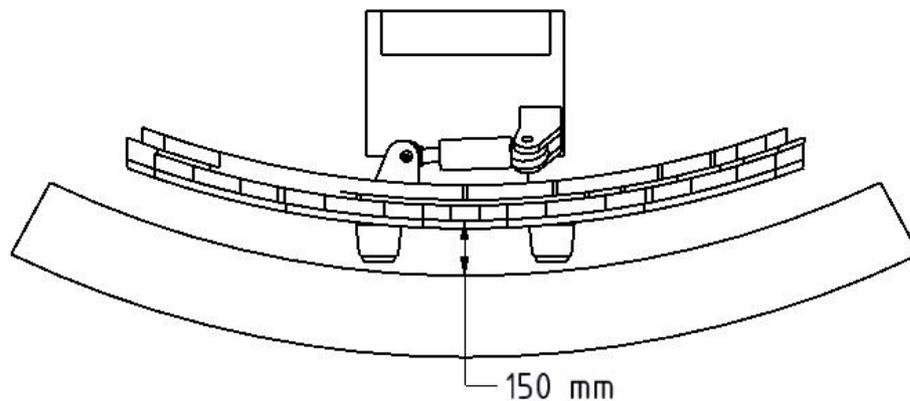


Figura 44. Espacio disponible entre la placa de la cabeza del erector y un segmento colocado en el alimentador de segmentos (Fuente: Herrenknecht, 2001c).

Con la altura del Sistema Expandible fija, y debiendo emplear parte de ella para la tapa superior y para la inferior, sólo quedan 87 mm de longitud para la altura de la goma, que por su geometría sólo otorga 69 mm útiles para producir fuerza de fricción (ver plano 7). Estas dimensiones, junto con lo explicado en la sección “holgura y profundidad de inserción del sistema en el agujero” determinan la profundidad inicial de los agujeros, que se fijó en 131 mm.

Las dos variables con las que aún se puede jugar son el diámetro del agujero y la presión interna del elastómero, de los que el diámetro se aborda a continuación, y la presión se determina en función del resto de las variables en la sección determinación de la presión requerida para la sujeción.

### Diámetro de los agujeros

En lo que respecta al diámetro del agujero, se puede decir que debe realizarse un compromiso entre la resistencia estructural del segmento y la fuerza de fricción

que debe ejercerse para elevarlo. Para no afectar la resistencia del segmento el diámetro debe ser lo más pequeño posible; sin embargo, un diámetro mayor permitirá disponer de mayor área para ejercer la fuerza de fricción y disminuir la presión necesaria dentro del elastómero.

Como se presentó en la sección “Tratamiento de la forma y función de los agujeros en los segmentos”, actualmente existen 3 perforaciones en los segmentos, de los que el de mayor diámetro es el central, empleado para la inyección secundaria, con 100,4 mm de diámetro en su sección mayor, y los otros dos se disponen simétricamente a los lados de este con 77 mm de diámetro igualmente en su sección mayor. Los dos agujeros que sustituyen a los tres iniciales se diseñaron con aproximadamente 130 mm de diámetro en su sección de mayor área y luego se reduce a medida que forma un cono de  $8^\circ$  hasta una profundidad de 131 mm.

A partir de este punto el diámetro de los agujeros difiere, ya que se diseña uno de ellos con la capacidad de suplir la inyección secundaria. El agujero que no se emplea para inyección secundaria pres. El ángulo de la conicidad pasa de  $8^\circ$  a  $63,73^\circ$ , ángulo que queda fijado por el resto de las dimensiones.

### **Diseño de un agujero para inyección Secundaria**

Cuando se debe realizar inyección secundaria, el personal del túnel rompe el espesor de segmento restante e introduce por él una manguera que inyecta mortero. Como actualmente ese agujero posee una profundidad de 180 mm y deben romperse 40 mm de concreto, se decidió tomar el espesor a romper como valor de referencia en el diseño de uno de los agujeros. Al agujero destinado a la inyección secundaria (ya sea el derecho o el izquierdo) se le cambió la conicidad a  $30^\circ$  a partir de los 131 mm y hasta los 178 mm de profundidad, disminuyendo así el material removido.

Luego se vuelve a cambiar la conicidad del agujero hasta una profundidad de 187 mm, dejando un espesor a romper de 40,3 mm. Este último tramo es de  $63,47^\circ$ , tomando como referencia el ángulo del agujero actual en su cambio de conicidad, que es de  $66,03^\circ$ , en caso de que ello contribuya al desmolde de los segmentos. Es de hacer notar que para que el dispositivo que realiza la inyección secundaria no pierda

su funcionalidad se incrementó el diámetro de dos de sus arandelas y de una goma obteniendo lo que se puede observar en el Plano 12 (apéndice 1).

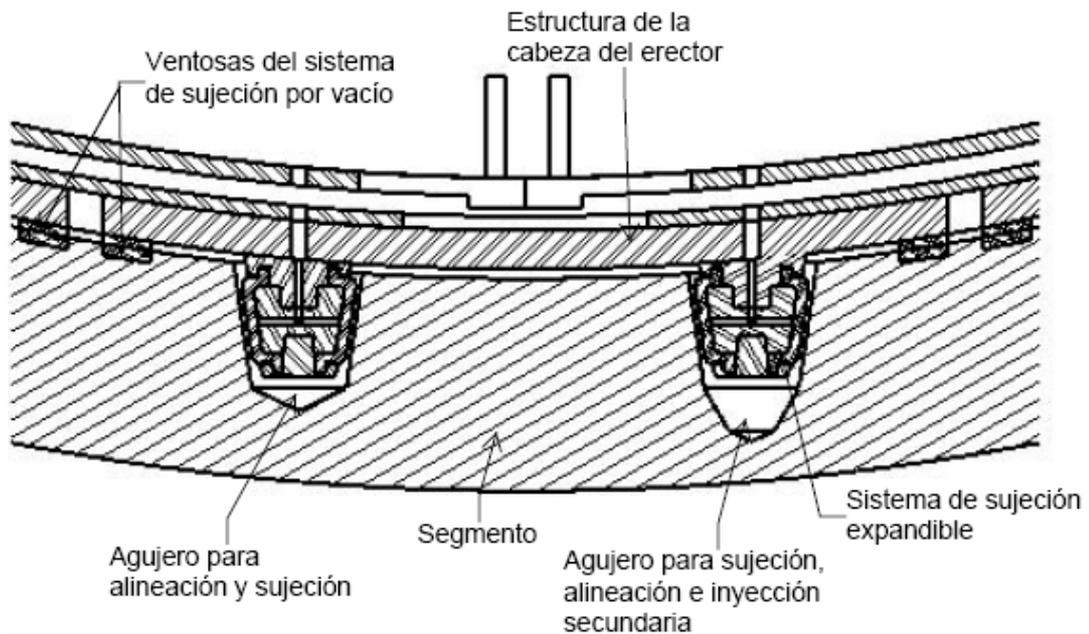


Figura 45. Propuesta de agujeros para operar con el sistema de sujeción expandible y con el sistema de sujeción por vacío.

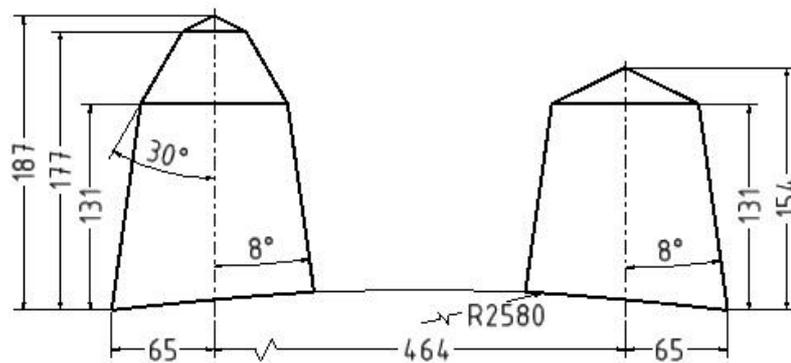


Figura 46. Insertos para los moldes de segmentos.

Al agujero que no cumple la función de permitir inyección secundaria, luego de los 131 mm de profundidad se le realizó únicamente un cambio de conicidad por una longitud de 23 mm. Esta longitud fija la segunda conicidad en 63,73°. Como los agujeros serán producidos por intermedio de insertos metálicos colocados en los mol-

des (Figura 46), las medidas de estos insertos se especificaron en valores enteros para contribuir a su sencillez de manufactura (ver Plano 10 en apéndice 1). Adicionalmente se incluyó una señalización para identificar con facilidad cual de los dos agujeros debe utilizarse para la inyección secundaria (Plano 11).

#### 4.8 Determinación de la presión requerida para la sujeción

A continuación se procede a obtener la magnitud de la presión requerida para generar la fuerza de roce necesaria en la sujeción del segmento. Con este fin se debe comenzar por plantear la ecuación de la fuerza de roce presentada en el Marco teórico:

$$F_r = N\mu_s \quad (\text{ec. 27})$$

Es importante mencionar que tanto la fuerza normal a las superficies en contacto como la fuerza de roce son funciones de la presión externa ( $p_o$ ) al cono flexible requerida en el estado de sujeción y no de la presión interna ( $p_i$ ). Esto se debe a que la presión interna al cono flexible que provoca su expansión, es transmitida a través de su espesor hasta la superficie de contacto con el agujero del segmento. Por el efecto de la tercera ley de Newton, las fuerzas generadas debido a la presión  $p_o$  actúan tanto en la superficie externa del cono flexible como en la superficie del agujero de concreto. Cabe resaltar que las presiones externa e interna al cono flexible no poseen el mismo valor, puesto que la última debe vencer la resistencia elástica que presenta el elastómero del cono flexible al estirarse hasta el diámetro del agujero. Ahora se procede a obtener la fuerza de roce a partir del diagrama de cuerpo libre de un elemento diferencial situado en la superficie del agujero del segmento correspondiente al estado de levantamiento vertical.

En la Figura 47 se puede apreciar la dirección en que actúa la fuerza debida a la presión externa ( $F_{p_o}$ ) y la fuerza de roce ( $F_R$ ) sobre la superficie del agujero del segmento. Cabe resaltar que debido a la conicidad del agujero, la fuerza debida a la presión, produce un empuje sobre el segmento que tiende a separarlo del sistema de

sujeción a lo largo de su eje de simetría, la cual debe ser anulada por la componente de la fuerza de fricción en esa dirección.

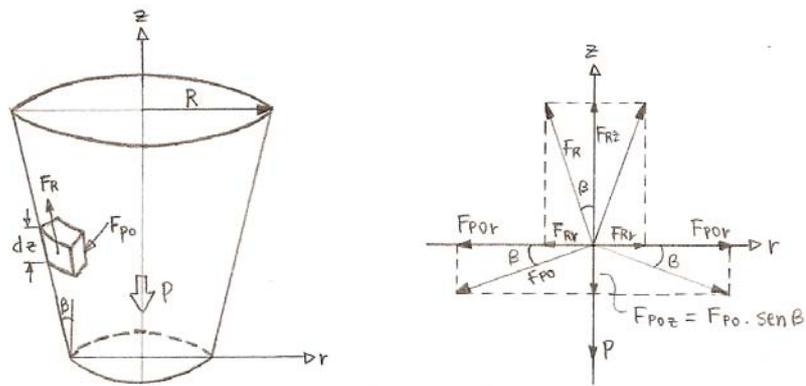


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre del agujero del segmento en el estado LV.

Puesto que el agujero es simétrico respecto a su eje las componentes radiales de las fuerzas que actúan sobre él se cancelan entre sí. Por otro lado, la ecuación de equilibrio en la dirección del eje z es la siguiente:

$$\sum F_z = F_R \cos(\beta) - F_{po_z} - P = 0 \quad (\text{ec. 51})$$

Donde:  $F_z$  es la fuerza total en la dirección del eje z,  $F_R$  la fuerza de roce tangente a las superficies en contacto,  $\beta$  el ángulo que forma la superficie del agujero cónico respecto a su eje de simetría,  $F_{po_z}$  la componente en la dirección del eje z de la fuerza debida a la presión externa y  $P$  el peso del segmento de mayor tamaño.

Para obtener la componente en z de la fuerza debido a la presión externa al cono flexible en el estado de levantamiento vertical, se procede de la siguiente manera:

$$F_{po_z} = F_{po} \sin(\beta) = p_o A \sin(\beta) \quad (\text{ec. 52})$$

Donde A es el área correspondiente a la superficie cónica de contacto que se calcula como se indica en la ecuación A4 del Apéndice 5. Luego de sustituir el área en función de la altura en la ecuación 52 se obtiene la siguiente expresión:

$$F_{poz} = p_o \left[ \frac{\pi h}{\text{Cos}(\beta)} (2R_c - h \tan(\beta)) \right] \text{Sen}(\beta) \quad (\text{ec. 53})$$

Donde  $h$  es la altura y  $R_c$  el radio mayor del cono conformado por la superficie de contacto entre el agujero y el elastómero del sistema de sujeción en los estados de expansión y de sujeción. De acuerdo a esto,  $R_c$  se obtiene a partir de la suma del radio del cono externo flexible  $R_g$ , correspondiente al corte del plano que contiene a la cara superior del cono interno de soporte con la superficie externa del elastómero como se muestra en la Figura 48, y la proyección de la holgura  $holg$  en la dirección perpendicular al eje, como se muestra a continuación:

$$R_c = R_g + (holg)\text{Cos}(\beta) \quad (\text{ec. 54})$$

La holgura se obtiene a partir de la distancia entre la superficie externa del cono flexible y la superficie del agujero perpendicular a ellas. El valor de  $R_G$  fue tomado de la geometría del cono externo flexible tal como se aprecia en la Figura 48:

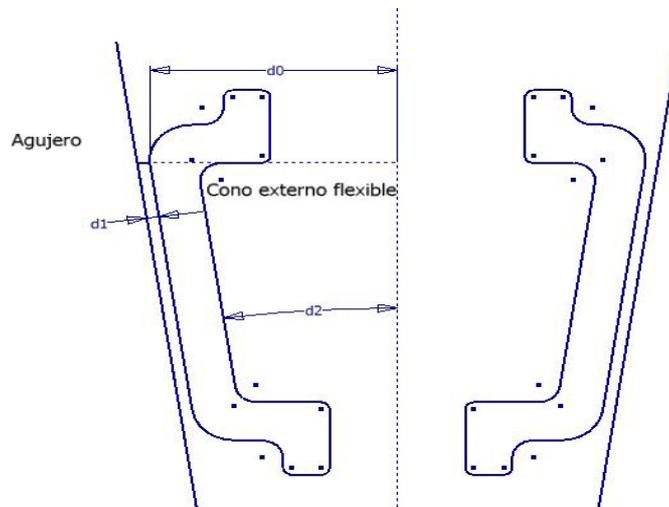


Figura 48. Altura y radio del cono externo flexible correspondientes a la superficie de contacto de los estados de expansión y sujeción donde:  $d_0=R_G$ ;  $d_1=holg$ ;  $d_2=\theta$ .

En la figura anterior se puede apreciar una vista ampliada del cono externo flexible introducido en el agujero, donde las piezas de acero del Sistema de Sujeción Expandible se han omitido por simplicidad. El objetivo de la misma es ilustrar la medición de  $R_G$ ,  $holg$  y  $\theta$  representadas como  $d_0$ ,  $d_1$  y  $d_2$  respectivamente.

Al sustituir  $F_{poz}$  dada por la ecuación 53 en la ecuación 51 y despejar  $F_R$  se obtiene la siguiente expresión:

$$F_R = \frac{p_o \pi h \tan(\beta)(2R_c - h \tan(\beta)) + P}{\text{Cos}(\beta)} \quad (\text{ec. 55})$$

Ahora se debe proceder a obtener la relación entre la fuerza normal correspondiente a la ecuación 27 y la presión externa al cono flexible  $p_o$ . Para este fin, es importante darse cuenta que la fuerza normal que actúa sobre la superficie del agujero del segmento es igual a la fuerza debido a la presión externa al cono flexible, la cual puede obtenerse a partir de su componente en el eje z dada por la ecuación 53, como sigue a continuación:

$$N = F_{po} = \frac{F_{poz}}{\text{Sen}\beta} = p_o \frac{\pi h}{\text{Cos}(\beta)} (2R_c - h \tan(\beta)) \quad (\text{ec. 56})$$

Ahora se puede sustituir la fuerza de roce y la normal dadas por las ecuaciones 55 y 56 en la ecuación 27 para obtener la siguiente expresión:

$$\frac{p_o \pi h \tan(\beta)(2R_c - h \tan(\beta)) + P}{\text{Cos}(\beta)} = \left[ p_o \frac{\pi h}{\text{Cos}(\beta)} (2R_c - h \tan(\beta)) \right] \mu_s \quad (\text{ec. 57})$$

Luego de agrupar términos y hacer algunas simplificaciones, finalmente se procede a despejar  $p_o$  de la ecuación 57 obteniendo la siguiente relación:

$$P_o = \frac{P}{\pi h (2R_c - h \tan(\beta)) (\mu - \tan(\beta))} \quad (\text{ec. 58})$$

La ecuación 58 proporciona el valor de la presión requerida para generar la fuerza de roce necesaria en la sujeción del segmento, por medio del Sistema de Sujeción Expandible. Cabe resaltar que esta presión es la que se requiere para llevar el cono externo flexible del estado expansión al estado de sujeción, considerando despreciable la presión invertida para vencer el efecto de compresión del elastómero contra la pared del agujero. En el Apéndice 9 se muestra el cálculo de  $p_o$  sustituyendo los valores numéricos en la ecuación 58 de donde se obtiene:

$$p_o = 355,7 \text{ psi} \quad (\text{ec. A18})$$

Este valor de la presión externa será empleado en la siguiente sección para determinar el comportamiento y resistencia del cono externo flexible del sistema de sujeción.

#### 4.9 Análisis de Esfuerzos y deformaciones en el Cono Externo Flexible

Debido a la complejidad de los distintos estados de cargas a los que será sometido el sistema de sujeción por expansión, durante su operación, los autores del presente trabajo tomaron la decisión de emplear un paquete computacional que hace uso del Método de los Elementos Finitos para llevar a cabo el análisis de esfuerzos y deformaciones en las distintas piezas que conforman el sistema de sujeción de segmentos. El paquete computacional empleado para aplicar el Método de Elementos Finitos fue COSMOSWorks, las características y resultados obtenidos en estos análisis se presentan en la siguiente sección.

El sistema de sujeción propuesto requiere una expansión en dos etapas, que le permita alcanzar los estados de expansión y sujeción mencionados en la Descripción del funcionamiento del sistema de sujeción. En condiciones ideales, el cono externo flexible se somete solo a presión interna cuando pasa del estado inserción al estado de expansión. Posteriormente, el mismo se somete tanto a presión interna como a presión externa para pasar del estado de expansión al estado de sujeción.

Las ecuaciones 15, 16 y 17 presentadas en el marco teórico (pág. 24), se pueden aplicar directamente al estado de sujeción para obtener la deformación radial y los esfuerzos radiales y tangenciales despreciando el efecto de las tapas del cono externo flexible. Para la primera etapa (entre el estado de inserción y de expansión), estas ecuaciones se deben particularizar, al caso en que el recipiente se encuentra sometido solo a presión interna, es decir  $p_o = 0$ . A continuación se presentan en forma resumida las ecuaciones correspondientes a los estados de expansión y de sujeción para el cálculo del desplazamiento radial ( $u$ ), del esfuerzo radial ( $\sigma_r$ ) y del esfuerzo tangencial ( $\sigma_t$ ): evaluados en la superficie interna ( $r=a$ ) y externa ( $r=b$ ) del cono flexible.

Tabla 16. Ecuaciones de la deformación radial, esfuerzo radial y tangencial para la superficie externa e interna del cono externo flexible en los estados de expansión y sujeción.

Estado de expansión	
$r = a$	$r = b$
$u_c(a) = \frac{ap_i}{E} \left[ \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} + \nu \right]$ (ec. 59)	$u_c(b) = \frac{2a^2bp_i}{E(b^2 - a^2)}$ (ec. 60)
$\sigma_{rC}(a) = -p_i$ (ec. 61)	$\sigma_{rC}(b) = 0$ (ec. 62)
$\sigma_{iC}(a) = \frac{p_i(a^2 + b^2)}{b^2 - a^2}$ (ec. 63)	$\sigma_{iC}(b) = \frac{2a^2p_i}{b^2 - a^2}$ (ec. 64)
Estado de sujeción	
$r = a$	$r = b$
$u_D(a) = \frac{ap_i(a^2(\nu - 1) - b^2(\nu + 1)) + 2ab^2p_o}{E(a^2 - b^2)}$ (ec. 65)	$u_D(b) = \frac{bp_o[b^2(1 - \nu) + a^2(1 + \nu)] - 2a^2bp_i}{E(a^2 - b^2)}$ (ec. 66)
$\sigma_{rD}(a) = -p_i$ (ec. 67)	$\sigma_{rD}(b) = -p_o$ (ec. 68)
$\sigma_{iD}(a) = \frac{(a^2 + b^2)p_i - 2b^2p_o}{b^2 - a^2}$ (ec. 69)	$\sigma_{iD}(b) = \frac{2a^2p_i - (a^2 + b^2)p_o}{b^2 - a^2}$ (ec. 70)

Si se analiza en detalle la ecuación 60 se puede apreciar que al aumentar el valor del radio en la superficie interna ( $r=a$ ) y en la superficie externa ( $r=b$ ) el desplazamiento radial de un punto en la superficie del cono externo a una determinada altura será mayor que el desplazamiento de cualquier punto a una altura menor. Por consiguiente, la parte superior del cono externo flexible se deforma en mayor proporción que en su parte inferior. En el apéndice 6, se presenta el cálculo del ángulo  $\theta$  que debe tener el recipiente cónico flexible, tal que al expandirse, todos los puntos de su superficie externa hagan contacto simultáneamente con la pared del agujero del segmento que posee un ángulo  $\beta$  respecto a su eje de simetría.

Es importante observar que las ecuaciones de recipientes a presión que han sido presentadas hasta ahora, no toman en cuenta el efecto de las tapas inferior y superior del cono externo flexible, que proporcionan para efectos de diseño, el enclavamiento y sello hidráulico requerido. Por esta razón, los resultados obtenidos en el apéndice 6, se alejan del comportamiento real del cono externo flexible y pueden ser tomados en cuenta solo como una aproximación al comportamiento real. La deformación que presenta el elastómero en el estado de expansión es comprobada más adelan-

te mediante el uso del programa computacional de elementos finitos y se muestra en la sección de la Determinación de la presión del estado de expansión.

#### **4.10 Análisis de elementos finitos**

A continuación se presentan los análisis de elementos finitos que se llevaron a cabo, explicando las características asociadas a cada uno de ellos tales como los materiales empleados, cargas y restricciones impuestas así como las características geométricas de la malla correspondiente a cada análisis efectuado.

##### **4.10.1 Características de los análisis efectuados**

Aquí se procede a explicar las opciones y el tipo de análisis seleccionados para ejecutar el estudio de esfuerzos y deformaciones por medio del empleo del programa de elementos finitos empleado. Cabe destacar que las características que se presentan en esta sección fueron seleccionadas para todos y cada uno de los análisis efectuados, por lo tanto se presentan de manera general.

El cono externo flexible del sistema de sujeción por expansión debe ser fabricado con un material cuyo comportamiento es no lineal. Para resolver problemas que involucran este tipo de material, COSMOSWorks posee un módulo especializado en análisis no lineal. Uno de los datos de entrada de esta clase de análisis es el tipo de material y sus propiedades, tales como la curva esfuerzo deformación, la cual reemplaza el valor constante del módulo de Young en los análisis estáticos lineales. Cabe destacar en este punto, que los materiales seleccionados para el cono externo flexible, es decir, el NBR ó Poliuretano, no representan una fórmula específica de elastómero comercial, sino que más bien, representan a una variedad de elastómeros comerciales con características de resistencia mecánica distintas para cada uno de ellos. Por esta razón solo se pueden obtener un rango de valores asociados a las propiedades del material que no incluyen una curva de esfuerzo deformación para el NBR ó Poliuretano en general.

Para seleccionar un tipo de material comercial específico y obtener su curva de esfuerzo vs. deformación el fabricante solicita los niveles de esfuerzos y deforma-

ciones a los que el mismo será sometido para luego garantizar que el material fabricado cumplirá con las exigencias planteadas. Sin embargo, como ya fue mencionado, no es posible efectuar un análisis no lineal sin tener previamente un material comercial específico y su curva asociada de esfuerzo deformación. Una solución viable para afrontar esta situación es asumir que el material se comporta linealmente, y realizar análisis estáticos lineales para obtener una primera aproximación de los niveles de esfuerzo y deformación a los que será sometido el modelo, entregar estos valores al fabricante y una vez que se haya seleccionado el tipo específico de material, efectuar los análisis no lineales con la curva de esfuerzo y deformación del material. Debido a las razones expuestas se decidió emplear el tipo de análisis, Estático lineal.

Entre las opciones de este tipo de análisis se especificó “Incluir rozamiento global”, lo cual le permite al programa considerar el efecto del rozamiento estático en las condiciones de contacto. El coeficiente de roce estático se puede fijar en un rango de 0 a 0,5. En la Tabla 2 del Marco teórico (página 27) se puede observar que los valores del coeficiente de roce estático para acero-goma y concreto-goma son mayores a este valor, sin embargo, para calcular la presión requerida en la sujeción y realizar los análisis se tomó el valor máximo permitido en el programa. En el desempeño del sistema de sujeción el valor del coeficiente de roce deberá ser determinado mediante experimentación y con este valor recalcularse la presión interna requerida. Es de esperar que el valor del coeficiente de roce obtenido entre el elastómero específico seleccionado y el concreto sea mayor de 0,5 debido a los valores mostrados en la Tabla 2, por tanto la presión interna requerida para efectuar la sujeción y los niveles de esfuerzo en el cono externo flexible serán también menores.

La otra opción empleada en los análisis estáticos fue la de “Relajación inercial”. Con esta opción el programa aplica fuerzas inerciales para contrarrestar cualquier carga externa desequilibrada y se aplica principalmente para evitar movimientos de sólido rígido en piezas sin ninguna restricción. Como se aprecia en los análisis que se presentan más adelante, en el estado de levantamiento vertical con empuje a 90° se requiere que no se coloque ninguna restricción al agujero del segmento, con el fin de

permitir que el mismo se desplace contra el cono externo flexible por efecto de las cargas características de ese estado.

#### **4.10.2 Materiales seleccionados para efectuar los análisis**

El cono externo flexible debe ser fabricado con un material resistente al aceite, a la abrasión, que sea capaz de soportar grandes deformaciones radiales con un bajo nivel de esfuerzos y que posea buenas propiedades mecánicas tales como elevada resistencia a la tensión. Los materiales que mejor se adaptan a estas exigencias son los elastómeros, entre cuyas propiedades destaca el comportamiento no lineal de la curva esfuerzo-deformación asociada a ellos. De la información recopilada en la bibliografía en relación a los elastómeros presentada en el Marco teórico y de una consulta al ingeniero Luis Wu representante de la empresa nacional de fabricación de gomas denominada Industrias Incapeca Goma C.A., se pudo conocer que los principales factores a tomar en cuenta para la selección del tipo de elastómero, son la resistencia o compatibilidad al fluido en contacto con el mismo y la temperatura de operación de este fluido. Para la expansión del cono flexible se empleará el aceite Shell OMALA por las razones expuestas en la sección de Diseño del sistema hidráulico y selección de sus componentes presentada más adelante. Para conocer los niveles de temperatura de funcionamiento, se efectuó una consulta al ingeniero Alcides Marqués quien estuvo encargado de la operación de las máquinas tuneladoras empleadas en la línea 5 del Metro de Caracas, y quien dio a conocer que la temperatura de funcionamiento se encuentra aproximadamente en un rango de 30 a 40 °C.

Una vez conocido el tipo de fluido y el rango de temperatura de operación del mismo, la empresa fabricante de gomas Incapeca recomendó el empleo de un Acrilónitrilo Butadieno conocido comúnmente como NBR, o cualquiera de los tipos de Poliuretano, debido a las ventajas características de estos materiales presentadas en la tabla de propiedades de los elastómeros mostrada en el Anexo 4. En esta tabla se puede apreciar que tanto el NBR como el poliuretano presentan una resistencia a los hidrocarburos y sus derivados (entre ellos el aceite) excelente, además ambos presentan buenas propiedades mecánicas tales como resistencia a la abrasión, al estiramien-

to y al impacto, que los hacen aptos para la aplicación del cono externo flexible. En la sección de elastómeros del Marco teórico se presenta una información más detallada de las propiedades y composición del NBR y poliuretano.

En un principio se escogió el NBR debido a que es más económico que el Poliuretano. Posteriormente, se efectuaron una serie de análisis con COSMOSWorks, al sistema de sujeción empleando como material del cono flexible el NBR, en donde se pudo conocer que el estiramiento del cono flexible es muy pronunciado y el factor de seguridad del mismo es bajo. La excesiva deformación del cono flexible se muestra en la Figura 49. Por tanto, el material del cono flexible se cambió a poliuretano puesto que a pesar de ser más costoso, posee un módulo elástico y una resistencia a la tensión más elevados que el NBR. Una ventaja adicional es que posee muy buena resistencia a la abrasión; lo que será de utilidad en el proceso de inserción y extracción del elastómero en los agujeros de los segmentos. El incremento en el costo queda plenamente justificado debido a que en la operación del sistema de sujeción se puede poner en riesgo la vida de los obreros que operan cerca del Erector y Grúa en la máquina tuneladora durante la colocación del segmento.

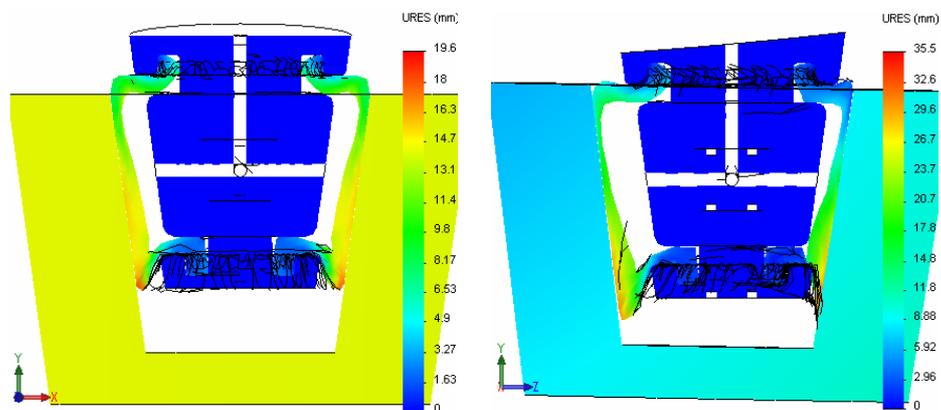


Figura 49. Distribución de los desplazamientos. Izquierda: Estado de Levantamiento Vertical. Derecha: Estado de Levantamiento a 90 grados.

La Base superior, como interno de soporte y base inferior deben ser fabricados con un material que resista los ciclos de carga originados por la colocación de los segmentos, debido a que es deseable que estas piezas tengan una vida útil considera-

blemente elevada. El cono externo flexible, a diferencia de las demás piezas, deberá ser reemplazado cada cierto tiempo, por las condiciones de desgaste a las que será sometido durante el estado de inserción. En condiciones normales, es decir, sin que ocurran cargas mayores de las previstas, se debe poder construir todo un túnel sin reemplazar el cono de soporte y las bases superior e inferior del sistema de sujeción. Por esta razón, se empleó el acero 4340 como material de estos componentes, el cual es un acero de baja aleación conformado por níquel-cromo-molibdeno que a pesar de ser costoso, posee buenas propiedades contra la falla por fatiga (Mangonon, 2001).

El segmento se fabrica a partir de concreto reforzado con una resistencia a la compresión de  $450 \text{ kgf/cm}^2$  o  $44,13 \text{ MPa}$  (Odebrecht, s.f.). En el presente trabajo, se efectuó una búsqueda en distintas fuentes, incluyendo la Empresa y la compañía del Metro de Caracas, de los demás valores de las propiedades mecánicas del material del segmento, y no se pudo conseguir más que la resistencia a la compresión. Por esto, se seleccionó “Concreto de alta densidad” de la base de datos del programa CES, debido a que el mismo tiene un valor de resistencia a la compresión igual a  $373,22 \text{ kgf/cm}^2$  ( $36,6 \text{ MPa}$ ), que es el tipo de concreto que más se acerca al valor reportado en los planos del Metro de Caracas.

Los análisis estáticos lineales de COSMOSWorks poseen como datos de entrada, las propiedades de los materiales de las piezas a las que será aplicado el análisis. Estas propiedades fueron obtenidas del programa CES y se presentan a continuación:

Tabla 17. Propiedades de los materiales de los componentes del sistema de sujeción empleados en el programa de análisis de elementos finitos.

Propiedad	NBR	Poliuretano	Acero AISI 4340	Concreto de alta densidad	Unidades
Módulo elástico	$3,35 \cdot 10^6$	$7,75 \cdot 10^6$	$209 \cdot 10^9$	$41,6 \cdot 10^6$	$\text{N} / \text{m}^2$
Coefficiente de Poisson	0,4875	0,48	0,29	0,22	
Módulo cortante	$1,1 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$	$810 \cdot 10^9$	$17 \cdot 10^9$	$\text{N} / \text{m}^2$
Densidad	990	1.135	7.850	5.500	$\text{Kg} / \text{m}^3$
Límite de tracción	$15,45 \cdot 10^6$	$29,5 \cdot 10^6$	$1.280 \cdot 10^6$	$3,7 \cdot 10^6$	$\text{N} / \text{m}^2$
Límite de compresión	$18,54 \cdot 10^6$	$36,5 \cdot 10^6$	$860 \cdot 10^6$	$36,6 \cdot 10^6$	$\text{N} / \text{m}^2$
Límite elástico	$15,45 \cdot 10^6$	$29,5 \cdot 10^6$	$460 \cdot 10^6$	$36,6 \cdot 10^6$	$\text{N} / \text{m}^2$
Coefficiente de dilatación	$7 \cdot 10^{-4}$	$152,5 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	17	$1 / \text{K}$
Conductividad térmica	0,14	0,295	42,5	1,65	$\text{W} / (\text{m K})$
Calor específico	2.100	1.675	480	670	$\text{J} / (\text{kg K})$

### 4.10.3 Enumeración de las caras de las piezas

Antes de efectuar los análisis de esfuerzos y deformaciones por el programa de cálculo por elementos finitos deben indicarse un conjunto parámetros tales como: tamaño general de malla, magnitud de las cargas, restricciones de desplazamiento y restricciones de contacto. Los tres últimos factores deben ser especificados por aristas, vértices y caras según lo permita el programa. Es por esto que en las Figura 50 a la Figura 53 se presenta una enumeración de las caras de los componentes a manera de exponer los parámetros de entrada de manera específica y concisa. Adicionalmente, también podrá emplearse esta enumeración en explicaciones de resultados o de características específicas de un análisis.

Los parámetros que deben introducirse en el software de análisis por elementos finitos y los resultados que este arroja pueden agruparse dentro de secciones bien definidas como controles de malla, cargas, restricciones de contacto, deformaciones y factor de seguridad. Es por esto que se presenta a continuación un formato en el cual se expondrán tanto los parámetros de entrada como los de salida de cada uno de los análisis ejecutados en el presente trabajo.

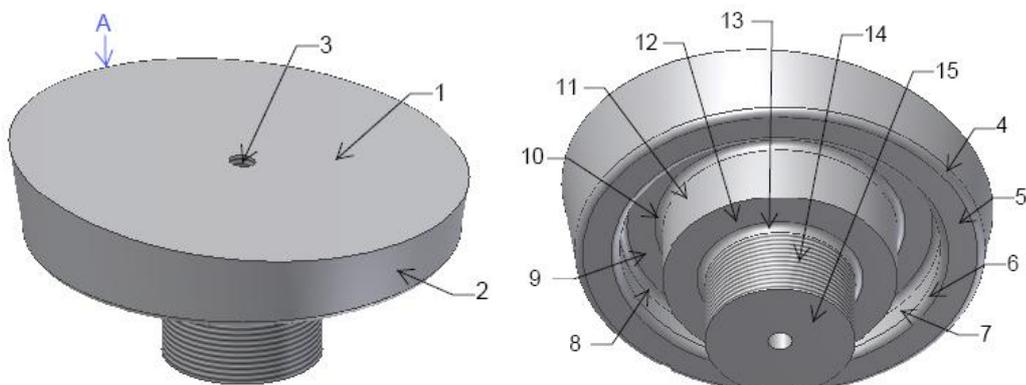


Figura 50. Base superior (Pieza 1). Izquierda: vista superior, Derecha: vista inferior.

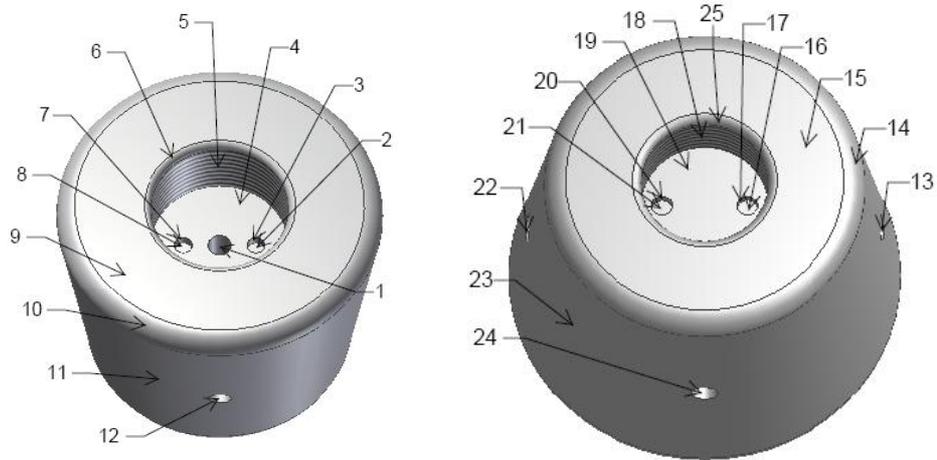


Figura 51. Cono interno de soporte (Pieza 2). Izquierda: vista superior, Derecha: vista inferior.

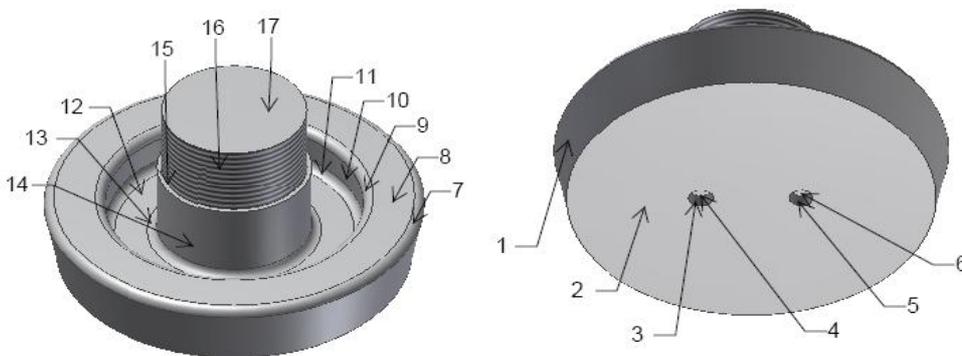


Figura 52. Base inferior (Pieza 3). Izquierda: vista superior, derecha: vista inferior.

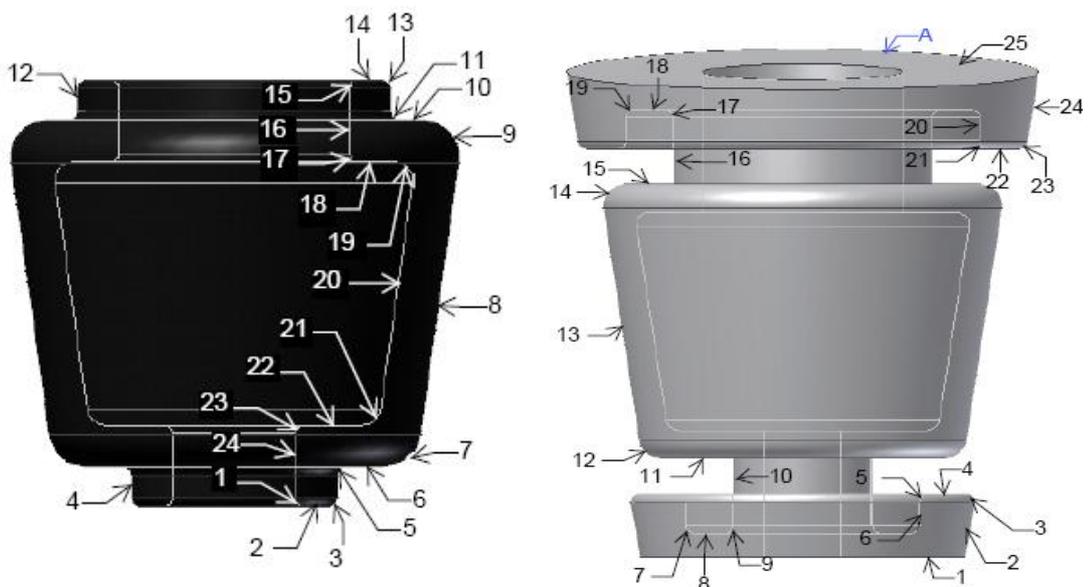


Figura 53. Izquierda: cono externo flexible (Pieza 4), derecha: pieza reducida (Pieza 5).

