

Análisis de falla en servicio de válvulas de automotor

Universidad Nacional de Mar del Plata
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería en Materiales

Autores: Juan Ignacio Sponer, Juan Francisco Tosini
Mails de contacto: juanispone@gmail.com, franciscotosini@gmail.com

Director: Roberto Boeri

Co-Director : Marcos López

Proyecto final para optar al grado de Ingeniero en Materiales

Mar del Plata, Argentina

Junio, 2023



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Análisis de falla en servicio de válvulas de automotor

Universidad Nacional de Mar del Plata
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería en Materiales

Autores: Juan Ignacio Sponer, Juan Francisco Tosini
Mails de contacto: juanispone@gmail.com, franciscotosini@gmail.com

Director: Roberto Boeri

Co-Director : Marcos López

Proyecto final para optar al grado de Ingeniero en Materiales

Mar del Plata, Argentina

Junio, 2023

ÍNDICE

RESUMEN	3
1. INTRODUCCIÓN	4
1.1 Objetivos y motivación	4
1.2 Organización del trabajo	5
2. CONCEPTOS PRELIMINARES	6
2.1 El Motor de Combustión Interna (MCI)	6
2.1.1 El movimiento de las válvulas	7
2.1.2 Sistema de válvulas	8
2.2 El papel de las válvulas	11
2.2.1 Exigencias y requerimientos metalúrgicos	11
2.2.2 Fallas más comunes	12
2.3 Resistencia de los materiales	15
2.3.1 Criterio	15
2.3.2 Estimación de la tensión de fluencia	16
2.3.3 Fatiga	16
2.4 Superficie de fractura	17
2.4.1 Tipos de fractura	17
2.5 Modelado por Abaqus	19
2.5.1 Modelo y simulación	19
2.5.2 Método de Elementos Finitos	19
3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL	21
3.1 Introducción	21
3.2 Relevamiento de la válvula	21
3.3 Relevamiento de la leva	25
4. ANÁLISIS METALÚRGICO	28
4.1 Introducción	28
4.2 Relevamiento de dureza superficial	28
4.3 Preparación de las muestras para microdureza e inspección microscópica	33
4.4 Relevamiento de microdureza	34
4.5 Análisis microestructural	40
4.6 Magnetismo	55
4.7 Conclusiones	56
5. ESTUDIO DE LA SUPERFICIE DE FRACTURA	58
5.1 Introducción	58
5.2 Análisis macroestructural	58
5.3 Análisis de la superficie de falla	58
5.3.1 Análisis inicial	58
5.3.2 Análisis mediante microscopía SEM	60
5.4 Conclusiones	64
6. ESTIMACIÓN DE ESFUERZOS	66
6.1 Introducción	66

6.2 Descripción del sistema	66
6.2.1 Temperatura	66
6.3 Estimación de fuerzas	68
6.3.1 Fuerza del resorte	69
6.3.2 Fuerza debida a la presión	69
6.3.3 Aceleración	70
6.4 Desarrollo analítico y resultados	71
6.5 Análisis por Método de Elementos Finitos	72
6.5.1 Introducción	72
6.5.2 Modelo	73
6.5.3 Desviaciones del comportamiento	79
6.5.4 Análisis de convergencia	81
6.6 Resultados y discusión	82
7. CONCLUSIONES	95
8. BIBLIOGRAFÍA	97

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es realizar un análisis de falla de válvulas de automotor.

A modo introductorio, se estudió el funcionamiento de un motor de combustión, a fin de comprender el papel que cumplen las válvulas. A raíz de esto se obtuvo un conocimiento general de las zonas de mayor compromiso térmico y mecánico. Obtenidas estas nociones, se comenzó con la ejecución de ensayos de laboratorio.

En primera instancia se estudiaron dos piezas falladas, de las cuales se analizó su dureza superficial y su estructura metalúrgica (mediante lupa, microscopía óptica y SEM). Luego, se realizaron estos mismos ensayos sobre válvulas de otros fabricantes (BBB, Mahle y STH) con el fin de conocer sus características metalúrgicas y establecer un estándar de calidad que nos permita efectuar una comparación con las válvulas que fallaron en servicio.

Los ensayos de laboratorio culminaron con un análisis metrológico de la muestra mediante el uso de un proyector de perfiles. El conocimiento de la geometría permitió hacer un modelo CAD de las válvulas falladas.

A partir de estos modelos se realizó una simulación computacional con elementos finitos para determinar las tensiones y esfuerzos a los que está sometida la válvula en servicio, y conocer la influencia de los filetes como concentradores de tensiones.

Finalmente se compararon los resultados de todas las muestras para sacar conclusiones de sus características en común y apreciar si hubo diferencias en la dureza o metalurgia que hayan podido producir la falla. Se analizaron los resultados del modelado por elementos finitos para inferir si hubo problemas de montaje, y cómo estos pueden llevar a un aumento considerable de las tensiones en las zonas fracturadas.

Las micrografías obtenidas con SEM no mostraron marcas de estriaciones, con lo cual quedó en evidencia la ausencia de procesos de fatiga. A su vez, tanto el análisis microestructural como el de dureza demostraron que el material de las piezas que fallaron era apto para las condiciones esperadas.

Se concluye que las válvulas fallaron debido a una sobrecarga, posiblemente adjudicable a un mal montaje.

1. INTRODUCCIÓN

1.1 *Objetivos y motivación*

El objetivo principal de este trabajo es determinar la causa de falla en válvulas de admisión y escape correspondientes a motores de un Volkswagen Golf y un Volkswagen Suran, respectivamente. Para esto se realizarán los ensayos pertinentes, a fin de conocer las propiedades tanto de las válvulas falladas como las sanas hechas por otros fabricantes de distintas calidades. Se pretende aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera a fin de dar un veredicto sobre la calidad metalúrgica de las piezas y determinar el motivo de las fallas en servicio.

Respecto a los objetivos personales, se busca llevar a la práctica los conocimientos vistos en diversas asignaturas de la carrera, logrando familiarizarnos con los equipos de la División Metalurgia de INTEMA e interpretar correctamente los resultados. Esta parte de la carrera se vio opacada por la pandemia y la situación de virtualidad, y entendemos que esta es una buena oportunidad para poder desarrollar nuestras habilidades en este aspecto.

En otro aspecto, se busca conocer con mayor detalle el funcionamiento de un motor de combustión. Dentro del mismo, el rol que cumplen las válvulas y cómo interactúan cada una de sus partes. Esto es importante para entender la raíz del problema, y es una cuestión que no se trata con profundidad en la carrera de Ingeniería en Materiales.

Finalmente, se busca poner en práctica los conocimientos adquiridos en la optativa Mecánica del Sólido III, aplicando el software Abaqus a un problema real. Este punto representa un desafío interesante, ya que se requiere de un criterio correcto para que las simplificaciones tomadas durante el modelado no lleven a resultados erróneos. Para llevar a cabo esto, se utiliza el Método de los Elementos Finitos, que puede aplicarse para resolver problemas estructurales. Si bien este método no proporciona una solución “exacta” para un problema dado, sino que nos permite obtener una solución aproximada, se espera que, aplicando un buen juicio y valorando correctamente los resultados, podremos obtener conclusiones válidas. Esta herramienta, si bien es muy útil, no ha sido utilizada con frecuencia durante la carrera, y este trabajo se presentó como una oportunidad para poder ampliar y aplicar conocimientos sobre el uso e implementación del Método de Elementos Finitos.

1.2 Organización del trabajo

El presente trabajo comienza con el capítulo “2. CONCEPTOS PRELIMINARES” donde se presenta el marco teórico general en el que se basa el resto del trabajo. Luego se realiza un relevamiento de las válvulas y de las partes de interés del motor en el capítulo “3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL”, que servirá para posteriores cálculos. Lo siguiente es detallar la preparación de las muestras junto con las propiedades que se midieron y analizaron de las distintas válvulas en el capítulo “4. ANÁLISIS METALÚRGICO”. Posteriormente sigue con el capítulo ‘5. ANÁLISIS DE SUPERFICIE DE FRACTURA’ y por último en el capítulo “6. ESTIMACIÓN DE ESFUERZOS” donde se utilizan datos bibliográficos y medidos para calcular los esfuerzos a los que están sometidas las válvulas, y se analizan los valores obtenidos mediante la simulación.

2. CONCEPTOS PRELIMINARES

2.1 El Motor de Combustión Interna (MCI)

Un motor de combustión interna es un elemento mecánico que consta de varias partes y permite la transformación de energía química proveniente de un combustible en energía mecánica, mediante el proceso de combustión. El funcionamiento ocurre a través de ciclos termodinámicos, una sucesión de procesos que tienen como objetivo lograr esta transformación de energía.

Los motores utilizados en los autos son aquellos conocidos como motores de combustión intermitente. Según el mecanismo que permite cumplir su ciclo térmico, se los clasifica en motores rotativos o alternativos. Estos últimos constan de un pistón contenido dentro de un cilindro, que realiza un movimiento lineal entre dos extremos conocidos como Punto Muerto Inferior (PMI) y Punto Muerto Superior (PMS). Si bien el desplazamiento de este artefacto es lineal, se convierte en rotativo gracias al principio de mecanismo biela-manivela, posibilitado por otra de las partes más importantes: el cigüeñal. A su vez, este eje es el que comanda al árbol de levas (otro eje con partes ovoides), que en última instancia determina la posición de las válvulas.

Si el motor cumple el ciclo en una vuelta de cigüeñal, se conoce como “motor de dos tiempos”. En los motores correspondientes a los casos estudiados, este proceso se realiza en dos vueltas, y es conocido como “motor de cuatro tiempos”. Se distinguen cuatro fases:

- Admisión: el motor se encuentra en el PMS y comienza a descender creando un espacio vacío, cuyo tamaño aumenta conforme desciende el pistón. Durante todo este proceso, la válvula de admisión se encuentra abierta, permitiendo el paso de una mezcla de nafta y aire. Esta etapa finaliza cuando se alcanza el PMI y se cierra el paso de gases.
- Compresión: el pistón asciende de PMI hasta PMS. Las válvulas permanecen cerradas. La disminución del volumen produce un aumento de presión y temperatura de los gases contenidos en el cilindro.
- Expansión: estando los gases comprimidos en la cámara y el pistón aproximadamente en la posición de PMS, se produce una chispa en la bujía que permite la explosión de la mezcla. El pistón es impulsado hacia abajo, provocando un giro en el cigüeñal, lo que producirá energía que será almacenada y posteriormente devuelta en los tiempos muertos de Admisión, Compresión y Escape.

- Escape: comienza con el pistón en posición de PMI. En este punto se abre la válvula de escape, permitiendo que los gases remanentes sean evacuados del cilindro gracias al movimiento ascendente del pistón.^[1]

2.1.1 El movimiento de las válvulas

Como se ha mencionado anteriormente, las válvulas permiten la entrada y salida de gases del cilindro donde ocurre la combustión. Para esto, es necesario coordinar el movimiento de ellas con el resto del motor para posibilitar su apertura y cierre en tiempo y forma.

Como ya se ha mencionado, en los motores cuatro tiempos, cada dos giros del cigüeñal se realizan los cuatro tiempos descritos anteriormente. Por cada ciclo completo, las válvulas se abren una sola vez: la de admisión para permitir que entre la mezcla (en la etapa de admisión) y la de escape para facilitar la salida de gases residuales (en la etapa de escape). Es decir que, durante este período, el árbol debe girar una sola vez. De aquí nace la necesidad de una desmultiplicación 2 a 1 entre ambas partes. Para conseguir esta relación, cada eje tiene su propio piñón del tamaño adecuado, los cuáles interactúan entre sí mediante una correa, como se ve en la figura 1. En los motores más modernos (tal cual se ve en la figura 1), este eje se ubica en la parte superior y no requiere de la acción de ningún balancín. ^[2]

ÁRBOL DE LEVAS EN CABEZA

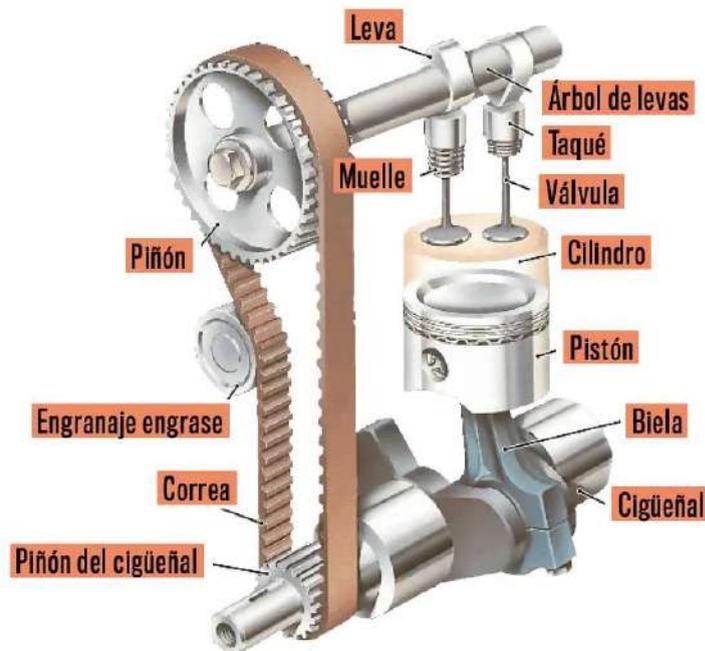


Figura 1. Esquema del motor.

Gracias a su relación con el cigüeñal el árbol gira y las levas (por su forma ovoide) permiten un desplazamiento de la pieza sobre la cual actúan. En este caso, lo harán sobre un palpador que empujará la válvula hacia abajo. La parte superior de la válvula se encuentra afectada por la acción de un resorte, que permite el cierre de la misma cuando la leva no provoca un desplazamiento. De esta manera, cuando el palpador se ve afectado por el menor radio de la leva (r), no provocará ningún movimiento, como se observa en el caso 1 de la figura 2. Sin embargo, al llegar a la parte de mayor distancia al centro (R), generará una carrera en el botador, y hará que se desplace una distancia " d ".^[3]

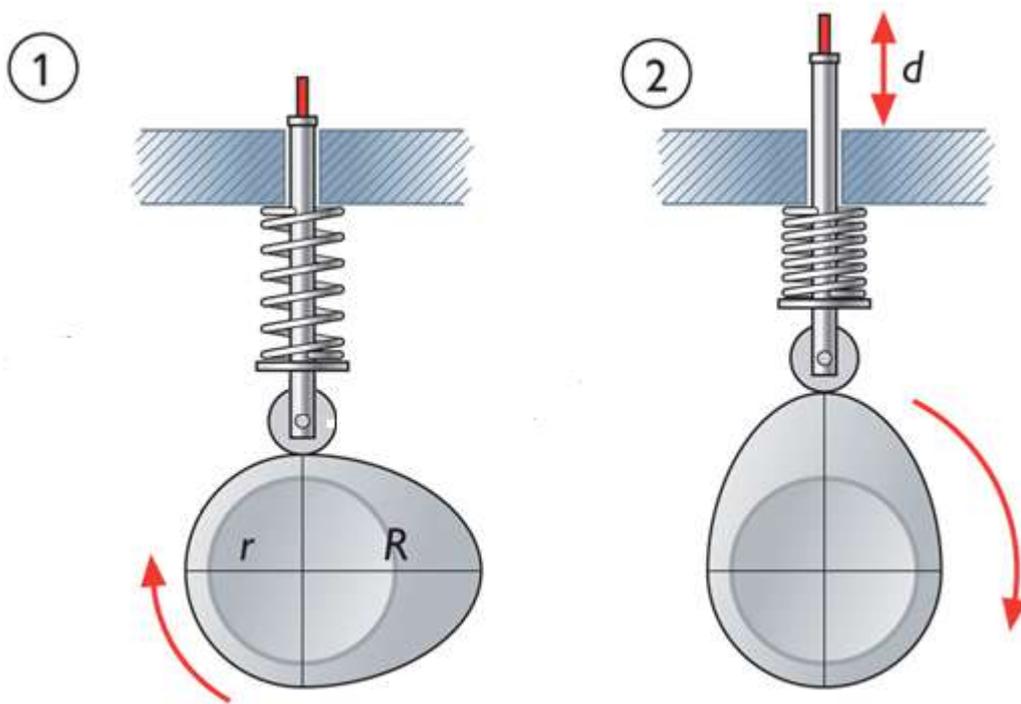


Figura 2. Esquema del movimiento de levas.

Esta carrera repercutirá directamente sobre la válvula, que se abrirá o cerrará dependiendo de la posición de la leva.

2.1.2 Sistema de válvulas

Descritos los ciclos que posibilitan el funcionamiento de un motor, es fácil notar la importancia de las válvulas en este proceso. Estas piezas se componen de varias partes.^[4] En primer lugar se tiene la cabeza o platillo, que es la que está en contacto con la cámara de combustión. Permite el flujo de aire al abrirse y la sella cuando se cierra. Esta parte debe ser cuidadosamente diseñada ya que tiene que tolerar un ambiente de altas temperaturas y elevadas presiones. El platillo está apoyado sobre un asiento de válvula que tiene que copiar su forma con precisión para evitar la fuga de gases o cualquier compuesto.