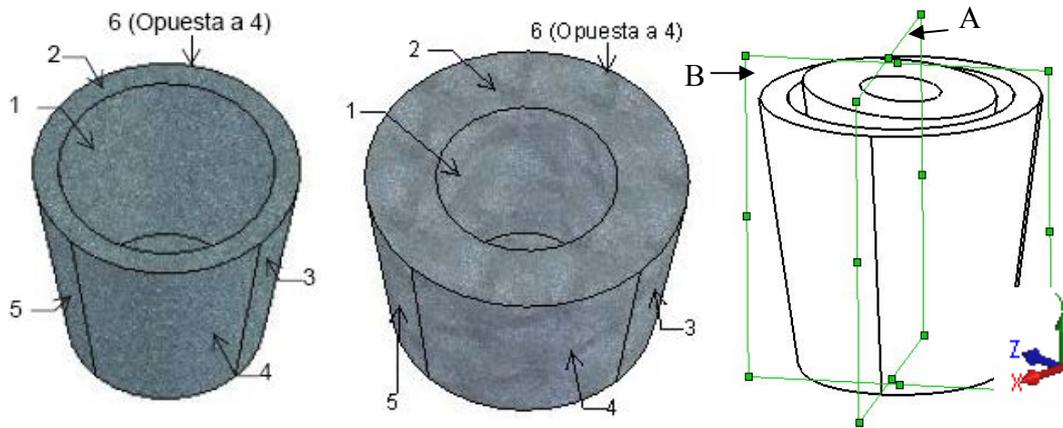


Figura 54. Izquierda: segmento reducido (Pieza 6), centro: segmento no educido, derecha: planos de corte A y B (Pieza 7).

#### 4.10.4 Establecimiento de cargas para los análisis.

La operación del sistema de sujeción de sujeción de segmentos una vez instalado en la cabeza del erector y en la grúa de segmentos presenta tres cargas que deben introducirse en el software de cálculo por elementos finitos. La primera de estas cargas es obviamente el peso en sí de los segmentos, el cual actuará en diversas direcciones sobre el Sistema de Sujeción Expandible dependiendo de la posición en la que la cabeza del erector se encuentre manipulando los segmentos. La segunda carga es la presión de fluido dentro del elastómero que traerá como consecuencia la fuerza de fricción necesaria para levantar los segmentos, y la tercera se refiere al empuje que deben ejercer los cilindros de desplazamiento axial del erector para introducir un segmento clave en la posición que le corresponde dentro de un anillo.

#### Peso de los segmentos

La primera carga, el peso de los segmentos, se determinó por medio de los datos de volumen y densidad de los materiales que constituyen la mezcla de concreto de los segmentos. El volumen de cada componente se multiplica por su densidad, luego se suman los valores de masa de cada componente y se multiplica el total por la gravedad, obteniendo el peso de cada segmento (estas cantidades se presentan en el Anexo 2). Como el peso de todos los segmentos no es el mismo, al programa de cál-

culo por elementos finitos se le introdujo el peso de los segmentos con mayor masa, a saber, los segmentos C y D con 2092,6 kg, aproximados a 2093 kg al introducir la carga en el programa.

### **Presión para expansión del elastómero**

La presión de fluido dentro del cono externo flexible se obtiene sumando la presión necesaria para que la mayor parte de la superficie cónica del elastómero haga contacto con el agujero (estado de expansión), la presión necesaria para obtener la fricción (presión determinada en la sección Determinación de la presión requerida para la sujeción) y una cantidad adicional incluida por seguridad.

### **Fuerza de empuje de los cilindros axiales del erector**

Por último, y para determinar el empuje de los cilindros axiales del marco de desplazamiento del erector se empleó la presión de la línea de suministro de aceite indicada en el esquema hidráulico erector (Herrenknecht 2000b) y se multiplicó por el área transversal del cilindro (longitud medida en el erector de una de las tuneladoras). Es relevante que la fuerza obtenida de este cálculo no es completamente aplicada sobre el Sistema de Sujeción Expandible, ya que parte de ella se emplea para desplazar todo el erector, venciendo la fuerza de fricción de los neumáticos. Sin embargo, al aplicarse toda la fuerza se tiene una sobrestimación del caso real y se diseña con un mayor factor de seguridad.

#### **4.10.5 Análisis de los Estados Críticos de carga**

Previamente y según el criterio de los diseñadores, se identificaron los estados en que el conjunto iba a estar sometido a mayores esfuerzos, obteniéndose los estados LV, L90, LVE y LE90 expuestos en la sección Descripción del funcionamiento del sistema de sujeción. Adicionalmente cada uno de estos estados puede encontrarse en dos situaciones de funcionamiento. Cuando el segmento es sujetado por la acción de los elastómeros en los dos agujeros se produce lo que se ha llamado “estados de operación normal”; sin embargo, cuando uno de los conjuntos del sistema de sujeción se

encuentra inoperativo, el otro conjunto debe soportar toda la carga, y a estos estados se les llamó “estados de carga sobre un conjunto”.

#### 4.10.6 Determinación de presión de contacto con poliuretano

En la sección “Análisis de esfuerzos y deformaciones” se expusieron las ecuaciones que permiten determinar la presión que debe ejercerse sobre la pared interna de un recipiente de pared gruesa cónico para producir en ella una deformación establecida. Como ya se mencionó, esto no representa adecuadamente la realidad de la expansión del cono externo flexible debido a la resistencia que presentan las zonas de enclavamiento superior e inferior. Por lo tanto se decidió determinar la presión en la que toda la superficie cónica del elastómero hace contacto con la pared del agujero a través de un programa de cálculo por elementos finitos, y los resultados se presentan en esta sección.

Para realizar estos análisis se emplearon el cono externo flexible, la pieza reducida y el segmento reducido. La pieza reducida sustituye a la base superior, a la inferior y al cono interno de soporte, y el segmento reducido sustituye al no reducido. Esto se efectuó con la finalidad de disminuir el número de elementos de la malla y el tiempo de procesamiento del ordenador. Sin embargo, como la variable que se desea obtener de estos análisis es sólo la presión de contacto, los resultados no deben afectarse considerablemente. En cuanto a las restricciones se fijaron únicamente la arista A de la pieza reducida y la cara 2 del segmento reducido. Y el contacto entre las caras de las piezas, el tamaño de la malla y las caras en las que se aplicó la presión se presentan en la Tabla 18. Cabe resaltar que el control de malla consiste en generar elementos con distinto tamaño en las caras seleccionadas.

Tabla 18. Malla de los análisis de determinación de presión de contacto.

<b>Malla</b>					
Análisis	Tamaño global	Control de malla	Piezas		
			4	5	6
			Caras con control de malla		
200 psi	14.41mm	6 mm	1-16, 24	--	1
0 psi	17,00 mm	6 mm	--	--	1
		8 mm	17-23	--	
180 psi	14.41mm	6 mm	1-16, 24	3-12, 14-23	1

Tabla 19. Cargas y Fijaciones de los análisis de determinación de presión.

<b>Cargas y Fijaciones</b>				
Análisis	Carga	Piezas		
		4	5	6
		Caras con cargas y/o fijaciones		
180 psi	180 psi	13,14- 24,1,2,3	7,8-18,19	--
200 psi	200 psi	16-24	--	--

Tabla 20. Restricciones de contacto de los análisis de determinación de presión.

<b>Restricciones de contacto</b>			
Tipo de contacto	Piezas		
	4	5	6
	Caras con restricciones de contacto		
Sin penetración	5-11	--	1
Ajuste por contracción	13-15	17-19	--
Ajuste por contracción	9-11	20-23	--
Sin penetración	9-16	16-23, 24*	--
Ajuste por contracción	1-3	7-9	--
Ajuste por contracción	5-7	3-6	--
Sin penetración	1-7,24	2*,3-10	--
Sin penetración	16-24	10*,11-15,16*	--

Nota: Las caras marcadas con \* aplican sólo para los análisis con 0 psi y 200 psi.

Dos resultados se presentan en esta sección, uno correspondiente a 0 psi, donde sólo se incluye el ajuste por contracción de la goma en ambas tapas, y el otro a 180 psi, donde se adiciona la presión. En análisis realizados con un elastómero de NBR (material seleccionado con anterioridad al poliuretano) se observó contacto a 135 psi, y cuando se cambió el material a poliuretano, considerando que este posee un poco más del doble de Módulo de Young que el NBR, se realizó un análisis a 200 psi, y puesto que a esta presión tocaba (aunque con una holgura menor), se decidió correr los estados de carga LV, L90, LVE y LVE90 a esa presión. Un análisis posterior a 180 psi reveló que también se producía contacto a esa presión, y los análisis restantes se corrieron a ese valor. Como aún pudiera ocurrir el contacto a presiones inferiores deben realizarse los análisis correspondientes si se desea precisión en este valor.

En la Figura 55 se puede apreciar el comportamiento del cono externo flexible cuando las únicas fuerzas que actúan sobre él son las del apriete en su parte superior e inferior, sin aplicar presión (0 psi). Se puede observar una deformación en dirección al cono interno de soporte en la zona central del elastómero, mientras que en la parte

superior y en la inferior se produce una expansión en dirección a la superficie interna del agujero, lo que es consistente con el apriete de 2 mm.

Cuando se aplica una presión de 200 psi a las caras del elastómero especificadas en la Tabla 19 se produce el comportamiento de la Figura 55 (centro), en donde la mayor parte de la zona cónica externa del elastómero se encuentra haciendo contacto con el agujero. En un principio se consideró este valor de presión como el valor de contacto, a partir del cual debe añadirse la presión necesaria para producir la fuerza de fricción que elevará los segmentos. El análisis de 180 psi (Figura 55, derecha) también permite apreciar el contacto de prácticamente toda la zona cónica externa del elastómero con el agujero.

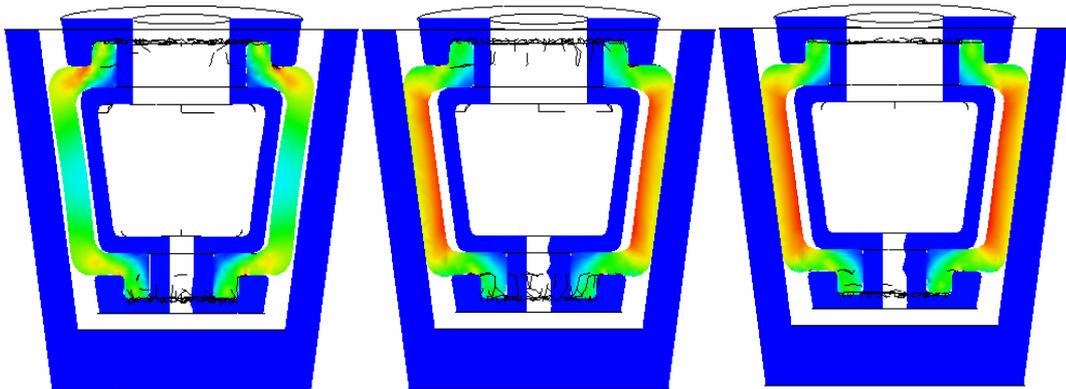


Figura 55. Análisis a 0 psi (izquierda), análisis de determinación de presión a: 200 psi (centro) y a 180 psi (Derecha).

#### 4.10.7 Análisis de los estados de operación normal

Los análisis se han dividido en las páginas siguientes en una sección de “Estados de operación normal” y una de “Estados de carga sobre un conjunto”, ambas con sus correspondientes casos críticos (LV, L90°, LVE, LE90°). La mitad de los análisis de operación normal y la mitad de los de carga sobre un conjunto hacen uso de la pieza reducida y del segmento reducido con la finalidad de aumentar el número de elementos del elastómero a la vez que se disminuye el del resto de las piezas (a los análisis en los que se ha hecho esto se les llaman “piezas reducidas”). A semejanza de lo expuesto con los análisis de determinación de presión de contacto, este procedi-

miento tiene como objetivo obtener resultados más precisos en el elastómero a la vez que el tiempo de procesamiento del ordenador no se eleva excesivamente. El resto de los análisis hacen uso de la base superior, de la inferior, del cono interno de soporte y del segmento no reducido (se han denominado “piezas completas”).

Se inicia presentando los resultados de los Estados de operación normal para piezas completas y piezas reducidas y se continúa con los Estados de carga sobre un conjunto, igualmente con piezas completas y reducidas. Primeramente se indican las características de la malla en los Estados de operación normal para cada uno de los análisis en la Tabla 21, la cual está dividida en una zona correspondiente a los análisis con piezas completas y una para los análisis con piezas reducidas. Como podrá apreciarse en los análisis para piezas completas, a los estados LV, LVE y LE90 no se les realizó control de malla por producirse problemas de convergencia al aplicárseles un control de malla igual que a L90.

Tabla 21. Malla de los estados de operación normal, piezas completas y piezas reducidas.

<b>Malla para piezas completas</b>								
Análisis	Tamaño Global	Nº de elementos	Control de malla	Piezas				
				1	2	3	4	7
Caras con control de malla								
Estado L90	14 mm	30944	9,0 mm	6-14	6,15,25	9-16	--	1
Estados LV, LVE y LE90		LV:20362 LVE y LE90: 20947	Sin control de malla					
<b>Malla para piezas reducidas</b>								
Análisis	Tamaño Global	Nº de elementos	Control de malla	Piezas				
				4	5	6		
Caras con control de malla								
Estados LV, L90, LVE y LE90	13 mm	25038	4,5 mm	1-7,24,9-16	--	--		
			8,5 mm	--	3-12,14-23	1		
			8,0 mm	8,17-19, 21-23	--	-		

A continuación se presenta una segunda tabla en donde se indican de manera específica y condensada las características de las cargas que se aplicaron a los componentes del sistema, indicando la magnitud de las mismas, su dirección, y las caras de los componentes que se encuentran bajo su acción.

Tabla 22. Cargas y Fijaciones de los estados de operación normal, piezas completas y piezas reducidas.

<b>Cargas y Fijaciones para piezas completas</b>						
Análisis	Carga ó fijación	Piezas				
		1	2	3	4	7
		Caras de aplicación				
Estados LV, L90, LVE y LVE90	Fijación X, Y y Z	A	--	--	--	--
	540 psi	3, 9-15	Todas	12-17	14-24	--
Estado LV	Fijación X y Z	--	--	--	--	2
	Peso 1046,5kgf (Dir. -Y)	--	--	--	--	2
Estado L90	Fijación (Dir. X)	--	--	--	--	2
	Peso 1046,5kgf (Dir. -Z)	--	--	--	--	5,6
Estado LVE	Fijación (Dir. Z)	--	--	--	--	2
	Peso 356kgf (Dir. -Y)	--	--	--	--	2
	Empuje 18485N (Dir. +X)	--	--	--	--	3,6
Estado LE90	Empuje 18485N (Dir. +X)	--	--	--	--	3,6
	Peso 356kgf (Dir. -Z)	--	--	--	--	5,6
<b>Cargas y Fijaciones para piezas reducidas</b>						
Análisis	Carga ó fijación	Piezas				
		4	5	6		
		Caras de aplicación				
Todos	Fijación X, Y y Z	--	A	--		
	540psi	14-24, 1,2	8-18	--		
Estado LV	Fijación X, Y y Z	--	--	2		
	Peso 1046.5kgf (Dir. -Y)	--	--	2		
Estado L90	Fijación (Dir. -X)	--	--	2		
	Peso 1046,5kgf (Dir. -Z)	--	--	5,7		
Estado LVE	Fijación (Dir. Z)	--	--	2		
	Peso 356kgf (Dir. -Y)	--	--	2		
	Empuje 18485N (Dir. +X)	--	--	3,4		
Estado LE90	Peso 356kgf (Dir. -Z)	--	--	4,5		
	Empuje 18485N (Dir. +X)	--	--	3,4		

Nota: todas las cargas se aplican en sentido hacia las caras y no salientes de ellas.

Una características adicional de los análisis tiene que ver con la naturaleza de los contactos entre cada uno de los componentes. Como puede apreciarse en la Tabla 23 se tomaron en consideración tres tipos de contactos, a saber, uniones rígidas (aplicada en la zona de roscado), sin penetración (correspondiente a un contacto en el que los cuerpos pueden tener contacto entre sí pero sin traspasarse) y ajustes por contracción (en las zonas de apriete entre el elastómero y las bases).

Tabla 23. Restricciones de contacto entre los componentes de los estados de operación normal, piezas completas y piezas reducidas.

<b>Restricciones de contacto en piezas completas</b>					
Tipo de contacto	Piezas				
	1	2	3	4	7
	Caras de contacto				
Unión rígida	14	5	--	--	--
Unión rígida	--	18	16	--	--
Sin penetración	--	--	--	5-11	1
Sin penetración	--	9-11, 14,15	--	16-24	--
Ajuste por contracción	8-10	--	--	13-15	--
Ajuste por contracción	4-7	--	--	9-11	--
Sin penetración	4-11	--	--	9-17	--
Ajuste por contracción	--	--	11-13	1-3	--
Ajuste por contracción	--	--	7-10	5-7	--
Sin penetración	--	--	7-14	1-7, 23,24	--
<b>Restricciones de contacto en piezas reducidas</b>					
Tipo de contacto	Piezas				
	4	5	6		
	Caras de contacto				
Sin penetración	5-11	--	1		
Ajuste por contracción	13-15	17-19	--		
Ajuste por contracción	9-11	20-23	--		
Sin penetración	9-17	16-23	--		
Ajuste por contracción	1-3	7-9	--		
Ajuste por contracción	5-7	3-6	--		
Sin penetración	1-7,23,24	3-10	--		
Sin penetración	17-23	11-15	--		

### Estado de Levantamiento Vertical (LV)

En el estado de Levantamiento Vertical (LV) se sujeta un segmento de manera que su peso recae verticalmente sobre el cono externo flexible (ver sección “Descripción del funcionamiento del sistema de sujeción”). Recordando que los análisis de piezas reducidas se generaron con la finalidad de obtener resultados más precisos en el cono externo flexible, se tiene que como dato relevante el factor de seguridad es de 0.9 según el criterio de fallas de Von Mises (0.78 por Tresca). Sin embargo, estos valores no son consistentes con el comportamiento del resto de los elementos ubicados en el mismo radio y sujetos a las mismas cargas. Por esta razón se presenta la gráfica del factor de seguridad en función de los nodos en la Figura 56 (arriba, derecha), en donde se observa que con excepción de un sólo punto, el factor de seguridad es igual o superior a 1. Esto se debe a irregularidades en ciertos elementos de la malla. Sin embargo, en los resultados para piezas completas, el mínimo factor de seguri-

dad es 1.77 (Von Mises) como se muestra en la Figura 56 (abajo), pero debe tenerse en cuenta, que este análisis se realizó con una malla compuesta por elementos de mayor tamaño que los de piezas reducidas (ver Tabla 21).

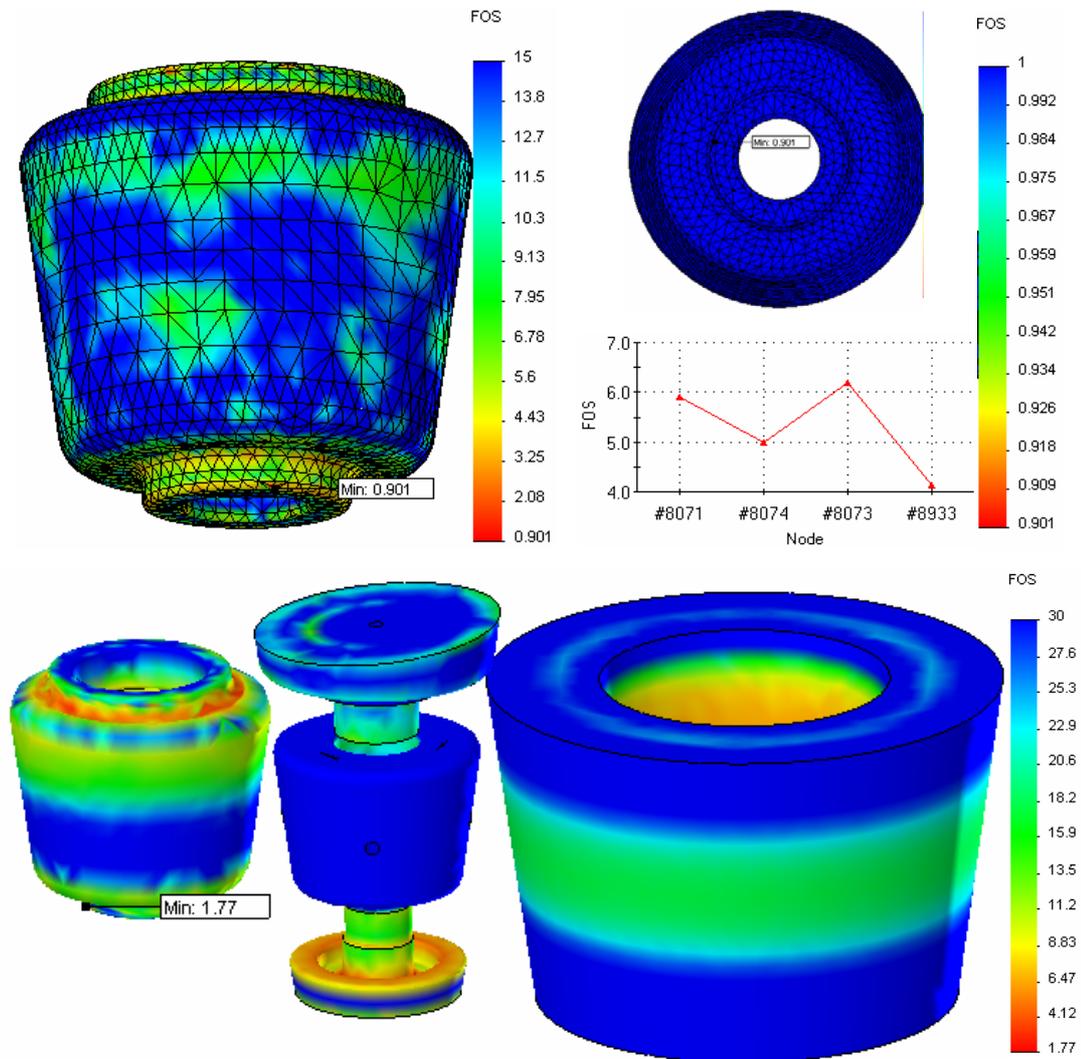


Figura 56. Piezas reducidas: Distribución del factor de seguridad (Von Mises) para el cono externo flexible (arriba, izquierda), zonas con factor de seguridad inferior a uno y gráfica del factor de seguridad en los 4 nodos adyacentes (arriba, derecha) y distribución del FS para Piezas completas (abajo).

Como puede notarse, no se emplearon las dimensiones reales de los segmentos, ya que se generaría una gran cantidad de elementos y el tiempo de procesamiento aumentaría considerablemente. Adicionalmente, puesto que las propiedades asignadas al agujero son las del concreto reforzado y no las de los segmentos del túnel, se pre-

sentarán variaciones en los resultados. Sin embargo, las resistencias a la tracción y a la compresión del concreto de los segmentos son mayores que las introducidas al programa y si se desean emplear estos resultados se tendrá un diseño más seguro.

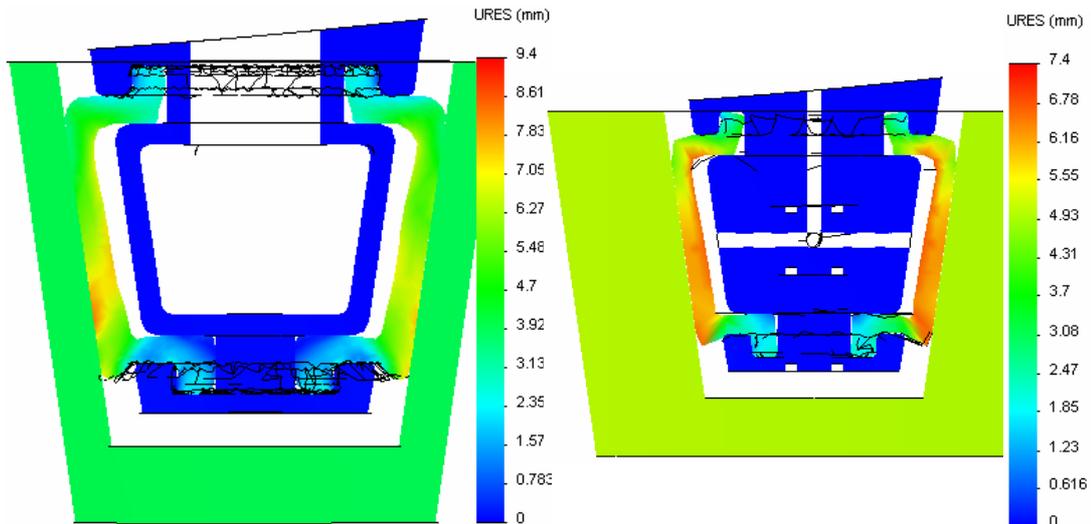


Figura 57. Distribución del desplazamiento en el Estado de Levantamiento Vertical para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha) seccionados con el plano B.

La Figura 57 refleja el comportamiento del elastómero cuando ha sido expandido hasta hacer contacto con el agujero y cuando la mitad del peso de un segmento de 2093 kg está siendo soportado por él. La deformación del elastómero en su parte inferior se corresponde con la dirección de aplicación del peso, y la compresión que se produce entre el elastómero y la base superior en la zona del enclavamiento hacen ver que se cumple el objetivo con el que fue diseñada esta zona, que es incrementar el sello al elevar la presión.

Por último debe señalarse, que al estudiar el conjunto con un análisis del tipo lineal las cargas se aplican al mismo tiempo (tanto la presión como el peso del segmento), y cuando el cono externo flexible hace contacto con el agujero este ya ha descendido un poco, haciendo que la holgura aumente. Debe considerarse, sin embargo, que aunque este factor aleja los análisis de LV y LVE del comportamiento real, se pueden tomar sus resultados como un punto de partida para obtener conclusiones sobre el desenvolvimiento del sistema.

### Estado de Levantamiento a 90° (L90)

En este estado se coloca un segmento C ó D (ver la sección Anillos de los túneles de la Línea 4 del Metro de Caracas en Marco Teórico) en las paredes del túnel y donde el peso se dirige perpendicularmente al eje del sistema. Se escogieron estos segmentos por ser los de mayor masa, de manera que al colocar en esta posición uno de otro tipo el peso aplicado será menor. A continuación se inicia la presentación de resultados con el factor de seguridad para piezas reducidas y para piezas completas.

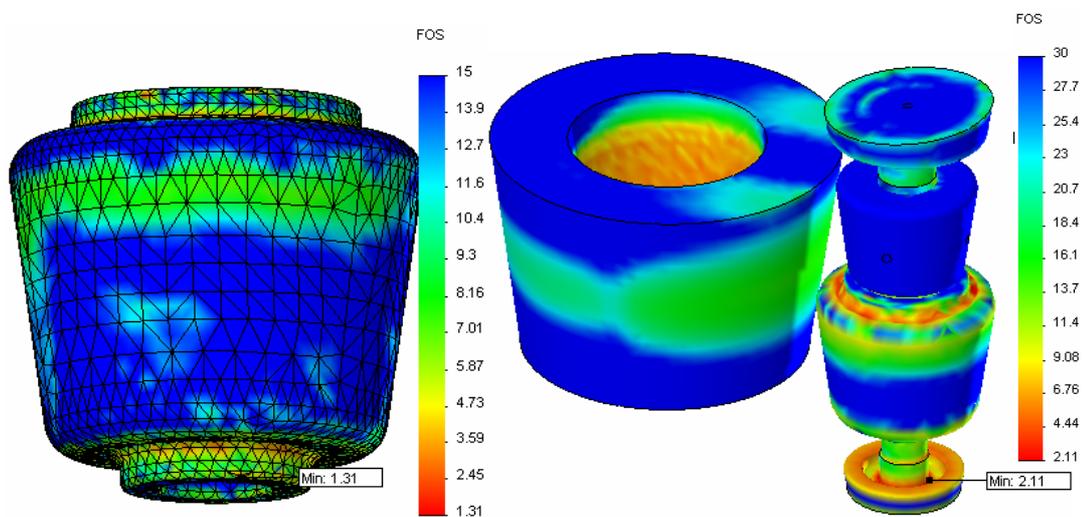


Figura 58. Distribución del factor de seguridad en el estado L90° según el criterio de falla de Von Mises para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha).

A semejanza de lo observado en el estado anterior, el punto con menor factor de seguridad para piezas reducidas (Figura 58, izquierda) se encuentra en la zona inferior del elastómero; pero en esta ocasión su valor es de 1,31 según el criterio de Von Mises (1,14 Tresca). Sin embargo, este valor se presenta sólo en un nodo de la malla, estando los 4 nodos adyacentes a él por encima de 1,5. Para piezas completas, sin embargo, el menor factor de seguridad se ubica en la base inferior y es de 2,11 (Von Mises), de donde se extrae que para el elastómero el factor de seguridad es en todos los nodos superior a este valor, y la diferencia entre ambos análisis puede deberse al cambio en el tamaño de la malla de cada uno (Tabla 21).

Debe resaltarse que para el análisis de este estado con piezas reducidas (Figura 58, izquierda), las zonas en azul indican un factor de seguridad igual o supe-

rior a 15, ya que este es el máximo valor indicado en la escala, y en el caso del análisis con piezas completas (Figura 58, derecha) las zonas de este color corresponden a factores de seguridad iguales o mayores de 30.

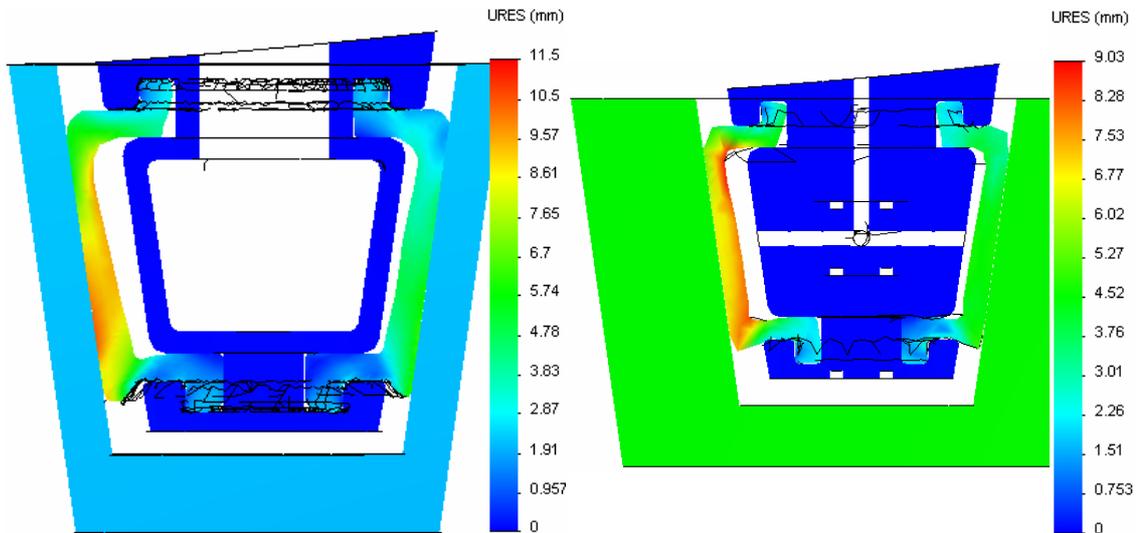


Figura 59. Distribución del desplazamiento para los análisis del estado D3 con piezas reducidas (izquierda) y piezas completas (derecha).

Como el peso del segmento se encuentra sobre dos de las caras laterales del agujero (ver Tabla 22) y no en la parte superior como ocurría en el estado LV, las paredes del agujero se aproximan por uno de los lados del sistema de sujeción y se alejan por el opuesto, dando como resultado el comportamiento de la Figura 59. También se aprecia como la zona de enclavamiento del elastómero exhibe el comportamiento deseado al presionarse contra las hendiduras de la base superior y la inferior.

### Estado de Levantamiento Vertical con Empuje (LVE)

En este estado se soporta verticalmente un segmento clave y se introduce en el espacio existente entre los segmentos A y F. Puesto que el espacio entre ellos es más pequeño que el segmento clave, este posee caras inclinadas, que facilitan su colocación inicial, pero al final del proceso los cilindros de empuje del erector aplican fuerza para vencer la resistencia del anillo, que se comprime mientras le abre paso al

segmento clave. Las imágenes del factor de seguridad para piezas reducidas y piezas completas se presentan a continuación.

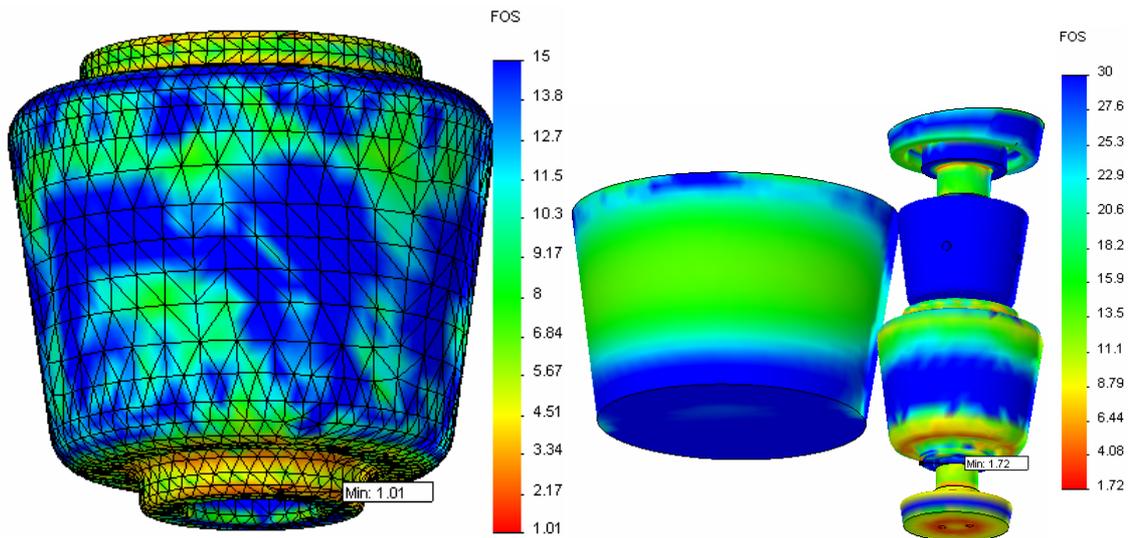


Figura 60. Distribución del factor de seguridad según el criterio de falla de Von Mises para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha).

En primer lugar se desea resaltar que como el factor de seguridad vuelve a dar muy cercano a uno al igual que en los Estados de Levantamiento Vertical y de Levantamiento a  $90^\circ$  se indica que entre los 4 nodos adyacentes, el menor factor de seguridad es de 2,79. Sin embargo, para el caso de piezas completas se obtiene un factor de seguridad de 1,72 por el criterio de Von Mises ó 1,52 por el criterio de Tresca, lo que pudiera ser atribuido a la diferencia que existe entre el tamaño de los elementos de la malla de ambos análisis.

Con referencia a la gráfica de desplazamiento puede observarse el efecto que la carga de 3560 N y el empuje de 18485 N de los cilindros tienen sobre la deformación del elastómero, comprimiéndolo entre el cono interno y el agujero en el lado izquierdo, y permitiendo su expansión del lado derecho. Este es el comportamiento esperado y se puede apreciar como el cono interno de soporte cumple la función para la cual fue originalmente diseñado, que es otorgar resistencia a la flexión cuando se produzcan cargas perpendiculares al eje del elastómero.

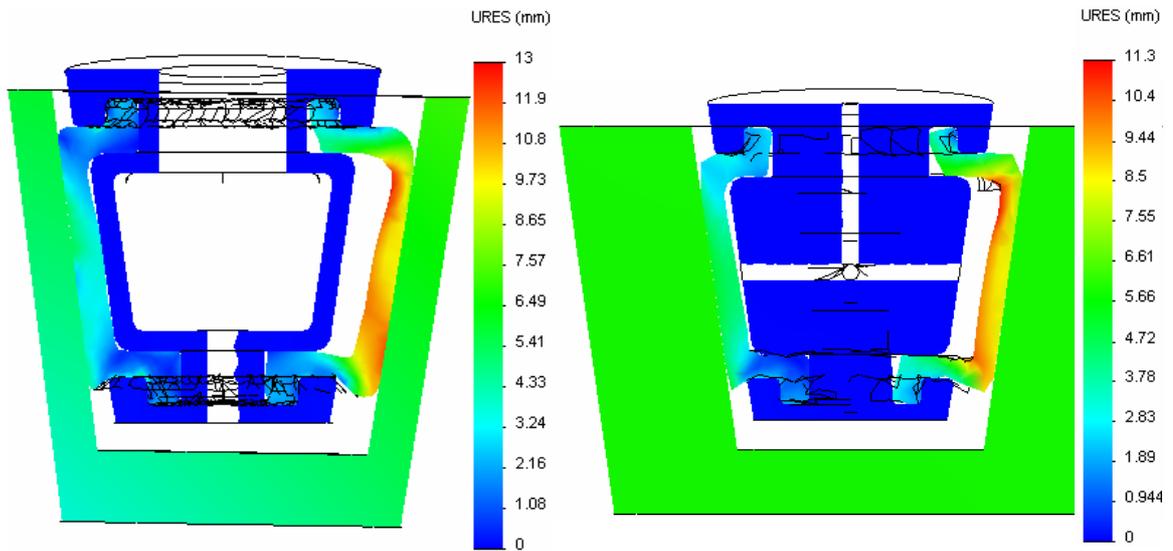


Figura 61. Distribución de la deformación con el conjunto seccionado por el plano A para piezas reducidas (izquierda) y para piezas completas (derecha).

### Estado de Levantamiento a 90° con Empuje (LE90)

Cuando se coloca un segmento clave, pero se realiza a la derecha ó a la izquierda del túnel se produce lo que los diseñadores llamaron el Estado de Levantamiento a 90° con Empuje (LE90). A continuación se presentan las imágenes correspondientes a los resultados del factor de seguridad.

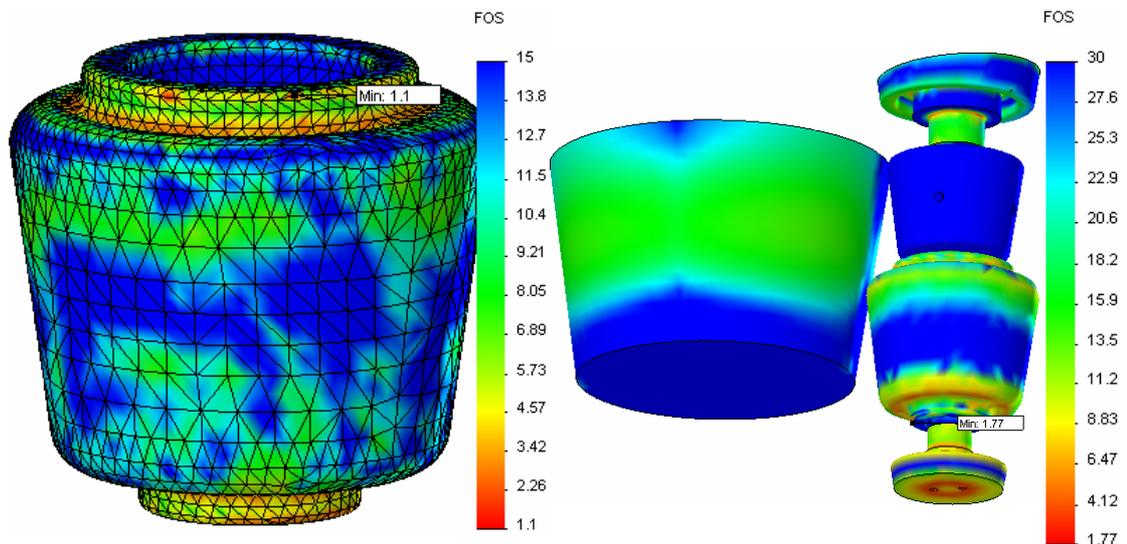


Figura 62. Distribución del factor de seguridad (Von Mises) para el cono externo flexible en el análisis de piezas reducidas (izquierda) y para el conjunto con el agujero en piezas completas (derecha).

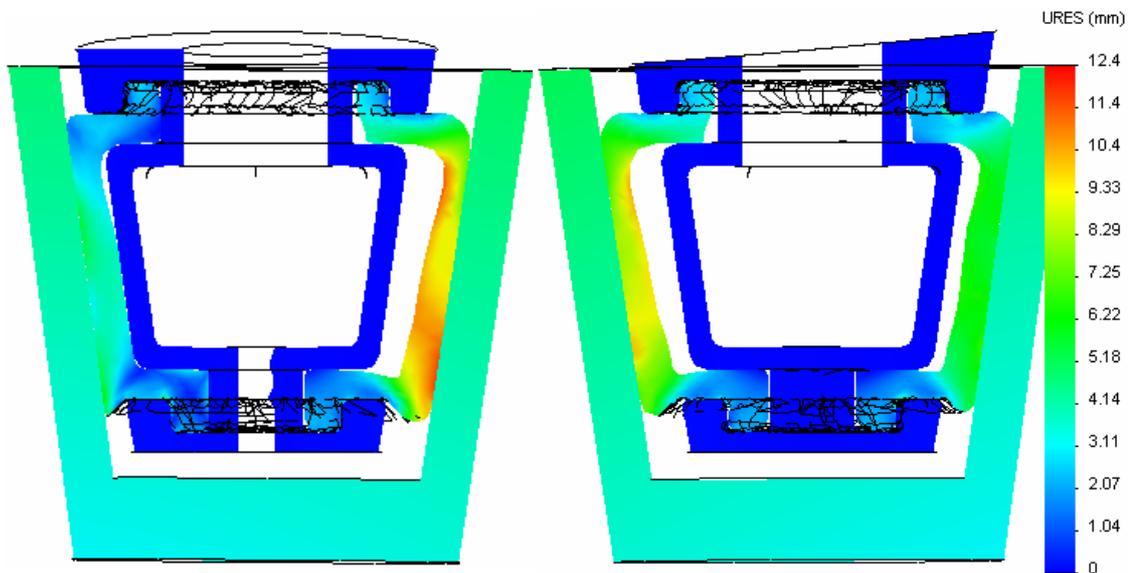


Figura 63. Distribución de la deformación en el cono externo flexible seccionado con el plano B (izquierda) y seccionado con el plano A (derecha) para piezas reducidas.

En este caso el factor de seguridad se presenta en la zona superior con un valor de 1,1 por Von Mises (ver Figura 62) (0,96 por Tresca), y en los 4 nodos vecinos el valor mínimo es superior a 5. Además se aprecia como para piezas completas el mínimo es de 1,77 y se ubica en la zona de enclavamiento inferior del elastómero.