Luego se tiene el cuerpo o vástago, el cual se puede unir a la cabeza por soldadura en frío, formando un cuello curvado que resiste a la flexión y la rotura. El material de ambas partes puede o no ser el mismo. En este caso se analiza un bimetálico, donde el material de la cabeza tiene que ser resistente a las altas temperaturas y el del vástago debe permitir el deslizamiento del resorte. Se pueden visualizar dichas partes en la figura 3.

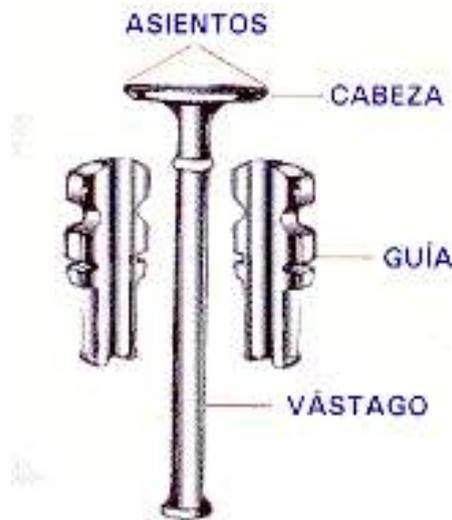


Figura 3. Parte superior de la válvula y sus elementos.

Por último, el otro extremo de la válvula (el opuesto al de la cabeza) posee ranuras en forma de filetes que permiten que se acople un resorte alrededor de la válvula. La interacción entre ambas partes se da mediante un seguro que envuelve la parte superior de la válvula y hace tope con el platillo, como se ve en la figura 4. Eso hace que el resorte se comprima al abrirse la válvula, y se estire al cerrarse.

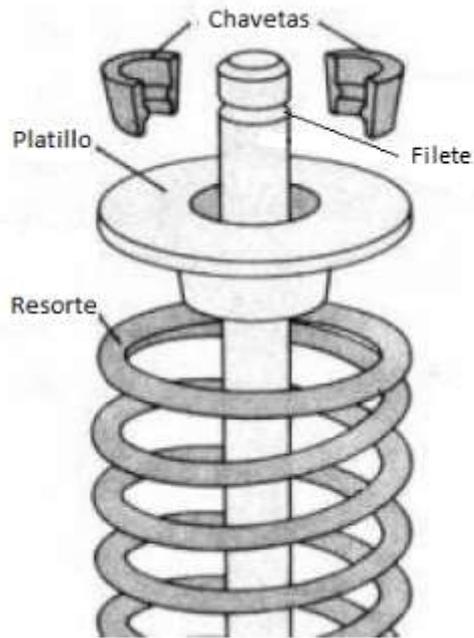


Figura 4. Parte superior de la válvula y sus elementos.

El resorte sirve para mantener la válvula cerrada cuando la misma se encuentra en contacto con el círculo base de la leva. En la figura 5 se pueden observar dos válvulas, siendo la de la izquierda una de admisión y la de la derecha, una de escape.



Figura 5. Válvula de admisión y escape.

En cuanto a los filetes, estos difieren en número y forma, dependiendo de su función. En el diseño de tres filetes de forma radial, se permite que la válvula gire 360 ° durante el funcionamiento, con el objeto de reducir la acumulación de carbono que podría aparecer en el asiento producto de las altas temperaturas. La fabricación tiene un costo asociado ya que requiere tres mecanizados para cada componente. También se tiende a un mayor desgaste por la fricción que se pueda generar por la rotación. Por otro lado, se tiene el caso de válvulas con un solo filete, el cual puede ser redondo o cuadrado. El caso de una ranura redondeada se usa para amortiguar cualquier tipo de impacto que se pueda generar debido a un descontrol o falla en el armado. Se suele utilizar cuando se trabaja con piezas de acero inoxidable o titanio, principalmente en motores de carreras de alta gama. Se estima que pueden ofrecer hasta un 30 % más de vida útil que otros diseños. El caso de la ranura cuadrada, es el formato más tradicional o antiguo. Los bordes suelen ser afilados y se utilizan también para aceros inoxidables y titanio.^{[5][6]}

2.2 El papel de las válvulas

2.2.1 Exigencias y requerimientos metalúrgicos

Según el tipo de válvula, ya sea de admisión o escape, habrá distintos requerimientos que deben cumplir para funcionar en servicio. En el caso de las válvulas de admisión, estas deberán soportar temperaturas menores que las de escape, ya que solo deben permitir el ingreso de la mezcla para que se produzca la combustión. De esta manera, en las válvulas de admisión, la temperatura máxima oscila entre 200-300°C, mientras que en las de escape es cerca de 800-1000°C. Esta diferencia se debe al calor que se genera por la combustión de los gases y el combustible. Comúnmente las válvulas de escape se diseñan con materiales que soportan un rango superior de temperaturas que las de admisión. Las elevadas temperaturas pueden llevar a disminuir las propiedades de los materiales que las componen, lo que compromete su vida útil.^{[7][8]}

Otra variable a considerar es la presión que genera la misma combustión sobre las cabezas o platos de las válvulas. Debido a esto es que las mismas se fabrican con aleaciones resistentes. Generalmente los componentes son bimetálicos, para que se cumpla esta condición solo en esta parte, y el resto sea de otra aleación.^[9]

Además, se puede comprobar, mediante el análisis de varias superficies de fractura, que suele producirse una degradación de las propiedades mecánicas del material de las válvulas, lo cual posteriormente conlleva a roturas por fatiga. Se debe tener en cuenta que

en los motores de combustión interna se trabaja con un número elevado de ciclos de carga. Si se tiene en cuenta una velocidad promedio de 70 km/h, con un número de revoluciones de motor de 3000 rpm y una distancia de 200000 km, se llega a una cantidad de 10^8 ciclos.
[10]

2.2.2 Fallas más comunes

Es aconsejable realizar controles durante y posterior a la fabricación de las válvulas para garantizar su nivel de calidad. Sin embargo, en la práctica se producen fallas en el cuerpo de la pieza, lo que lleva a su reemplazo por un repuesto. A continuación, se detallan las fallas más comunes:

- Daño por desgaste en el cuerpo: para este tipo de falla se distinguen dos principales causas. Por un lado, cualquier desviación geométrica dentro del entorno. Se adjudican situaciones como desalineación entre la guía y el asiento; la válvula se encuentra descentrada o doblada debido a, por ejemplo, un impacto; que se suelte el asiento y produzca una desalineación respecto a la guía; diámetro de la guía muy grande o muy chico. Por otro lado, se puede producir desgaste por un número excesivo de revoluciones, lo que puede provocar un colapso en el sistema tribológico, llevando a una pérdida de la película de aceite lubricante y consecuente contacto metálico entre la guía y la válvula
- Deformación en el cuerpo: se produce una curvatura o se tuerce el vástago, incluso llegando a la rotura. Es causada por una sobrecarga mecánica que se puede deber a varias razones: un ajuste incorrecto que produzca impactos de la válvula en el pistón; número excesivo de revoluciones en el motor, lo que provoca la colisión con el pistón; la desincronización de la válvula y el pistón; el retraso es demasiado lento; la correa de distribución se suelta o rompe.
- Rotura en la zona del platillo: al igual que el caso anterior, se genera por una sobrecarga mecánica que puede ser de dos tipos. El primero es una rotura violenta debido a un pico de fuerza muy elevado, breve y rápido, como puede ser el impacto de la válvula con el pistón. Esta situación se puede dar por un retraso de la válvula o que el motor trabaje con un excesivo número de revoluciones. El segundo tipo es por fatiga que se origina por una ligera deformación que va desde la zona del platillo hasta el vástago, produciendo una torcedura en cada proceso de cierre.
- Desgaste del asiento de válvula: se debe a una carga muy elevada originada por una desalineación de la guía y el asiento de válvula; un nivel de temperatura elevado

que se puede deber a un ajuste de mezcla erróneo, anomalías en el proceso de combustión o juego de válvulas demasiado pequeño; solicitaciones mecánicas demasiado elevadas como, por ejemplo, árboles de levas rígidos; cambios en el motor para usar gas, lo que trae como consecuencia la insuficiencia del sistema de refrigeración, ocasionando un calentamiento excesivo sobre las partes y exposición a mayores cargas.

- Deformación del platillo: se origina por una sobrecarga térmica debido al uso de un juego de válvulas demasiado pequeño o anomalías en el proceso de combustión. También se produce deformación por una sobrecarga mecánica causada por un objeto extraño atrapado entre la válvula y el asiento.
- Platillo fundido: se debe a una sobrecarga térmica originada por un asiento repasado de forma deficiente, un ajuste incorrecto de las válvulas, una fisura en el platillo u otros errores geométricos que impidan que se cierre la válvula de forma precisa. Si el platillo y el asiento no tienen contacto entonces no se puede disipar correctamente el calor, provocando que se funda después de un tiempo prolongado. Esta sobrecarga también se puede deber a que en válvulas de tres ranuras se necesita rotación. Si se impide que se roten por usar repuestos inadecuados o un montaje incorrecto, se acumula calor provocando que se funda luego de un tiempo considerable.
- Rotura en la zona de ranuras: este daño se debe principalmente a una sobrecarga mecánica. Puede ocurrir por dos razones. La primera es un error de montaje. Es típico al cabo de una reparación del motor poco cuidadosa, en la que se ha colocado el resorte descentrado en la válvula, lo que ocasiona una fuerte carga en el platillo. Esto se puede visualizar en la figura 6.

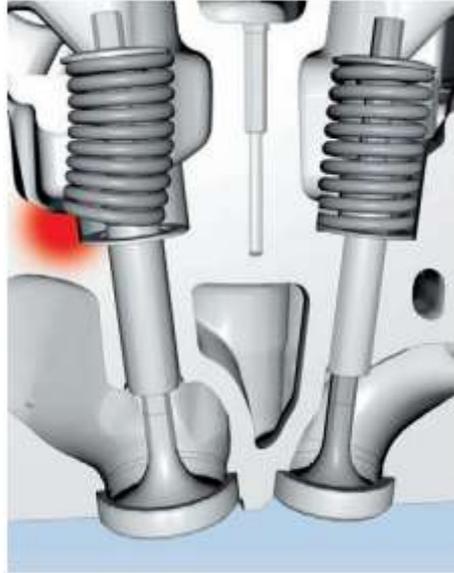


Figura 6. Resorte mal insertado.

La segunda razón es por un error geométrico. Se produce una rotura por fatiga que se caracteriza por presentar una superficie de fractura poco rugosa. Esto se puede deber a que el platillo no se asiente en ángulo recto respecto al cuerpo debido a una deformación de la válvula. También se puede generar este efecto si el balancín está descentrado. [11]

Este tipo de falla es de las menos comunes, pero al mismo tiempo es la de mayor interés para el presente trabajo, dado el tipo de fractura que observamos en las piezas a examinar. En la figura 7 se puede apreciar cómo quedaron nuestras piezas luego de romperse, siendo la de la izquierda la válvula de escape y la de la derecha la de admisión.



Figura 7. Falla en el extremo de la válvula.

2.3 Resistencia de los materiales

2.3.1 Criterio

Para poder estudiar el comportamiento mecánico de las válvulas, se debe definir previamente un criterio que permita comparar valores de tensiones extraídas de simulación y los valores teóricos de tensión de fluencia.^[12]

El criterio de Von Mises es normalmente utilizado para definir el comienzo de deformaciones plásticas en materiales dúctiles sometidos a estados tensionales triaxiales, y puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales, en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión 1:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Expresión 1. Criterio de Von Mises.

2.3.2 Estimación de la tensión de fluencia

Conocer la tensión de fluencia en las piezas bajo estudio es complejo ya que, al variar la microestructura a lo largo de la pieza, también variará esta propiedad. Además, no se conoce con exactitud el tipo y la composición de los aceros de las válvulas, con lo cual no es fácil conseguir datos sobre este valor.

En este trabajo se decidió relacionar la tensión de fluencia con un parámetro medible en el laboratorio: la dureza. De esta forma, se buscó bibliografía pertinente que permitió relacionar ambos valores mediante una relación lineal. Esta parte se basó en el trabajo de Van Tyne y Pavlina, que establece una relación para aceros en general, como se muestra en la expresión 2, donde Y_s es la tensión de fluencia en MPa y H_v es la dureza en kg/mm^2 .

[13]

$$Y_s = -90.7 + 2.876H_v$$

Expresión 2. Correlación Tensión de fluencia con Dureza.

La dispersión asociada al desarrollo de la expresión 2 es grande, por lo cual, lo que se obtiene es un rango de valores. El mismo será comparado luego con los valores obtenidos mediante simulación, a fin de saber si las piezas están correctamente diseñadas para soportar las sollicitaciones pertinentes al caso.

2.3.3 Fatiga

Se estima que gran parte de las piezas que fallan en servicio lo hacen por fatiga, y conocer cómo se desarrolla es muy importante para poder predecir la vida en servicio de la pieza de interés y asegurar fiabilidad. Sin embargo, los ensayos son costosos y llevan mucho tiempo. De esta forma, se busca relacionar la fatiga con propiedades más fáciles de conocer (como por ejemplo, la tensión de fluencia o de falla).^[14]

Las válvulas pasan por muchísimos ciclos de carga a lo largo de su vida útil. Con unas 3000 revoluciones por minuto (en lo que sería un régimen moderado), cada pistón sube y baja unas 50 veces por segundo. En cada uno de estos ciclos las válvulas tanto de admisión como de escape deben abrirse y cerrarse una vez. En un tiempo no muy largo, las piezas del motor pasarán decenas de miles de veces por este proceso. De esta forma, resulta pertinente pensar en la necesidad de diseñar las piezas de tal forma que, conociendo la tensión de trabajo, se asegure vida infinita. El criterio más utilizado en este sentido se basa

en asegurar que, trabajando a una tensión calculada mediante una expresión que vincula al valor de resistencia a la tracción, la pieza no fallará por fatiga.^[15]

2.4 Superficie de fractura

2.4.1 Tipos de fractura

La fractura frágil y la fractura dúctil se presentan como los dos mecanismos más generales de falla. Para el caso de los aceros de alta resistencia, es frecuente encontrar un comportamiento mixto, con muestra de ambos tipos de fractura.

En el caso dúctil, cuando se analiza la superficie de fractura, se ven “hoyuelos” o “dimples”, dentro del material, como se puede observar en la figura 8. La superficie a simple vista se ve opaca ya que es muy irregular a nivel microscópico y cuando la luz impacta sobre la misma, se ve reflejada en muchas direcciones.

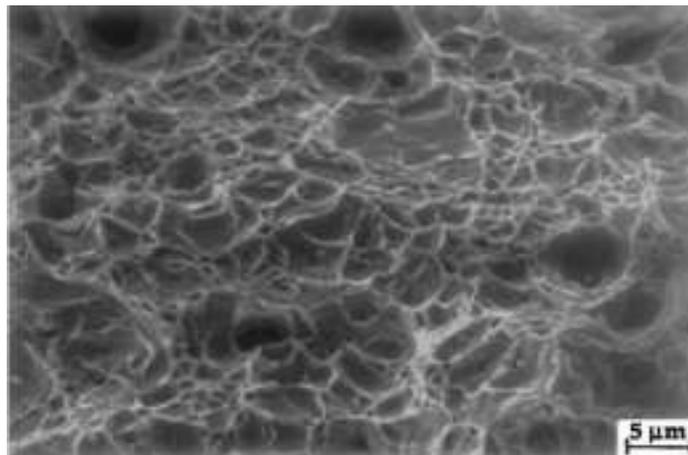


Figura 8. Microscopía SEM de una fractura dúctil en un acero de bajo carbono

Este tipo de fracturas se da por un mecanismo de nucleación, crecimiento y coalescencia de huecos microscópicos que se inician en inclusiones o partículas de una segunda fase más débil.

En el caso frágil, el metal falla por mecanismos repentinos que no consumen mucha energía. Uno de estos mecanismos es la fractura por clivaje, que involucra la separación del metal a lo largo de planos cristalográficos específicos, donde el camino a la fractura es transgranular. El camino de la fractura también puede ser intergranular, donde los bordes de grano son los caminos preferenciales.

Las superficies multifacéticas son típicas de la falla por clivaje, donde cada faceta corresponde a un grano. Los “cauces de río” en cada faceta también son típicos en este tipo de fractura, donde muchas líneas convergen a solo una. En la figura 9 se muestra una fractura por clivaje.