En el caso del estado de levantamiento a  $90^\circ$  con empuje se exhiben las deformaciones en corte con los planos A y B (Figura 61) ya que en este estado el sistema de sujeción se encuentra colocando los segmentos clave de los anillos en posición vertical a la derecha ó a la izquierda del túnel, y se presentan dos cargas perpendiculares al eje del elastómero cuando se realiza esto. Una carga es la mitad del peso de un segmento clave (356 kg), y la otra es la mitad del empuje de los cilindros de desplazamiento axial del erector (18485 N), y las caras de aplicación se presentan en la Tabla 22. Ambas cargas se toman como la mitad por ser estos los estados de operación normal y en donde el peso total y el empuje se reparten entre dos conjuntos del Sistema de Sujeción Expandible.

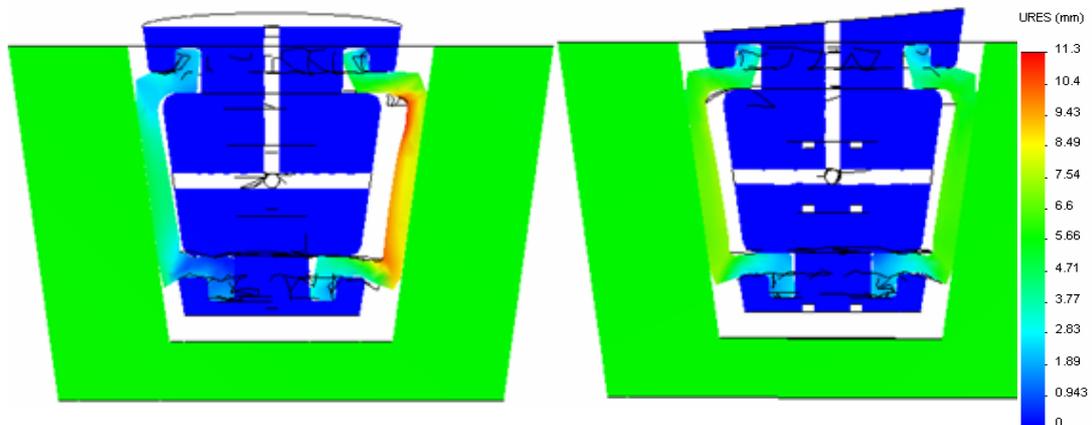


Figura 64. Distribución de la deformación en el cono externo flexible seccionado con el plano B (izquierda) y seccionado con el plano A (derecha) para piezas completas.

Particularmente en las imágenes de la izquierda (Figura 63 y Figura 64) se aprecia una compresión del elastómero entre el cono interno de soporte y el segmento que es producto de la fuerza de empuje. Y en las secciones con el plano B (Figura 63 y Figura 64, derecha) las piezas metálicas tienden a desplazarse en dirección perpendicular a la primera en respuesta al peso del segmento. Aquí el cono interno de soporte (representado en piezas reducidas por la zona central de la pieza 5) vuelve a ser de utilidad a semejanza de lo que ocurre en el estado LVE.

Una vez que han sido analizados estos cuatro estados en el caso de operación normal, surge la interrogante de lo que sucedería si uno de los dos conjuntos del sistema de sujeción presentase una falla que lo sacara de operación y toda la carga fuese transmitida al otro conjunto. Estos casos se estudian por medio de los análisis de los estados de carga sobre un conjunto que se presentan en la siguiente sección.

#### 4.10.8 Estados de carga sobre un conjunto del sistema de sujeción

En esta sección se muestran los análisis correspondientes a los estados de carga críticos en los que un solo conjunto del sistema de sujeción soporta toda la carga. En este caso el conjunto en operación se somete a todo el peso del mayor de los tipos de segmento (tipos C y D), a la presión requerida para levantar por fricción uno de estos segmentos y en los estados de sujeción de la clave (LVE y LE90), a todo el empuje que pueden proporcionar los cilindros del movimiento axial del marco del Erec-

tor, que como ya se ha mencionado es una sobrestimación del caso real. Cabe destacar que el sistema de sujeción operará casi toda su vida útil en el caso de operación normal, donde la carga se reparte para ambos conjuntos de sujeción, por tanto los resultados presentados en esta sección se deben tomar más como una comprobación de la resistencia de cada conjunto, que como los valores de desplazamiento y factor de seguridad de operación, que son los del caso de operación normal.

Al igual que en el caso de operación normal, cada uno de los estados que se analizan en la presente sección, han sido efectuados con la piezas completas y con un ensamble simplificado de las piezas metálicas a fin de estudiar con mayor detalle el desempeño del cono flexible. En ambos casos se aplicó un control de malla para afinar los resultados según el enfoque del análisis según se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 24. Malla de los estados críticos, piezas completas y piezas reducidas para el caso de carga sobre un conjunto.

<b>Malla de Piezas completas</b>								
Análisis	Tamaño Global	Nº de elementos	Control de malla	Piezas				
				1	2	3	4	7
				Caras con control de malla				
Estados LVE y LE90	14mm	LVE y LE90: 30.951	9mm	6-14	9-16	6,14,15	--	1
<b>Malla de Piezas reducidas</b>								
Análisis	Tamaño Global	Nº de elementos	Control de malla	Piezas				
				4	5	6		
				Caras con control de malla				
Estados LV, L90, LVE y LE90	12.1989mm (LV, LVE y LE90) 13mm(L90)	LV, LVE y LV90: 26.016 L90: 25038	4.5mm	1-7,24,9-16	--	--		
			8.5mm	--	3-12,14-23	1		
			8mm	8,17-19,21-23	--	--		

Como se observa en la Tabla 23, la malla de las piezas completas está dirigida a obtener resultados afinados en las piezas de concreto y la superficie cónica interna del agujero. Mientras que para las piezas reducidas el control de malla se direcciona a obtener mejores resultados en el cono externo flexible. Cabe resaltar que para los estados de levantamiento vertical y levantamiento a 90° de piezas completas no se aplicó control de malla. Para estos estados de carga se enmalló con un solo tamaño de elemento con un valor de 14mm, donde se generó 20.947 elementos. Esta decisión fue tomada debido a que al aplicar control de malla se presentaron problemas de con-

vergencia. A continuación se muestra como se establecieron las fijaciones y cargas para ambos casos de estudio.

Tabla 25. Cargas y Fijaciones de los estados de operación crítica, piezas completas y piezas reducidas para el caso de carga sobre un conjunto.

<b>Cargas y Fijaciones Piezas completas.</b>						
Análisis	Carga ó fijación	Piezas				
		1	2	3	4	7
		Caras de aplicación				
Estados LV, L90, LVE y LE90	Fijación X, Y y Z	A	--	--	--	--
	540psi	3, 9-15	Todas	12-17	1,2,14-24	--
Estado LV	Fijación X y Z	--	--	--	--	2
	Peso 2093kgf (Dir. -Y)	--	--	--	--	2
Estado L90	Fijación (Dir. X)	--	--	--	--	2
	Peso 2093kgf (Dir. -Z)	--	--	--	--	5,6
Estado LVE	Fijación (Dir. Z)	--	--	--	--	2
	Peso 712kgf (Dir. -Y)	--	--	--	--	2
	Empuje 36970N (Dir. +X)	--	--	--	--	3,6
Estado LE90	Peso 712kgf (Dir. -Z)	--	--	--	--	5,6
	Empuje 36970N (Dir. +X)	--	--	--	--	3,6
Nota: todas las cargas se aplican en sentido hacia las caras y no salientes a ellas.						
<b>Cargas y Fijaciones Piezas reducidas</b>						
Análisis	Carga ó fijación	Piezas				
		4	5	6		
		Caras de aplicación				
Estados LV, L90, LVE y LE90	Fijación X, Y y Z	--	A	--		
	560psi	1,2, 14-24	8-18	--		
Estado LV	Fijación X y Z	--	--	2		
	Peso 2093kgf (Dir. -Y)	--	--	2		
Estado L90	Fijación (Dir. X)	--	--	2		
	Peso 2093kgf (Dir. -Z)	--	--	5,6		
Estado LVE	Fijación (Dir. Z)	--	--	2		
	Peso 712kgf (Dir. -Y)	--	--	2		
	Empuje 36970N (Dir. +X)	--	--	3,4		
Estado LE90	Peso 712kgf (Dir. -Z)	--	--	4,5		
	Empuje 36970N (Dir. +X)	--	--	3,4		
Nota: todas las cargas se aplican en sentido hacia las caras y no salientes de ellas.						

Las restricciones de contacto para el caso de piezas completas son iguales a las que fueron tomadas en el caso de operación normal y se muestran en la Tabla 23. Igualmente las restricciones de contacto para las piezas reducidas en el caso de un conjunto del sistema de sujeción soportando toda la carga ya se han establecido y se

muestran en la misma tabla. A continuación se procede a analizar los estados de carga LV, L90, LVE y LE90 por separado.

### Estado de Levantamiento Vertical (LV)

A continuación se presentan las imágenes más representativas del análisis estático lineal del estado de carga crítico LV para un conjunto del sistema de sujeción.

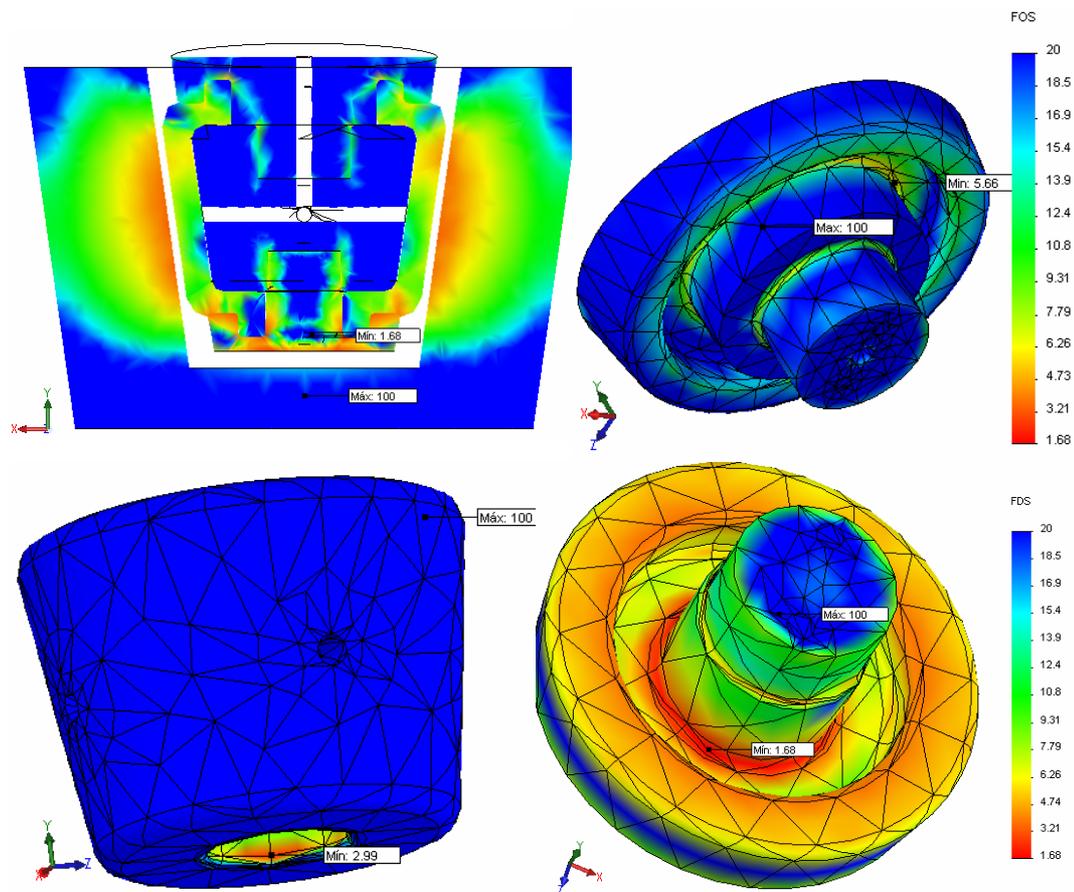


Figura 65. Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado LV. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.

En la Figura 65 se puede observar la distribución del factor de seguridad para los distintos componentes del sistema de sujeción con el corte del plano xy y de las bases superior e inferior y del cono de soporte por separado. Las gráficas del factor de seguridad han sido obtenidas con un valor máximo de 30 en la escala, por tanto las

zonas en azul representan un factor de seguridad mayor o igual al valor máximo. Es de notar que las zonas más afectadas de las bases superior e inferior y del cono de soporte son las zonas adyacentes a la rosca y al enclavamiento del cono flexible. Por medio de la herramienta del programa “identificar valores” se pudo conocer que la zona de menor factor de seguridad en el cono interno corresponde a la rosca inferior (cara 18, pieza2) con un valor mínimo según el criterio de Von Mises y Tresca de 2,99 y 2,61 respectivamente. En la base superior donde se produce el enclavamiento del cono flexible (cara 10) se presenta un valor del factor de seguridad promedio por el criterio de Von Mises y el de Tresca de 10,685 y 9,486 respectivamente. En la base inferior se registraron los menores valores del FS del ensamble, en la zona del enclavamiento con el cono flexible (cara 13, pieza 3) con un valor promedio de 3,06 criterio de Von Mises y 2,74 criterio de Tresca. Los valores del factor de seguridad obtenidos para las piezas de acero demuestran claramente que las mismas poseen una resistencia muy por encima de las solicitaciones a las que se someten en el estado crítico de levantamiento vertical cuando uno de los dos conjuntos soporta toda la carga. El comportamiento del cono flexible es analizado por medio del estudio de las piezas reducidas cuyos resultados se muestran a continuación:

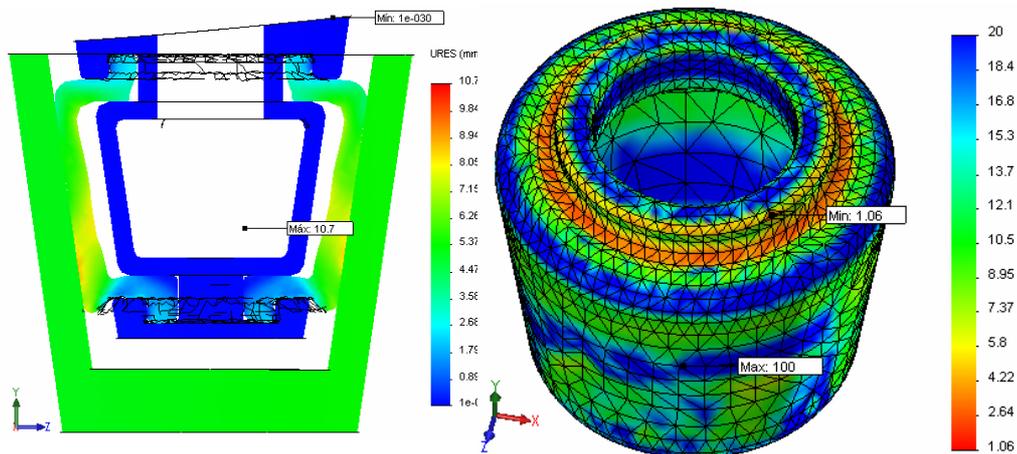


Figura 66. Izquierda: distribución de desplazamientos y Derecha: Distribución del FS del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LV.

En la gráfica de desplazamientos se puede observar que la deformación del cono flexible en su parte inferior (caras 6 y 7), produce un pequeño desbordamiento

del elastómero sobre los bordes de la base inferior. Aquí la carga produce una deformación en la zona inferior del elastómero que es menor a la observada con el NBR, lo que es consistente con el hecho de que el sistema presente una menor holgura entre el elastómero y el agujero que los análisis con acrilonitrilo mostrados anteriormente también contribuye a disminuir la deformación.. De la figura también se aprecia que el factor de seguridad mínimo del cono externo flexible que reporta el programa es de 1,06 por el criterio de Von Mises en un punto localizado sobre la cara 13 de la misma. Sin embargo, un acercamiento a la zona afectada, y a través de la determinación del factor de seguridad en nodos adyacentes a la zona afectada, se conoce que estos poseen un valor entre 2,05 y 3,52 y el valor promedio de esta cara es de 4,011. Este último valor es de importancia debido a que las condiciones geométricas y de carga son perfectamente simétricas y el factor de seguridad de esta zona debería ser aproximadamente igual en cada nodo. Cabe resaltar que por el criterio de falla de Tresca los valores del factor de seguridad son un poco menores, con un valor mínimo de 0,926 y para los nodos adyacentes entre 1,78 y 2,48. Los resultados indican que el cono flexible no falla bajo las cargas impuestas y que los valores mínimos representan errores que se pueden atribuir a una baja calidad de malla.

#### **Estado de Levantamiento a 90° (L90)**

En la Figura 67 se puede observar el impacto del peso del segmento sobre el sistema de sujeción en la dirección del eje z, los mayores esfuerzos y en consecuencia los menores valores del factor de seguridad se generan en la zona donde incide la carga y van disminuyendo en la dirección opuesta al eje z. El valor mínimo que se aprecia en el corte corresponde al cono flexible, cuyo análisis se efectúa con mayor detalle en el estudio de piezas reducidas. Al igual que en el estado de levantamiento vertical se puede apreciar que entre las piezas de acero la base inferior es la que se ve sometida a mayores esfuerzos con un factor de seguridad mínimo según el criterio de Von Mises y el de Tresca de 2,01 y 1,8 respectivamente y se produce en la cara 13 de la base inferior. Los dos nodos adyacentes al que reporta el mínimo factor de seguridad presentan valores de 2,9 y 2,139 según el criterio de Tresca. Es de notar, que tan-

to la base superior como el cono interno poseen un factor de seguridad según el criterio de Von Mises igual o mayor de 20 en casi todo su volumen con excepción de las zonas adyacentes a la rosca que las une. De esta manera, de acuerdo a los resultados mostrados en la Figura 67, las piezas metálicas soportan las cargas a las que son sometidas en el estado de levantamiento vertical con empuje, presentando un factor de seguridad por el criterio de Tresca por encima de 2.

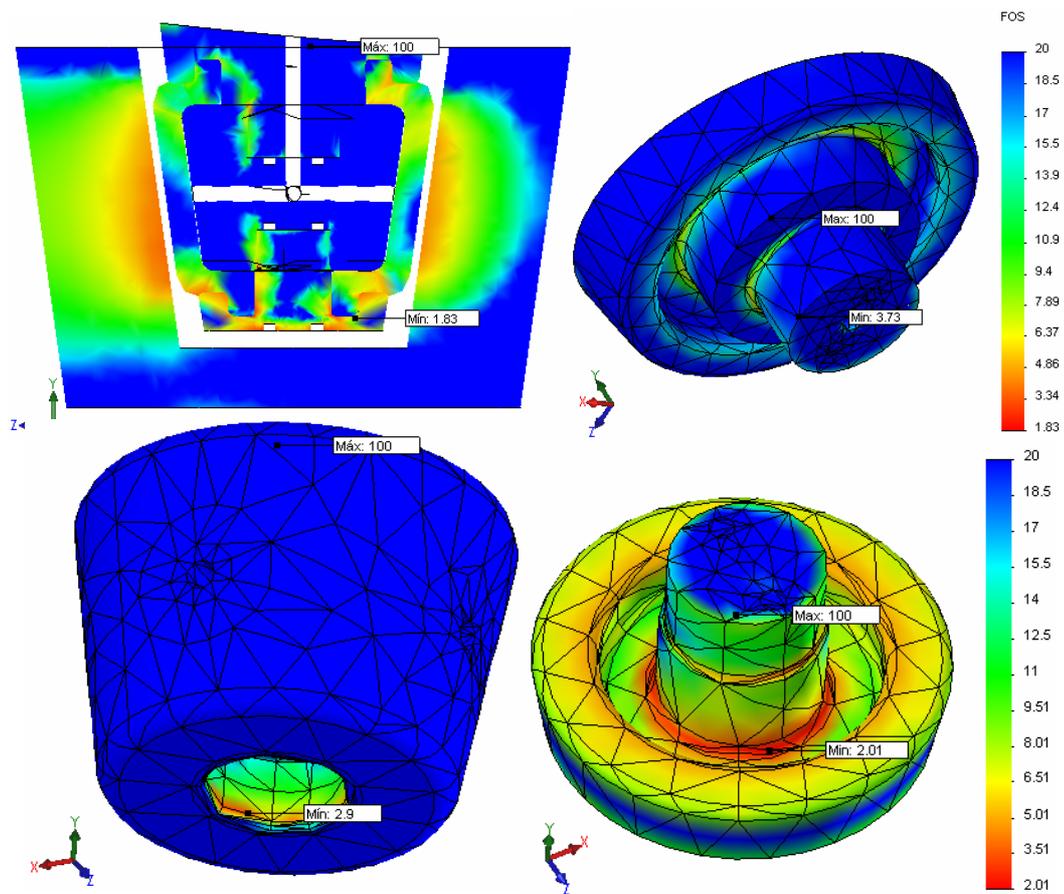


Figura 67. Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado L90. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.

Los resultados obtenidos en las piezas reducidas demuestran que el cono externo flexible también resiste las cargas a las que es sometida en el estado en estudio, tal como se aprecia en los siguientes resultados.

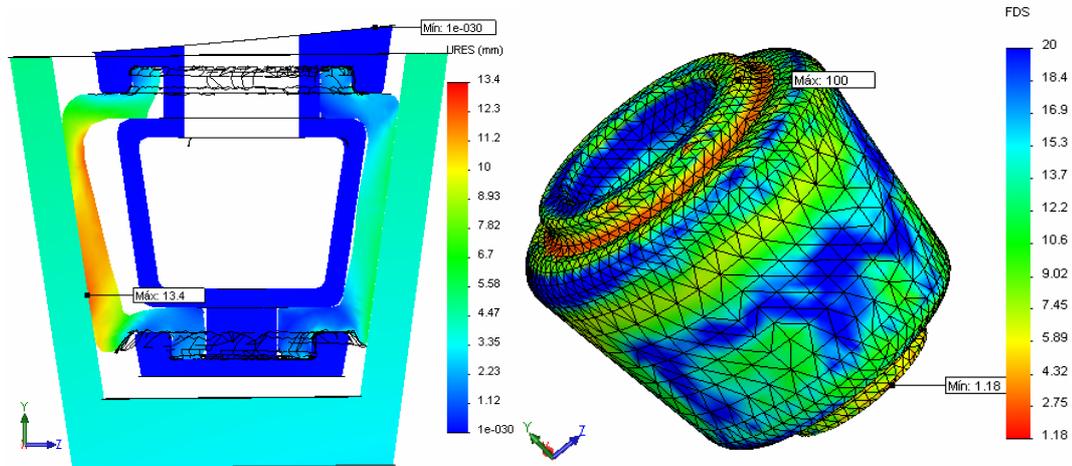


Figura 68. Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado L90.

Como se aprecia en la figura anterior el cono flexible es presionado contra el cono de soporte por el peso del segmento, con lo cual se incrementa el espacio entre estas dos piezas en el lado opuesto a la carga. Por esta razón, el máximo desplazamiento resultante en el cono flexible en este estado (13,4mm) es mayor que en el estado de levantamiento vertical (10,7mm). Por otro lado, se observa que el factor de seguridad mínimo según el criterio de Von Mises es de 1,18 y al obtener el mismo valor con el criterio de Tresca su valor es de 1,03. El factor de seguridad en los nodos adyacentes a las zonas del valor mínimo presentan valores entre 1,74 y 2,69 con el criterio de Tresca. Nótese que en los nodos adyacentes el valor del factor de seguridad aumenta en más de 0,7 lo cual es un indicativo de que el nodo con el mínimo valor puede representar un pico de la malla en donde se crea concentración de esfuerzo generando un factor de seguridad erróneo. Por los resultados obtenidos, se puede afirmar que el cono flexible no presenta falla en el estado crítico de levantamiento a 90°.

### Estado de Levantamiento Vertical con Empuje (LVE)

En el estado de carga LVE, la mayor carga aplicada es el empuje de los cilindros del marco del Erector para colocar el segmento clave axialmente (dirección del eje x), en el anillo. En la Figura 69 se aprecia que los menores valores del factor de

seguridad del criterio de Von Mises se dan en la zona de aplicación del empuje y va aumentando en dirección opuesta al eje x.

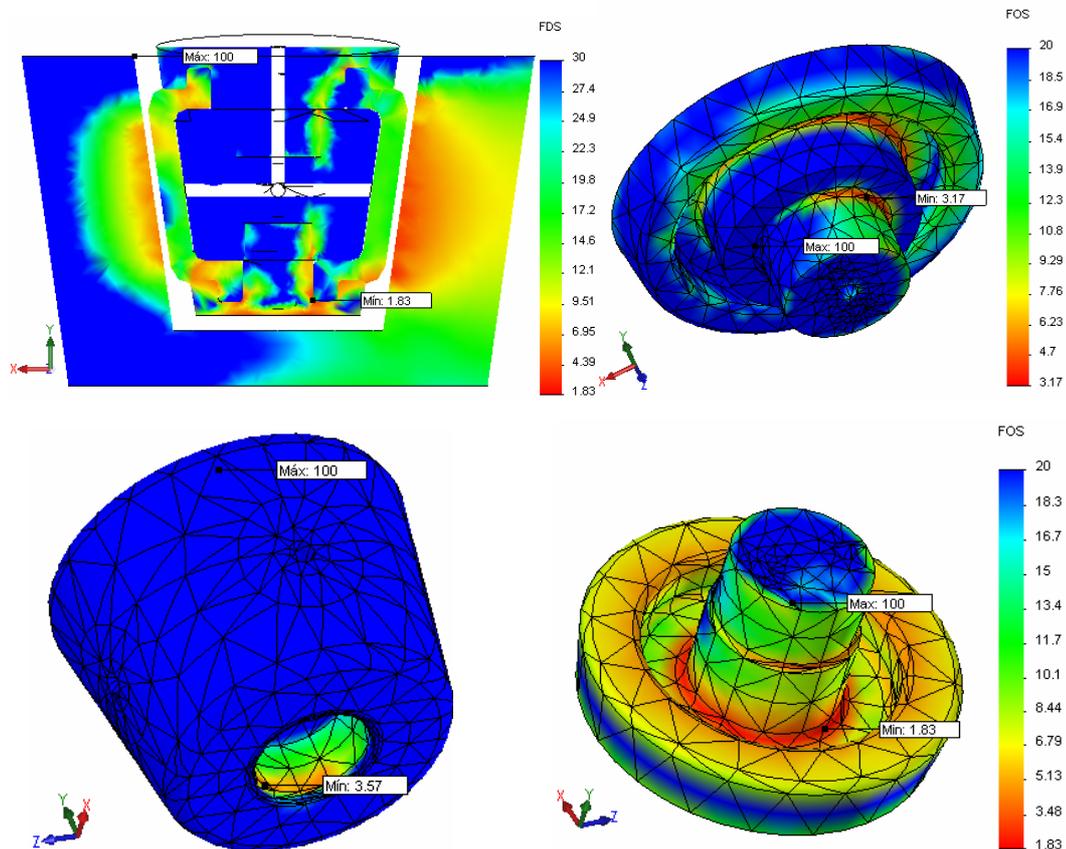


Figura 69. Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado LVE. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.

Al igual que en los estados de levantamiento vertical y a  $90^\circ$  los mayores esfuerzos se dan en la base inferior donde se reporta un valor mínimo del factor de seguridad según el criterio de Von Mises y el de Tresca de 1,83 y 1,64 respectivamente. Por efectos de comprobación se obtuvo el valor del factor de seguridad por Tresca de los nodos adyacentes los cuales se sitúan entre 1,79 y 2,83. En la base superior y cono de soporte los valores mínimos del factor de seguridad reportados según el criterio de Tresca son 3,16 y 2,9 respectivamente. Cabe destacar que por las características de la malla es de esperar que estos valores sean un poco mayores; sin embargo, un factor de seguridad igual o mayor de 2,9 para un caso crítico de carga y de operación se

puede considerar bastante satisfactorio. A continuación se presenta los resultados obtenidos del análisis del cono flexible.

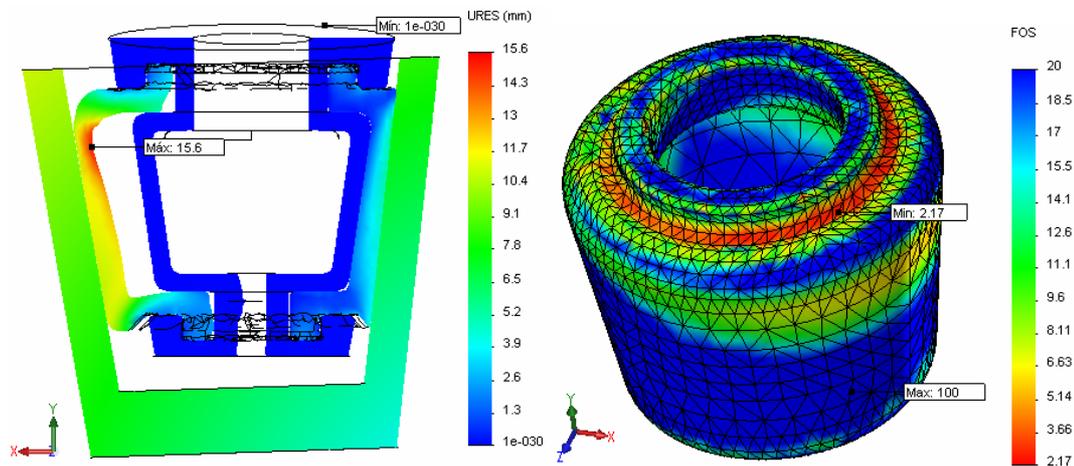


Figura 70. Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LVE.

De la gráfica de la distribución de desplazamientos resultantes, se puede apreciar la deformación pronunciada que ocurre en el cono externo flexible sobre el lado opuesto de la aplicación del empuje. El agujero del segmento presiona el cono flexible contra el cono de soporte desplazando el volumen de fluido en esta zona al lado opuesto, lo que genera un desplazamiento resultante máximo en el cono flexible de 15,6 mm. Aunque este valor pareciera muy elevado, la deformación unitaria en este nodo es de 0,37 que es baja en comparación con el mayor valor de la deformación igual a 1,728 y se da en la cara 11 del cono flexible. En cuanto a la distribución del factor de seguridad en el cono flexible, en la Figura 70 se puede apreciar que el mínimo valor según el criterio de Von Mises es de 2,17. Por otra parte, al obtener el factor de seguridad con el criterio de Tresca se tiene un valor de mínimo de 1,9 y en los nodos adyacentes el valor se encuentra en el rango de 2,28 a 2,72. De esta manera se puede afirmar que el cono flexible posee una resistencia mecánica mayor que los esfuerzos a los que es sometido en el estado crítico de carga LVE.

### Estado de Levantamiento con Empuje a 90° (LE90)

En la Figura 71 se aprecia la distribución del factor de seguridad en las zonas internas del conjunto y en cada una de las piezas de acero para el estado LE90.

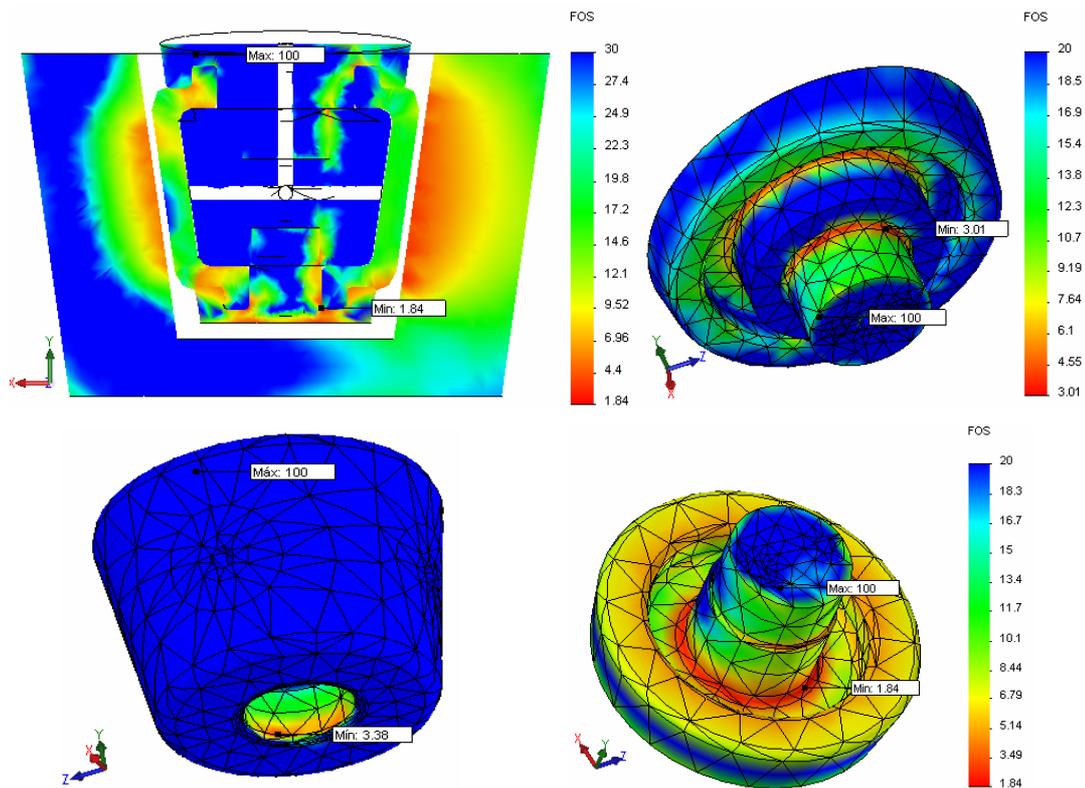


Figura 71. Distribución del factor de seguridad de Von Mises para el conjunto de piezas completas Estado LE90. Arriba Izquierda: Corte del conjunto con el plano xy. Arriba derecha: Base superior. Abajo izquierda: Cono de soporte. Abajo derecha: Base inferior.

Al igual que en el estado de carga de levantamiento vertical con empuje, se produce una zona de grandes esfuerzos en el área de aplicación de la carga axial que disminuye en la dirección opuesta a excepción de las adyacencias a las roscas superior e inferior, las cuales presentan valores del factor de seguridad entre 14,9 y 8,11 según la barra de escala de colores. Nuevamente el mínimo factor de seguridad se presenta en la cara 13 de la base inferior con un valor según el criterio de Von Mises y Tresca de 1,84 y 1,65 respectivamente. En los nodos adyacentes los valores por el criterio de Tresca se encuentran en el rango de 1,78 a 2,17. En los nodos localizados en la parte media de la cara 13 de la base inferior en la zona donde se transmite el

empuje y peso del segmento clave, los valores del factor de seguridad se hallan en un rango entre 1,74 y 3,18, lo cual significa que esta zona de la pieza es la más vulnerable a falla según el criterio de Tresca. Los valores mínimos del factor de seguridad por el criterio de Von Mises se aprecian en la Figura 71 y según el criterio de Tresca es de 2,68 para la Base superior y de 2,99 para el cono interno de soporte. De acuerdo a los resultados obtenidos, las piezas de acero presentan una resistencia por encima de los esfuerzos a los que son sometidos y por tanto no presentan falla en el estado crítico LE90.

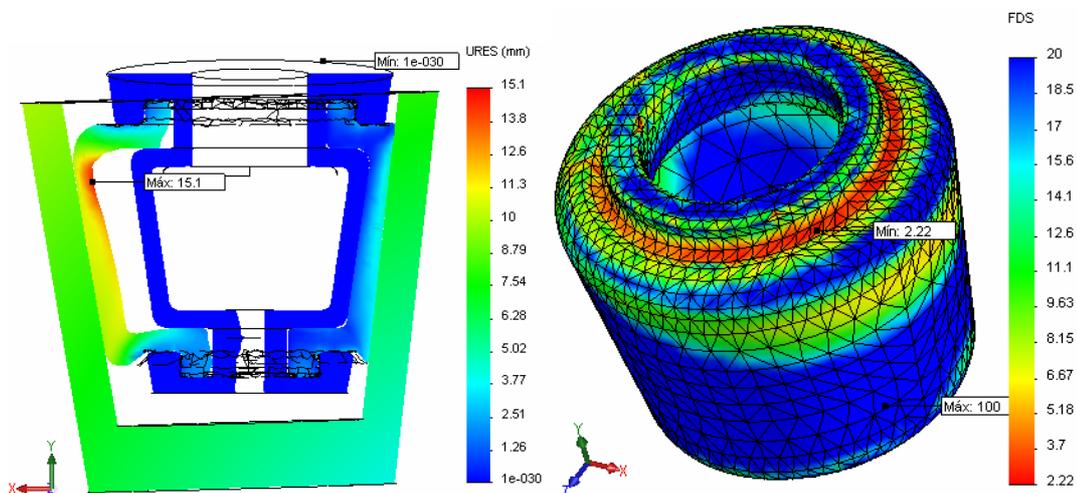


Figura 72. Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LE90.

En la figura de desplazamientos resultantes se puede apreciar la forma en que el cono flexible es presionado contra el cono de soporte y como se produce un mayor estiramiento del elastómero en la zona opuesta, al igual que en los estados críticos de levantamiento a 90° y de levantamiento vertical con empuje. Es de notar que en el desplazamiento del agujero, éste se inclina un poco por la geometría del cono de soporte. En el caso en estudio se presenta un valor máximo de desplazamiento de 15,1 mm en la cara 20 del cono flexible. El Factor de seguridad de este último posee un valor mínimo según el criterio de Von Mises y el de Tresca de 2,22 y 1,94 respectivamente. En los nodos adyacentes el factor de seguridad está entre 2,34 y 2,8 por el criterio de Tresca. Al igual que en los demás casos se presenta una disminución brus-

ca en el valor del factor de seguridad respecto a los nodos que rodean al del valor mínimo, que puede deberse a irregularidades en la malla. Debido a los valores reportados del factor de seguridad en la malla se puede notar que el cono flexible resiste satisfactoriamente las cargas a las que se somete en el estado crítico LE90.

#### 4.10.9 Estado de Levantamiento Vertical con Empuje con malla afinada

A fin de analizar como varían los resultados obtenidos para el cono flexible, en los análisis presentados hasta este punto, cuando se mejora la calidad de malla disminuyendo el tamaño del elemento y aumentando en consecuencia el número de los mismos, se realizó nuevamente un análisis estático lineal con el programa COSMOSWorks del estado crítico de carga LVE. Las características de la malla empleada se muestran en la Tabla 26 donde se puede observar que se efectuó un control de malla en todas las caras del cono flexible, con un mayor afinamiento en las zonas del enclavamiento con la base superior e inferior.

Tabla 26. Características de la malla afinada correspondiente al estado LVE.

Tamaño Global	N° de elementos	Control de malla	Piezas		
			4	5	6
			Caras con control de malla		
14,41 mm	104.567	4 mm	8, 16-24	--	--
		6 mm	--	2,24	1
		3,15 mm	1-7, 9-15	--	-

Las cargas y restricciones de contacto se fijaron igual que en el análisis del estado D3 con piezas reducidas tal como se muestra en la Tabla 25 y Tabla 23 respectivamente, a excepción de la magnitud de la presión que se estableció en un valor sobredimensionado de 700 psi..

En la gráfica de desplazamientos de la Figura 73 se observa el comportamiento del cono flexible para el caso en análisis. El mínimo valor del factor de seguridad según el criterio de Von Mises en el cono flexible se redujo en un 11,05% de 2,17 en el análisis anterior a 1,93 en este análisis, lo cual se debe en gran parte al incremento de la presión interna de 540 psi a 700 psi.

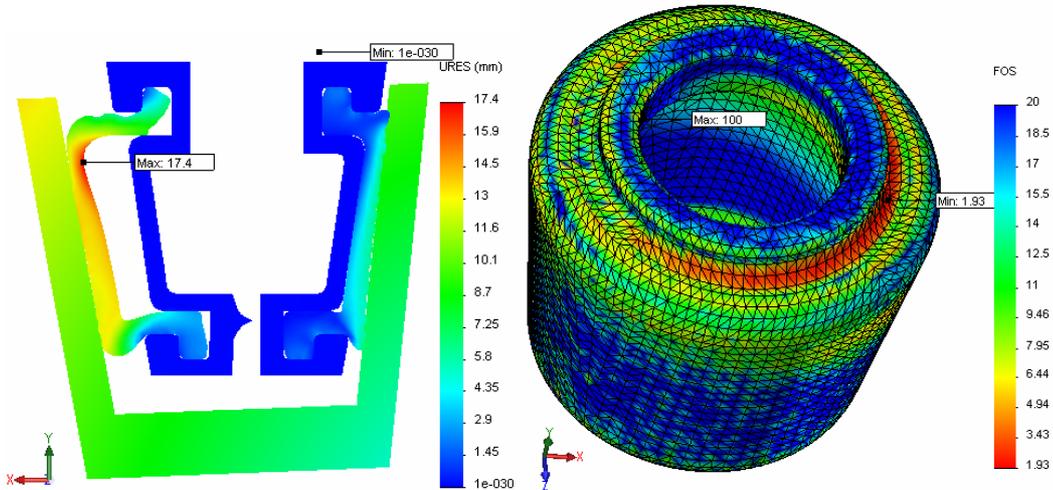


Figura 73. Izquierda: distribución de desplazamientos resultantes y Derecha: Distribución del factor de seguridad del cono externo flexible de piezas reducidas Estado LE90 con malla afinada.

En este análisis del estado D3 con malla afinada se reporta un valor mínimo del factor de seguridad según el criterio de Tresca de 1,67. Al igual que en todos los análisis efectuados se tomaron los valores del factor de seguridad alrededor de este valor mínimo de donde se nota una menor variación que en casos anteriores entre 1,7 a 2,1. A fines de ilustrar este hecho se presenta graficado en la Figura 74 el valor del factor de seguridad mínimo y de los nodos adyacentes según el criterio de Tresca tanto para el análisis con las piezas reducidas del estado de levantamiento con empuje a 90° como con el afinado de la malla.

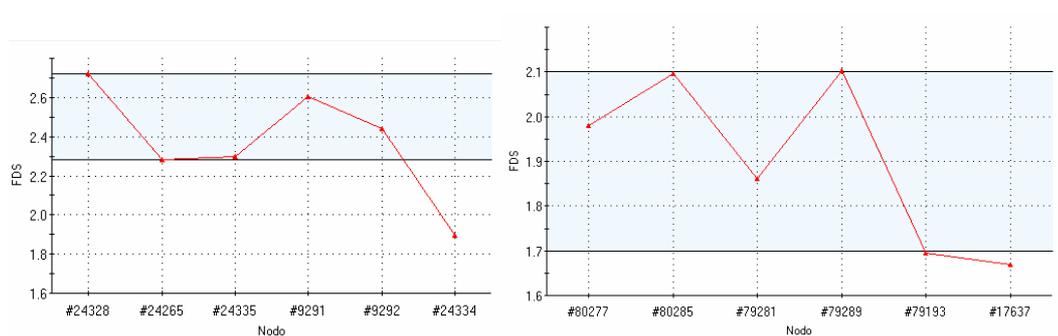


Figura 74. Valor mínimo del factor de seguridad según criterio de Tresca en el cono externo flexible Izquierda: estado LVE piezas reducidas. Derecha: Estado LVE con malla afinada.

De la figura anterior se observa en azul el intervalo de valores del factor de seguridad para los nodos adyacentes y el valor mínimo, el cual se encuentra fuera de

la zona. En el estado de levantamiento vertical con empuje con piezas reducidas el valor mínimo del factor de seguridad se aleja en 0,4 del intervalo azul mientras que en el de malla afinada el valor mínimo se aleja en 0,03. Además el rango del área azul es de 0,42 en el análisis del estado D3 piezas reducidas y 0,4 para el análisis de malla afinada. Aunque el rango de variación del factor de seguridad entre los nodos adyacentes es prácticamente igual para ambos análisis, el valor mínimo con la malla afinada se acerca mucho más a los valores de sus nodos adyacentes que el análisis del estado de levantamiento vertical con empuje analizado anteriormente.

#### **4.10.10 Análisis del ensanchamiento de la goma para ensamble**

Durante el proceso de ensamble del Sistema de Sujeción Expandible, debe introducirse el cono interno de soporte dentro del cono externo flexible, lo que se logra expandiendo la abertura superior del elastómero hasta que el cono metálico pueda pasar por ella. La expansión máxima que sería necesario generar es de 16 mm en sentido radial saliente desde el eje del cono en la cara 16 del elastómero. Esto se introdujo al programa como una deformación prescrita radial de esa dimensión (la deformación prescrita, se comporta como una carga que produce la deformación requerida).

Para la realización de este análisis se emplearon los mismos parámetros que se indican en la sección “Características de análisis efectuados”, y se empleó un elastómero de poliuretano (propiedades en la sección “Materiales seleccionados para efectuar los análisis”). Como restricción se fijó la cara 4 del cono externo flexible en todas las direcciones y el tamaño de los elementos de la malla fue de 6mm produciendo 104567 elementos.

En la Figura 75 (izquierda) se puede apreciar como el valor mínimo se sitúa en 5,46 por el criterio de Von Mises (4,73 por el de Tresca). Adicionalmente las zonas con mayores esfuerzos se sitúan en la parte superior del elastómero, lo que es razonable ya que esa es la zona más cercana a la aplicación de la carga. Como el máximo valor de la escala es de 50, las zonas en azul tienen un factor de seguridad igual o superior a 50. Con relación a la imagen de desplazamientos se observa como se ve afectada una gran porción del elastómero al aplicar la deformación prescrita; sin

embargo, por los resultados obtenidos se puede concluir que esta pieza será capaz de soportar la deformación necesaria para ser ensamblada en el conjunto.

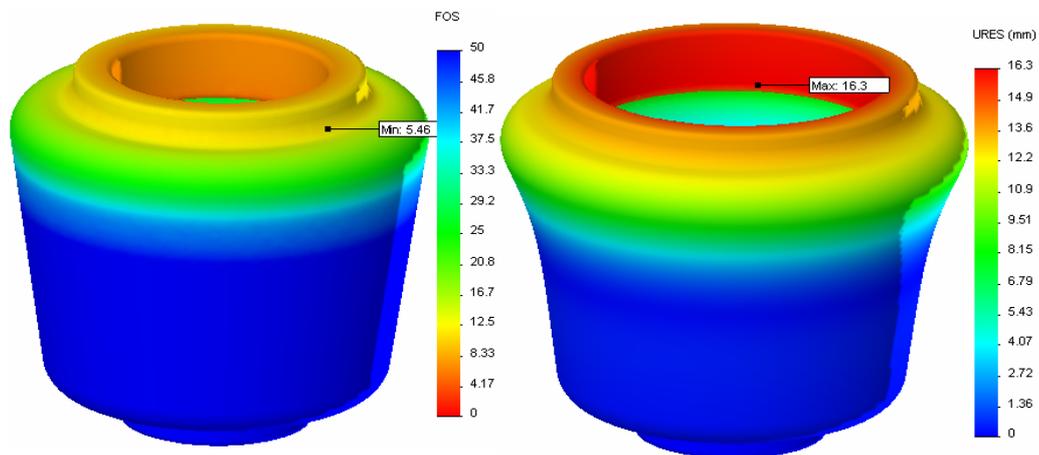


Figura 75. Resultados del análisis de expansión para ensamble. Factor de seguridad (Von Mises) (izquierda) y desplazamientos (derecha).

Una vez que se ha presentado los distintos casos de estudio con sus respectivos resultados, es natural que surja la siguiente pregunta: ¿Cómo se puede conocer la veracidad de los resultados arrojados por el programa de análisis? En la siguiente sección se busca dar respuesta a esta interrogante y además se demuestra como se mejora la exactitud de los resultados obtenidos al incrementar el número de elementos del enmallado correspondiente.

#### 4.10.11 Validación de resultados de COSMOSWorks

A fines de comprobar los resultados que proporciona el paquete computacional empleado, se efectuó un análisis al caso simplificado de un recipiente cilíndrico sometido a presión interna y externa empleando las ecuaciones teóricas 15, 16 y 17 de recipientes a presión presentadas en Marco teórico. Posteriormente se utilizó el programa COSMOSWorks para calcular los valores de esfuerzos y deformación en el mismo recipiente y compararlos con los obtenidos de manera teórica.

El material que se asignó al recipiente cilíndrico es el poliuretano tipo a y sus dimensiones fueron establecidas de manera que fueran similares a las del cono exter-

no flexible sin el enclavamiento, con el fin de poder asociar o relacionar el comportamiento del recipiente analizado en esta sección con el cono flexible del sistema de sujeción. Las dimensiones del cilindro en estudio se muestran en la Figura 76.

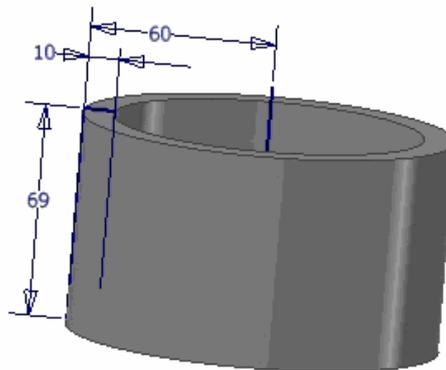


Figura 76. Modelo CAD de un recipiente cilíndrico de dimensiones similares al cono externo flexible.

Los resultados que se quieren comparar en este caso, son los valores de la deformación radial, y de los esfuerzos radial y tangencial en la superficie externa e interna del cilindro. Para obtener estos valores teóricamente, se hace uso de las ecuaciones 53-58 presentadas en la Tabla 16 (pág. 109 ) de la sección Análisis de Esfuerzos y deformaciones en el Cono Externo Flexible. Los valores de  $a$  y  $b$  en este caso son valores constantes y representan el radio interno y externo respectivamente del cilindro, cuyos valores pueden ser obtenidos a partir de la Figura 76. Las magnitudes del módulo de Young y coeficiente de Poisson del poliuretano tipo a se muestran en la Tabla 17 (pág. 114) de la sección Materiales seleccionados para efectuar los análisis. Para establecer el valor de las presiones, se tomó en cuenta el hecho de que la presión interna debe ser necesariamente mayor que la externa debido a que la primera debe vencer la resistencia elástica del cilindro a expandirse, y que no deberían ser iguales puesto que se desea que se produzca un desplazamiento radial en el cilindro. De esta manera los valores de la presión interna e externa se fijaron de forma arbitraria en 70 y 40 psi respectivamente. En la siguiente tabla se muestran los valores de las variables introducidos en las ecuaciones 53-58 para obtener los valores teóricos.

Tabla 27. Variables introducidas en las ecuaciones teóricas de recipientes a presión interna y externa

b[mm]=	60
a[mm]=	50
pi[psi]=	70
po[psi]=	40
v=	0,48
E[MPa]=	7,75

El análisis con el programa COSMOSWorks se efectuó empleando el módulo de análisis estático lineal sin ninguna fijación, puesto que se requiere que el cilindro se expanda libremente por efecto de la presión interna. En lugar de fijaciones se empleo la opción de relajación inercial. El material empleado es el poliuretano tipo a y sus propiedades se muestran en la Tabla 17 (pág. 114) de la sección Materiales seleccionados para efectuar los análisis. Como en este caso se analiza una sola pieza, no se empleó ninguna restricción de contacto. Las cargas que fueron aplicadas fueron una presión de 70 psi uniforme y perpendicular a la superficie interna y una presión de 40 psi perpendicular a la superficie externa. En cuanto a la malla, se tomó la decisión de efectuar un primer análisis empleando elementos tetraédricos con un tamaño de 14 mm denominado Análisis 1 y un segundo análisis con elementos de 3mm, denominado Análisis 2. Los detalles de cada malla se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 28. Características de la malla de los análisis 1 y 2

Análisis	1	2
Tamaño elemento	14mm	3mm
nodos	1.688	85.022
elementos	788	54.752
D.O.F.	5.064	255.066

La decisión de efectuar dos análisis con mallas distintas, se debe a la intención de observar como se modifica el error respecto a los resultados obtenidos teóricamente al afinar la malla en el programa de análisis de elementos finitos. Entre las opciones de resultados que tiene el programa, se pueden obtener los valores del esfuerzo y deformación en las direcciones de los ejes coordenados x, y, z. De esta forma, para obtener los valores del esfuerzo y de la deformación radial, se elige la opción del programa que muestra estas magnitudes en la dirección del eje x y se toma el valor aso-

ciado a los nodos contenidos en las generatrices de las superficies externa e interna del cilindro donde el plano xy corta el sólido. En la Figura 77 se muestra como se obtuvo el valor de la deformación radial en varios nodos para el Análisis 1. Para conocer el valor del esfuerzo tangencial se obtiene el valor de los esfuerzos en la dirección del eje z en los mismos nodos.

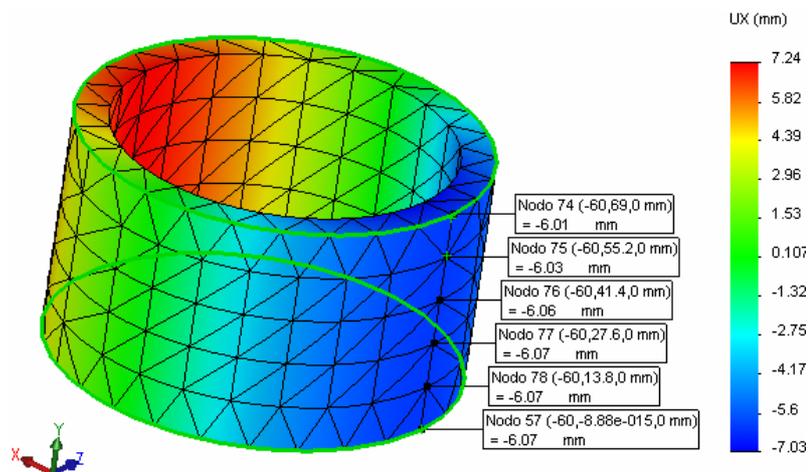


Figura 77. Desplazamientos radiales en el análisis 1.

En la figura se puede observar que el programa permite conocer el valor de la deformación en cada nodo. Esta herramienta es muy útil debido a que se puede tomar el valor de la deformación radial y de los esfuerzos tangenciales y radiales en un cierto número de nodos y luego calcular el valor promedio que se toma como el valor práctico definitivo. En el Apéndice 7 se muestran los valores de la deformación radial  $u$  y de los esfuerzos radial  $\sigma_r$  y tangencial  $\sigma_t$  para la superficie interna ( $r=a$ ) y externa ( $r=b$ ) del cilindro así como los números de nodos seleccionados para cada estudio.

En la Tabla 29 se se presentan los resultados teóricos y los resultados prácticos obtenidos del programa COSMOSWorks. Ahí se puede apreciar que los errores entre los valores teóricos y prácticos del Análisis 1 son todos menores al 5% y en el Análisis 2 están todos por debajo de 0,35%. Cabe resaltar que la variación en el error relativo entre ambos análisis es variable para los valores obtenidos. Un E positivo significa que el valor práctico dió por encima del valor teórico y un E negativo indica el caso contrario. En los casos donde el error relativo posee signos distintos entre el

análisis 1 y 2, se puede interpretar que el valor práctico pasó de ser menor que el valor teórico a estar por arriba del mismo como en el error asociado a  $\sigma_r(b)$ , ó el caso contrario como el error asociado a las deformaciones radiales. Si el error mantiene el mismo signo, quiere decir que el valor practico sigue siendo mayor o menor que el valor teórico aunque el error disminuye, como en el caso de  $\sigma_r(b)$  donde el error disminuye en 4,6% al disminuir el tamaño del elemento de la malla.

Tabla 29. Valores del desplazamiento radial y de los esfuerzos radial y tangencial obtenidos de manera teórica y con el programa COSMOSWorks.

	Valor teórico	Análisis 1		Análisis 2		$\Delta E[\%]$
		Valor práctico	E [%]	Valor práctico	E [%]	
u(a)[mm]=	7,1136	7,0073	1,494	7,1353	-0,305	1,189
u(b)[mm]=	6,1669	6,0527	1,852	6,1882	-0,345	1,507
$\sigma_r(a)$ [MPa]=	-0,4825	-0,4888	-1,306	-0,4831	-0,124	1,182
$\sigma_r(b)$ [MPa]=	-0,2757	-0,2886	-4,679	-0,2756	0,036	4,643
$\sigma_t(a)$ [MPa]=	0,871	0,8672	0,436	0,8705	0,057	0,379
$\sigma_t(b)$ [MPa]=	0,6642	0,6663	-0,316	0,6648	-0,09	0,226

Donde Valor teórico corresponde a lo valores obtenidos a partir de las ecuaciones 53-58, Valor práctico, son los valores obtenidos con el programa COSMOS-Works, E error relativo entre el Valor teórico y el Valor práctico calculado como,  $(\text{Valor teórico}-\text{Valor practico})/\text{Valor teórico}$  y  $\Delta E$  es la diferencia entre los valores absolutos del error relativo del análisis 2 y el del análisis 1 para cada variable calculada.

De acuerdo a los resultados obtenidos en esta sección, se puede concluir que el programa de análisis de elementos finitos proporciona resultados que se aproximan en buena medida a los obtenidos teóricamente según el modelo de recipientes a presión interna y externa de pared gruesa, con un error relativo en un rango de 0,34 a 0,036% para una malla de 54.752 elementos. Además se puso en evidencia la obtención de resultados más precisos con el programa al mejorar la calidad de malla, obteniéndose una disminución del error relativo entre los valores teóricos y los obtenidos con el programa en un rango de 4,64 a 1,18% al incrementar el número de elementos de 788 a 54.752 a partir de una disminución del tamaño de los mismo.

#### **4.10.12 Análisis de resultados de los análisis de elementos finitos**

Para los análisis de piezas completas en los componentes metálicos el menor factor de seguridad se presentó en la cara 13 de la base inferior para el estado de levantamiento vertical con empuje, siendo este de 1,84 según el criterio de Von Mises y 1,64 según el criterio del esfuerzo cortante máximo. Cabe resaltar que para la base superior y para el cono interno de soporte los valores del factor de seguridad en todos los casos son superiores a 2,68 y 2,9 respectivamente. Para los análisis con piezas reducidas, cuyo objetivo fue analizar el cono externo flexible con una malla de mayor número de elementos, se pudo apreciar que el menor factor de seguridad en todos los casos analizados es mayor a 2 según el criterio de Tresca tomando en cuenta sólo los valores reportados en los nodos adyacentes al del valor mínimo que es de 1,18 para el caso de Levantamiento a 90° cuando falla un conjunto y el otro soporta todas las cargas. Sin embargo, este valor se presenta en una zona donde los valores de los nodos adyacentes se encuentran en un rango de 1,47 a 2,69. La diferencia existente entre el valor mínimo y el de los nodos adyacentes se debe a la presencia de irregularidades en ciertas zonas de la malla que traen como consecuencia concentraciones de esfuerzos en determinados nodos, y es por esta razón que en cada caso de carga crítica se reportaron previamente los valores del factor de seguridad de los nodos adyacentes.

Respecto a la confiabilidad de los resultados obtenidos con el programa COSMOSWorks, se pudo comprobar en los análisis efectuados que se obtiene mayor precisión y exactitud al reducir el tamaño del elemento. El análisis Estado de Levantamiento Vertical con Empuje con malla afinada permitió comprobar como mejora la precisión de los resultados obtenidos, por reducir el tamaño del elemento en el área donde se produce el menor factor de seguridad sobre el cono externo flexible. El nodo que posee el valor mínimo del factor de seguridad se aleja en menor proporción de los valores en los nodos adyacentes cuando se le efectuó una malla de mayor número de elementos en esa zona. Por otra parte, en el análisis Validación de resultados en COSMOSWorks se pudo observar como mejora la exactitud del programa, evidenciada por una disminución del error relativo entre los valores obtenidos con las ecua-

ciones teóricas de recipientes a presión y los valores reportados por el programa al incrementar el número de elementos.

#### **4.11 Diseño del sistema hidráulico y selección de sus componentes**

El sistema hidráulico constituye la base del funcionamiento del Sistema de Sujeción Expandible y está formado por un conjunto de componentes electromecánicos encargados de suministrar aceite en el espacio entre el cono interno de soporte y el cono externo flexible con el fin de expandir este último generando la fuerza de roce necesaria para sujetar el segmento.

La operación del sistema hidráulico básicamente debe cumplir tres funciones distintas que se mencionan a continuación:

- A) Expansión del cono externo flexible, con la finalidad de presionarlo contra el agujero a la presión requerida para la sujeción.
- B) Cierre de seguridad de todas las vías de fluido oleohidráulico, el cual es empleado como mecanismo de seguridad ante cualquier emergencia y para retener la presión requerida en el estado D durante la manipulación del segmento hasta que es colocado en su posición predeterminada.
- C) Retracción del cono externo flexible a su forma original, una vez que el segmento está firmemente asegurado en su posición final, se procede a evacuar el aceite en su interior, con la finalidad de retirar el sistema de sujeción del segmento recién colocado.

Los componentes que forman parte del sistema hidráulico fueron seleccionados en base al cumplimiento de las funciones que se acaban de mencionar y se presentan en la Tabla 30. Se debe tomar en cuenta que las cantidades indicadas en ella son para el funcionamiento de sólo un grupo (del erector ó de la grúa de segmentos); para ambos sistemas se debe duplicar la cantidad de componentes.

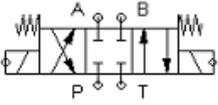
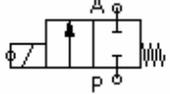
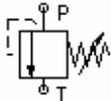
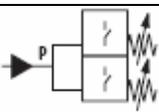
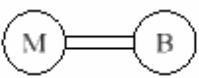
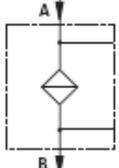
Tabla 30. Componentes del sistema hidráulico.

Nº Parte	Cantidad	Componente
1	1	Válvula direccional de 3 posiciones y 3 vías activadas por solenoides y retorno por resortes.
2	2	Válvulas direccionales de 2 posiciones y 2 vías activadas por solenoide y retorno por resorte.
3	2	Válvulas limitadoras de presión de mando directo (Válvulas de Alivio).
4	3	Sensores de Presión (Presóstatos).
	ó 2	Sensores de presión (Presóstatos) con dos posiciones de conmutación.
5	1	Tanque
6	1	Bomba de Aceite con motor
7	1	Filtro de Aire y Aceite para tanque
8	1	Filtro de Aceite previo a Bomba
9	1	Carreto de manguera.

El arreglo de los diversos componentes que forman el sistema hidráulico se representa en un diagrama hidráulico con sus correspondientes símbolos y se muestra en el plano 11 del apéndice 1. La forma en que operan los componentes del sistema hidráulico para efectuar la sujeción se expone detalladamente en la sección del Diseño de la lógica de control presentada más adelante en el presente trabajo.

A continuación se presentan modelos particulares de los componentes hidráulicos que cumplen las funciones deseadas, y que con excepción de la bomba y el motor se seleccionaron de la empresa Rexroth (la bomba y el motor se escogieron de la empresa Parker Hannifin). La Tabla 31 únicamente otorga una noción general de los componentes que pueden ser utilizados en el circuito; con toda libertad se pueden emplear elementos de otras fábricas o marcas que cumplan la función requerida.

Tabla 31. Componentes específicos del sistema hidráulico.

Nº Parte	Código inicial de Parte	Símbolo	Observaciones
1	4WE 6 E6X/E		Donde se indica B debe conectarse A y en donde se indica A debe colocarse un tapón.
2	KKDEN1NA/S ó KKDEN1NA/S		
3	DBD6		
4	HED3OA3X/63 ó		Ajustar la primera posición de conmutación a 2 bar y la segunda a 38 bar.
	HED2OA2X		Ajustar dos presóstatos a la mínima presión de conmutación y los otros dos a 38 bar.
5	-----		Seleccionar y adquirir a conveniencia para un volumen de 3 veces el caudal de la bomba.
6	D09		Bomba de engranajes externos de desplazamiento fijo.
	MESC		Motor directamente acoplado a la bomba
7	FILTRO ELF		
8	ABZFD		

**Notas:**

1. Para información sobre los conectores eléctricos referirse a los catálogos.
2. El código exacto de parte se obtiene al especificar las conexiones eléctricas, tipo de elemento de ajuste (para la válvula de alivio) y otras características que deben ser determinadas antes de su adquisición.

El fluido más ampliamente usado en el campo de la oleohidráulica es el aceite debido a que este fluido posee diversas ventajas tales como su viscosidad, que facilita la estanqueidad en los empalmes y proporciona una película apropiada para la lubricación de partes móviles, tales como el desplazamiento del cono flexible sobre el cono de soporte cuando el primero es expandido. Además el aceite posee buenas propiedades de anticorrosión que protegen las piezas de acero de la oxidación durante su desempeño y se le pueden agregar aditivos antidesgaste y antiespumantes. Entre los tipos de aceites existentes se escogió el Shell OMALA debido a que es el fluido que se utiliza en los sistemas oleohidráulicos de la Máquina tuneladora. Esto ofrece la ventaja de no tener que adquirir un tipo de aceite adicional solo para suplir las funciones del sistema de sujeción, facilitando las labores de mantenimiento de la tuneladora.

#### 4.11.1 Determinación del caudal

Para determinar el caudal de aceite que debe suministrar la bomba hidráulica, se debe calcular el volumen desplazado por la expansión del cono externo flexible del estado de expansión al estado de sujeción mencionados en la Descripción del funcionamiento del sistema de sujeción y establecer el tiempo en el cual se debe efectuar esta expansión. Para determinar el volumen desplazado se aplica el método de las secciones tal como se desarrolla en el Apéndice 8, de donde se obtiene la siguiente relación:

$$V = \frac{1}{3} \pi h [3R^2 - 3hR \tan(\theta) + h^2 \tan^2(\theta)] \quad (\text{ec. A17})$$

El caudal se calcula como la diferencia de volúmenes encerrados por el cono externo flexible entre los estados de expansión y sujeción. En el primero, el radio externo del cono flexible se denota como  $R_g$  y en el siguiente, el radio de la superficie externa del cono flexible se hace igual al del agujero de concreto  $R_c$ . De esta forma el volumen desplazado se calcula como se muestra a continuación:

$$V_{desp} = V_S - V_E \quad (\text{ec. 71})$$

Donde:

- $V_{desp}$ : Volumen desplazado.
- $V_S$ : Volumen encerrado por el cono flexible en el estado de Sujeción.
- $V_E$ : Volumen encerrado por el cono flexible en el estado de Expansión.

En el Apéndice 10 se presenta la obtención de  $V_S$ ;  $V_E$  y  $V_{desp}$  sustituyendo los valores numéricos en las ecuaciones A17 y 71 respectivamente, de donde se obtiene:

Tabla 32. Valores del Volumen desplazado por el cono externo flexible en los estados C y D.

$V_C =$	$624,5941 \text{ cm}^3$	(ec. A19)
$V_D =$	$693,4858 \text{ cm}^3$	(ec. A20)
$V_{desp} =$	$68,8917 \text{ cm}^3$	(ec. A21)

Una vez obtenido el volumen desplazado, se debe establecer el tiempo requerido para la expansión del cono externo flexible. Los autores del presente trabajo establecieron un tiempo de 1 segundo para llenar el volumen desplazado desde el estado de expansión al estado de sujeción. De esta manera se puede determinar el caudal  $Q$  a partir del valor del volumen desplazado dado en la Tabla 32 y el tiempo de 1 segundo como se muestra a continuación:

$$Q = \frac{V_{desp}}{t} = \frac{68,8817 \text{ cm}^3}{1 \text{ s}} = 68,8817 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \left( \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{1 \text{ L}}{1000 \text{ cm}^3} \right)$$

$$Q = 4,1335 \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad (\text{ec. 72})$$

Luego de obtener el caudal del sistema hidráulico se debe pasar a determinar el diámetro interno de las tuberías de succión, presión y retorno. Para ello se aplica directamente la ecuación 35 desarrollada en el Marco teórico que por comodidad se vuelve a mencionar a continuación:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (\text{ec. 35})$$

Para que el flujo de aceite en el circuito hidráulico sea laminar, se emplean los valores de velocidad recomendados en el manual de oleohidráulica de Santana para

las líneas de succión, presión y retorno dadas en el Marco Teórico. A continuación se muestra el cálculo de los diámetros de tubería pertenecientes al sistema hidráulico:

$$\text{Línea de succión} \quad D_{succ} = \sqrt{\frac{4 \left( 68,8817 \frac{cm^3}{s} \right)}{\pi \left( 121,92 \frac{cm}{s} \right)}} = 0,8482 \text{ cm} = 8,482 \text{ mm} \approx \frac{3}{8} \text{ pu lg}$$

$$\text{Línea de presión} \quad D_p = \sqrt{\frac{4 \left( 68,8817 \frac{cm^3}{s} \right)}{\pi \left( 457,2 \frac{cm}{s} \right)}} = 0,4380 \text{ cm} = 4,380 \text{ mm} \approx \frac{1}{4} \text{ pu lg}$$

$$\text{Línea de retorno} \quad D_{ret} = \sqrt{\frac{4 \left( 68,8817 \frac{cm^3}{s} \right)}{\pi \left( 304,8 \frac{cm}{s} \right)}} = 0,5365 \text{ cm} = 5,365 \text{ mm} \approx \frac{1}{4} \text{ pu lg}$$

#### 4.11.2 Selección de la bomba hidráulica y del motor eléctrico

Como se expuso en el marco teórico, la selección de la bomba adecuada para una aplicación es de primordial importancia para el correcto funcionamiento del circuito hidráulico asociado, y es en esta sección donde se presenta este proceso. Como generalmente no es posible obtener una bomba que cumpla exactamente con las necesidades del diseño se debe revisar que el modelo seleccionado de los catálogos no altere significativamente los valores iniciales asumidos.

Se seleccionó una bomba de engranajes externos con un motor de acople directo para suministrar la presión y caudal requeridos dentro del Sistema de Sujeción Expandible, pudiendo ser seleccionado otro arreglo motor bomba por la empresa que llegara a manufacturar el diseño. Entre las razones que motivaron esta selección se encuentra que dentro de las distintas clases de bombas, las de engranajes externos ofrecen alta eficiencia y tamaños reducidos en comparación con otras clases. En la Tabla 33 se presentan valores comunes de eficiencia para distintos tipos de bombas.

Tabla 33. Valores de eficiencia para distintos tipos de bombas (Fuente: Warring, 1977).

Tipo	Solamente la bomba	Global **
Centrífuga, grande	Hasta 85 %	
mediana	70-75 %	
pequeña	50-65 %	
muy pequeña	Menos del 40 %	
manipulando sólidos	45-70 %	
grava	50-55 %	
Sumergible (centrífuga)		
muy pequeña, menos de 40 l/min	—	10-25 %
pequeña, hasta 400 l/min	—	40 %
mediana, 400-800 l/min	—	45 %
grande, 1000-1600 l/min	—	50 %
De diafragma	—	5-20 %
De engranajes externos	Hasta 90 %	
De engranajes internos	Hasta 80 %	
De rotor lobular	Hasta 80 %	
De bloque oscilante	10-25 %	
De husillo simple (estator elastómero)	20-25 %	
De triple husillo *		
bajas presiones	25-50 %	
altas presiones	55-75 %	

\* Manipulando aceites de viscosidad Redwood Núm. 1 de 300-3000.  
 \*\* Accionamiento por motor eléctrico.

El tamaño de la bomba y del motor son factores de importancia para la escogencia de estos componentes, ya que dentro de la máquina tuneladora no se dispone de mucho espacio. Como se presentará en una sección posterior, se decidió añadir un carro en el riel por donde se desplaza el polipasto (y el motor de desplazamiento axial) de la grúa de segmentos, e instalar la bomba y el motor sobre él. En esta zona existe poco espacio en la dirección del riel, ya que los carros que allí se encuentran deben desplazarse prácticamente toda la longitud del riel, dejando poco espacio para un nuevo carro.

La empresa Parker Hannifin posee en su dirección de Internet un programa gratuito de selección de bombas que solicita como datos de entrada: la presión y el caudal que debe suministrar la bomba, y las revoluciones por minuto del motor. Los autores hicieron uso de este programa; y para una presión de 700psi, 1725 rpm y un caudal de  $6,88 \cdot 10^{-5} m^3 / s$  (4.13 l/min) (ec. 72) se obtiene que una bomba de engranajes externos modelo D07 suministra  $8,02 \cdot 10^{-5} m^3 / s$  (4,81 l/min) y consume una potencia de 0,39 kW (0,52 HP). Puesto que el caudal es el necesario para llenar un con-

junto en 1 segundo (como se expone en la sección Determinación del caudal), el tiempo necesario para llenar ambos conjuntos será de 2 segundos.

Por otra parte, debe tomarse en cuenta que un motor eléctrico es capaz de girar a mayor velocidad a medida que su carga es menor (teniendo como límite la velocidad sincrónica), y al girar el motor a mayor velocidad, el caudal que suministra la bomba aumentará, ya que una de las variables que determina el caudal de la bomba es su velocidad de rotación. Por lo anteriormente expuesto y para garantizar el flujo laminar en la tubería se determinó el caudal que sería capaz de suministrar la bomba modelo D07 si el motor girara a la velocidad sincrónica.

Ahora se procede a obtener en primer lugar la velocidad sincrónica del motor que impulsará la bomba; a través de la documentación técnica se puede conocer que el motor es de 4 polos, y como la frecuencia del voltaje en Venezuela es de 60 Hz, se realiza el siguiente cálculo.

$$N_s = \frac{120 \cdot f}{N} = \frac{120 \cdot 60 \text{ Hz}}{4} = 1800 \text{ rpm} \quad \text{ec. (73)}$$

El caudal que es capaz de suministrar esta bomba girando a 1800 rpm puede determinarse a partir de la ecuación 36, sin embargo, aunque se conoce el desplazamiento (V) y la velocidad de rotación (n), se desconoce la eficiencia volumétrica de la bomba ya que no se suministra en la documentación técnica; por esta razón se procedió a emplear nuevamente el programa de Parker-Hannifin, obteniendo un caudal de  $8,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$  (5 l/min).

Conocido el caudal que sería capaz de suministrar la bomba si rotara a 1800 rpm debe determinarse cual es el mínimo diámetro de la tubería necesario para seguir disponiendo de un flujo laminar. Haciendo uso nuevamente de la velocidad recomendada por Santana para flujo laminar y empleando la ecuación 35 se obtiene el siguiente diámetro de tubería.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,333 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4,572 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \pi}} = 0,004817 \text{ m} \quad \text{ec. (74)}$$

Esta magnitud equivale a  $0,189 \text{ in}$ , lo que indica que manteniendo el diámetro de la tubería en  $\frac{1}{4} \text{ in}$ , se conserva el flujo laminar aún en el caso de que el motor eléctrico gire a mayores r.p.m.

Por último, conociendo que a 1725 rpm, 700 psi y  $6,88 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$  la bomba consume 0,39 kW (0,52 HP), se debe seleccionar un motor eléctrico cuya potencia sea igual o superior a este valor. La potencia del motor eléctrico inmediatamente superior a la necesaria es de 0,56 kW (0,75HP). La empresa Parker-Hannifin suministra un motor de esta potencia que puede acoplarse directamente a la bomba de engranajes seleccionada, lo que permite disminuir el espacio ocupado por el conjunto bomba-motor dada la ausencia de una pieza de acople.

El motor de 0,56 kW (0,75HP) que puede acoplarse directamente a la bomba de engranajes seleccionada es de una sola fase, lo que no presenta dificultades para el suministro eléctrico de la máquina tuneladora; pero si por consideraciones adicionales de la empresa que construya el sistema se desea un motor de 3 fases, puede adquirirse un modelo de 1HP de acople directo ya sea de una o tres fases.

Cabe destacar que pudiera emplearse la bomba hidráulica que suple las necesidades del erector, actualmente instalada dentro de la máquina tuneladora, para suministrar aceite al Sistema de Sujeción Expandible. Esto da origen a una segunda propuesta que implicaría añadir una válvula reductora de presión a los componentes de la Tabla 31 y cambiar el motor y la bomba hidráulica allí expuestos. La bomba instalada que suple las necesidades del erector es de pistones axiales de desplazamiento variable marca Bosch Rexroth y el motor que impulsa la bomba es de tipo asincrónico de 3 fases con rotor de jaula de ardilla marca Vem Motors.

#### **4.11.3 Ubicación y distribución del sistema hidráulico**

Una vez establecidos los componentes que deben formar parte del sistema hidráulico de la propuesta de diseño, debe pasarse a definir su ubicación dentro de la máquina tuneladora, a fin de tener una idea general de las distancias que deberán ser cubiertas por tramos de tubería. Este aspecto se aborda a continuación, tomando en cuenta que la grúa de segmentos y la cabeza del erector se encuentran constantemente

en movimiento. Primeramente se considera la propuesta de emplear bombas adicionales a las instaladas en la tuneladora, y luego se considera la propuesta de usar la bomba del erector ya instalada.

Con excepción de las electroválvulas de dos posiciones y dos vías y los presostatos de alta presión, la distribución de los componentes del sistema hidráulico se realizó sobre una placa montada en un marco como se presenta en la Figura 78. La ubicación de este conjunto dentro de la máquina tuneladora tomó en consideración que la grúa de segmentos debe desplazarse en dos direcciones y rotar alrededor de un eje. De esta manera se hace necesario que la tubería que suministra el aceite al sistema de sujeción incremente su longitud o la reduzca según se mueva la grúa de segmentos.

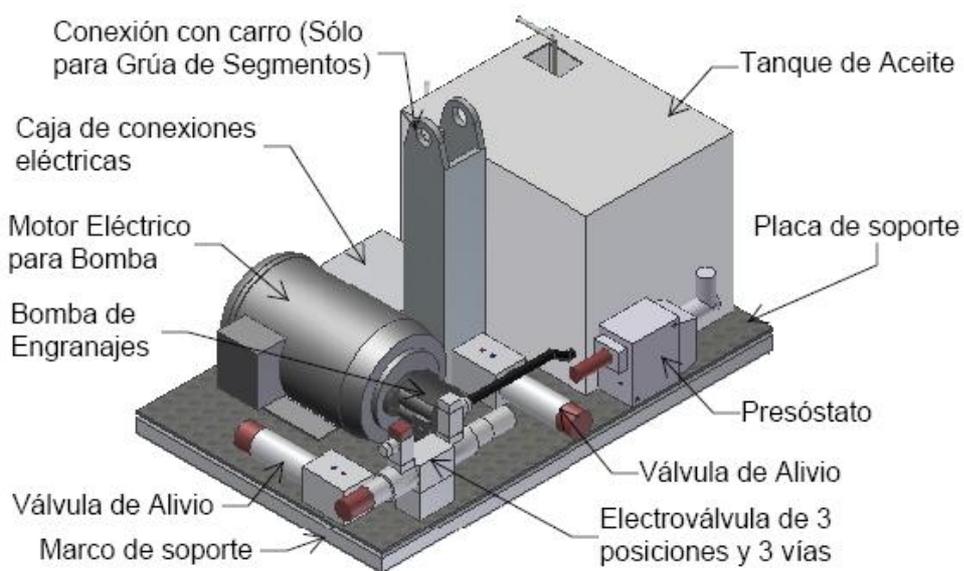


Figura 78. Distribución de los componentes hidráulicos sobre un soporte.

Para mover los segmentos desde los remolques de la locomotora hasta el alimentador, la grúa debe primero desplazarse, por medio de un polipasto, entre la parte delantera y trasera del carro 3 para colocarse sobre un segmento (primera dirección de desplazamiento), luego debe bajar sobre el segmento, sujetarlo y volver a elevarse (segunda dirección de desplazamiento), y por último desplazarse hacia la parte delan-

tera del carro 3, girar 90 grados (rotación alrededor de un eje) y bajar el segmento sobre el alimentador de segmentos.

Si todos o sólo uno de los componentes hidráulicos se encontraran fijos a las estructuras de soporte de la tuneladora, debería permitirse que al menos un tramo de tubería incrementara y redujera su longitud en dos direcciones, considerando que la rotación de 90 grados pudiera ser suplida por la elasticidad de una tubería flexible. Una manera de permitir estos movimientos es mediante el uso de un carrito para cada dirección de desplazamiento; sin embargo, pudiera prescindirse de uno de ellos si el conjunto del sistema hidráulico se desplazara longitudinalmente a lo largo del riel superior del carro 3.

Y si la estructura de soporte del sistema de vacío se empleara para fijar el sistema hidráulico, pudieran dejar de usarse ambos carritos, ya que esta estructura realiza los dos desplazamientos y la rotación; no obstante, ya que el espacio sobre la grúa de segmentos es reducido por encontrarse allí instalado el sistema de sujeción por vacío, se decidió fijar el sistema hidráulico en un carro que se desplace por el riel superior del Carro 3 y emplear sólo un carrito.

El carrito otorgaría el movimiento vertical por medio de una polea, la cual debe instalarse ya sea en el carro del motor freno o en el del polipasto (ver carrito, motor freno y polipasto en la Figura 79, la polea no se representa), el carro que soporta al conjunto hidráulico daría el movimiento longitudinal y la rotación se lograría por la tubería flexible del carrito. Por último, para impulsar el carro que soporta al sistema hidráulico se plantea realizar una conexión entre este carro y el motor freno. En la Figura 79 se puede apreciar esta distribución, con el conjunto hidráulico a mano derecha soportado por un carro.

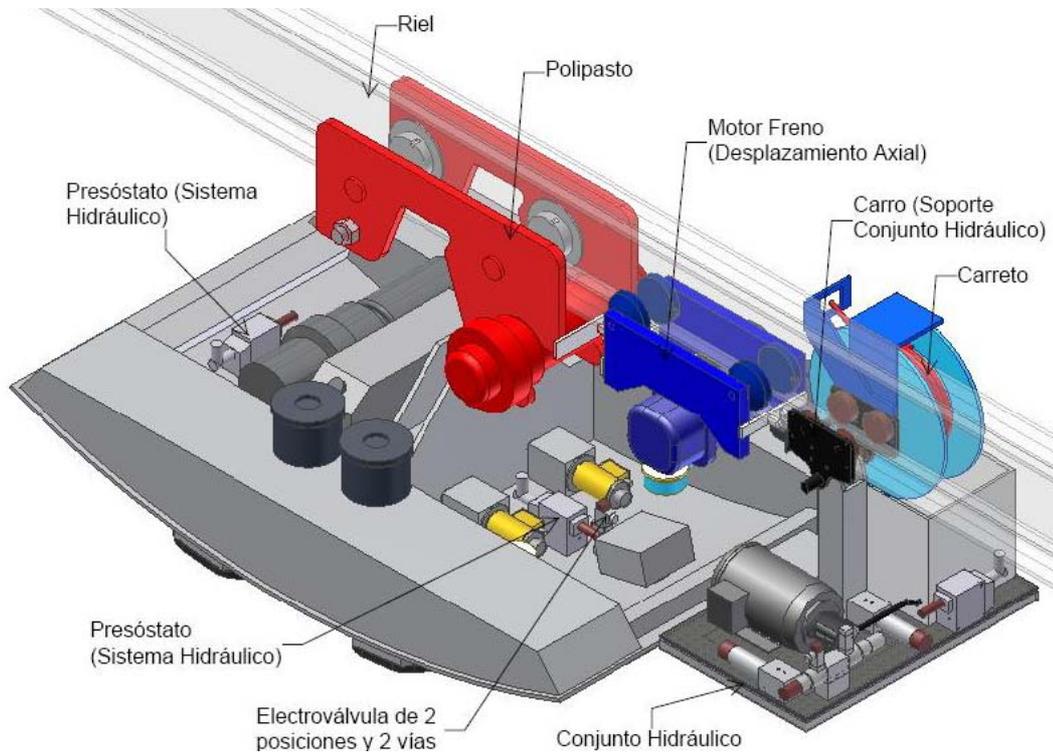


Figura 79. Ubicación del sistema hidráulico en el Carro 2 de la máquina tuneladora.

Como esta ubicación del conjunto hidráulico requiere el empleo de un carrito de manguera y de un carro para el desplazamiento, se realizó una selección preliminar de estos componentes, obteniéndose las partes de la Tabla 34, que como ocurre en el caso del resto de los componentes, pudieran ser seleccionados de otras fábricas.

Tabla 34. Características del carrito de manguera y del carro de soporte.