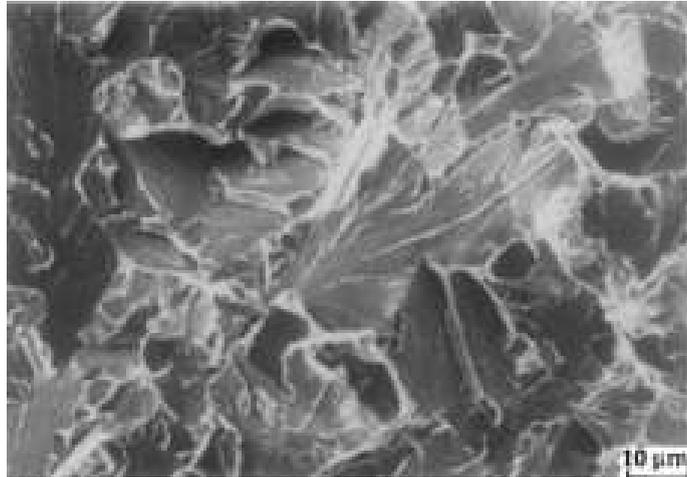


Figura 9. Microscopía SEM de una fractura por clivaje en un acero aleado

En el caso intergranular, donde la fisura se propaga por los límites de grano para finalmente provocar la separación de los mismos, no se encuentran rastros de deformación plástica. Este tipo de fractura se puede visualizar en la figura 10.

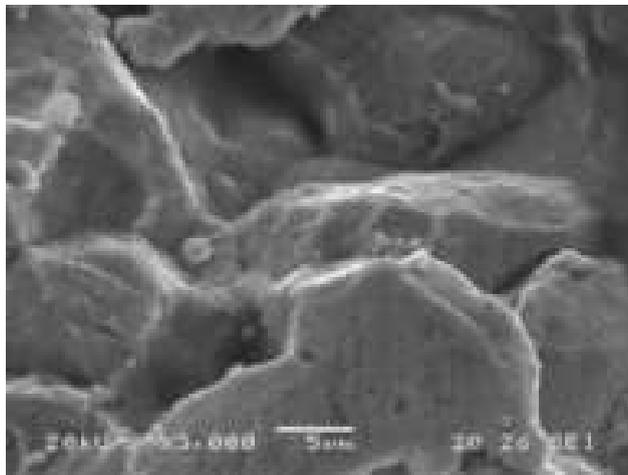


Figura 10. Microscopía SEM de una fractura intergranular

Como se mencionó anteriormente, es esperable que la falla de una válvula se produzca por los ciclos de carga acumulados a lo largo de su vida, debido a las repetidas sollicitaciones que sufre en servicio.

Diferenciar macroscópicamente una superficie de falla de fatiga de una fractura frágil puede ser complicado: ambas presentan una superficie plana, sin acuellamiento, perpendicular a la dirección del esfuerzo aplicado. Sin embargo, podemos distinguir dos patrones macroscópicos superficiales que podrían indicar la acción de un mecanismo de fatiga: las marcas de playa y las marcas de Ratchet. Las primeras son concéntricas con el origen de la fisura, y aparecen normalmente cuando la vida de la pieza ha sido larga.

Por otro lado, las marcas de Ratchet representan la unión de superficie entre fisuras adyacentes de distinto origen. Estas uniones crean un paso vertical en la superficie, es decir, se advierten “escalones”. Esto se aprecia en la figura 11.

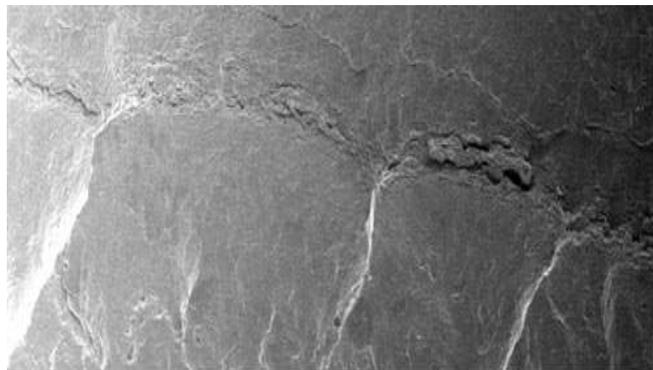


Figura 11. Marcas de Ratchet producidas por fatiga.

También existen indicios microscópicos que pueden apreciarse mediante, por ejemplo, un análisis SEM, que muestran la presencia de fatiga. Este es el caso de las estriaciones: líneas muy pequeñas, paralelas entre sí, que se orientan de forma paralela al avance de la fisura. La presencia de este fenómeno usualmente es evidencia de que hubo daño acumulado por fatiga. ^{[16] [17]}

2.5 Modelado por Abaqus

2.5.1 Modelo y simulación

El término “modelo” hace referencia a una representación conceptual de un sistema que sirve para mejorar la comprensión de los fenómenos que este representa, para elaborar y comprobar hipótesis y supuestos. La simulación utiliza los modelos para comprender el comportamiento de un sistema y evaluar nuevas estrategias para su operación.

2.5.2 Método de Elementos Finitos

Es un método general de aproximación de solución de ecuaciones en derivadas parciales, mediante el uso de una formulación débil o variacional. Esta ecuación es de un orden de derivabilidad menor que la que gobierna el problema a resolver. Para el uso del método, se aplica el principio de trabajos virtuales. Para llevar a cabo esto se emplea un principio de reciprocidad en el cual se considera un cuerpo que se encuentra en equilibrio bajo la acción de un sistema de fuerzas exteriores. Si se imponen desplazamientos virtuales (arbitrarios) compatibles con las condiciones de los apoyos, el trabajo realizado por las fuerzas exteriores sobre los desplazamientos virtuales es igual al que realizan las tensiones en el cuerpo sobre las deformaciones producidas por los desplazamientos virtuales.^[18]

3.RELEVAMIENTO DIMENSIONAL

3.1 Introducción

Las tensiones generadas en las válvulas tienen una gran importancia en el caso de estudio analizado durante este trabajo. De hecho, son las que en última instancia provocan la falla de la pieza. Dado que los esfuerzos axiales y de flexión generados a lo largo del elemento tienen una estrecha relación con su geometría, se hace muy importante conocerla con precisión. Los filetes (donde se presenta la falla) podrían actuar como concentradores de tensión, presentando valores significativamente mayores a los que se encuentran en el resto del vástago. El estudio minucioso de esta zona es de vital importancia.

Por otro lado, también es necesario mensurar correctamente el perfil de la leva. Como se ha descrito anteriormente, el árbol de levas gira y produce el desplazamiento de la válvula al accionar un botador. La forma de esta pieza será la que determine el movimiento del sistema, y por lo tanto, su aceleración. Esta generará una fuerza inercial descrita por la segunda ley de Newton, de valor $m \cdot a$. Entonces, conocer el perfil de la leva es vital para poder modelar correctamente el escenario de sollicitación al que está sometido el sistema. Para este estudio, el valor más importante es el de aceleración máxima, que permitirá conocer la máxima fuerza inercial que actúa sobre la válvula.

3.2 Relevamiento de la válvula

Para esta etapa se tomaron dos piezas iguales a las que fallaron (el mismo fabricante y modelo), para asegurar resultados pertinentes. Se utilizaron varios métodos para relevar las dimensiones de distintas partes de las válvulas. Para el largo total y las dimensiones de la cabeza, se utilizó un calibre. Los valores de largo total y diámetro del plato corresponden a 98.84 mm y 17.26 mm respectivamente para la válvula de admisión, y 99.2 mm y 14 mm para la de escape. Estas mensuras pueden observarse en las figuras 12 y 13. Los radios de curvatura de la unión caña-cabeza fueron estimados con información recabada de internet, ya que esta zona no es de gran importancia para el análisis. Por el contrario, el otro extremo de la válvula es la parte crítica del estudio, por lo cuál se buscó medir sus dimensiones con mayor precisión.