Componente		Marca	Tipo Parte
Carrito de manguera de 1/4 in de diámetro, 20ft de longitud y 5000psi de presión.		Coxreels	P-HP-120
Carro para riel	Capacidad: 1100kg.	Demag	U11
	Capacidad: 550kg.		CF-5

La distribución de los componentes del sistema hidráulico del erector es similar a la de la grúa de segmentos mostrada en la Figura 78, y los movimientos que realiza este equipo pueden abordarse instalando primeramente el sistema en el marco de desplazamiento del erector que asume el movimiento longitudinal, y luego introduciendo la tubería en la correa del marco giratorio que suministra una longitud variable

para la rotación, el movimiento transversal y los movimientos de ajuste de la cabeza del erector.

En el caso del conjunto hidráulico del erector, el soporte se realiza por medio de vigas horizontales fijas al marco de desplazamiento. Luego una tubería (no mostrada en la figura) debe unirse a la pista fija del marco giratorio del erector y recorrerla aproximadamente 180 grados hasta introducirse en la correa que se apoya entre la pista fija y la móvil. Esta correa permitirá enrollar y desenrollar tubería durante la rotación, los movimientos de ajuste y el desplazamiento transversal de la cabeza del erector.

Tal como se mencionó al final de la sección selección del motor hidráulico y de la bomba eléctrica, podría emplearse la bomba del erector actualmente instalada en la máquina tuneladora para suministrar fluido al Sistema de Sujeción Expandible. En este caso debe realizarse un recorrido de tubería diferente, presentado en la Figura 80, en donde se puede apreciar como la tubería va desde la bomba (círculo negro) hasta el erector a la izquierda. Como este tramo de tubería ya se encuentra tendido, la longitud del nuevo tramo dependerá de la zona en donde se decida crear la ramificación.

A la derecha de la bomba una tubería debe llevar el fluido hasta la grúa de segmentos. Luego debe conectarse con un carrito (círculo rojo) que permitirá la extensión y retracción del tramo de tubería a su derecha a medida que la grúa de segmentos se desplace a la derecha y a la izquierda. Un segundo carrito de tubería ó una polea deberá ser instalado en una estructura de soporte ó en alguno de los componentes de la grúa de segmentos, para que se desplace junto con ella y permita la extensión de tubería en la dirección vertical.

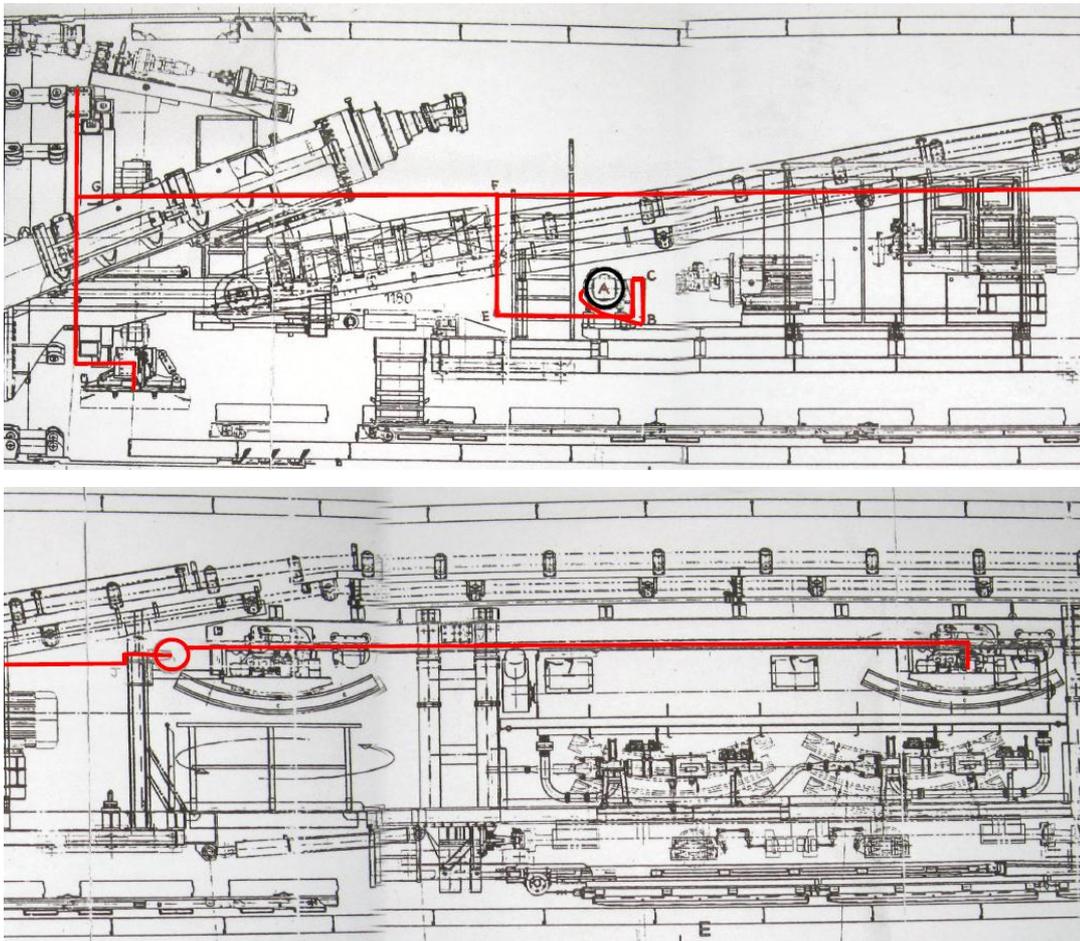


Figura 80. Recorrido de tubería al emplear la bomba del erector actualmente instalada en la máquina tuneladora Elaborado con datos tomados de Herrenknecht (2001)b.

#### 4.12 Diseño de la lógica de control

El establecimiento de la secuencia de control parte del principio de llevar a cabo las funciones del sistema de sujeción de la manera más sencilla y segura posible para el operador. Tal como se explicó en la sección anterior, la operación del sistema de sujeción se resume en tres funciones principales: la expansión del cono externo flexible, la retención de la presión hidráulica durante la manipulación del segmento y la liberación del fluido hidráulico para interrumpir la sujeción. El diseño de la lógica de control se realizó orientado a cumplir con estas tres simples funciones, mediante el empleo del lenguaje RLL o diagrama de escalera, el cual fue simulado en el software Zelio Soft 2 de la familia de autómatas programables Zelio marca Schneider Electric.

A continuación se presentan las partes típicas de un informe de la lógica de control en donde se muestran los distintos procedimientos llevados a cabo durante la operación del sistema de sujeción en la narrativa técnica, el diagrama de escalera y el significado de los símbolos empleados en el mismo con las referencias cruzadas.

#### Narrativa técnica

1. En el estado inicial el motor de la bomba se encuentra apagado, las tres válvulas direccionales se encuentran en su posición de equilibrio, el presóstato de baja presión se encuentra activado y se enciende un bombillo de “Presión baja”.
2. El primer paso consiste en activar el motor eléctrico de la bomba por medio de un interruptor de dos posiciones.
3. Para activar las electroválvulas y llenar el sistema de sujeción con aceite, se debe recibir una señal de autorización del sistema de posicionamiento instalado en los mecanismos de manipulación Grúa o Erector, la cuál indica que el mismo se encuentra en la posición correcta para efectuar la sujeción del segmento.
4. Cuando la condición mencionada en el paso anterior se cumple, se enciende un bombillo indicador de permiso para sujetar el segmento.
5. Una vez que se cumplen las condiciones para efectuar la sujeción, se procede a presionar un pulsador que energiza el solenoide de la primera posición de la electroválvula (A) de 3 vías y 3 posiciones y los solenoides de las válvulas (B y C) de dos vías dos posiciones. De esta forma el fluido oleohidráulico circula al interior del sistema de sujeción expandiendo el cono externo flexible sobre la superficie del agujero del segmento. El bombillo indicador de presión baja se apaga.
6. Después de alcanzar un nivel de presión máxima, los presóstatos de alta presión se activan, el bombillo de permiso de sujeción se apaga, un bombillo indicador de alta presión se enciende y las válvulas A, B y C retornan a su posición de equilibrio, en la cual sus vías se cierran. En este estado el Sistema de Sujeción Expandible se encuentra firmemente adherido al agujero del segmento.
7. Luego de que el segmento ha sido colocado y asegurado en su posición final, el sistema de posicionamiento del sistema de manipulación, envía una señal para in-

dicar que se puede liberar el segmento sin ningún riesgo. Esta señal permite que al presionar un pulsador, pase a su tercera posición la válvula A y se abran simultáneamente las válvulas B y C permitiendo el vaciado del aceite en el interior del sistema de sujeción. Los presóstatos de alta presión se desactivan y con ellos el bombillo de presión alta.

8. Se produce el vaciado de aceite hasta que el presóstato de baja presión manda una señal y con ésta las todas las válvulas pasen a su posición de equilibrio. En este estado se vuelve a activar el bombillo de baja presión y el del permiso para sujetar.
9. Cuando el sistema de manipulación se aleja del segmento, se pierden las condiciones para sujetar y liberar con lo cual se apagan sus respectivos bombillos indicadores y se retorna al estado original excepto en que la bomba se encuentra encendida. El motor de la bomba se puede desactivar por medio del mismo interruptor que la enciende.
10. Para iniciar la sujeción de otro segmento se deben ejecutar los pasos del 3 al 9.

A continuación se muestra el diagrama de escalera con simbología eléctrica.

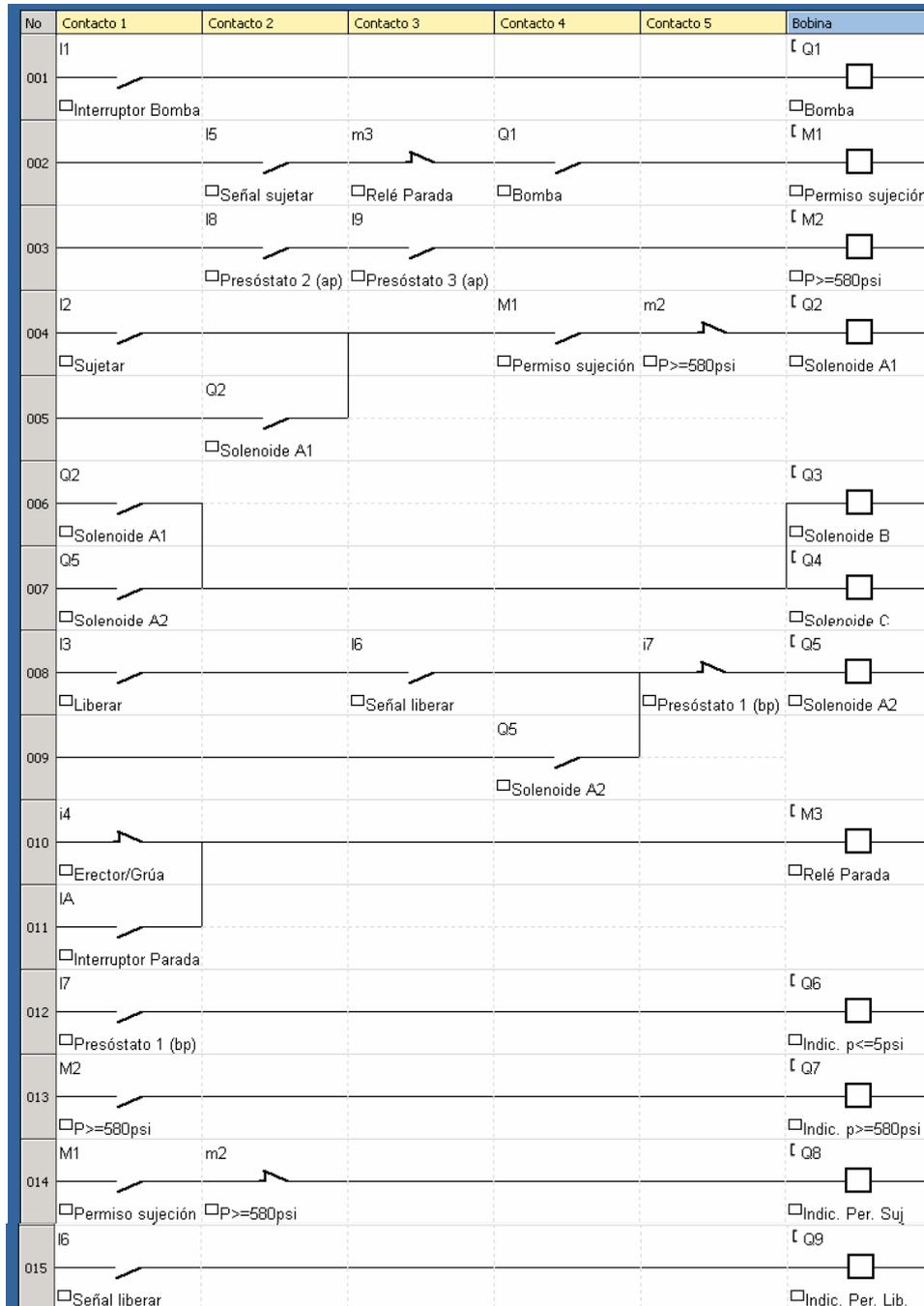


Figura 81. Diagrama de escalera con el Software ZelioSoft 2 Versión 3.1.

El significado de cada símbolo empleado en el diagrama de escalera se muestra a continuación.

Tabla 35. Referencias Cruzadas del diagrama de escalera del sistema de control.

I1	Interruptor "Bomba Encendido/Apagado"
I2	Pulsador (NA) "Sujetar"
I3	Pulsador (NC) "Liberar"
I4	Erector/Grúa encendido
I5	Señal sujetar
I6	Señal liberar
I7	Presóstato 1 de baja presión
I8	Presóstato 2 de alta presión
I9	Presóstato 3 de alta presión
IA	Interruptor "Parada de emergencia"
Q1	Bomba
Q2	Solenoides de la posición 1 de la válvula A
Q3	Solenoides de la válvula B
Q4	Solenoides de la válvula C
Q5	Solenoides de la posición 2 de la válvula A
Q6	Bombillo indicador presión menor o igual a 5psi
Q7	Bombillo indicador presión mayor o igual a 580 psi
Q8	Bombillo indicador de permiso para activar el sistema de sujeción
Q9	Bombillo indicador de permiso para liberar el sistema de sujeción
M1	Relé permiso de activación del sistema de sujeción
M2	Relé de alta presión
M3	Relé de parada de emergencia

En este capítulo se ha podido conocer como la idea fue desarrollándose gradualmente hasta alcanzar su forma actual y como se definieron aspectos como el proceso de fabricación de sus componentes, la geometría y ubicación de los agujeros, las características del sistema hidráulico y la lógica de control. También se apreciaron las características de los análisis por elementos finitos efectuados y se analizaron los resultados obtenidos. Por lo tanto se puede considerar finalizado el proceso de diseño y se procede a indicar las conclusiones y las recomendaciones en el próximo capítulo.

## **CAPITULO V CONCLUSIONES**

- Se llevó a cabo un estudio de la geometría de los segmentos, su proceso de fabricación, el funcionamiento de la grúa, del erector y del sistema de sujeción por vacío instalado en ellos con lo cual se pudo definir las condiciones en las cuales debe operar el nuevo sistema de sujeción.
- Mediante la aplicación del proceso de diseño se identificó la necesidad, se obtuvieron los requisitos del nuevo sistema de sujeción, se generaron propuestas a partir de una tormenta de ideas y se seleccionó el concepto solución que presentó mayores ventajas comparativas a partir de una matriz de selección.
- El sistema de sujeción de segmentos propuesto es capaz de funcionar tanto en el erector como en la grúa de segmentos de manera segura para el personal que labora en la tuneladora y presenta las ventajas de ser compacto y poseer un número de piezas reducido.
- De acuerdo a los resultados obtenidos de los análisis con elementos finitos, las piezas del sistema de sujeción diseñado soportan adecuadamente los esfuerzos que se producen al sujetar un segmento tanto el caso de operación normal con dos conjuntos como en el caso de que falle uno de ellos.
- La propuesta desarrollada solo introduce una modificación inicial en los moldes de los segmentos, manteniendo inalterados tanto las actividades de fabricación de los anillos como el proceso de colocación de los mismos en el túnel.
- Para el funcionamiento del Sistema de Sujeción Expandible se diseñó un circuito hidráulico y su correspondiente lógica de control, tomando en cuenta factores relacionadas con la operación segura y con el espacio disponible dentro de la tuneladora para la ubicación de sus componentes.
- Finalmente se diseñó un sistema de sujeción de segmentos prefabricados para ser empleado en una máquina tuneladora tipo escudo de balance de presión de tierra modelos S-186 y S-187 Herrenknecht con la posibilidad de emplear el sistema de sujeción por vacío como respaldo

## **CAPITULO VI RECOMENDACIONES**

- Se propone seleccionar un tipo de elastómero comercial específico con propiedades similares a las del material analizado para el cono externo flexible, con la finalidad de establecer sus propiedades mecánicas y obtener luego los niveles de esfuerzos y deformaciones definitivos a los que será sometido durante la operación del Sistema de Sujeción Expandible, tanto en carga estática como dinámica, considerando el efecto de la memoria del elastómero y su comportamiento ante fatiga, impactos y otros factores que pudieran afectar su desempeño.
- Llevar a cabo un estudio del fenómeno de fricción que se establece entre el elastómero del cono externo flexible y el concreto de los segmentos, para determinar la variación del coeficiente de roce entre ellos, durante la operación del Sistema de Sujeción Expandible debido a la presencia de factores como suciedad y pequeñas cantidades de aceite y agua y evaluar el impacto en su desempeño.
- Se recomienda realizar un estudio de la distribución de las barras de acero de la armadura de los segmentos en conjunto con un análisis de los esfuerzos y deformaciones que se producen durante la colocación de los mismos con el Sistema de Sujeción Expandible a fin de determinar con precisión el impacto en la resistencia estructural de los anillos con los que se construye el túnel.
- Efectuar un estudio de la disminución del tiempo de vida del aceite empleado en el circuito hidráulico debido a su posible contaminación con agentes externos e incluir el cambio del mismo entre las actividades de la rutina de mantenimiento de la máquina tuneladora.

## **Bibliografía**

### **Libros y folletos**

- ASTM. *Standard test for tensile properties of plastics*. Designación: D 638 – 03. (Vol. 08.01 Plastics).
- Barriola, J. (2006). *Clases de PLC*. Caracas.
- Betonmac (2002). *Manual planta de concreto Betonmac néo móvil 60-C*. Córdoba, Argentina: Autor.
- Bosch Rexroth AG Mobile Hydraulics. *External gear pump. AZPF Model F. RE 10 089/08.04*: Bosch Rexroth.
- Crawford, R. (2002). *Plastics engineering* (3a. ed.). Estados Unidos: Butterworth Heinemann.
- Dixon, J. (1970). *Diseño en ingeniería. Inventiva, análisis y toma de decisiones*. México: Limusa Wiley.
- Gudiel, M. *Clases de Diseño 2*. Caracas.
- Harper, C. (2001). *Handbook of materials for product design* (3a. ed.). Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Harvey, J. (1974). *Theory and design of modern pressure vessels* (2a. ed.): Van Nostrand Reinhold.
- Herrenknecht. (2000)a. *Metro de Caracas: Venezuela completely revised quotation dated 1st August 2000: Technical document No. A-928-00. Index D*. Schwanau.
- Herrenknecht. (2000)b. *Esquema hidráulico erector. Plano No.1021-501-003-00 Index B* Schwanau, Alemania.
- Herrenknecht. (2001)a. *Documentación técnica S-247 Escudo tipo EPB  $\phi$  5.850 mm Metro de Caracas Línea 3 – Venezuela*. Schwanau, Alemania.
- Herrenknecht. (2001)b. *Vortiebsanlage S-186 DA5850-EPB. Plano No.1021-000-000-00 Index B* Schwanau, Alemania.
- Herrenknecht. (2001)c. *Erektor. Plano No.1021-004-000-00*. Schwanau, Alemania.
- Hudson, R. *Nitrile*. [Página Web en Línea]. Disponible: <http://www.rlhudson.com/nitrile.html> [Consulta: 2007, Abril 11]

- Herrenknecht. Project Metro de Caracas.
- Hicks, T. (1972). *Standard handbook of engineering calculations*. Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Introducción a los sistemas supervisorios SCADA* (2000).
- Jacques R. y Talbot R. (1976). *Problem identification game*: The Open University Press.
- Jones, J. (1970). *Design methods. Seeds of human features*. Londres: John Wiley & Sons.
- Koberg y Agnall (1981). *The universal traveler*: William Kauffman.
- Mangonon, P. L. (2001). *Ciencia de Materiales: selección y diseño*. México: Pearson / Prentice Hall.
- Martín, J. (1997). *Cinemática y estática (Teoría y problemas)* (1a. ed.). Barcelona, España: UPC de la Universidad Politécnica de Catalunya.
- Milani, R. *Diseño para nuestra realidad*. Caracas: Equinoccio (Universidad Simón Bolívar).
- Munari (1983). *¿Cómo nacen los objetos?*. Barcelona, España: Gustavo Gilli.
- Moaveni, S. (1999). *Finite element analysis Theory and applications with Ansys*. New Jersey: Prentice Hall.
- Santana, S. *Oleohidráulica Industrial*.
- Singer F. y Pytel A. (1982). *Resistencia de materiales* (3a. ed.). D.F., México: Harla.
- Tablante, O. (1988). *El proceso de investigación y desarrollo en el diseño de equipos, productos y máquinas*. Trabajo de ascenso no publicado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Vickers. Manual de oleohidráulica móvil: Blume.
- Warring, R. (1977). *Selección de bombas, sistemas y aplicaciones*. Barcelona: Labor.
- Zienkiewicz O. y Taylor R. (1994). *El método de los elementos finitos* (4a. ed.) (Vol. 1). Barcelona, España: McGraw-Hill.

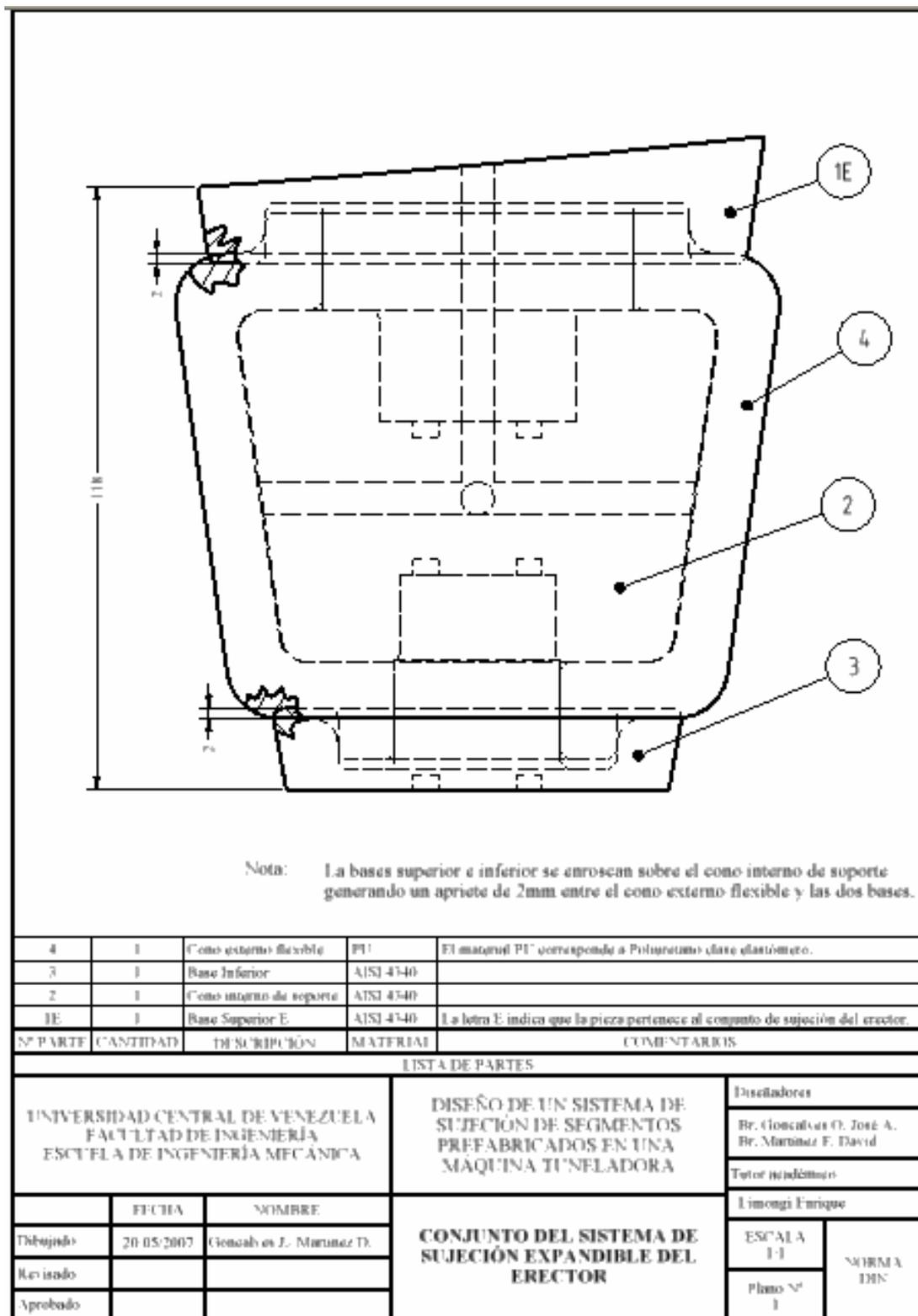
### **Otras fuentes de información**

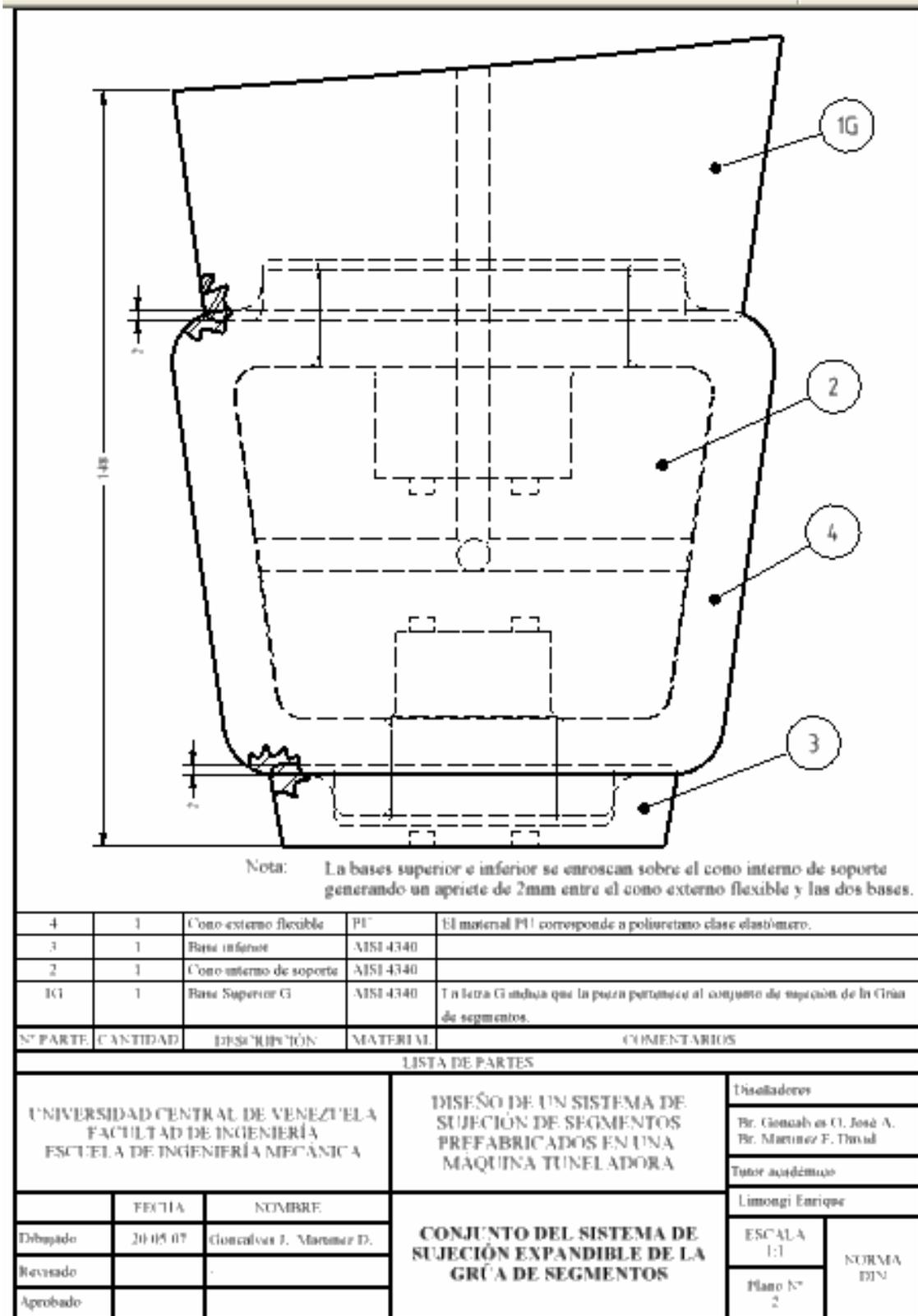
- Alibaba. [Catálogo en Línea] Disponible: [http://www.alibaba.com/catalog/10063157/Snap\\_Hook.html](http://www.alibaba.com/catalog/10063157/Snap_Hook.html). [Consulta: 2006, Noviembre 15]
- Anver. <http://www.anver.com/document/vacuum%20lifters/application-chart.htm>
- Boal, D. *Lecture 6–Friction*. [Documento en Línea]. Simon Fraser University. Disponible: [www.sfu.ca/~%7Eboal/101lecs/101lec6.pdf](http://www.sfu.ca/~%7Eboal/101lecs/101lec6.pdf). [Consulta: 2007 Febrero 16]
- Da Rocha, B. y Paredes, J. (2004). *Desarrollo de un plan de mantenimiento preventivo al equipo de excavación TBM, utilizado en la construcción de la línea 4 del Metro de Caracas, a cargo de la empresa Odebrecht*. Trabajo de grado de licenciatura no publicado, Universidad Santa María, Caracas
- Chamorro Ramos, O. (2005). *Análisis de los movimientos del terreno producidos por la excavación mecánica del túnel de la L9 en la zona de Santa Coloma de Gramenet* [Versión completa en línea]. Tesis de licenciatura no publicada, Universidad Politécnica de Cataluña. Disponible: [http://bibliotecna.upc.edu/pfc/mostrar\\_dades\\_PFC.asp?id=52146](http://bibliotecna.upc.edu/pfc/mostrar_dades_PFC.asp?id=52146) [Consulta: 2006, Julio 15]
- Diseño concurrente aplicación en la Pyme chilena. *Proyecto FDI de innovación y desarrollo realizado en forma conjunta entre DUOC-UC e INTEC - Chile*. [Documento en Línea]. Disponible: [www.concurrente.cl](http://www.concurrente.cl) [Consulta: 2006, Octubre 18]
- Engineers Handbook *Coefficient of friction*. [Documento en Línea]. Disponible: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> [Consulta: 2007, Febrero 16]
- Engineering toolbox. (2005). Friction and friction coefficients of some common materials [Documento en Línea]. Disponible: [www.engineeringtoolbox.com/frictioncoefficients-d\\_778.html](http://www.engineeringtoolbox.com/frictioncoefficients-d_778.html). [Consulta: 2007, Febrero 16]
- Espinosa, M. y Domínguez, M. (2003). La ingeniería concurrente, una filosofía actual con plenas perspectivas de futuro. [Revista en Línea]. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales – UNED – Madrid. Disponible: [www.plastunivers.com/Tecnica/Hemeroteca/ArticuloCompleto.asp?ID=6599](http://www.plastunivers.com/Tecnica/Hemeroteca/ArticuloCompleto.asp?ID=6599) [Consulta: 2006, Octubre 18]

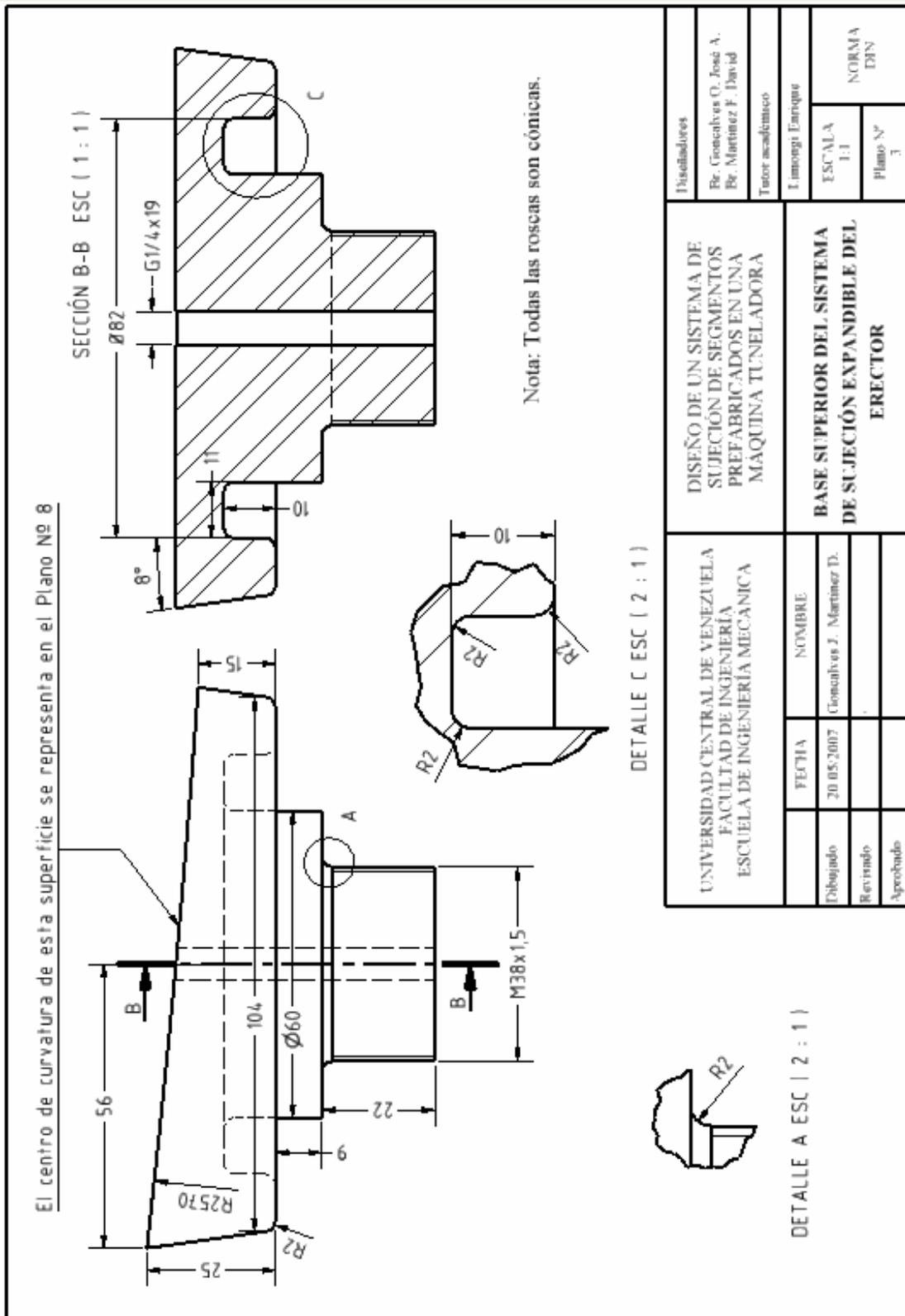
- Extra Packaging, Corp. *Urethane primer. An introduction and glossary of key terms* [Página Web en Línea] Disponible: <http://www.extrapackaging.com/polyurethane/whatispolyurethane.htm> [Consulta: 2007, Abril 12]
- Hadef. *Electric Chain hoist combined with monorraíl trolley. Ultralow headroom.* Documento Número. 2/54/3. Disponible: [http://update.hadef.de/cms/pdfs/fig29\\_94e.pdf](http://update.hadef.de/cms/pdfs/fig29_94e.pdf). [Documentación Técnica en Línea]. [Consulta: 2007, Abril 24]
- Herrenknecht. *Tunnelling Machines.* [Página Web en Línea]. Disponible: [http://www.herrenknecht.de/en/dyn\\_frameset.php3?hauptnavi=dyn\\_hauptnavi.php3?h\\_nr=2&feinnavi=feinnavi\\_maschinen.php3&main=2\\_maschinen/html/2\\_maschinen.html](http://www.herrenknecht.de/en/dyn_frameset.php3?hauptnavi=dyn_hauptnavi.php3?h_nr=2&feinnavi=feinnavi_maschinen.php3&main=2_maschinen/html/2_maschinen.html) [Consulta: 2007, Abril 14]
- Industrias Jaguar. 2005. [Manual en Línea]. Disponible: <http://www.industriasjaguar.com/pdf/jaguar%20-%20cat%20E1logo%2005.pdf> [Consulta: 2006, Noviembre 15]
- Infinite Innovations Ltd. (2006). *Free Brainstorming Training.* [Página Web en Línea]. Disponible: <http://www.brainstorming.co.uk/tutorials/tutorialcontents.html> [Consulta: 2006, Septiembre 26]
- Interdesign Forma. 2006. [Catálogo en Línea]. Disponible: <http://www.organize-everything.com/fokipr.html> [Consulta: 2006, Noviembre 15]
- Internacional Institute of Synthetic Rubber Producers. (2002). *Acrylonitrile-butadiene rubber* [Documento en Línea]. Disponible: <http://www.iisrp.com/WebPolymers/07NBR-18Feb2002.pdf> [Consulta: 2007, Abril 11]
- Kanetec magnetic Tools & Equipment. [Catálogo en Línea]. Disponible: <http://www.kanetec.com/pdf/LiftingMagnetics.pdf> [Consulta: 2006, Noviembre 15]
- Microtunel. (2006). *Revestimiento por Dovelas* [Página Web en Línea]. Disponible: [http://www.microtunel.com/52\\_dovelas.htm](http://www.microtunel.com/52_dovelas.htm) [Consulta: 2006, Septiembre 12]
- Odebrecht. *Anillo típico de túnel en escudo de segmentos A y F de 5.600mm del Metro de Caracas C.A .Plano número: OP-970 RO.* Caracas: Autor.
- Odebrecht. (2001). *Planta de Anillos, Línea 4. Información técnica – planos.* Caracas: Autores.
- Odebrecht (2005)a. *Informe de turno TBM-186 (Carpetas 1-5).* Caracas: Autor.
- Odebrecht (2005)b. *Informe de turno TBM-187 (Carpetas 1-7).* Caracas: Autor.

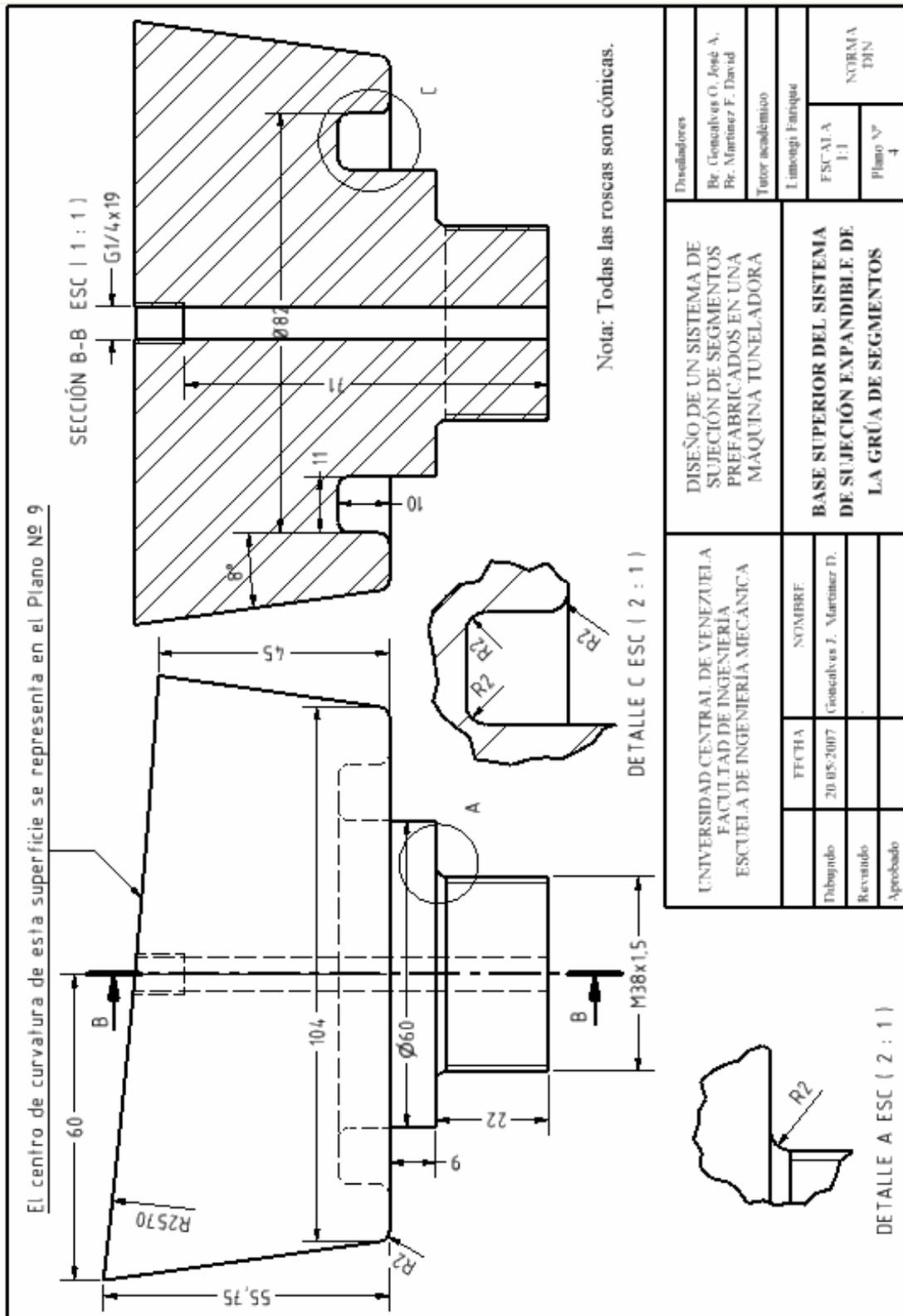
- Odebrecht. (2006)a. *Estructura Empresarial* [Documento en línea]. Disponible: [http://www.odebrecht.com.br/index.cfm?conteudo\\_id=83](http://www.odebrecht.com.br/index.cfm?conteudo_id=83) [Consulta: 2006, Julio 15]
- Odebrecht. (2006)b. *Quienes Somos, La Empresa* [Documento en línea]. Disponible: [http://www.odebrecht.com/esp/quem\\_somos\\_perfil.php](http://www.odebrecht.com/esp/quem_somos_perfil.php) [Consulta: 2006, Julio 15]
- Organización Internacional del Trabajo. *La salud y la seguridad en el trabajo Ergonomía* [Documento en Línea]. Disponible: [http://training.itcilo.it/atrav\\_cdrom2/es/osh/ergo/ermain.htm](http://training.itcilo.it/atrav_cdrom2/es/osh/ergo/ermain.htm) [Consulta: 2006, Octubre 20]
- Parker Hannifin Corporation. (1998). *Inphorm hydraulic pumps* [Programa de computación en línea]. Disponible: <http://www.parker.com/ead/inphormLogin.asp?packages=all> [Consulta: 2007, Mayo 4]
- Science & engineering encyclopedia. *Friction* [Documento en Línea]. Disponible: <http://www.diracdelta.co.uk/science/source/f/r/friction/source.html> [Consulta: 2007, Febrero 16]
- San Diego Plastics, Inc. *Polyurethane* [Página Web en Línea]. Disponible: <http://www.sdplastics.com/polyuret.html> [Consulta: 2007, Abril 11]
- Schneider Electric. (2002). *Ayuda en línea de Zelio Logic 2*. [Ayuda de programa de computación en DC], Disponible: Zelio Soft 2, Versión 3.1.
- Southern Illinois University Carbondale. Center for Advanced Friction Studies (2005). *Friction Center Coefficient Database*. [Documento en Línea]. Disponible: <http://frictioncenter.siu.edu/databaseSearch.html>. [k.o.nsulata: 2007, Febrero 16]
- Tecnomagnete. [Manual en Línea]. Disponible: <http://www.tecnomagnete.com/Download/pdf/Maxx/MAXXspa.pdf> [Consulta: 2006, Noviembre 15]
- Tecnomagnete. 2004. [Manual en Línea]. Disponible: <http://www.tecnomagnete.com/Download/pdf/Maxx/MaxX%20TG/TG%20spa.pdf> [Consulta: 2006, Noviembre 15]
- Trelleborg. (2006). *Rubber types*. [Página Web en Línea] Disponible: <http://www.trelleborg.com>. [Consulta: 2006, Septiembre 18]

**APÉNDICE**

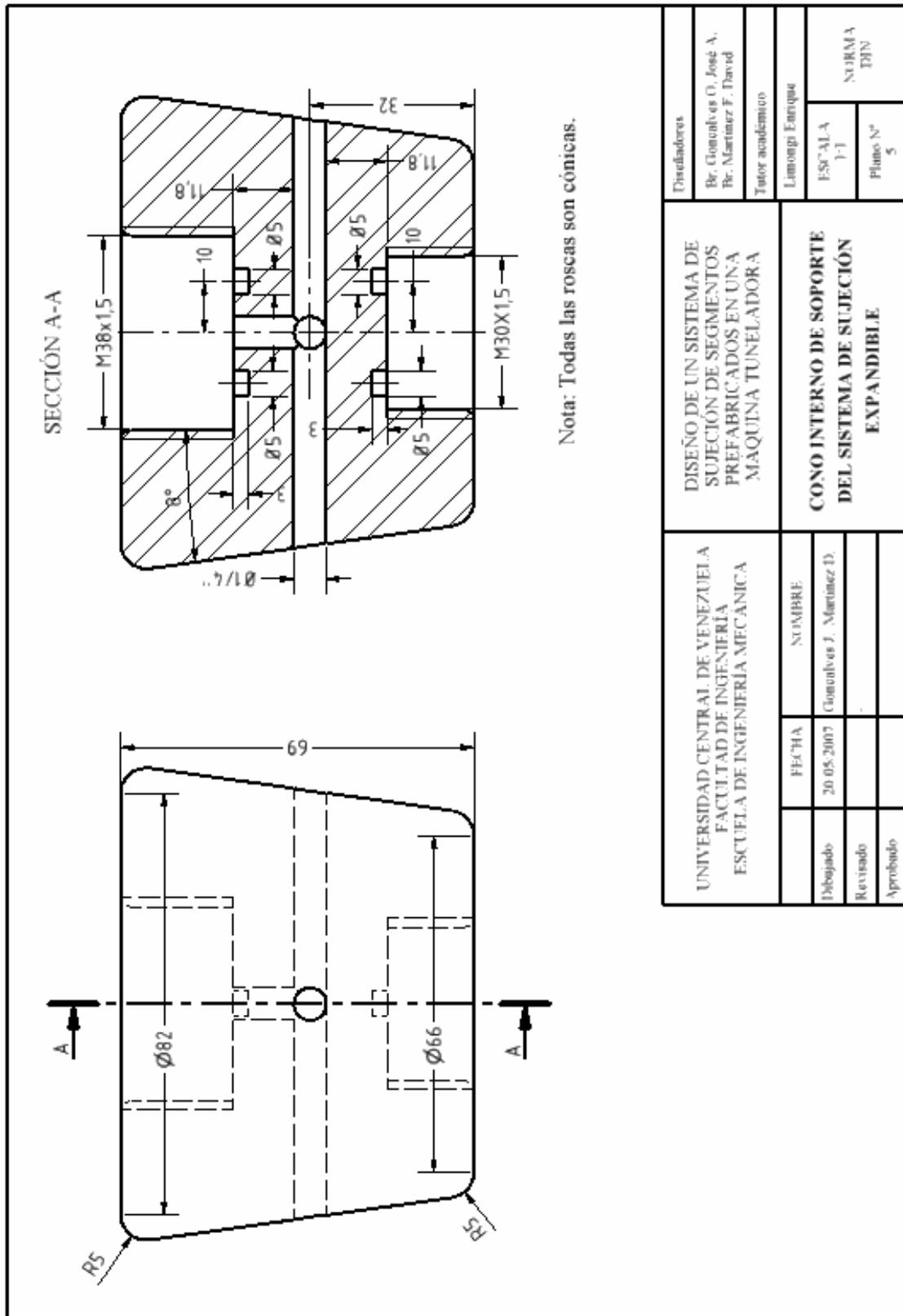




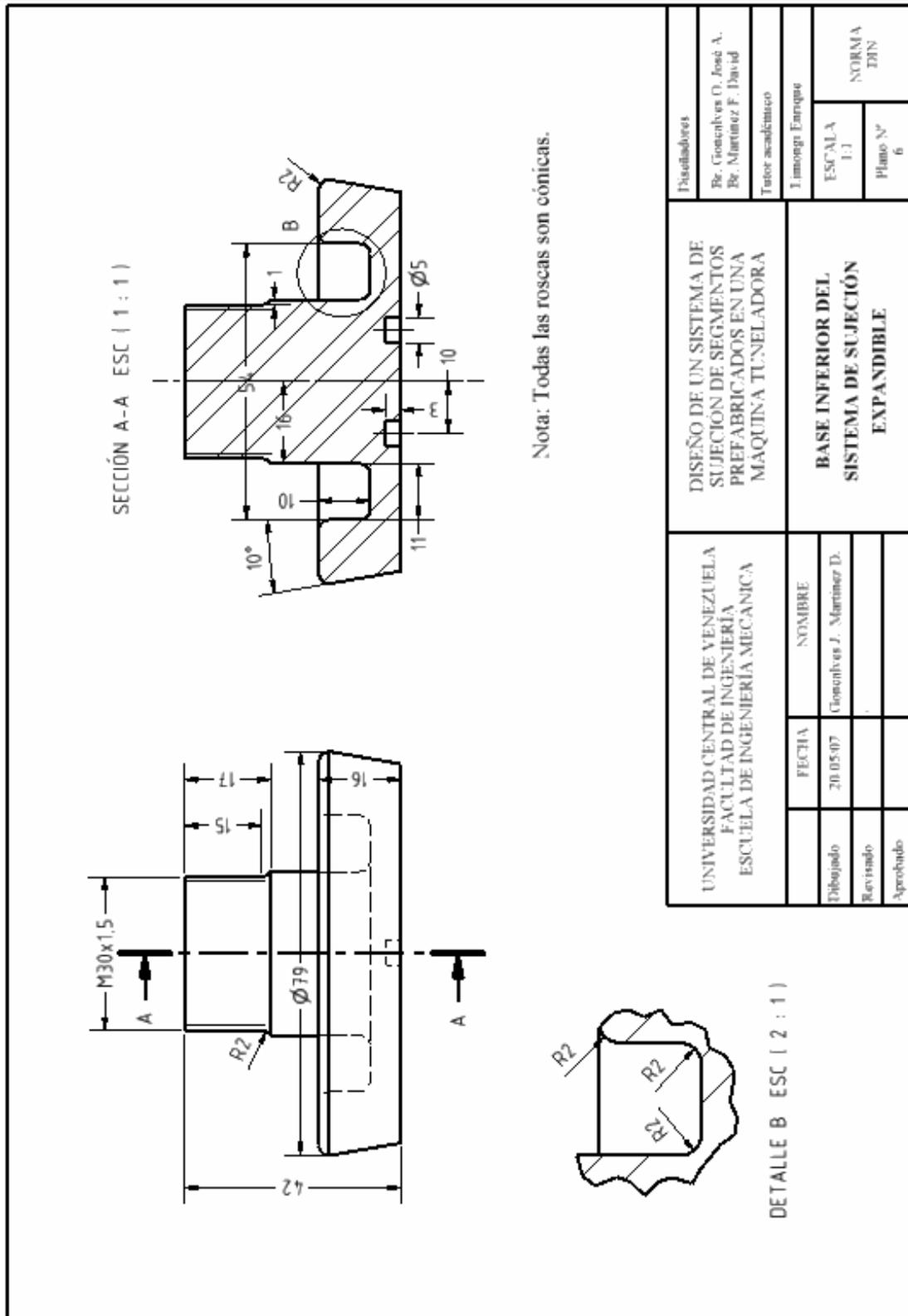


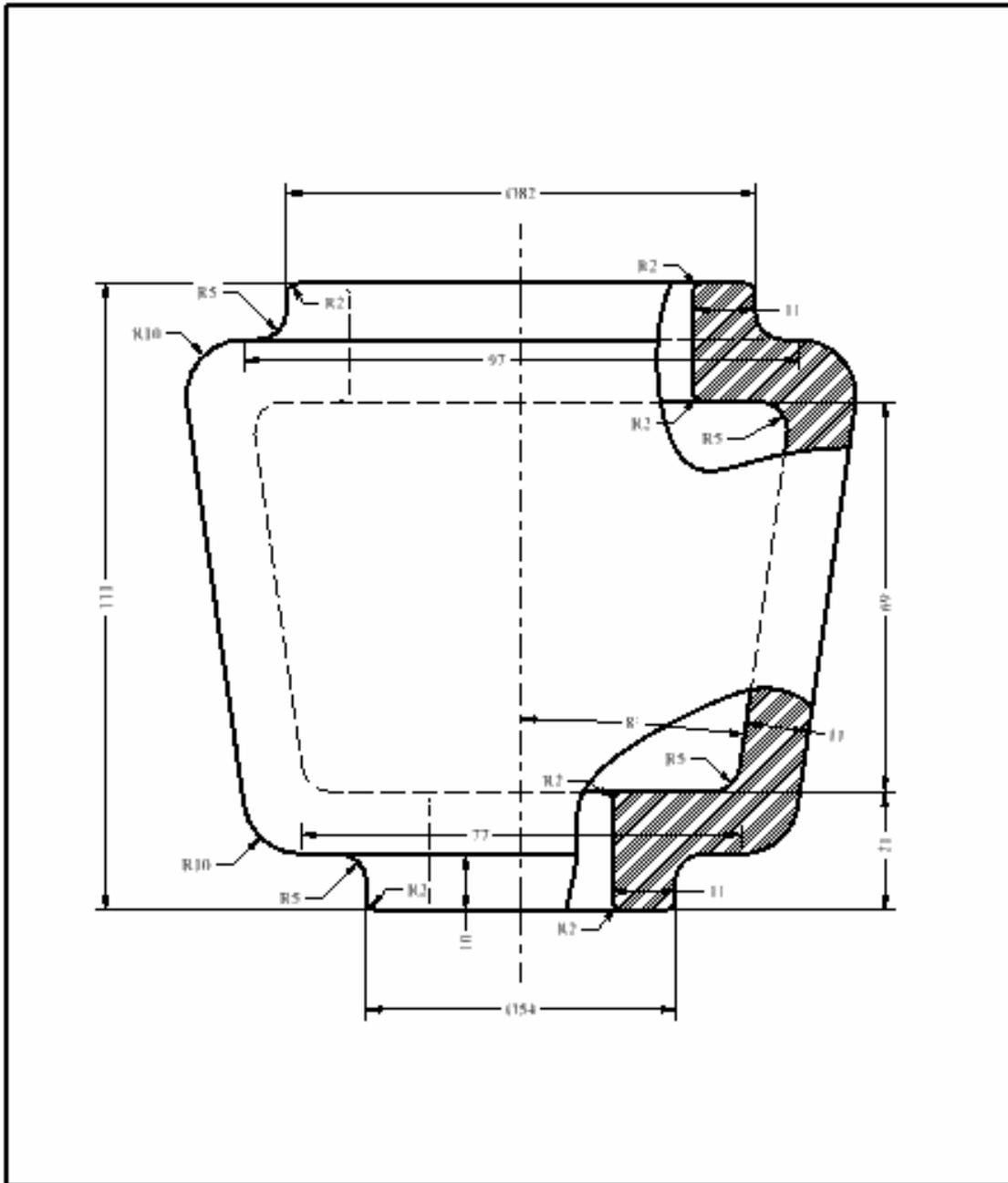


UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	FECHA	NOMBRE	DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MAQUINA TUNELADORA	DISEÑADORES Br. González O. José A. Pr. Martínez F. David Tutor académico	NORMA DIN		
	Dibujado	González J. Martínez D.				FSC/IA A	Plano Nº
	Revisado					1:1	4
Aprobado			Limónpi Fariñas				
BASE SUPERIOR DEL SISTEMA DE SUJECIÓN EXPANDIBLE DE LA GRÚA DE SEGMENTOS							



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA		NOMBRE	
		20-05-2007		González J. Martínez D.	
Dibujado					
Revisado					
Aprobado					
DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MAQUINA TUNELADORA		DISEÑADORES			
CONO INTERNO DE SOPORTE DEL SISTEMA DE SUJECIÓN EXPANDIBLE		Br. González O. José A. Br. Martínez F. David			
		Tutor académico			
		Limonqui Enrique			
		ESCALA		NORMA	
		1:1		DIN	
		Plano N°		5	





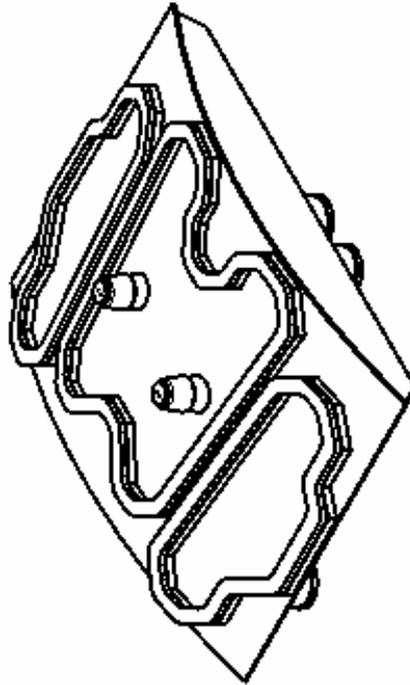
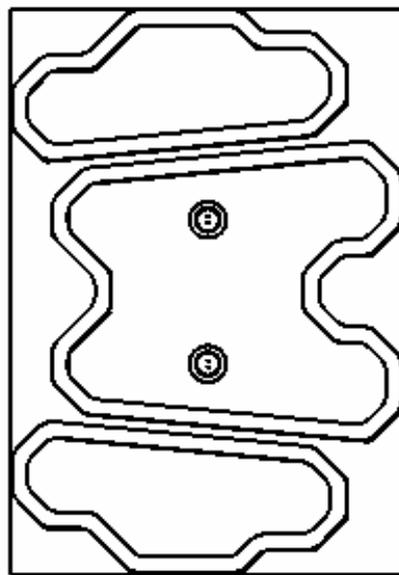
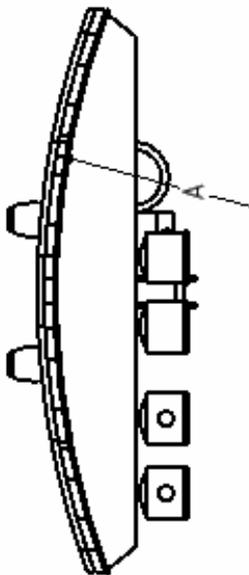
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MÁQUINA TUNELADORA		Dirigidos por	
					Dr. Gonçalves O. José A. Dr. Martínez F. David	
					Tutor académico	
					Limongi Enrique	
	FECHA	NOMBRE	<b>CONO EXTERNO FLEXIBLE DEL SISTEMA DE SUJECIÓN EXPANDIBLE</b>		ESCALA	NORMA DIN
Dibujado	20.05.2007	González J. / Martínez D.			1:1	
Revisado					Plano N°	
Aprobado					7	

Notas:  
 Los componentes diseñados corresponden sólo a los del sistema de sujeción expandible.  
 El radio de 2570 mm es una medida aproximada.

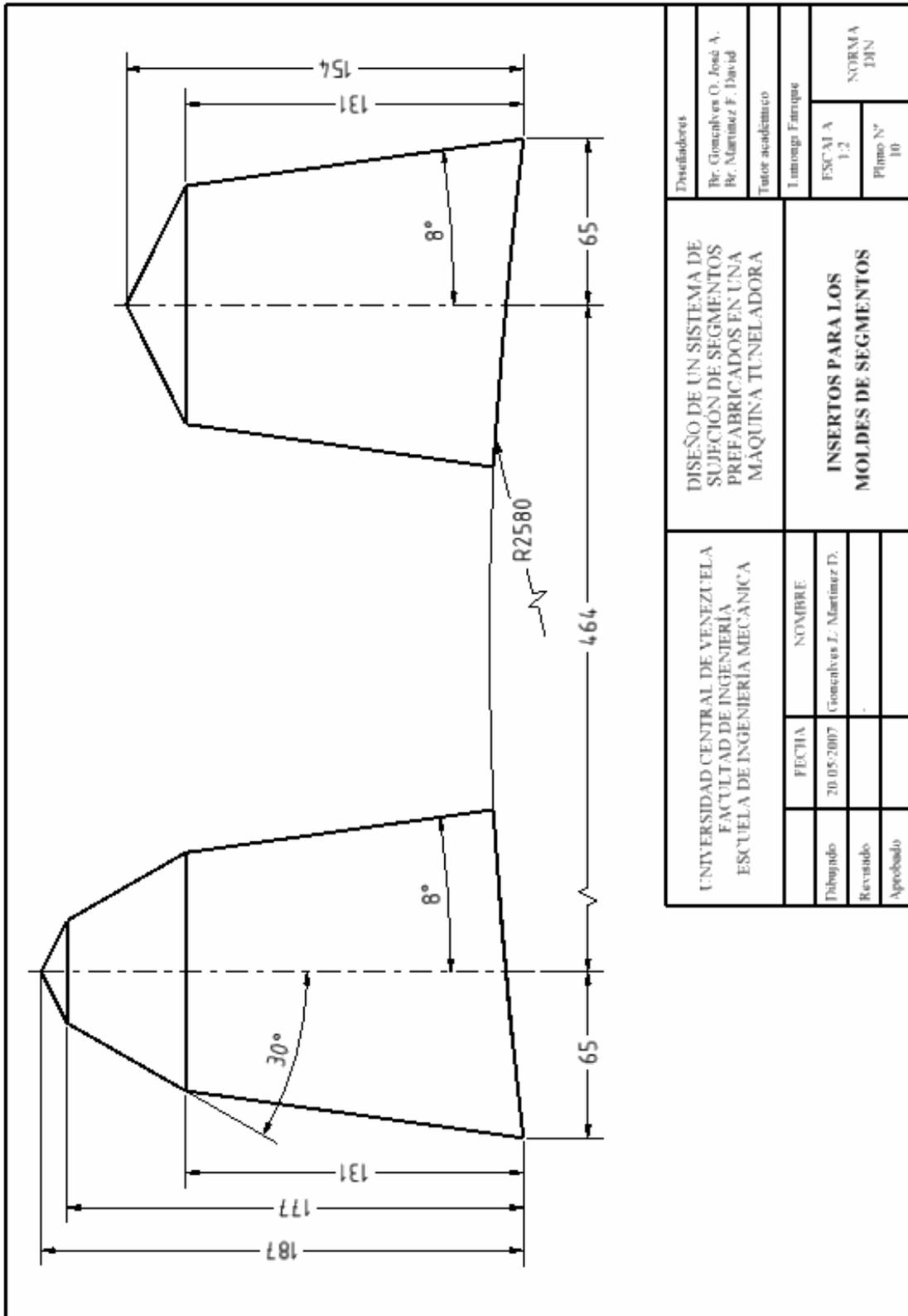
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MÁQUINA TUNELADORA		Diseñadores Dr. Gonzalves O. Jose A. Dr. Martinez F. David Tutor académico	
FECHA	NOMBRE	CONJUNTO CABEZA DEL ERECTOR CON SISTEMA DE SUJECIÓN EXPANDIBLE		Escala	
20.05.07	Gonzalves J. Martinez D.			1:1	
				Plano N° 8	
Revisado				NORMA DIN	
Aprobado					

**Notas:**

El radio A no se especifica en los planos. Establecer la curvatura de la tapa superior del sistema de sujeción expandible igual al radio A.  
 Los componentes diseñados corresponden sólo a los del sistema de sujeción expandible.



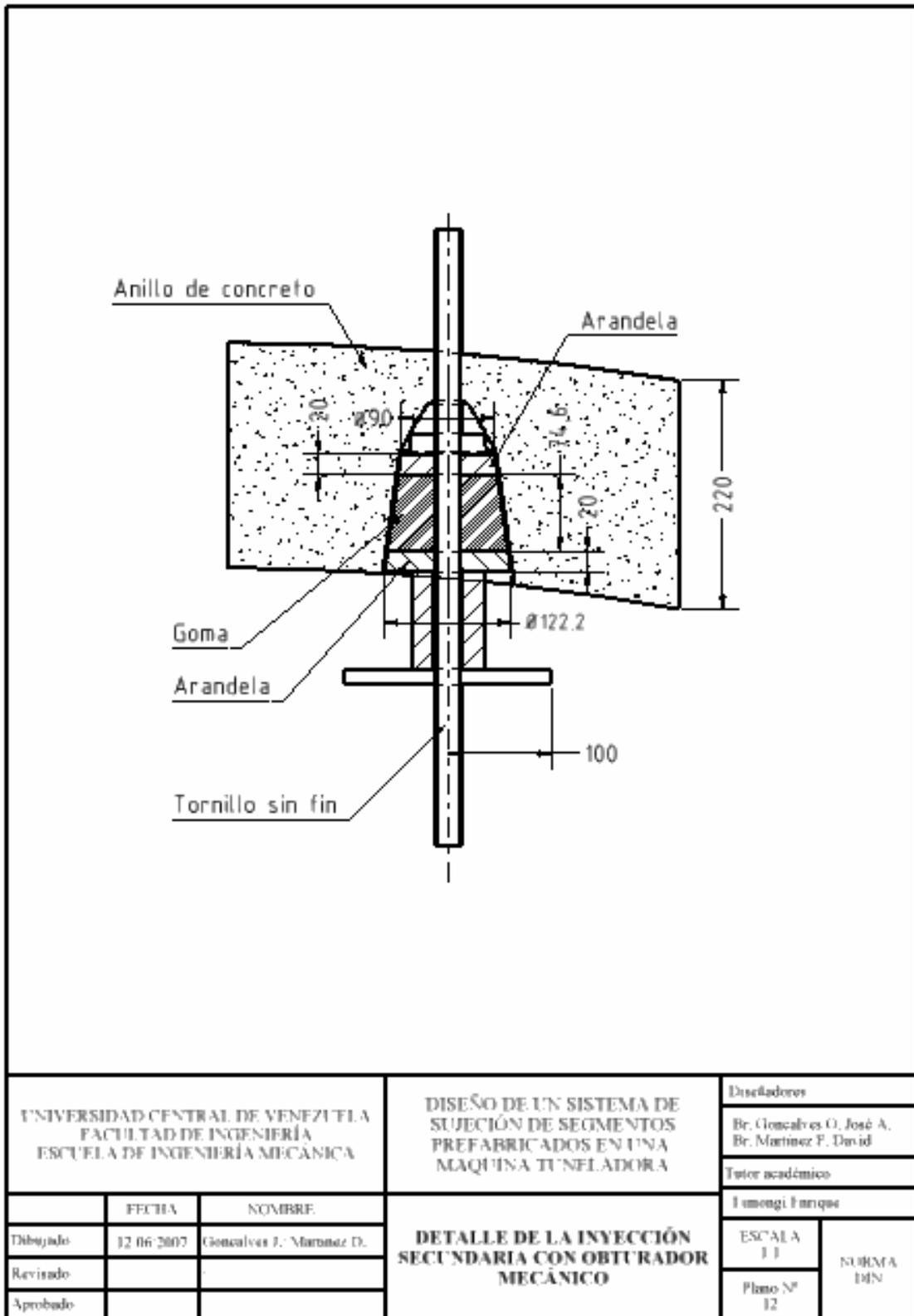
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	FECHA	NOMBRE	DISEÑADORES Bc. González O. José A. Bc. Martínez F. David Tutor: noelcampes	ESCALA 1:1	NORMA DIN
	Debujado	20/05/2007			
	Revisado			Plano N° 9	
	Aprobado		Limongi Enrique		
DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MAQUINA TUNELADORA		SISTEMA DE SUJECIÓN EXPANDIBLE INSTALADO EN SOPORTE DE LA GRÚA DE SEGMENTOS			



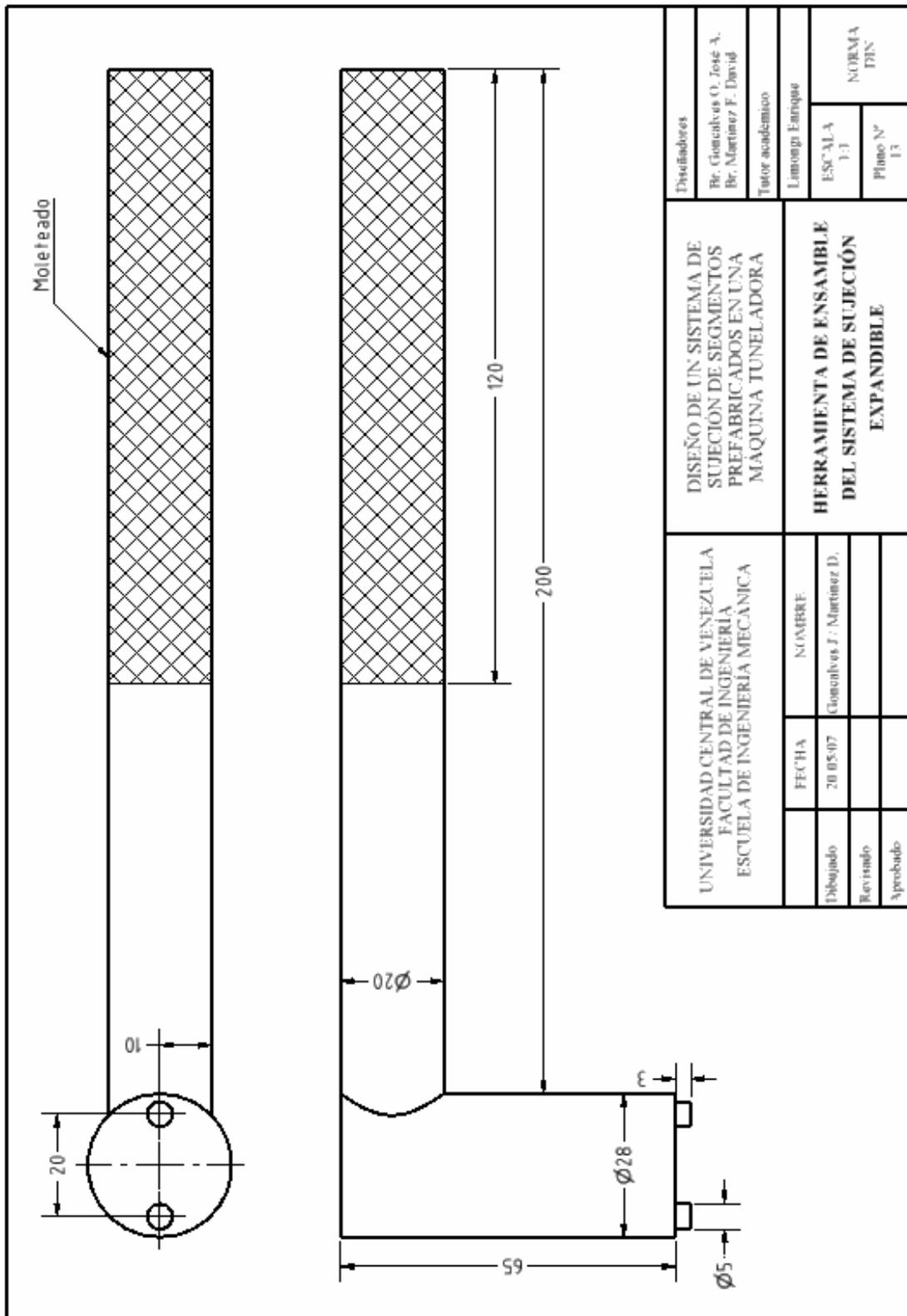
The drawing consists of several parts:
 

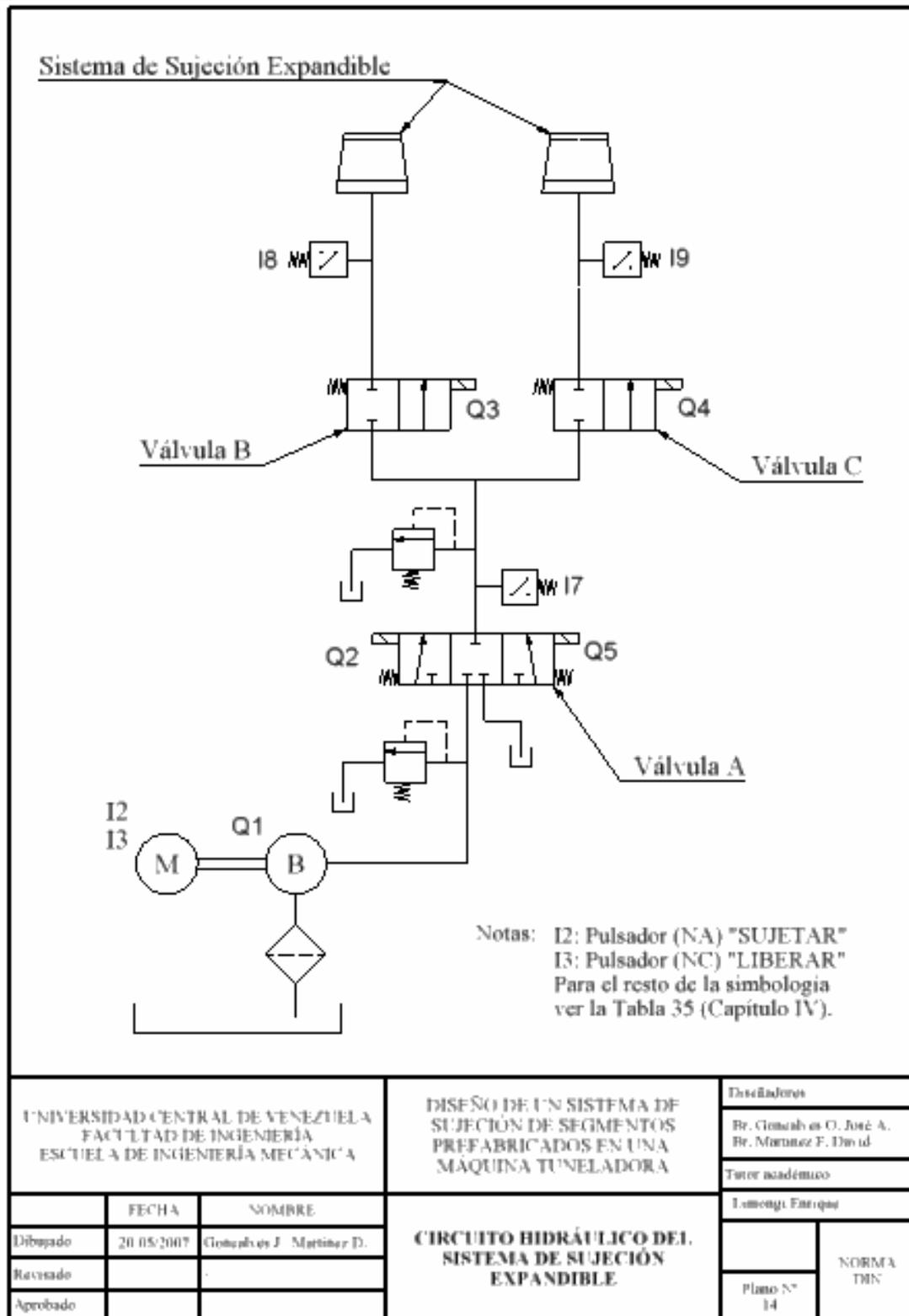
- Top Left:** A perspective view of a mold segment with a conical top and a cylindrical base. Dimensions include a top diameter of 15, a base diameter of 15, and a radius of R2580. Two rectangular inserts are shown on the top surface.
- Bottom Left:** A top view of the mold segment showing concentric circles. Dimensions include an outer diameter of 96, an inner diameter of 50, and a thickness of 15. Two rectangular inserts are shown on the top surface.
- Right Side:** A large diamond-shaped area representing the simplified surface of the mold with two cylindrical inserts.
- Text:** "Representación simplificada de la superficie de un molde de segmentos con los insertos. El molde corresponde al segmento clave."

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MAQUINA TUNELADORA	Directores Dr. González G. José A. Dr. Martínez F. David
		Dibujado	12/06/2007		
		Revisado		INSERTO DEL AGUJERO EMPLEADO PARA LA INYECCIÓN SECUNDARIA	ESCALA
		Aprobado			Plano N°
					1:1
					11



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN DE SEGMENTOS PREFABRICADOS EN UNA MAQUINA TUNELADORA	Diseñadores Br. Gonzalez O. José A. Br. Martinez F. David	
			Tutor académico Luisungi Enrique	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:1	NORMA DIN
Dibujado	12/06/2007	Gonzalez J. Martinez D.	Plano N° 12	
Revisado				
Aprobado				





**APÉNDICE 2**

Tabla 36. Fallas registradas en la Tuneladora modelo S186 (Fuente: Odebrecht, 2005a).

Carpeta	Fecha	Tiempo de parada	Anillo	Descripción de falla
A1	NO SE REGISTRÓ FALLAS DEL SISTEMA DE SUJECIÓN POR VACÍO			
A2	06/08/2002	5h	494	La bomba de vacío del erector falla. Se le agrega aceite y se le saca agua y se limpia los filtros
A2	16/08/2002	7h 50min	528	Rotura de manguera de succión del erector
A2	28/08/2002	6h 20min	570	Rotura bomba de succión del erector
A2	02/09/2002	2h	580	Bomba de vacío del erector falla. Salta el breaker en tablero
A2	13/09/2002	40 min	609	Falla en succión de erector
A2	07/10/2002	4h 40min	690	Cambio de la bomba de vacío y de la goma de succión del erector
A2	08/10/2002	1h 35min	696	Cambio de segmento. No fue succionado por falla en el acabado
A2	11/10/2002	1h	711	Problemas con bomba de vacío
A2	31/10/2002	14h 50 min	758	Bomba de la grúa de segmentos rota. Cambio de bomba de vacío Se intercambio la bomba de succión del erector con la bomba de la grúa de segmentos
A2	14/11/2002	60 min	792	Falla en el sistema de vacío del erector
A3	25/09/2003	5h 15min	899	Problemas con la bomba de vacío
A3	26/09/2003	3h 20 min	891	Se cambió bomba de vacío del erector
A3	24/10/2003	2h 30min	976	Problemas con la bomba de vacío
A3	27/10/2003	3h 40 min	976	Montaje nueva bomba de vacío del erector
A3	28/11/2003	25 min	1138	Problema con el filtro de la bomba de vacío del erector
A4	04/03/2004	-	1357	Rotura de cable del sistema de vacío del erector
A4	01/06/2004	3h 30min	1544	El sistema de vacío del erector no succiona el segmento
A4	02/06/2004	1h	1550	El sistema de vacío del erector no succiona
A4	18/06/2004	2h	1647	El sistema del erector no succiona. El mismo se lleno de agua. Se cambio bomba de vacío
A4	21/06/2004	1h 10 min	1652	Problemas con el sistema de vacío. No succiona la clave
A4	21/06/2004	1h	1654	Daño en cable de bomba de vacío
A4	24/06/2004	1h 30min	1688	Problema con el sistema de vacío del erector. El vacío solo llega al 40%. Se limpiaron los filtros y se chequeo las tuberías
A4	25/06/2004	2h 30min	1696	Problemas con la bomba de vacío del erector. Se lleno de agua. Cambio de la bomba de vacío.
A4	28/06/2006	1h 15min	1710	El sistema de vacío del erector no succiona el segmento
A4	28/06/2006	-	1712	Sigue el problema con el erector

Continuación de la Tabla 36				
A4	15/07/2004	1h	1796	Problema con el sistema de vacío del erector. El vacío no se completa
A4	02/08/2004	40 min	1912	Problemas de sistema de vacío daño porta-filtros
A4	11/08/2004	30 min	1974	Problemas con el sistema de vacío del erector
A4	19/10/2004	2h	2002	Daños en la bomba de vacío del erector
A4	26/10/2004	1h 40 min	2049	La bomba de vacío del erector se dañó
A4	27/10/2004	1h 30min	2050	Bomba de vacío del erector no succiona
A4	09/11/2004	30 min	2147	La bomba de vacío del erector no succiona
A4	13/11/2004	40min	2238	El erector no succiona la pieza
A4	25/11/2004	30 min	2256	Cambio de bomba de vacío del erector
A4	26/11/2004	-		Problemas con el sistema de vacío del erector. No succiona la clave
A4	27/11/2004	1h 20min	2272	Problemas con la bomba de vacío del erector. Reparación de la bomba de vacío
A4	30/11/2004	35 min	2287	Problemas con la bomba de vacío del erector. Cambio de filtros
A4	02/12/2004	2h 50min	2305	Cambio de bomba de vacío del erector. Se quemó el motor
A5	20/01/2005	1h 40 min	2400	Cambio de bomba de vacío del erector
A5	28/01/2005	1h 30min	2443	Bomba de vacío del erector no succiona la llave
A5	02/02/2005	1h	2467	Cambio de bomba de vacío del erector
A5	07/02/2005	2h	2500	Problemas con bomba de vacío del erector
A5	17/02/2005	1h	2542	Cambio de bomba de vacío del erector
A5	01/03/2005	40min	2599	Bomba de vacío del erector no carga

APÉNDICE 3

Tabla 37. Fallas registradas en la Tuneladora modelo S187 (Fuente: Odebrecht, 2005b).

Carpeta	Fecha	Tiempo de parada	Anillo	Descripción de falla
B1	11/03/2002	-	109	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B1	12/03/2002	-	117	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B1	13/03/2002	-	119	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B1	18/03/2002	-	138,139 y 141	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B1	19/03/2002	-	151	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B1	21/03/2002	-	166	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B1	03/04/2002	-	219	Mal centrado orificio de succión del segmento E
B2	08/04/2002	-	253	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B2	15/04/2002	-	275	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B2	16/04/2002	-	284 y 285	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B2	23/04/2002	-	324	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B2	25/04/2002	-	346	Falla eléctrica cambio de válvula en el sistema de succión del erector
B2	29/04/2002	-	363,364 y 365	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B2	07/05/2002	-	410	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B2	09/05/2002	-	435 y 437	Mal centrado de orificios de succión del segmento E
B3	15/11/2002	2h	552	Problemas con el erector, gomas dañadas
B3	21/11/2002	35min	582	Falla bomba de vacío erector
B3	20/01/2003	1h	600	Problemas con bomba del erector. Llena de agua. Se cambió aceite y limpiaron los filtros
B3	21/01/2003	1 h	602	Reparación de la bomba de vacío del erector
B3	24/01/2003	2h 15min	604	Cambio de bomba de vacío del erector
B4	09/10/2003	30min	944	Problemas con el sistema de vacío
B5	19/01/2004	55min	1203	Falla de la bomba de vacío del erector
B5	20/01/2004	4h 35min	1211	Cambio de bomba de vacío del erector
B5	27/01/2004	15min	1250	Problemas con la bomba de vacío de la grúa de segmentos
B6	21/05/2004	1h 20min	6209	Cambio de bomba de vacío de la grúa de dovelas. (rota)
B6	02/07/2004	1h	1523	Bomba de vacío del erector dañada.