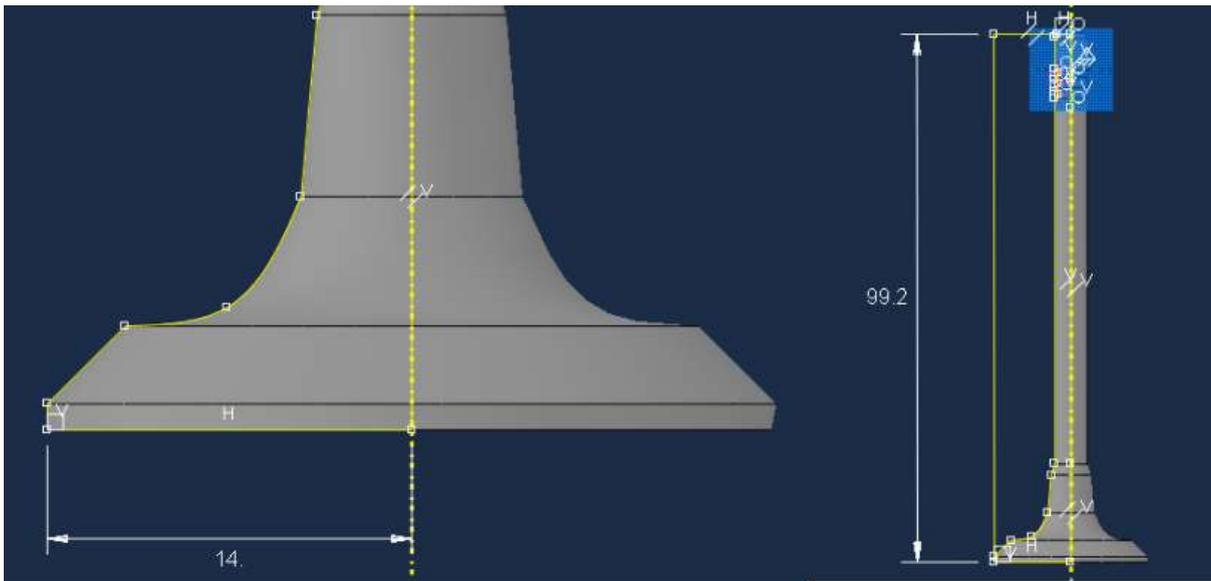


Figura 12. Dimensiones de la válvula de escape

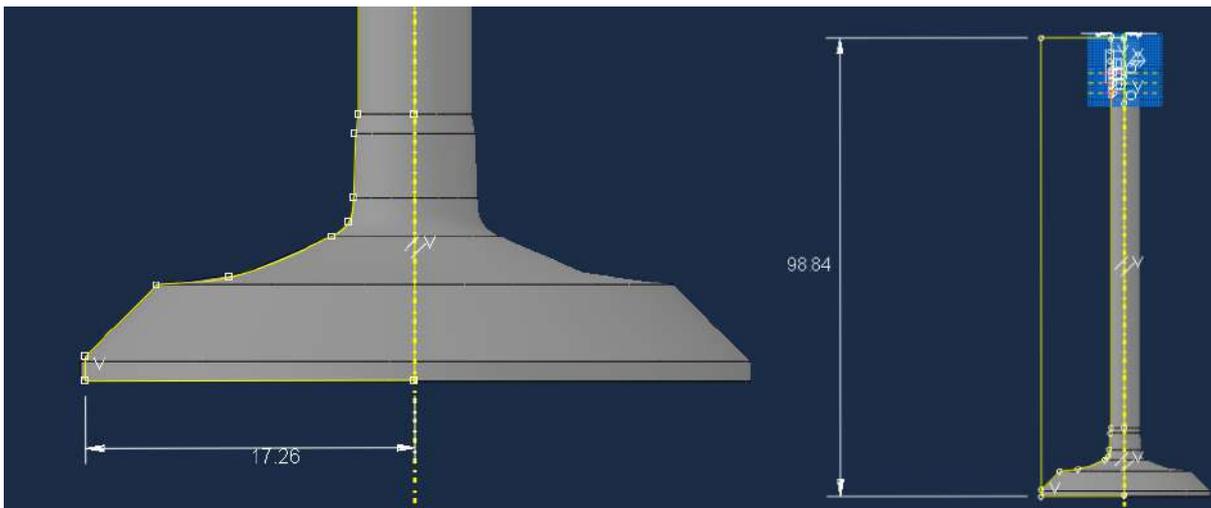


Figura 13. Dimensiones de la válvula de admisión

Para el relevamiento de la zona crítica se utilizó un proyector de perfiles, disponible en el laboratorio de Metrología de la Facultad de Ingeniería de la UNMDP. Se montó la válvula en un soporte, y se proyectó su forma con un zoom x50. Se hizo foco y se midieron las dimensiones de esta zona, como se muestra en la figura 14.

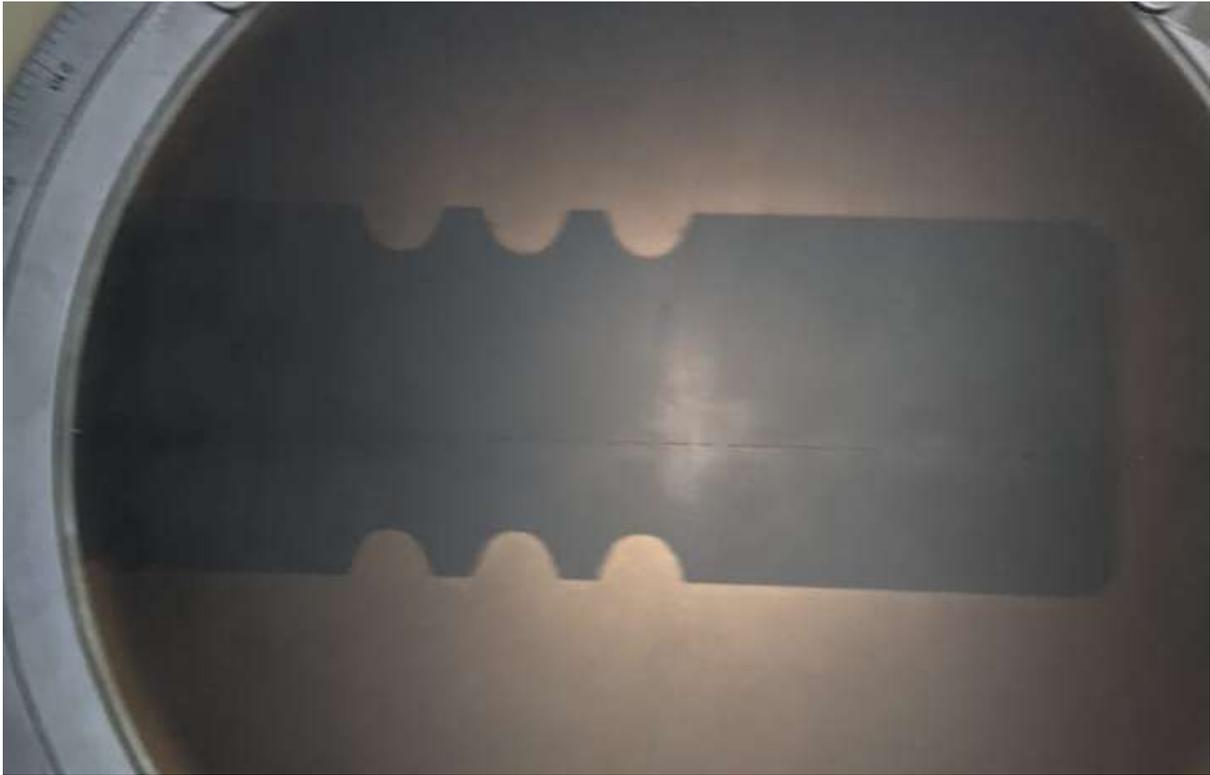


Figura 14. Proyección del extremo superior de la válvula

Se relevaron las dimensiones de los filetes, las distancias entre ellos, la distancia del último filete al extremo, el diámetro del vástago y las zonas mecanizadas sobre la cabeza. Todas estas secciones se observan en la figura 14 . Para la parte de los filetes, no se consideró un semicírculo, si no que se midieron dos distancias a y b, que representan el ancho y la profundidad del surco, como se muestra en la figura 15.

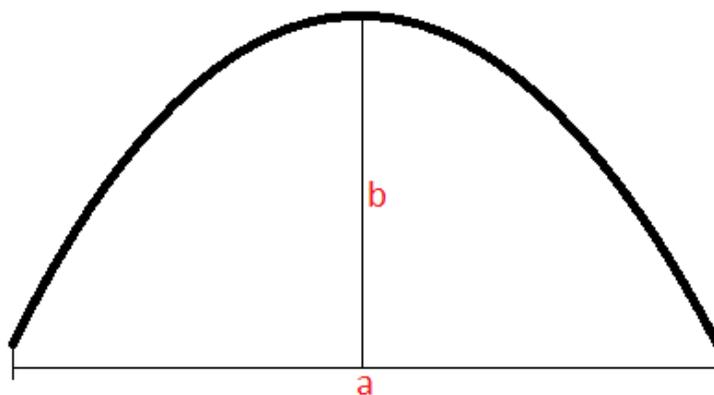


Figura 15. Esquema de la curvatura que constituye un filete.