Continuación de la Tabla 37				
B6	06/07/2004	45 min	1532	Cambio de la bomba de vacío del erector
B6	07/07/2004	1h	1534	Falla la bomba de vacío. Se limpia el circuito de aire y se agrega aceite.
B6	13/07/2004	-	1576-1579	Bomba de vacío del erector pierde aceite
B6	15/07/2004	50min	1607	Cambio de bomba de vacío del erector
B6	30/08/2004	-	1748-1751	Bomba de vacío de grúa de dovelas pierde aceite
B6	01/10/2004	4h	1941	Falla en la bomba de vacío del erector
B6	18/11/2004	25 min	2003	Se cambia la goma del erector. Estaba rota
B6	29/11/2004	1h 50min	2064	Se cambio la bomba de vacío del erector
B6	02/12/2004	1h 45min	2080	Problema con la grúa de segmentos. Necesita cambio de válvula
B6	02/12/2004	1h	2080	Se debe colocar goma de la cabeza del erector. Un tramo estaba roto
B6	09/12/2004	45 min	2109	Se cambio la bomba de vacío de la grúa de segmentos
B7	10/01/2005	2h 45min	2135	Bomba de vacío del erector dañada. Se cambia por otra.
B7	17/01/2004	15min	2148	Cambio de la bomba de vacío del erector
B7	02/02/2005	35 min	2195	Falla con el cable de la bomba de vacío del erector
B7	11/02/2005	2h 5min	2231	Falla en la bomba de vacío del erector. Se cambia.
B7	12/02/2005	2h	2229	Erector falla. Se limpia todo el circuito de vacío y se cambia la bomba de vacío
B7	15/02/2005	-	2248	Erector no succiona la llave.
B7	02/03/2005	1h 5min	2346	Falla en el vacío del erector. Cambio de la bomba
B7	03/03/2005	1h	2358	Falla en el vacío del erector.
B7	15/03/2005	2h 15min	2395	Cambio de la bomba de vacío del erector
B7	19/03/2005	30 min	2431	La bomba de vacío del erector pierde aceite. Cambio de aceite.
B7	21/03/2005	25min	2442	La bomba de vacío del erector pierde aceite. Colocación de aceite.
B7	29/03/2005	-	2468	La bomba de vacío del erector pierde aceite. Colocación de aceite.
B7	05/04/2005	1h 45min	2532	Cambio de la bomba de vacío del erector

APÉNDICE 4

Modelo de encuesta efectuada en la etapa de investigación de usuarios



**Encuesta sobre el sistema de sujeción de la grúa de segmentos y Erector de una tuneladora**

La información recabada en la presente encuesta será empleada en el diseño de un nuevo sistema de sujeción de segmentos prefabricados a ser instalado en el erector y grúa de dovelas de las Máquinas tuneladoras S-186 y S-187 Herrenknecht en sustitución del sistema de sujeción por vacío que actualmente presentan.

Nombre	
Cargo ejercido	
Línea del Metro	
Período en que ejerció el cargo	

Marque con una X ó deje el espacio en blanco

1 ¿De las características que se mencionan a continuación, cuáles considera usted que debe presentar un nuevo sistema de sujeción?

<input type="checkbox"/>	a) Tamaño reducido	<input type="checkbox"/>	e) Rapidez de sujeción	<input type="checkbox"/>	i) Mantenimiento
<input type="checkbox"/>	b) Seguridad	<input type="checkbox"/>	f) Estética	<input type="checkbox"/>	g) Ergonomía
<input type="checkbox"/>	c) Bajo costo	<input type="checkbox"/>	h) Vida útil		
<input type="checkbox"/>	c) Pocos cambios en el molde de segmentos	<input type="checkbox"/>	j) Facilidad de ajuste entre sistema y segmento		

2 Indique otras características que considere relevantes:

_____	_____	_____
_____	_____	_____
_____	_____	_____
_____	_____	_____

3 ¿Ha detectado usted alguna deficiencia en el sistema de sujeción por vacío o cualquier otro sistema de sujeción de segmentos que usted conozca, empleados en máquinas tuneladoras? Responda solo Si o No

4 Si su respuesta es afirmativa, ¿Qué características debería tener un nuevo sistema de sujeción para superar esas deficiencias?

APÉNDICE 5

Cálculo del área de un cono truncado de radio R altura h y ángulo con su eje vertical  $\beta$

El primer paso consiste en establecer un sistema de coordenadas cilíndrico a partir del plano del tope inferior del cono truncado y con el eje z paralelo a su eje de simetría tal como se indica en la Figura 82 donde se muestra además un elemento diferencial situado a cierta altura  $z_i$  y a un ángulo  $\alpha$  medido desde el eje x como se muestra a continuación:

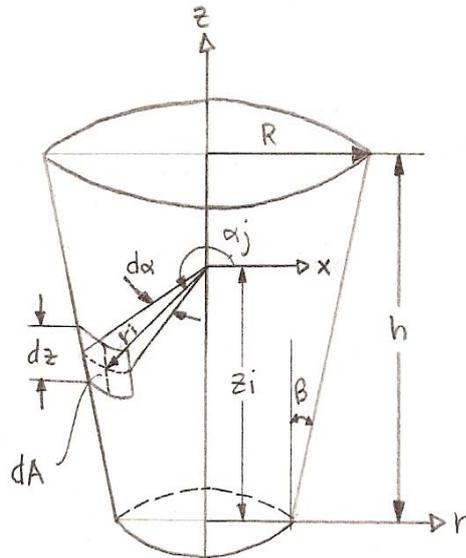


Figura 82 Diferencial de área de la superficie externa de un cono truncado.

El diferencial de área  $dA$  mostrado en la Figura 82 se obtiene a partir de la variación del

ángulo  $\alpha$  y de la altura  $z_i$  como se indica en la ecuación A1.

$$A = \iint_A f(r, \alpha) dA = \int_0^h \int_0^{2\pi} r d\alpha \frac{dz}{\cos(\beta)} \quad (\text{ec. A1})$$

El radio  $r$ , medido desde el eje z hasta el centro del elemento diferencial es función de la altura  $z_i$  tal como se obtuvo en el marco teórico por la ecuación 23 (pág. 25). En este caso  $b_r$  de la ecuación 23 se sustituye por  $R$  y se obtiene la siguiente expresión:

$$r(z) = (z - h) \tan(\beta) + R \quad (\text{ec. A2})$$

De sustituir el desarrollo del producto de la ec. A2 en la ec. A1 se obtiene:

$$A = \int_0^h \int_0^{2\pi} \left( \frac{z \tan(\beta) + R - h \tan(\beta)}{\cos(\beta)} dz \right) d\alpha \quad (\text{ec. A3})$$

Al resolver la integral doble dada por la ecuación A3 se obtiene que el área de la superficie externa de un cono truncado se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$A = \frac{\pi h}{\cos(\beta)} (2R - h \tan(\beta)) \quad (\text{ec. A4})$$

APÉNDICE 6

**Cálculo del ajuste por expansión de un recipiente cónico truncado flexible en otro rígido de ángulos  $\theta$  y  $\beta$  respecto a sus ejes de simetría**

La deformación de un recipiente cónico a presión sometido solo a presión interna en la superficie externa de un cono truncado, se obtiene al sustituir  $p_o = 0$  en la ecuación 15 (pág. 24) y evaluarla en  $(r = b)$  de donde se genera:

$$u(b) = \frac{2a^2 b p_i}{E(b^2 - a^2)} \quad (\text{ec. A5})$$

Al despejar la presión interna  $p_i$  de la ec. A6 se obtiene:

$$p_i = \frac{E(b^2 - a^2)u(b)}{2a^2 b} \quad (\text{ec. A6})$$

Es importante recordar que los valores de  $a$  y  $b$  son función de la altura medida desde el tope inferior del cono truncado y se obtienen a partir de las ecuaciones 25 y 26 (pág. 26). Al obtener la deformación radial a partir de la ecuación A5 en tres puntos de la superficie externa del recipiente cónico en alturas distintas, se puede comprobar que ésta varía de forma lineal y es creciente con la altura del punto seleccionado. Debido a este comportamiento, se busca obtener el ángulo  $\theta$  del cono flexible, tal que al expandirse, toda su superficie externa haga contacto simultáneamente con la superficie del agujero. En la Figura 83 se ilustran las variables involucradas en la expansión.

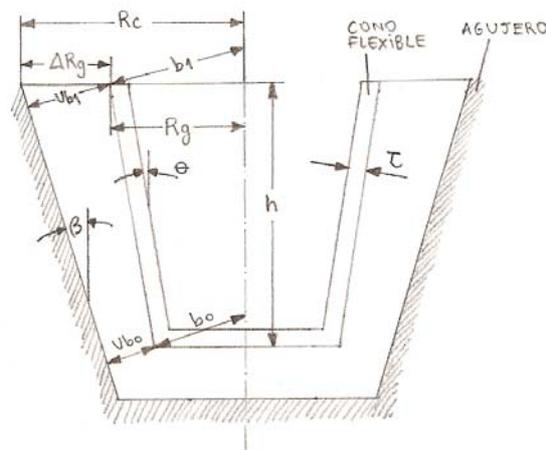


Figura 83. Corte del cono externo flexible de ángulo respecto a su eje  $\theta$  dentro del agujero del segmento con ángulo respecto a su eje  $\beta$

En la figura anterior se ilustra un conjunto de mediciones cuyo significado es la base de los cálculos que se presentan más adelante y por ello se aclaran a continuación:

Tabla 38. Variables involucradas en el problema de la expansión de un cono truncado flexible sobre otro rígido de distintos ángulos respecto a sus ejes.

$R_c$ :	Radio del agujero del segmento.	(a obtener)
$\beta$ :	Ángulo del agujero del segmento respecto a su eje.	$\beta = 8^\circ$
$R_g$ :	Radio del cono flexible correspondiente al corte del plano de la cara superior del cono interno de soporte con la superficie externa del elastómero	( $R_g = 60mm$ )
$\Delta R_g$ :	Expansión radial del cono externo flexible.	( $\Delta R_g = 10mm$ )
$\theta$ :	Ángulo del cono externo flexible respecto a su eje.	(Incógnita)
$h$ :	Altura de la superficie interior del cono flexible.	( $h = 65mm$ )
$t$ :	Espesor del cono externo flexible.	( $t = 10mm$ )
$u_{b1}$ :	Desplazamiento del tope superior del cono flexible.	(a obtener)
$u_{b0}$ :	Desplazamiento del tope inferior del cono flexible.	(Incógnita)

Para obtener el desplazamiento radial en el tope superior del cono externo flexible  $u_{b1}$  se debe analizar la geometría del desplazamiento en este punto tal como se ilustra en la Figura 84.

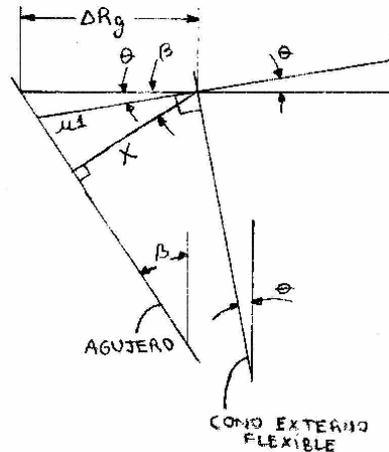


Figura 84. Detalle del desplazamiento de la parte superior del cono externo flexible sobre el agujero.

De las condiciones geométricas mostradas en la figura anterior se pueden obtener las siguientes relaciones trigonométricas:

$$\cos(\beta) = \frac{x}{\Delta R_g} \quad (\text{ec. A7})$$

$$\cos(\beta - \theta) = \frac{x}{u_{b1}} \quad (\text{ec. A8})$$

Al combinar las ecuaciones A7 y A8 se obtiene la siguiente expresión para el desplazamiento radial  $u_{b1}$ :

$$u_{b1} = \frac{\Delta R_g \cos(\beta)}{\cos(\beta - \theta)} \quad (\text{ec. A9})$$

Debido a que la presión interna es uniforme en todo el recipiente, al evaluar la ecuación A5 en el tope inferior ( $z = 0$ ) y tope superior ( $z = h$ ) e igualar estas expresiones se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{(b_0^2 - a_0^2)u_{b0}}{a_0^2 b_0} = \frac{(b_1^2 - a_1^2)u_{b1}}{a_1^2 b_1} \quad (\text{ec. A10})$$

Nótese que se hace uso del subíndice 0 para particularizar las variables a una altura  $z = 0$  y el subíndice 1 se asocia a las variables de la altura  $z = h$ . Ahora se procede a obtener los valores de a y b en el tope superior e inferior del cono externo flexible. Para ello se deben evaluar las ecuaciones 25 y 26 presentadas en el Marco teórico (pág. 26) para  $z = 0$  y  $z = h$  de donde se obtienen las expresiones mostradas en la siguiente tabla.

Tabla 39. Valores de a y b evaluados en 0 y h

$z = 0$	$z = h$
$a_0 = a(0) = \frac{R_g \cos(\theta) - (hsen(\theta) + t)}{\cos^2(\theta)} \quad (\text{ec. A11})$	$a_1 = a(h) = \frac{R_g \cos(\theta) - t}{\cos^2(\theta)} \quad (\text{ec. A12})$
$b_0 = b(0) = \frac{R_g - h \tan(\theta)}{\cos(\theta)} \quad (\text{ec. A13})$	$b_1 = b(h) = \frac{R_g}{\cos(\theta)} \quad (\text{ec. A14})$

Una vez que se conocen las relaciones de a y b proporcionados en la Tabla 39, y el valor del desplazamiento radial  $u_{b1}$ , se procede a sustituirlos en la ecuación A10 obteniéndose la siguiente ecuación:

$$u_{b0} \left[ \left( \frac{R_g - h \tan(\theta)}{\cos(\theta)} \right)^2 - \left( \frac{R_g \cos(\theta) - (hsen(\theta) + t)}{\cos^2(\theta)} \right)^2 \right] = \frac{\Delta R_g \cos(\beta)}{\cos(\beta - \theta)} \left[ \left( \frac{R_g}{\cos(\theta)} \right)^2 - \left( \frac{R_g \cos(\theta) - t}{\cos^2(\theta)} \right)^2 \right] \quad (\text{ec. A11})$$

$$\frac{\left( \frac{R_g \cos(\theta) - (hsen(\theta) + t)}{\cos^2(\theta)} \right)^2 \frac{R_g - h \tan(\theta)}{\cos(\theta)}}{\left( \frac{R_g \cos(\theta) - t}{\cos^2(\theta)} \right)^2 \left( \frac{R_g}{\cos(\theta)} \right)}$$

En la ecuación A11 no se conocen ni  $u_{b0}$  ni el ángulo  $\theta$ , así que es necesario hallar una segunda ecuación para formar un sistema de dos ecuaciones y obtener estos valores. La segunda ecuación surge de un análisis de la geometría del desplazamiento de la superficie del recipiente cónico flexible como se muestra en la Figura 85.

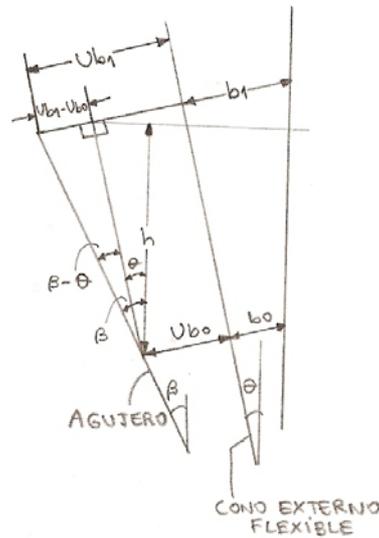


Figura 85. Detalle del desplazamiento de toda la superficie del cono externo flexible sobre la superficie del agujero del segmento.

Luego de analizar la figura anterior, se puede obtener la siguiente relación trigonométrica:

$$\tan(\beta - \theta) = \frac{u_{b1} - u(b_0)}{h \cos(\theta)} \quad \text{ec. A12}$$

Seguidamente se debe sustituir el valor de  $u_{b1}$  (proporcionado en la ecuación A9) en la ecuación A12 de donde se obtiene:

$$\tan(\beta - \theta) = \left( \frac{\Delta R_g \cos(\beta)}{\cos(\beta - \theta)} - u(b_0) \right) \frac{\cos(\theta)}{h} \quad \text{ec. A13}$$

Los valores de  $u_{b0}$  y  $\theta$  finalmente se pueden obtener al resolver el sistema de dos ecuaciones conformado por las relaciones A11 y A13, sustituyendo los valores numéricos presentados en la Tabla 38. Para la resolución numérica de éstas ecuaciones se empleó un software computacional de cálculo, a partir del cual se obtuvieron los siguientes resultados ( $u_{b0}$  está dado en metros y  $\theta$  en radianes).

```
{ {Ubo → -0.08549, θ → -2.33953, Cos[θ] → -0.695228}, {Ubo → -0.00791332, θ → -3.03248, Cos[θ] → -0.994053},
  {Ubo → 0.00751113, θ → 0.102916, Cos[θ] → 0.994709}, {Ubo → 0.0631203, θ → 0.688691, Cos[θ] → 0.772079},
  {Ubo → 0.406009, θ → 1.23557, Cos[θ] → 0.328986}, {Ubo → 2.54163, θ → 1.46626, Cos[θ] → 0.104346},
  {Ubo → 6.16434 - 1.22644 i, θ → -1.48691 - 0.0730569 i, Cos[θ] → 0.0840149 - 0.0728647 i},
  {Ubo → 6.16434 + 1.22644 i, θ → -1.48691 + 0.0730569 i, Cos[θ] → 0.0840149 + 0.0728647 i},
  {Ubo → 8.25297 × 1015, θ → -1.4312, Cos[θ] → 0.139147} }
```

Del conjunto de soluciones proporcionadas, los valores de  $u_{b0}$  y  $\theta$  que mejor se ajustan a la geometría del problema en análisis, son  $u_{b0} = 0,00751m = 7,51mm$  y  $\theta = 0,102916rad = 5,89^\circ$ .

Como resultado del desarrollo presentado en este Apéndice, se puede concluir que si un recipiente cónico flexible con un ángulo de  $5,89^\circ$  respecto a su eje de simetría se expande, por efecto de una presión interna a su superficie, sobre un recipiente cónico de mayor diámetro con un ángulo de  $8^\circ$  respecto a su eje y con los valores presentados en la Tabla 38, todos los puntos de la superficie del recipiente a presión harán contacto con la superficie del agujero en forma simultánea. La presión requerida en la expansión, depende del módulo de Young asociado al material del cono flexible y viene dado por la ec. A5.

APÉNDICE 7

Valores de la deformación radial y esfuerzos radial y tangencial para los análisis 1 y 2 efectuados a un recipiente cilíndrico a presión interna y externa.

Análisis 1							
Nodos (a)	u(a)[mm]	$\sigma_r(a)$ [MPa]	$\sigma_t(a)$ [MPa]	Nodos (b)	u(b)[mm]	$\sigma_r(b)$ [MPa]	$\sigma_t(b)$ [MPa]
128	-6,950	-0,494	0,864	74	-6,010	-0,267	0,667
881	-6,980	-0,494	0,858	1211	-6,020	-0,282	0,667
129	-6,990	-0,485	0,870	75	-6,030	-0,289	0,679
875	-7,000	-0,508	0,844	1206	-6,050	-0,303	0,655
130	-7,020	-0,482	0,871	76	-6,060	-0,292	0,673
868	-7,020	-0,491	0,855	1193	-6,070	-0,312	0,651
131	-7,030	-0,476	0,876	77	-6,070	-0,293	0,675
862	-7,030	-0,489	0,864	1181	-6,070	-0,301	0,660
132	-7,030	-0,481	0,880	78	-6,070	-0,289	0,674
993	-7,020	-0,487	0,876	1317	-6,060	-0,274	0,670
107	-7,010	-0,490	0,881	57	-6,070	-0,273	0,658
Prom.	-7,0073	-0,4888	0,8672	-	-6,0527	-0,2886	0,6663
Análisis 2							
Nodos (a)	u(a)[mm]	$\sigma_r(a)$ [MPa]	$\sigma_t(a)$ [MPa]	Nodos (b)	u(b)[mm]	$\sigma_r(b)$ [MPa]	$\sigma_t(b)$ [MPa]
2134	-7,120	-0,480	0,874	1116	-6,170	-0,276	0,665
70265	-7,120	-0,482	0,870	77380	-6,180	-0,275	0,665
2137	-7,120	-0,483	0,871	1119	-6,180	-0,276	0,665
70232	-7,130	-0,485	0,869	77356	-6,180	-0,276	0,665
2140	-7,130	-0,482	0,871	1122	-6,180	-0,275	0,665
70203	-7,130	-0,484	0,869	77335	-6,180	-0,276	0,664
2143	-7,130	-0,483	0,871	1125	-6,180	-0,275	0,666
70172	-7,130	-0,485	0,868	77312	-6,190	-0,276	0,664
2146	-7,140	-0,483	0,872	1128	-6,190	-0,275	0,665
70142	-7,140	-0,484	0,870	77289	-6,190	-0,275	0,665
2149	-7,140	-0,483	0,871	1131	-6,190	-0,275	0,664
70112	-7,140	-0,485	0,868	77265	-6,190	-0,276	0,665
2152	-7,140	-0,482	0,872	1134	-6,200	-0,276	0,666
70084	-7,140	-0,483	0,870	77244	-6,200	-0,276	0,665
2155	-7,150	-0,481	0,872	1137	-6,200	-0,276	0,665
70923	-7,150	-0,486	0,867	77906	-6,200	-0,276	0,664
2041	-7,150	-0,481	0,873	1033	-6,200	-0,275	0,664
Prom.	-7,1353	-0,4831	0,8705	-	-6,1882	-0,2756	0,6648

## APÉNDICE 8

### Determinación del volumen de un cono truncado con el método de las secciones.

Para obtener el volumen de un cono truncado de radio máximo  $R$ , altura  $h$  y ángulo respecto al eje de simetría  $\theta$  se debe empezar con la división del sólido en discos de espesor infinitesimal transversales a su eje de simetría como se muestra en la Figura 86. Disco de espesor infinitesimal transversal al eje de un cono truncado..

Posteriormente se procede a obtener el Volumen  $dV_i$  de un disco de espesor infinitesimal  $dz$  ubicado a una altura  $z_i$  por medio de la siguiente relación:

$$dV_i = A_i dz = \pi r_i^2 dz \quad A14$$

Donde  $r_i$  y  $A_i$  son el radio y el área respectivamente de los discos transversales para una altura  $z_i$  medida desde el tope inferior del cono truncado. Este radio es función de la altura y se obtiene de la misma forma que se obtuvo en la ecuación 23 del Marco Teórico (pág. 25) como se muestra a continuación:

$$r(z) = (z - h) \tan(\theta) + R \quad A15$$

El volumen de un cono truncado viene dado por la sumatoria infinita del área de discos de espesor infinitesimal transversales a su eje, que al integrar a ambos lados la ecuación A14 y sustituir  $r(z)$  dado por la ecuación A15 se obtiene la siguiente relación:

$$V = \int_0^h \pi [(z - h) \tan(\theta) + R]^2 dz \quad A16$$

Al resolver esta integral obtenemos finalmente el volumen de un cono truncado dado por la siguiente expresión:

$$V = \frac{1}{3} \pi h [3R^2 - 3hR \tan(\theta) + h^2 \tan^2(\theta)] \quad A17$$

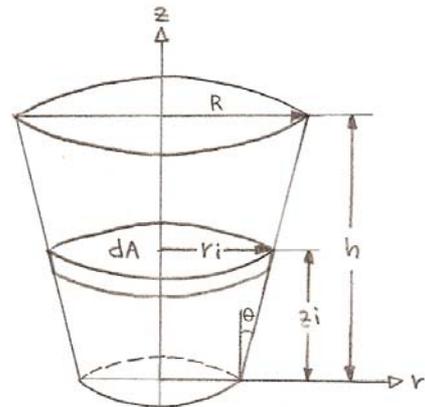


Figura 86. Disco de espesor infinitesimal transversal al eje de un cono truncado.

APÉNDICE 9

**Cálculo de la presión  $p_o$  requerida para generar la fuerza de roce necesaria en la sujeción de los segmentos prefabricados**

A continuación se presenta la obtención de la magnitud de  $p_o$  sustituyendo valores en la ec. 44 tal como se muestra a continuación:

Valor de variables	Cálculos
$P = 2.200kg$ $h = 69mm$ $\beta = 8^\circ$ $\mu_s = 0,5$ $R_g = 58,454mm$ $holg = 2,915mm$	$P = (2.200kgf) * \left( \frac{9,81N}{1 kgf} \right) \left( \frac{1MN}{10^6 N} \right) = 0,02158MN$ $h = 69mm \left( \frac{1m}{10^3 mm} \right) = 0,069m$ $R_g = 58,454mm \left( \frac{1m}{10^3 mm} \right) = 0,058454m$ $\beta = 8^\circ \left( \frac{\pi rad}{180^\circ} \right) = 0,1396rad$ <p>A partir de la ec. 54:</p> $R_c = R_g + (holg)Cos(\theta) = 58,454mm + 2,915mmCos(8^\circ)$ $R_c = 61,341mm \left( \frac{1m}{10^3 mm} \right) = 0,061341m$ <p>Sustituyendo ahora estos valores en la ec. 58</p> $p_o = \frac{P}{\pi h (2R_c - h \tan(\beta)) (\mu - \tan(\beta))}$ $p_o = \frac{0,02158MN}{\pi 0,069m (2(0,061341m) - (0,069m) \tan(0,1396)) (0,5 - \tan(0,1396))}$ $p_o = 2,451MPa \left( \frac{145,08 psi}{1MPa} \right)$ $p_o = 355,6536 psi \text{ ec. A18}$

**APÉNDICE 10**

**Obtención del volumen desplazado por el cono externo flexible ( $V_{desp}$ ) al pasar del estado C al estado D**

A continuación se presenta el cálculo de la magnitud de  $V_{desp}$  a partir de la sustitución de valores en las ecuaciones A17 y 71.

Valor de variables	Cálculos
$h = 6,9cm$	$V = \frac{1}{3} \pi h [3R^2 - 3hR \tan(\theta) + h^2 \tan^2(\theta)]$ ec. A17 $V_C = \frac{1}{3} \pi 6,9cm [3(5,8454cm)^2 - 3(6,9cm)(5,8454cm) \tan(8) + (6,9cm)^2 \tan^2(8)]$ $V_C = 624,5941cm^3$ (ec. A19) A partir de la ec. 54: $R_C = R_g + (h \lg) \text{Cos}(\theta) = 58,454mm + 2,915mm \text{Cos}(8^\circ)$ $R_C = 61,341mm \left( \frac{1cm}{10mm} \right) = 6,1341cm$ $V_D = \frac{1}{3} \pi 6,9cm [3(6,1341cm)^2 - 3(6,9cm)(6,1341cm) \tan(8) + (6,9cm)^2 \tan^2(8)]$ $V_D = 693,4858cm^3$ (ec. A20) Sustituyendo las ecs. A18 y A19 en la ec. 71: $V_{desp} = V_C - V_B = 693,4858cm^3 - 624,5941cm^3$ $V_{desp} = 68,8917cm^3 \left( 4,1335 \frac{L}{s} \right)$ ec. A21
$\theta = 8^\circ$	
$R_G = 5,8454cm$	
$h \lg = 0,2915cm$	

## APÉNDICE 11

### **Información más relevante obtenida de consultas con expertos en la construcción de segmentos prefabricados y en la construcción de túneles con máquinas tuneladoras.**

**Profesional consultado:** *Leo Cavalli* (Ingeniero mecánico).

**Cargo desempeñado:** Encargado de la planta de anillos ubicada en La Rinconada de Odebrecht.

1. Los insertos colocados en el molde no deben poseer caras perpendiculares a las superficies del mismo, puesto que esto imposibilita el desmolde del segmento.
2. Los segmentos se deben almacenar una semana dentro de la nave y deben cumplir 28 días de fraguado antes de ser colocados en su anillo correspondiente. El concreto es un material muy resistente; pero es frágil y se quiebra con los golpes.
3. Modificaciones en el segmento que involucren etapas adicionales en el proceso de fabricación de segmentos, incrementan los tiempos y en consecuencia los costos de fabricación.
4. Para separar las vigas de acero de las superficies del molde, antes del vaciado se emplean unos separadores de plástico que embutidos en el interior del segmento.

**Profesional consultado:** *Daniel Da Silva* (Ingeniero civil)

**Cargo desempeñado:** Encargado de la planta de anillos en Valencia de la empresa Ghella.

1. El agujero con rosca de concreto desnudo de los segmentos prefabricados empleado en el sistema de sujeción de las máquinas tuneladoras Lovat para insertar el perno de sujeción, fallaba mucho y se tuvo que emplear insertos con rosca interna en los segmentos para corregir esta situación.
2. La resistencia del concreto empleado en la construcción de los segmentos Lovat, posee un valor entre  $400 \text{ kgf/cm}^2$  y  $450 \text{ kgf/cm}^2$ . La rosca del inserto es del sistema europeo con un diámetro de aproximadamente 40 mm.
3. Los segmentos empleados en la Línea 3 del Metro de Caracas pesan aproximadamente 2 Ton y los empleados para el Metro de Valencia aproximadamente 7 Ton.

4. Las modificaciones en los moldes que estén implicadas en el diseño de un nuevo sistema de sujeción no debe tener caras perpendiculares a la superficie del molde. Colocarle insertos a cada segmento para luego quitarlos no representaría muchos inconvenientes en el proceso de fabricación de segmentos.
5. En cuanto a la forma de los agujeros en los segmentos de Valencia, los pernos no son curvos, estos entran en un segmento y en el adyacente existe una pieza de plástico (casquillo) con rosca interna en donde se atornilla el perno.

**Profesional consultado:** *Alexander Escobar* (Ingeniero Electromecánico).

**Cargo desempeñado:** Participación en distintos proyectos del área de máquinas tuneladoras con diversas empresas de tuneladoras, tales como: Wirth, Robbins, NFM, Voest Alpine y Lovat.

1. Un sistema de sujeción debe ser práctico, sencillo, seguro y ergonómico y además debe permitir los movimientos de ajuste de la cabeza del erector.
2. Es importante prestar especial atención a la seguridad del sistema de sujeción, puesto que el Erector involucra muchos momentos de peligro en cada turno de trabajo.
3. El ingeniero Escobar, aportó información muy valiosa en relación a los sistemas de sujeción existentes, empleados en distintas máquinas tuneladoras.

## **APÉNDICE 12**

### **Aspectos relevantes de los segmentos prefabricados de concreto y características generales de algunos sistemas de sujeción de segmentos**

#### **a. Segmentos**

Microtúnel (2006) define los segmentos de los túneles (también conocidos como dovelas) de la siguiente manera: “las dovelas son elementos prefabricados de hormigón armado que se atornillan entre sí formando un anillo troncocónico. La construcción del túnel con revestimiento por anillos prefabricados permite el trazado de curvas, tanto en planta como en alzado. Esto es debido a que los anillos son troncos de conos, y colocando las caras convergentes contiguas se consigue obtener una alineación curva”.

#### **a.1. Clasificación general**

Los segmentos se pueden clasificar en tres grupos principales de la siguiente manera:

- Segmentos Standard: B, C, D, E
- Segmentos Segundos: A, F
- Segmentos Llave: K

#### **a.2. Descripción Técnica de los Segmentos**

Todos los segmentos están compuestos principalmente de una mezcla de concreto y acero de refuerzo. La geometría y propiedades de estos componentes han sido determinadas con la finalidad de otorgar a los segmentos las características de resistencia apropiadas para ser instalados dentro del túnel. A continuación se abordan las características tanto del concreto como del acero de refuerzo de los segmentos.

#### **a.3. Composición del Concreto**

Los componentes que constituyen la mezcla de concreto empleada para fabricar los segmentos son los siguientes:

- (a) Arena San Benito
- (b) Arena puente área
- (c) Piedra 3/4
- (d) Cemento tipo Portland marca LAFARGE (cementos La Vega)
- (e) Aditivo Visconcret N° 6

Estos componentes se mezclan en una proporción tal que se obtenga una resistencia mínima a la compresión de 450 kgf/cm<sup>2</sup>. Esta proporción es determinada por un laboratorio que funciona dentro de la fábrica de anillos (ó planta anillos). El laboratorio está constantemente construyendo y ensayando cilindros de concreto para determinar las cantidades adecuadas en que se deben mezclar los materiales para obtener las propiedades deseadas.

El ensayo continuo de cilindros de concreto se hace necesario porque existen variaciones en la composición y propiedades del cemento, arena y piedra de dos suministros consecutivos de una fábrica; así como en el suministro de dos fábricas distintas. El volumen total de concreto, sin embargo, es una característica que permanece relativamente constante para cada segmento, y sus valores, así como las cantidades de referencia de los componentes de cada uno se muestran en el Anexo 2.

#### **a.4. Estructura Metálica**

La estructura metálica de los segmentos consta de un grupo de barras de acero soldadas entre sí para formar una malla. Esta malla, que contribuirá a la resistencia a la tracción del segmento, es armada y colocada dentro de los moldes antes de vaciar el concreto. Las barras de acero son de ½” y de 3/8” de diámetro y deben presentar una resistencia a la fluencia de 5.000 kgf/cm<sup>2</sup>.

Las soldaduras en “escalera” de las barras de acero deben ser estructurales con capacidad mínima de 5400 kgf/cm<sup>2</sup> y realizadas con electrodo E7018; donde el término “escalera” se refiere a la retícula de cabillas soldadas que se ubican en los extremos de cada segmento. La cantidad de acero de refuerzo empleado para construir la malla de un segmento y la de un anillo se muestran en la Tabla 40 según el diámetro de la barra de acero.

Tabla 40. Acero de Refuerzo por Segmento y por Anillo en kg (Fuente: Odebrecht, 2001).

Diámetro	Segmento K	Segmento A/F	Segmento B/C/D/E	Total por Anillo
3/8"	13.22	40.6	40.6	256.82
1/2"	19.79	59.51	60.14	379.37
			<b>Total General</b>	636.19

### b. Geometría de los Anillos y del Túnel

Tanto la cantidad como las dimensiones de los segmentos empleados en el revestimiento de túneles con máquinas tuneladoras no son valores constantes y varían de acuerdo a las condiciones particulares de cada túnel. En la línea 4 del Metro de Caracas se emplearon 7 segmentos, con un diámetro interno de 5160mm y un espesor de 220mm, lo que produce un anillo con un diámetro externo de 5600mm.

Los 7 segmentos que conforman un anillo en los túneles de la Línea 4 son designados por las letras A, B, C, D, E, F y K; y se requiere un segmento de cada letra para formar un anillo; esto es, 4 segmentos standard, 2 segmentos segundos y un segmento llave. La posición relativa entre segmentos se mantiene siempre fija para formar un anillo, pero la posición relativa entre anillos se modifica para producir las curvaturas del túnel, ya sean ascendentes, descendentes, hacia la derecha o hacia la izquierda.

La colocación de los segmentos sigue un orden preestablecido en el que primero se colocan los segmentos standard (B, C, D y E); luego los segmentos segundos (A y F) y por último el segmento K, como se indica en la Figura 87; e incluso entre los segmentos de cada grupo se sigue un orden preciso de colocación. El segmento K se introduce a presión en el anillo con el objeto de producir esfuerzos de compresión entre segmentos y evitar las filtraciones que se pudieran producir. Para facilitar la colocación del segmento K, este dispone de 15° de inclinación en los lados en contacto con los segmentos A y F, que presentan los correspondientes 15° de inclinación para alojar al segmento K.

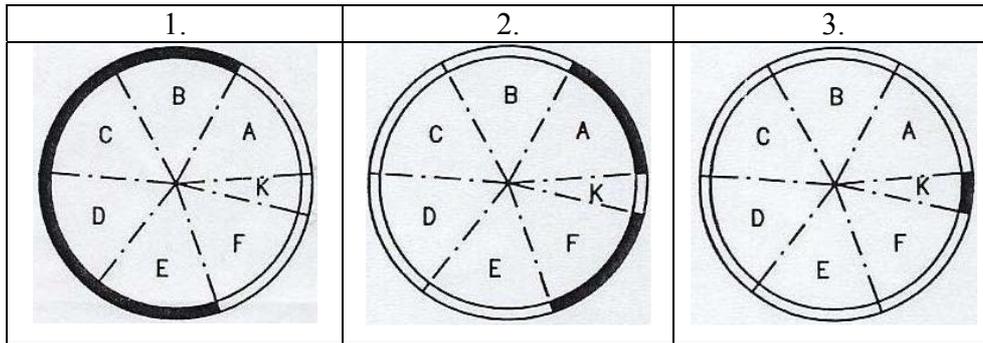


Figura 87. Orden de Colocación de los segmentos (Fuente: Odebrecht, 2001).

La geometría de muchos de los túneles de ferrocarril, automóviles y metros exigen que se produzca uno o varios cambios de dirección en su recorrido, desplazándolo hacia arriba, abajo, derecha o izquierda para adecuarlo a las características del terreno y evitar daños en los cimientos de edificios y construcciones presentes. Para lograr esto los segmentos han sido diseñados de tal forma que al ser incorporados en un anillo y variar la posición angular de dicho anillo con respecto a los adyacentes se genere una curva en la dirección deseada.

El principio de la generación de curvas cambiando la posición relativa entre anillos adyacentes es muy sencillo y se puede explicar tomando como ejemplo un cilindro de cartón. Si cortamos el cilindro en un plano inclinado, digamos  $15^\circ$ , con respecto a un plano perpendicular a su eje, luego lo volvemos a cortar con un plano inclinado  $-15^\circ$  y separado cierta distancia del primer corte y repetimos el procedimiento cortando al cilindro primero con planos inclinados  $15^\circ$  y luego con planos inclinados  $-15^\circ$  con respecto al plano perpendicular al eje, obtendremos anillos como los empleados para construir un túnel. En la Figura 88 se ejemplifica el procedimiento seguido.

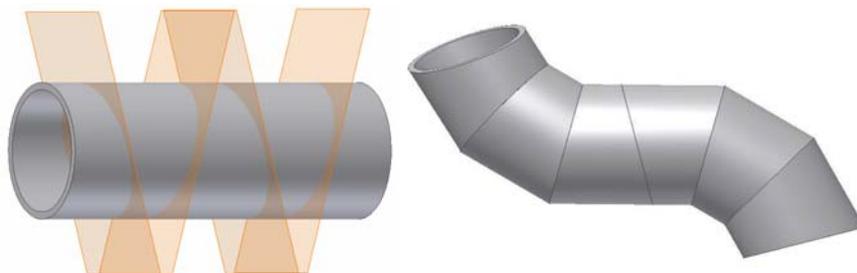


Figura 88. Cilindro cortado con planos inclinados  $15^\circ$  con respecto a un plano perpendicular a su eje.

Si ahora sostenemos fijamente un trozo del cilindro y giramos el trozo adyacente un cierto ángulo con respecto al primero se producirá un ángulo entre los ejes de ambos trozos que trae como consecuencia un cambio de dirección. La geometría de los segmentos está diseñada con la finalidad de que al construir un anillo se produzca la misma forma de los trozos de cilindros que acabamos de cortar, de manera que al girar uno con respecto al otro, se cambie la dirección del túnel.

El procedimiento de giro de los anillos se repite tantas veces como sea necesario y con los grados de giro apropiados para obtener la geometría deseada. El cálculo necesario para establecer los grados de giro entre anillos que producirán una curvatura de un radio determinado en el túnel es realizado a través de un software incorporado en los computadores de la sala de control de la tuneladora. Este software es el SLS-T Tunnel Guidance System (Herrenknecht, 2000), que no sólo determina la posición precisa de los segmentos en el túnel sino que conduce a la tuneladora a través de una trayectoria previamente definida.

Así, si se desea realizar un tramo de túnel recto, simplemente dejamos los anillos en la posición en que se encontraban cuando cortamos nuestro ejemplo del tubo de cartón. De esta manera, un anillo estaría girado  $180^\circ$  con respecto al siguiente, ó el segmento K de un anillo estaría opuesto al K del siguiente si se toma en consideración que la posición relativa de los segmentos se mantiene constante dentro de un anillo y se elige al segmento K como referencia Figura 89.

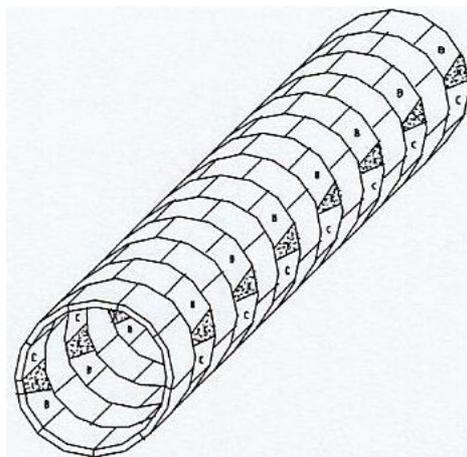


Figura 89. Posición relativa de los anillos para producir una trayectoria recta en el túnel (Fuente: Herrenknecht, 2000).

En cambio, si deseamos producir un tramo curvo de túnel, giramos los anillos del tubo de cartón gradualmente, disminuyendo los grados de separación de los segmentos K desde  $180^\circ$  hasta  $0^\circ$ , para obtener el radio de curvatura deseado. De esta manera, si obtenemos un tramo recto de túnel colocando el segmento K de un anillo opuesto  $180^\circ$  al del siguiente, colocando los segmentos K de anillos consecutivos a  $0^\circ$  de separación ó alineados se produciría la máxima curvatura permisible del túnel.

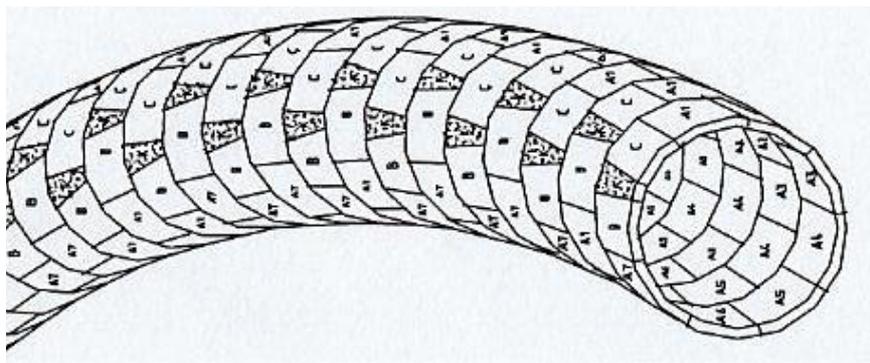


Figura 90. Posición relativa de los anillos para producir una trayectoria curva en el túnel (Fuente: Herrenknecht, 2000).