A la hora de realizar el modelado, se ajustó un arco de circunferencia con las dimensiones medidas para cada una de las seis curvas. Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

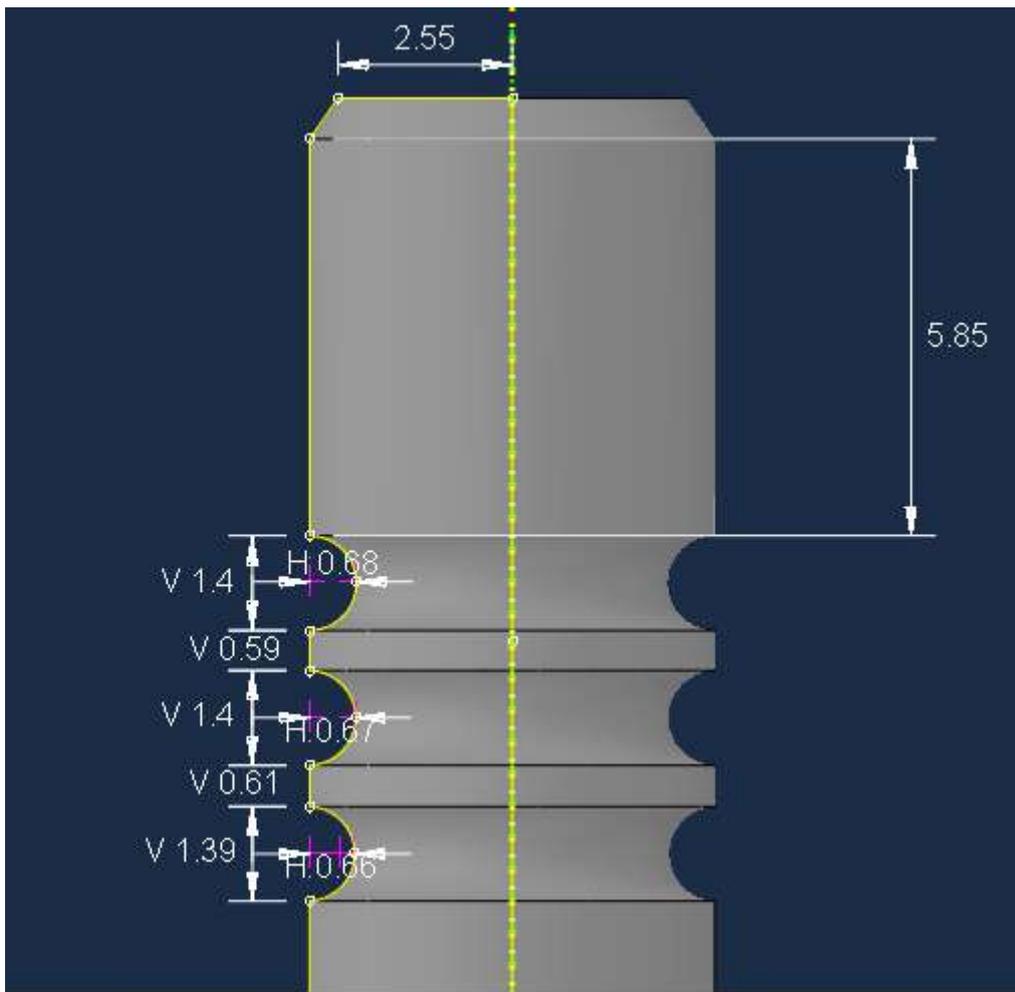


Figura 16. Zona crítica de la válvula de escape.

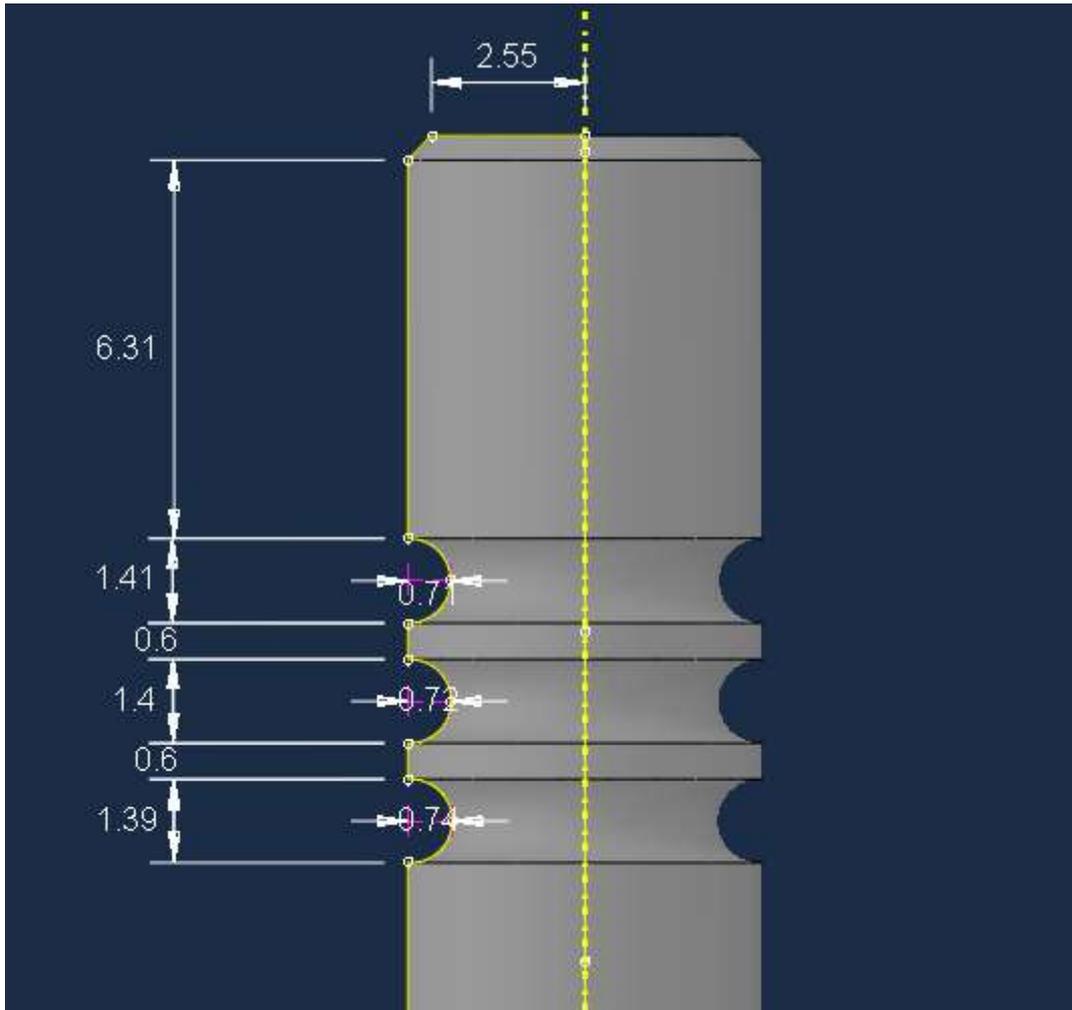


Figura 17. Zona crítica de la válvula de admisión.

3.3 Relevamiento de la leva

Para la caracterización de la leva se tomó como fuente otro proyecto final de la carrera Ingeniería Mecánica, en el cual se realizó el perfil de un árbol de levas correspondiente a un motor diesel de construcción nacional (Perkins 4Pa 203). El relevamiento fue realizado en la “Federación Regional de Automovilismo Deportivo Mar y Sierras” (FRAD), con sede en Mar del Plata. Se utilizó la máquina que disponen para verificar que los árboles de levas de los autos de carrera sean reglamentarios. Se registraron valores de desplazamiento lineal del seguidor cada 2 grados de giro de leva.^[19]

Se sostiene el árbol de levas entre puntas y, mediante un sensor de posición lineal con un palpador que simula el funcionamiento de un seguidor de leva, se realizan lecturas de la posición del palpador.

Es importante destacar que habrá una gran parte del giro para el cuál no se producirá desplazamiento del palpador. Esto tiene que ver con la geometría de la leva y fue explicado anteriormente en la sección “2.1.1 El movimiento de las válvulas”. El desplazamiento más grande se dará para el ángulo 0° (mayor distancia al eje de giro) y el más pequeño será entre los ángulos de -60° y 60° , que comprenden un arco de circunferencia donde la distancia desde dicho punto al extremo no varía. En la figura 18 puede visualizarse la forma de la leva y los ángulos mencionados.

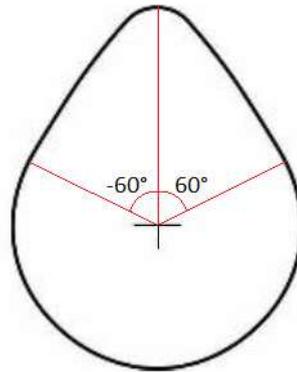


Figura 18. Esquema de una leva.