### c. Juntas Elastoméricas

Puesto que los anillos de los túneles del Metro de Caracas se encuentran formados por segmentos individuales de concreto cuya unión se realiza a través de pernos, sin aplicar cemento u otro material que selle completamente el área de contacto entre ellos, es posible que el agua se filtre a través de esta ranura y eventualmente inunde el túnel. Es por esto que en los segmentos se emplean las llamadas juntas elastoméricas, que en el caso de la construcción de la línea 4 del Metro de Caracas son del tipo EPDM (Etileno propileno dieno) (Trelleborg, 2006).

Las juntas elastoméricas se colocan sobre las caras de contacto entre segmentos en hendiduras creadas durante el proceso de fabricación, con la finalidad de proporcionar una barrera segura de goma contra el agua tan pronto los segmentos son apertados uno contra otro. Los bajos valores de relajación bajo stress y de compresión remanente usados en su manufactura permiten que las juntas elastoméricas (ó TSG por sus siglas en inglés “Túnel Segment Gaskets”) se recuperen bajo carga reducida; por lo que mantienen un sello positivo entre segmentos a pesar de movimientos del terreno. La forma y dimensio-

nes de las juntas empleadas en la Línea 4 del Metro de Caracas se presentan en la Figura 91.

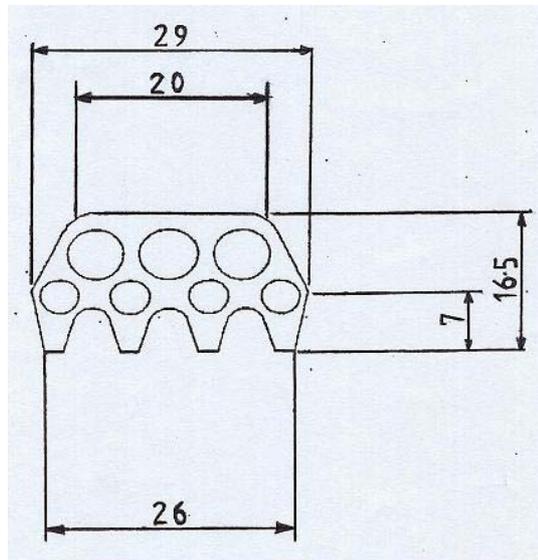


Figura 91. Forma y dimensiones de las Juntas Elastoméricas de los segmentos (medidas en mm) (Fuente: Herrenkneht, 2000).

#### d. Proceso de fabricación de segmentos

El proceso de fabricación de segmentos se lleva a cabo en una muy ordenada y eficiente línea de producción conformada por una serie de etapas donde se realizan todas las actividades relacionadas con la limpieza y acondicionamiento de los moldes, preparación, vaciado y fraguado del concreto y la extracción de las piezas terminadas. En la Figura 92 se presenta el esquema de la línea de producción de segmentos y las etapas que lo conforman serán abordadas a continuación.

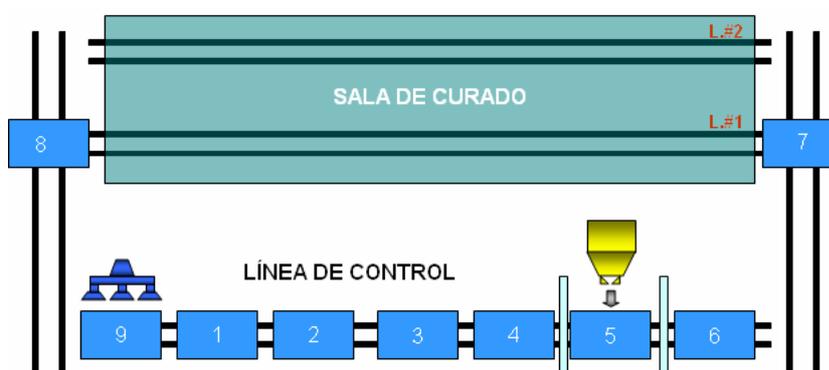


Figura 92. Esquema del proceso seguido en la fábrica de anillos (Fuente: Cavalli).

##### d.1. Estación 1. Limpieza

La estación de limpieza corresponde a la estación número 1 en la Figura 92. En ella se pule el interior del mismo con la finalidad de retirar los residuos de polvo y cemento del segmento anterior. Luego se activa el sistema de transporte que traslada el molde a la próxima estación.



Figura 93. Molde del Segmento E (izquierda) y limpieza del un molde (derecha) (Fuente: Cavalli). Nota: Número de las estaciones modificados por los autores.

### d.2. Estaciones 2, 3 y 4. Aplicación de desmoldante, colocación de armaduras y de bulones.

En la estación 2 se le coloca desmoldante a la superficie interna del molde con la finalidad de evitar que el concreto se adhiera a ella Figura 94 .Una vez que el molde es recubierto con desmoldante se traslada a la estación 3 de la línea de producción, en ella se coloca el acero de refuerzo en su interior y se introducen bulones (Figura 95) en sus laterales. Los bulones producen aberturas para introducir los pernos de unión entre segmentos y entre anillos. Posteriormente se traslada el molde a un cuarto cerrado donde se lleva a cabo el proceso de vaciado.



Figura 94. Aplicación de desmoldante a la superficie interna de los moldes (Fuente: Cavalli).



Figura 95. Izquierda: Bulones de los moldes. Fuente: Autores. Derecha: Bulones y armadura colocados en el molde (Fuente: Cavalli).

### d.3. Estación 5. Vaciado del concreto

El cuarto de vaciado se ubica frente a la cabina de mando en un cuarto completamente cerrado para mantener el exceso de ruido producido por los vibradores lo más controlado posible. En esta etapa del proceso de producción se produce el vaciado de la mezcla sobre los moldes. El molde llega al cuarto de vaciado impregnado con el líquido desmoldante y con el armazón de acero de refuerzo colocado en su interior. Una vez que la pestaña del sistema de transporte ubica el molde en la posición exacta unos colchones

neumáticos elevan el molde hasta ponerlo en contacto con una placa (llamada “tapa”) que posee la tolva de vaciado (Figura 97). Los moldes cuentan con un sistema de vibración instalado en su parte inferior, que es activado por presión de aire mediante cuatro mangueras (Figura 96). Cuando las mangueras se encuentran conectadas y la “tapa” se ajusta a la parte superior del molde, se procede con el vaciado del concreto. Las vibraciones permiten el llenado uniforme del molde y liberan posibles burbujas de aire en el interior de la pieza. El operador que realiza la conexión de las mangueras de aire puede contribuir a la uniforme distribución del concreto en el molde a través de una herramienta manual.



Figura 96. Izquierda: Mangueras del sistema de vibrado.. Derecha: Tolva de vaciado y placa (Fuente: Cavalli).



Figura 97. Izquierda: Colocación de la placa sobre la superficie del segmento. Derecha: Vaciado del concreto (Fuente: Cavalli).

#### **d.4. Estación 6. Frisado del segmento**

Después de finalizar el proceso de vaciado del molde se abren las puertas del cuarto de vaciado y se traslada el molde a la estación de frisado. En ésta etapa se abren las compuertas del molde y los obreros se encargan de darle el acabado final a la pieza

por su parte superior (Figura 98). Al finalizar esta tarea, se procede a cerrar nuevamente las compuertas del molde, y se traslada a la siguiente estación.

#### **d.5. Estación 7 y 8. Fraguado del concreto**

Al finalizar la etapa de frisado, el concreto se encuentra parcialmente solidificado y los moldes se transportan al interior de un horno de fraguado, a la entrada del cual, un obrero retira los bulones curvos de sus laterales (Figura 98). En el horno se inyecta vapor caliente creando las condiciones requeridas para el adecuado proceso de fraguado del concreto. Luego de aproximadamente 4 horas, se extraen los moldes del horno y son trasladados a la estación de desmoldeo.



Figura 98. Izquierda: Frisado de la superficie externa del segmento. Derecha: Retiro de los bulones curvos de los moldes (Fuente: Cavalli).

#### **d.6. Estación 9. Proceso de Desmoldeo**

En esta etapa se hace uso de un sistema de vacío (Figura 99) suspendido por dos polipastos ubicados sobre la línea de producción. Este sistema se coloca sobre el segmento terminado y lo sujeta por succión de aire, luego los polipastos lo levantan y trasladan a una zona de almacenaje temporal.



Figura 99. Sistema de vacío para desmolde de segmentos (Fuente: Cavalli).

#### d.7. Traslación de los moldes

Los moldes se apoyan sobre dos rieles en el medio de los cuales se encuentra instalada una guía con cierto número de pestañas ubicadas a lo largo de la misma (Figura 100). Las pestañas se mueven axialmente mediante un mecanismo de cadenas cuya función es arrastrar los moldes a través de los rieles a lo largo de las distintas etapas de la línea de producción.



Figura 100. Izquierda: Rieles de la línea de producción con detalle de la pestaña de empuje. Derecha: Sistema de cambio de vías a rieles paralelos.

Los etapas 1-6 y la 9 se llevan a cabo en una vía de rieles posicionados en línea recta. Luego de ellos se requiere trasladar los moldes a una vía de rieles paralelos. Para ello, una sección de los rieles con el molde sobre ellos se traslada transversalmente sobre otros rieles hasta ubicarse en la nueva vía recta de rieles. En esta vía paralela, se lleva a

cabo el proceso de fraguado en el horno. Cuando los moldes salen del horno, se trasladan a otra línea de rieles paralela que los lleva a la vía inicial.

#### **d.8. Preparación del concreto**

El concreto que se coloca en los moldes en la cámara de vaciado pasa por un proceso previo de preparación, este proceso tiene lugar en el exterior de la planta donde se mezclan los diferentes componentes que lo forman. El primer paso consiste en colocar uno de los dos tipos de arena o piedra, según sea necesario, en una tolva que descarga sobre una cinta transportadora (Figura 101, izquierda). Esta cinta transportadora eleva el material hasta descargarlo sobre 4 tanques de almacenamiento donde se clasifica el material en los dos tipos de arena, una en cada recipiente y en los dos tipos de piedra, una en cada uno de los otros dos recipientes (Figura 101, derecha).



Figura 101. Izquierda: Tolva de vaciado de arena y piedra y cinta transportadora, derecha: Tanques de clasificación y almacenamiento.

Posteriormente se descarga una cantidad previamente estudiada de cada material sobre una segunda tolva y luego sobre otra cinta transportadora. A medida que el material es transportado en la cinta, se mezcla con el cemento que proviene de dos silos. Los silos descargan el cemento por tornillos sin fin en su parte inferior hasta una tolva y de allí a la cinta transportadora. Luego la cinta lleva el material a una cámara de mezclado (Figura 102) que posee en su interior dos ejes mezcladores giratorios accionados por dos motores

eléctricos. Cuando se ha homogenizado lo suficiente, el concreto es descargado a una última cinta transportadora que lleva el material a la tolva de vaciado.



Figura 102. Cámara de Mezclado.

### **e. La Grúa de Segmentos**

Los segmentos prefabricados de concreto se trasladan desde el exterior del túnel hasta el interior de la máquina tuneladora por medio de los remolques de una locomotora. Los remolques llegan hasta el carro 2, puesto que es hasta allí donde existen rieles. Luego se hace necesario sacar los segmentos del remolque y colocarlos en el alimentador de segmentos para que el erector los tome y ubique en su lugar correspondiente dentro de un anillo del túnel. La grúa de segmentos es el equipo encargado de trasladar los segmentos desde los remolques hasta el alimentador de segmentos, y esta formada por los siguientes componentes:

- Un polipasto manual monorriel
- Un motor freno de rotor cónico
- Un enrollador de cable
- Un riel de acero

### **Descripción General**

Cuando los remolques que contienen los segmentos se encuentran en el carro 2, el operador de la grúa, a través de un mando manual fijo ó remoto, mueve el motor freno a lo largo del riel de acero, desplazando el polipasto hasta colocarlo sobre los segmentos.

En el extremo de la cadena del polipasto se encuentra el mecanismo de sujeción por vacío, el cual se mueve verticalmente hacia arriba ó hacia abajo por acción del polipasto que controla el operador de la grúa. Una vez que se ha posicionado el polipasto

sobre los segmentos, el operador procede a bajar el sistema de sujeción sobre uno de ellos y a encender la bomba de vacío que succiona el aire entre las ventosas y el segmento.

Después que se ha alcanzado la presión de vacío adecuada, el operador procede a levantar el sistema de sujeción a través del polipasto y a desplazar el conjunto (segmento, sistema de sujeción y polipasto) con el motor freno, hasta encontrarse sobre el alimentador de segmentos. Luego se baja el segmento a través del polipasto sobre el alimentador de segmentos y se libera el vacío que lo mantenía sujeto.

El segmento se gira 90 grados durante su proceso de traslado con la grúa ya que el erector requiere tomarlos en una posición perpendicular a la que poseen cuando son introducidos en la máquina tuneladora. Este giro es realizado manualmente por el mismo operador de la grúa o por un ayudante del túnel. Cuando se ha trasladado un segmento se repite el proceso hasta que los 7 de ellos que componen un anillo se encuentren sobre el alimentador de segmentos. El proceso completo se repite para cada anillo del túnel.

#### **f. El Erector**

El erector es el dispositivo encargado de tomar las piezas prefabricadas del alimentador de segmentos y colocarlas en su posición respectiva dentro de un anillo del túnel. Se encuentra compuesto por los siguiente equipos:

- Soporte Móvil
- Marco de Desplazamiento
- Marco Giratorio
- Travesaño
- Sistema de sujeción por vacío
- Cilindros de desplazamiento Axial
- Cilindros de desplazamiento Transversal
- Cilindros de ajuste del sistema de sujeción por vacío
- Electroválvulas
- Reductores del Erector

### **Descripción General**

El soporte móvil sirve como base para el marco de desplazamiento y está montado sobre el marco de soporte del escudo. A su vez, el marco giratorio se encuentra instalado sobre el marco de desplazamiento, y el travesaño con sistema de sujeción por vacío sobre el marco giratorio.

El control del erector se efectúa a través de un tablero de mando portátil en la modalidad construcción de anillo. Un operador controla los desplazamientos longitudinales, transversales y de rotación del erector, los movimientos de ajuste del sistema de sujeción por vacío, el desplazamiento del alimentador de segmentos y la extensión y retracción de los cilindros de empuje de la tuneladora.

Cuando la tuneladora ha excavado una longitud de terreno suficiente para construir un anillo, su modalidad cambia de excavación a construcción de anillos. En esta modalidad y con los 7 segmentos necesarios para construir un anillo cargados en el alimentador de segmentos, el operador empieza a manipular los cilindros de empuje de la máquina, el erector y el alimentador de segmentos para construir el anillo.

En el Marco giratorio se encuentra un engrane que es impulsado por dos reductores hidráulicos empotrados en el soporte móvil y accionados por el operador a través de electroválvulas. El operador del erector activa los dos reductores haciendo rotar al marco giratorio hasta colocar el sistema de sujeción por vacío sobre un segmento, y luego extiende los cilindros de desplazamiento transversal hasta que se produce contacto entre las ventosas del sistema de sujeción por vacío y el segmento.

La bomba de vacío extrae el aire contenido entre el segmento y las ventosas y succiona la pieza. Entonces el operador manipula los cilindros de desplazamiento axial, trasversal y los reductores de rotación del marco giratorio para desplazar el segmento hasta la posición final dentro del anillo. Es durante este proceso ó durante el proceso de succión del segmento que el operador retrae los cilindros de propulsión de la tuneladora correspondientes a la posición en donde se colocará el segmento.

Con los cilindros de propulsión retraídos, el operador coloca el segmento en su posición final, y dos operadores introducen pernos de fijación entre ese segmento y los segmentos adyacentes (del mismo anillo) y previos (del anillo anterior). Luego se extienden los cilindros de propulsión hasta hacer contacto con el segmento y producir entre el y

el segmento del anillo anterior una fuerza de compresión. De esta manera los pernos de fijación y los cilindros de propulsión producen las fuerzas necesarias para mantener el segmento en su lugar y liberar el vacío del sistema de sujeción.

Se repite el procedimiento anterior hasta que se colocan los 7 segmentos necesarios para construir un anillo. La colocación de los segmentos sigue un orden específico; para esto, desde que salen de la planta de fabricación, se disponen en el orden en que será necesario que la grúa los coloque en el alimentador de segmentos, de esta manera se disminuye el tiempo empleado en la manipulación y colocación de los mismos.

Un caso particular se da en el segmento K, ya que como presenta 15 grados de inclinación en sus dos lados y se introduce a compresión, no puede ser llevado a su posición en el anillo desplazándolo radialmente desde el centro del mismo como ocurre en el caso de los otros segmentos, sino que es necesario llevarlo a la posición del anillo siguiente y desplazarlo axialmente hasta colocarlo entre los segmentos A y F, fijarlo con pernos y apoyar el cilindro de empuje de la tuneladora contra él.

### **Algunos sistemas de sujeción de segmentos existentes en el mercado**

En esta etapa de la investigación se recopiló información sobre los diversos sistemas de sujeción de segmentos prefabricados para túneles existentes en el mercado. Durante este proceso se tuvo acceso a las tuneladoras empleadas tanto en el Metro de Valencia como en las Líneas 3 y 4 del Metro de Caracas, llegándose a observar los sistemas de sujeción de cinco tuneladoras, dos de ellas marca Lovat con un sistema de sujeción de “tornillo-bola-pinza”, y las otras tres de marca Herrenknecht con un sistema de sujeción por vacío. Adicionalmente se realizó una búsqueda en la base de datos de science direct para identificar otros sistemas de sujeción pero no se obtuvieron resultados útiles.

El ingeniero Alexander Escobar, participante en la construcción de la Línea 3 del Metro de Caracas y con experiencia en túneles a nivel mundial, proporcionó información sobre un tercer sistema de sujeción de segmentos empleado en las tuneladoras marca “Robbins”, que sujetan los segmentos por medio de un mecanismo hidráulico. Este sistema de sujeción y los empleados en las tuneladoras Lovat y Herrenknecht se explican en las secciones siguientes.

El primer sistema que se presenta es el de sujeción por vacío por ser el de mayor información disponible y el que la Empresa desea reemplazar con el diseño resultante del presente trabajo. De este sistema se realizó un estudio extenso que incluye la identificación de componentes, examen de geometría y análisis del diagrama neumático de operación; posteriormente se presentará el sistema de sujeción de segmentos de la empresa Lovat y por último el de la empresa Robbins.

**a. Sistema de sujeción por vacío**

El sistema de sujeción por vacío empleado en las tuneladoras Herrencknecht se fundamenta en la diferencia de fuerzas existente entre la superficie de un objeto expuesta a la presión atmosférica y la expuesta a una zona con menor presión. La zona con presión inferior a la atmosférica se crea extrayendo el aire contenido entre una de las superficies del objeto (segmento) y las ventosas apoyadas en el; de manera que la resultante algebraica de sumar la presión de la atmósfera multiplicada por el área expuesta a ella con la presión de vacío multiplicada por el área en contacto con la presión de vacío sea una fuerza que mantenga unido el segmento a las ventosas.

Dentro de la tuneladora se encuentran instalados dos sistemas de sujeción por vacío, uno en el marco giratorio del erector por intermedio de un travesaño y el otro, en la grúa de segmentos sujeto por la cadena del polipasto. Ambos sistemas de sujeción por vacío funcionan con el mismo principio y sólo presentan leves diferencias en sus elementos constitutivos. En la Tabla 41 se presenta el tipo y cantidad de componentes presentes en cada uno de los sistemas de sujeción por vacío.

Tabla 41. Tipo y Cantidad de componentes de los sistemas de sujeción por vacío.

Componentes	Número de elementos del sistema de sujeción por vacío según su ubicación	
	Grúa de Segmentos	Erector
Filtros de Aire	5	5
Electroválvulas de 2 posiciones y 3 vías	2	2
Bomba de Vacío	1	1
Manómetros	3	2
Presostatos	3	3
Placas de vacío	2	2
Tanques de Vacío	1	1
Válvulas antirretorno sin Fuelle	3	0
Mando de Control Remoto	1	1

### a.1. Descripción General

El manejo de los sistemas de sujeción por vacío es efectuado por los operadores que controlan el erector y la grúa de segmentos, donde cada uno manipula el sistema de sujeción correspondiente a su equipo. Los operadores desplazan cada sistema de sujeción ya sea a través del erector o de la grúa de segmentos para posicionarlo sobre un segmento, y una vez sobre el, emiten la orden de extraer el aire y producir vacío o liberar dicho vacío a través del mando portátil de cada uno (Figura 103).



Figura 103. Mando portátil de la Grúa de segmentos. Mando Portátil del Erector con su sistema de vacío, del alimentador de segmentos y de los cilindros de propulsión.

### a.2. Sujeción del Segmento

Cuando el operador emite la orden de generar vacío, se empieza a extraer el aire existente entre las placas de vacío ó ventosas y el segmento, para pasar posteriormente por 4 componentes antes de llegar a la bomba y ser expulsado a la atmósfera. El primer componente por el que transita el aire es un filtro, ya que la superficie del segmento se encuentra impregnada de polvo y no se desea que éste alcance las electroválvulas o la bomba de vacío. Se disponen dos filtros, uno por cada placa de succión que limpian el aire y dan paso a su entrada en las electroválvulas.

El segundo componente por el que se desplaza el aire son las electroválvulas, cada uno de los dos filtros se encuentra conectado a una de ellas a través de una tubería de 1 1/4" de diámetro. Las electroválvulas empleadas son de 2 posiciones y 3 vías; una vía conectada al tanque de vacío, otra a una ventosa a través de un filtro de aire y la tercera a la atmósfera, también a través de un filtro de aire. En la posición de reposo la electroválvula permite el paso de aire de la atmósfera a las ventosas y restringe el paso de aire hacia

el tanque de vacío. En la posición activa, la electroválvula restringe la entrada de aire atmosférico en el circuito y establece la conexión entre las ventosas y la bomba de vacío (pasando a través de dos filtros y un tanque de vacío).

Al emitir la orden de generar vacío, el operador hace que la electroválvula se coloque en la posición activa, por lo que el aire proveniente de la ventosa a través de un filtro se dirige hacia el tercer componente que es el tanque de vacío. Luego de ingresar al tanque de vacío el aire pasa nuevamente por un filtro, que es el cuarto y último componente que recorre en su camino hacia la bomba de vacío. El aire ingresa finalmente a la bomba de vacío y es expulsado a la atmósfera continuamente hasta que se produce suficiente diferencia de presión entre la parte del segmento expuesto al vacío (zona interna) y la expuesta a presión atmosférica (zona externa) para que el segmento sea sujetado firmemente y pueda ser levantado (Figura 104).

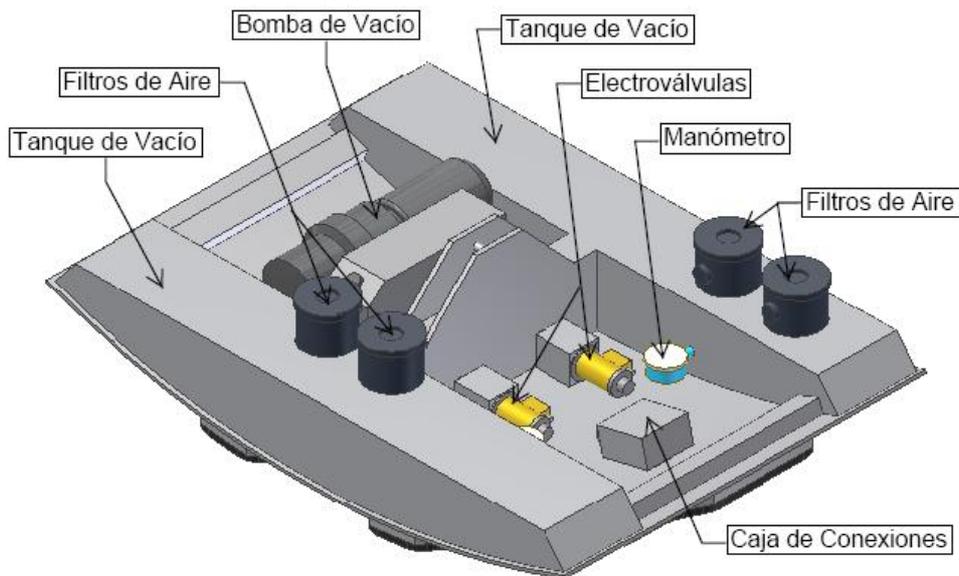


Figura 104. Sistema de sujeción por vacío de la Grúa de Segmentos.

### a.3. Liberación del Segmento

Cuando el segmento se ha desplazado hasta la posición deseada, el operador procede a disminuir la diferencia de presión entre la zona interna y externa del segmento ingresando aire atmosférico en la zona interna y aproximando su presión a la atmosférica. En su recorrido hacia el área comprendida entre las ventosas y el segmento, el aire atmos-

férico pasa por tres elementos en el siguiente orden: filtro de aire, electroválvula y otro filtro de aire.

Cuando el operador emite la orden de liberar el segmento, las electroválvulas pasa a la posición de reposo, por lo que el aire proveniente del exterior se desplaza hacia las ventosas pasando por los dos filtros (uno a la entrada de la electroválvulas y el otro a la entrada de las ventosas) y la conexión que da paso al tanque de vacío se cierra temporalmente para evitar la pérdida de la presión allí existente. De esta manera se establece el ingreso de aire en las ventosas hasta que la diferencia de presiones disminuye lo suficiente para que la fuerza generada ya no sea capaz de levantar el segmento y lo libere.

#### **a.4. Presostatos y Manómetros**

Instalados en cada una de las placas de vacío se encuentran un manómetro y un presostato, que le indican al operador cuando el vacío generado es suficiente para levantar un segmento. Los manómetros poseen una escala que va de 0% a 100%, donde 0% indica que la presión entre las ventosas y el segmento es igual o superior a la atmosférica y no se puede levantar el segmento, y 100% indica un vacío absoluto ó 0psi de presión.

Se considera que es apropiado levantar el segmento cuando la presión es del 80% o superior, y para prevenir que el operador intente elevarlo cuando el vacío generado no es suficiente, los presostatos instalados en cada una de las placas de vacío se encargan de convertir la señal neumática en una señal eléctrica que impide el accionamiento de la grúa o del erector, dependiendo del caso.

#### **a.5. Válvulas antiretorno sin muelle**

Como componentes adicionales en el sistema de sujeción por vacío del erector se encuentran instaladas tres válvulas antiretorno sin muelle de asiento de bola; una entre cada una de las electroválvulas y el tanque de vacío y la otra entre el tanque de vacío y la bomba. La válvula instalada entre el tanque de vacío y la bomba permite sólo el flujo de aire con sentido del tanque a la bomba y lo bloquea en el sentido contrario, previniendo la pérdida de presión de vacío del tanque.

Las válvulas instaladas entre las electroválvulas y el tanque de vacío permiten sólo el flujo de aire en el sentido de la electroválvula al tanque (sentido de succión) y lo

bloquean en el sentido contrario, evitando que por algún fallo en el circuito anterior a ellas ingrese aire a las ventosas cuando un segmento se encuentre sujeto y suspendido en el aire, lo que podría producir un accidente en el caso de que un miembro del equipo de construcción de anillos se encuentre bajo un segmento cuando se pierda la presión de vacío hasta el punto de no poder sujetarlo.

**b. Sistema de sujeción de la Empresa Lovat**

En las tuneladoras de la empresa Lovat se emplea una Grúa de segmentos y un erector para colocar las piezas de concreto prefabricado en su posición final dentro del túnel. Los mecanismos de funcionamiento de estos dos equipos son muy similares por lo que se explicarán en conjunto haciendo las distinciones pertinentes cuando sea necesario. Primeramente se exponen en la Tabla 42 los elementos constitutivos del sistema de sujeción de ambos sistemas, lo que será de utilidad para el desarrollo posterior.

Tabla 42. Tipo y Cantidad de componentes del sistema de sujeción “Lovat”.

Componente	Número de elementos del sistema de sujeción “Lovat” según su ubicación	
	Grúa de Segmentos	Erector
Inserto con rosca interna	1	1
Tornillo-Bola	1	1
Pieza de anclaje	1	0
Pinzas	0	1
Cilindros hidráulicos	0	2

**Descripción General**

El sistema de sujeción de la empresa Lovat consiste en atornillar un perno en un agujero central del segmento, para luego sujetar el segmento por el extremo superior del perno que tiene forma de esfera. De esta manera, con el segmento sujetado la grúa de segmentos y el erector pueden ejercer fuerzas sobre él y desplazarlo hasta la posición deseada. Esto requiere de la realización de tres procesos principales: la creación del agujero central del segmento, la colocación del perno-bola y la sujeción propiamente dicha.

La creación del agujero central del segmento tiene lugar en una planta de anillos y se realiza colocando un inserto (Figura 105, derecha) en la superficie del molde que proporciona la cara interna del segmento antes del vaciado del concreto. El inserto permanece en el molde durante el vaciado y queda adherido al segmento cuando este es extraído

del molde (Figura 106, izquierda). Anteriormente, en lugar de emplear un inserto, se generaba la rosca en el concreto del segmento, pero en algunas ocasiones esta se aislaba y producía complicaciones por lo que se procedió a emplear un inserto. La composición de los segmentos es de barras de acero y concreto.

La colocación del perno de acero en el agujero central del segmento es realizado manualmente por los trabajadores de la tuneladora, los cuales enroscan un perno (Figura 105 izquierda y Figura 106, derecha) en cada uno de los 7 segmentos que conforman un anillo en los túneles del Metro de Caracas y Valencia que emplearon máquinas tuneladoras de la empresa Lovat. Posteriormente se pasa a la última etapa, en la que se efectúa la sujeción como tal y el proceso queda completo.



Figura 105. Perno de sujeción de segmentos empleado por las tuneladoras Lovat.



Figura 106. Izquierda: Inserto dentro del segmento. Derecha: Perno de sujeción colocado en el segmento.

En la grúa, la sujeción del segmento se realiza a través de una pieza de anclaje que posee una abertura de sección variable en su superficie externa; la esfera del perno se introduce en la abertura mayor de la pieza de anclaje y posteriormente se eleva la pieza para que la esfera haga contacto con la zona de menor sección y quede prensada (Figura 107). Una vez realizado esto, el gancho del polipasto de la grúa de segmentos toma la pieza de anclaje y la sujeción queda completa.

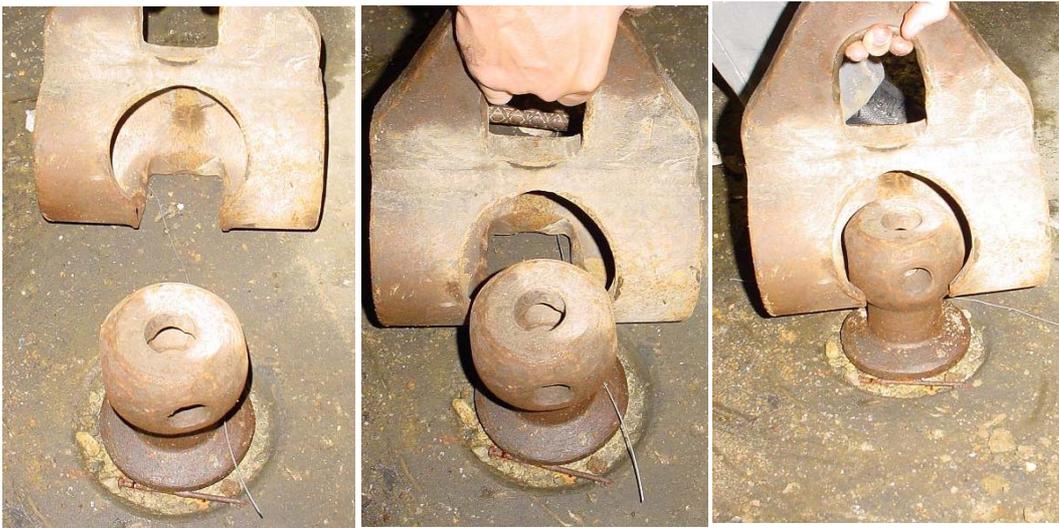


Figura 107. Secuencia de sujeción del perno a través de la pieza de anclaje.

En el erector no se emplea una pieza de anclaje como en la grúa de segmentos, sino que la cabeza del erector posee dos aberturas en V opuestas (Figura 108), u.a de las cuales se coloca por debajo de la esfera de manera que la diferencia de sección entre ellas aprisione el perno y sujete el segmento. Para que el perno no se deslice por la abertura en V de la zona de menor sección a la de mayor sección y se libere, dos cilindros hidráulicos desplazan una pieza metálica que sujeta el perno por el otro lado.



Figura 108. Cabeza del erector en la tuneladora empleada en: a) tramo El Valle-Coche del Metro de Caracas y b, c) Metro de Valencia.

En el momento de colocar un segmento dentro de un anillo del túnel con este sistema se presenta una dificultad al alinear el costado de ese segmento con los costados de los segmentos adyacentes ya que el operador no dispone de la posibilidad de girar el segmento con respecto a un eje perpendicular a su superficie con mandos a distancia como ocurre en el erector de Herrenknecht. En el sistema de la empresa Lovat se hace necesario apoyar primero un segmento contra otro y por la fuerza que se ejerce en el sujetado y el roce entre los segmentos, alinear gradualmente sus lados.

Un segundo punto a considerar en el erector de esta máquina es que la sujeción del segmento depende de la posición, en grados del túnel, en que se colocará el segmento. De las dos aberturas en V que posee el erector se debe escoger una dependiendo de si el giro del erector será realizado en sentido horario o antihorario, ya que la pieza metálica que es desplazada por los cilindros hidráulicos y aprisiona el perno sólo sirve de mecanismo de seguridad y no debe emplearse como superficie de agarre.

### **c. Sistema de sujeción de la empresa Robbins**

El sistema de sujeción Robbins es un sistema del que se tuvo conocimiento principalmente a través del ingeniero Alexander Escobar debido a su experiencia con esta máquina tuneladora. La información obtenida a través de Internet fue escasa y la obtenida por la investigación de la base de datos de Science Direct fue nula como se mencionó anteriormente; sin embargo, las nociones del funcionamiento de este sistema, según se conoció por el mencionado ingeniero, se presentan a continuación.

#### **Descripción General**

El funcionamiento del sistema de sujeción de la empresa Robbins consiste principalmente en realizar dos agujeros en la cara interior del segmento para luego introducir en cada uno de esos dos agujeros una pieza que servirá para sujetarlo. Dos pasos necesarios deben ser llevados a cabo para sujetar los segmentos con este sistema, el primero consiste en realizar las aberturas en la cara interna del segmento y el segundo en desplazar las piezas del mecanismo de sujeción dentro de esas aberturas. Estas dos etapas se presentan a continuación, comenzando por el proceso realizado en la planta de anillos para producir las aberturas en el segmento.

Para realizar las aberturas en el segmento, los moldes de la línea de producción poseen dos piezas equidistantes de su centro en la cara que genera la superficie interna del segmento. De esta manera, cuando se vacía el concreto y se extrae el segmento del molde se obtienen dos aberturas en su cara interna (Figura 109). Aquí se puede apreciar que al igual que en el sistema de sujeción de la empresa Lovat, los segmentos deben sufrir algún tipo de modificación en su cara interna para poderlos sujetar.

Un equipo con cilindros hidráulicos es empleado para realizar el segundo paso, los cilindros desplazan una pieza dentro de cada una de las aberturas del segmento cuando se extienden, produciendo la sujeción. Esta queda entonces completa (Figura 109) mientras los pistones continúen extendidos, permitiéndole a la grúa de segmentos y al erector desplazarlos dentro del túnel. La liberación del segmento ocurre cuando los cilindros se retraen.



Figura 109. Izquierda: Segmentos con aberturas en su cara interna. Derecha: Sujeción del segmento con el sistema de la empresa Robbins (Fuente: Escobar).

Las operaciones de sujeción y liberación del segmento son realizadas por un mando remoto al igual que en las tuneladoras Herrenknecht y en los modelos recientes de las tuneladoras de la empresa Lovat. Y al igual que ocurre en el sistema de sujeción por vacío, el sistema Robbins aquí descrito permite ajustar la posición del segmento girándolo alrededor de un eje perpendicular a su superficie que parte aproximadamente en su centro geométrico. El movimiento de ajuste alrededor de un eje central paralelo al lado de menor longitud también es permitido.

**ANEXOS**



## [ANEXO 2]

## Composición de la mezcla de concreto de los segmentos de un anillo de la Línea 4 del Metro de Caracas

Cantidades	Volumen Concreto (m <sup>3</sup> )	Cemento (kg.)	Arena San Benito (Fina) (kg.)	Arena Punte Areas (Gruesa) (kg.)	Piedra Pica-da ¾" (kg.)	Agua (kg.)	Aditivo (kg.)
Por m <sup>3</sup> de concreto	1m <sup>3</sup>	360	234	657	973	155	3,24

(L. Cavalli, comunicación personal, correo-e, Septiembre 20, 2006)

Dosificación de los componentes del concreto por segmento.

Segmentos	Volumen Concreto (m <sup>3</sup> )	Cemento (kg.)	Arena San Benito (Fina) (kg.)	Arena Punte Areas (Gruesa) (kg.)	Piedra Picada ¾" (kg.)	Agua (kg.)	Aditivo (kg.)	Masa de las barras de acero (kg.)	Masa Total (kg.)
A, F	0.8019460	288.701	187.655	526.879	780.293	124.302	2.598	100.100	2010.528
B, E	0.8229179	296.250	192.563	540.657	800.699	127.552	2.666	100.740	2061.127
C, D	0.8361245	301.005	195.653	549.334	813.549	129.599	2.709	100.740	2092.589
K	0.2847800	102.521	66.639	187.100	277.091	44.141	0.923	33.000	711.415
Por Anillo	2.7457684	988.477	642.510	1803.970	2671.632	425.594	8.896	334.580	6875.659

Nota: Cuadro elaborado con datos tomados de L. Cavalli, comunicación personal, correo-e, Septiembre 20, 2006

Densidad de algunos componentes empleados en la mezcla de concreto de los segmentos.

	Arena San Benito (Fina)	Arena Punte Areas (Gruesa)	Piedra Picada ¾"	Agua	Aditivo
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1540	1760	1520	1	1,080

(L. Cavalli, comunicación personal, correo-e, Septiembre 20, 2006)

[ANEXO 3]

Planilla de registro de fallas de la máquina tuneladora modelo S-187.

(Fuente: Odebrecht, 2005b).

Proyecto : S-187	Fecha/Turno : 24 Enero 2003 día												Nombre : Luis Troys - Patrick									
	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6				
TIEMPO																						
AVANCE																						
ANILLO																						
RIEL																						
ESPERA TREN																						
TIEMPO MUERTO																						
FALLA MAQUINA																						
FALLA OBRA																						
OBSERVACIONES																						
1.- Limpieza para colocar el anillo. Limpieza de líneas de inyección																						
2.- Cambio de bomba de vacío del creter																						
3.- Variado de vagones. Cambio de vagón moto																						

[ANEXO 4]

Propiedades generales de los elastómeros comerciales más comunes.

**PROPIEDADES GENERALES DE LOS POLIMEROS MAS COMUNES**

Guía - Selección para goma Natural y/o Sintética

La goma natural y los elastómeros sintéticos consisten en una mezcla de componentes básicos (Polímeros) con aditivos químicos para reforzarlos y curarlos y así proveer las propiedades físicas necesarias de acuerdo a los requerimientos. El nombre de cualquier elastómero usualmente se deriva de el Polímero predominante en su composición.

Una amplia variedad de goma es usada para absorción a los golpes, amortiguar, controlar vibraciones, aislar y sellar. La tabla siguiente describe las características de los elastómeros más comunes que les pueden servir para determinar el más recomendado, acorde a su aplicación

Elastómero	Resistencia Hidrocarburos y Derivados	Resistencia Eléctrica	Resistencia al Fuego	Resistencia al Impacto	Resistencia a la abrasión	Resistencia al estiramiento	Resistencia a la intemperie	Resistencia a la oxidación	Resistencia al ozono	Mejores Propiedades
Natural Rubber (Latex)	Pobre	Excelente	Pobre	Excelente	Excelente	Excelente	Regular	Buena	Pobre	Elasticidad, resistencia a la abrasión y bajas temperaturas.
Butyl	Pobre	Excelente	Pobre	Bueno	Bueno	Bueno	Excelente	Excelente	Excelente	Baja permeabilidad al aire, excelentes propiedades dieléctricas
EPDM (Ethylene-Propylene-Diene Monomer)	Pobre	Excelente	Pobre	Bueno	Bueno	Bueno	Excelente	Excelente	Excelente	Uso general. Con excelente resistencia a la intemperie
Hypalon®	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente resistencia a los ácidos y a la intemperie
Neoprene®	Bueno	Regular	Bueno	Bueno	Excelente	Bueno	Bueno	Excelente	Bueno	Uso general. Resistente a la abrasión y buena resistencia a los hidrocarburos y aceites
Nitrile (Buta-N)	Excelente	Pobre	Pobre	Regular	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Regular	Excelente resistencia a los aceites minerales y vegetales
Silicone	Regular	Bueno	Excelente	Regular	Regular	Pobre	Excelente	Excelente	Excelente	Resistente a las altas y bajas temperaturas. Resistencia química
Sorbothane	Bueno	Pobre	Pobre	Excelente	Regular	Regular	Bueno	Bueno	Pobre	Resistencia a los impactos y a la humedad
SBR (Styrene-Butadiene)	Pobre	Excelente	Pobre	Excelente	Excelente	Regular	Regular	Bueno	Pobre	Excelente resistencia a los impactos y a la abrasión
Viton®	Excelente	Bueno	Excelente	Bueno	Bueno	Bueno	Excelente	Excelente	Excelente	Resistente a los químicos y aceites a baja y alta temperatura
Polyurethane	Excelente	Bueno	Pobre	Bueno	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Resistente a la abrasión y al frío

**PRECAUCION**

La exposición al calor, aceite y químicos pueden afectar el rendimiento de las empaaduras y deben ser factores considerados cuando se vayan a seleccionar estos productos. Por favor consulte las tablas de resistencia química y las condiciones de uso.

ESPESOR	TOLERANCIA	ESPESOR	TOLERANCIA
1/16"	±.016	5/16"	±.031"
3/32"	±.016	3/8" - 1/2"	±.047"
1/8"	±.020	9/16" - 5/8"	±.063"
3/16"	±.031	3/4"	±.093"
1/4"	±.031		
		Ancho: 36" - 48"	Tolerancia: ±1.00"