Conociendo la posición del seguidor punto a punto, es posible obtener el perfil de desplazamientos. Se estableció como régimen de funcionamiento que el árbol de levas se encuentre girando a una velocidad angular constante de 1000 RPM. Si se lo deriva, se obtiene el perfil de velocidad en función del ángulo (figura 19).

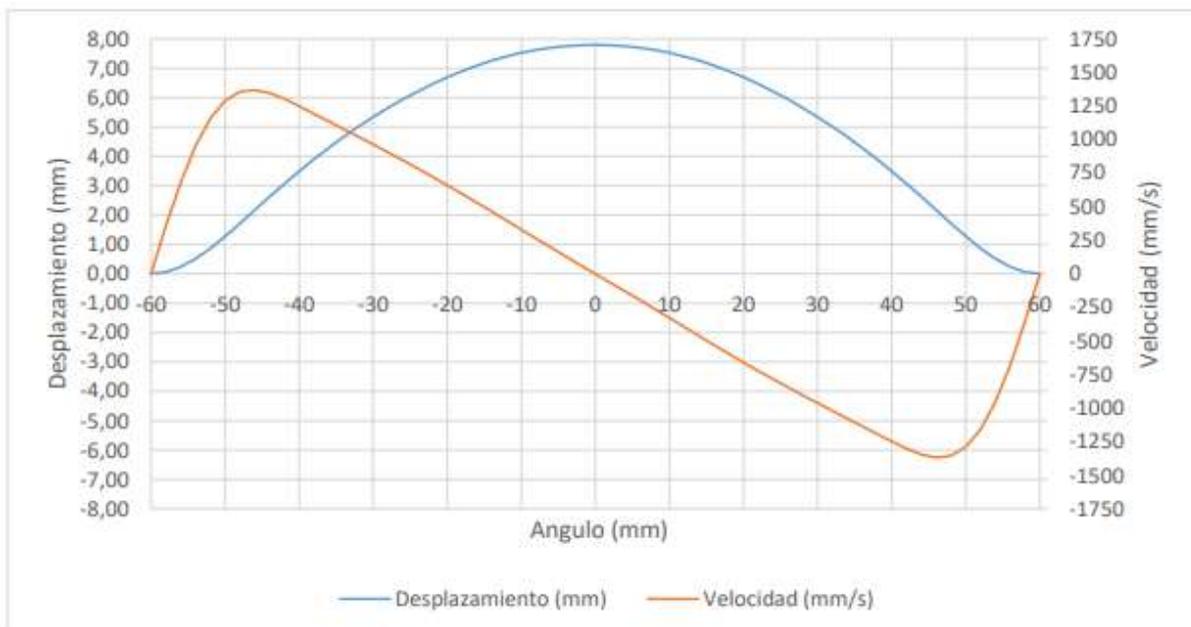


Figura 19. Perfil de velocidades y desplazamientos en función del ángulo.

Finalmente, derivando una vez más, se llega a la curva que muestra el parámetro último de interés: la aceleración (figura 20). Vale aclarar que se ha graficado en valor absoluto; es claro que este vector cambia de sentido, dado que debe abrirse y cerrarse para cumplir su función. El valor máximo de aceleración es de 1080 m/s^2 , y ocurre cuando comienza el desplazamiento de la pieza en su ciclo de movimiento.

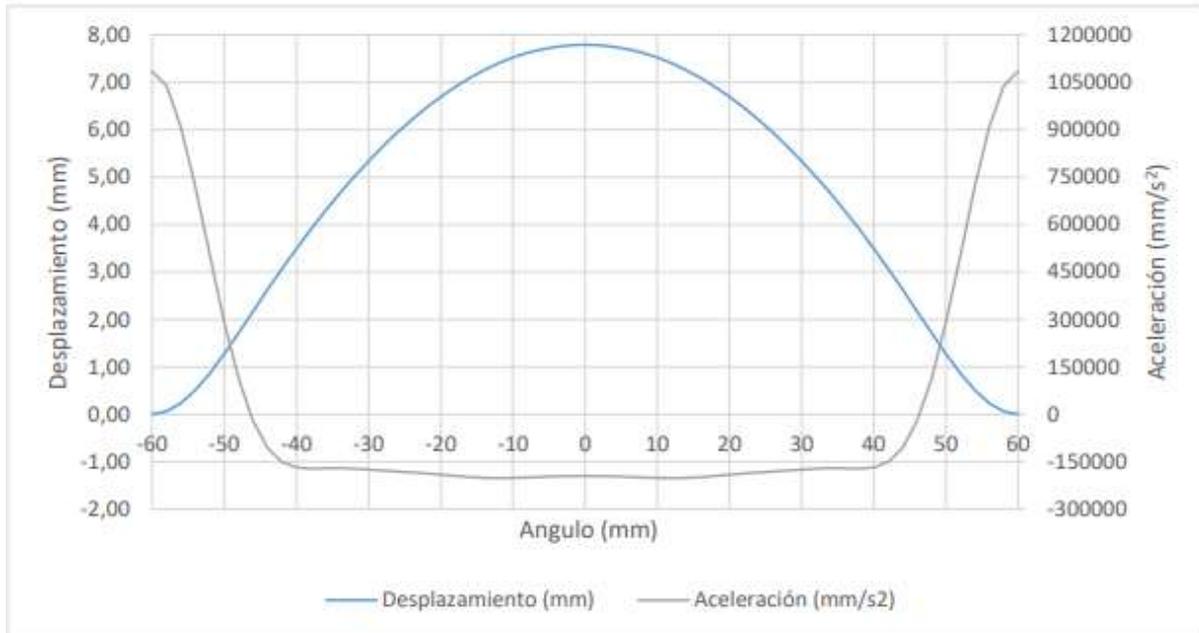


Figura 20. Perfil de aceleraciones y desplazamientos en función del ángulo.

4. ANÁLISIS METALÚRGICO

4.1 Introducción

Como ya se mencionó previamente, se ensayaron válvulas de distintos fabricantes, con el objetivo de poder diferenciarlas según sus propiedades. Se analizaron ocho muestras de cuatro proveedores distintos. Se analizaron dos correspondientes a fabricantes de alto prestigio en el mercado, y dos con escasos antecedentes en el mercado nacional (entre las cuales se encontraba el proveedor de válvulas falladas). Para cada uno se analizó una muestra de escape y una de admisión. Durante este proceso se buscó obtener características más relevantes de cada tipo de válvula. Esto se hizo comparando las microestructuras y los valores de dureza de cada una. Se buscó obtener un patrón que permita dilucidar si efectivamente había un criterio de fabricación entre las distintas marcas, ya que se desconocía si el mismo estaba establecido por norma.

4.2 Relevamiento de dureza superficial

Para cada válvula se midió y relevó un perfil de dureza superficial siguiendo una línea recta que une ambos extremos de la muestra en sentido longitudinal. Se midieron varios puntos equidistantes y se marcó la posición de los filetes para cada caso. Para llevar a cabo la medición se utilizaron como muestras las válvulas enteras sin preparación previa.

En cada perfil de dureza, los filetes se ven representados por una zona gris, con su posición y extensión correspondiente. Se puede identificar que esta posición no siempre es la misma y difiere unos milímetros dependiendo del tipo y fabricante.

Se pudo observar que la tendencia en las válvulas de admisión analizadas (figuras 21, 23 y 25), con excepción de las STH (figura 27), es tener un pico de dureza por encima de la altura de los filetes para luego descender hasta un mínimo. En el caso de la STH pasa lo contrario, comienza con un valor mínimo que progresa significativamente a medida que se avanza por el vástago. También se observa un decaimiento en el valor máximo, llegando en esta última a un valor máximo aproximado de 40 HRC mientras que en las otras se llega hasta un valor de 60 HRC. Las válvulas STH (figuras 27 y 28) fueron las más complicadas de medir por su cantidad de filetes, ya que no se logró medir la dureza en esos puntos intermedios y relevar un perfil completo.

En el caso de las válvulas de escape, figuras 22, 24 y 26; se puede apreciar que presentan un valor de dureza prácticamente constante. En comparación, la dureza de las válvulas de

escape resulta menor que la de las válvulas de admisión. Se encuentra una excepción para las Mahle, correspondiente a la figura 24, que son las únicas que llegan a un pico de 60 HRC. Esto mostró que las válvulas de admisión poseen en general valores de dureza superficial mayores que las de escape.

Si ahora el análisis se basa solo en las fabricantes, se puede concluir que las que presentan los mayores valores de dureza son las Mahle. Esto se debe a que son las que tienen mayores valores en la punta tanto para admisión como escape, y se mantienen en valores altos a medida que se avanza en el cuerpo. Se puede presumir que estas son las únicas válvulas de escape analizadas que tienen un tratamiento de endurecimiento en la punta.

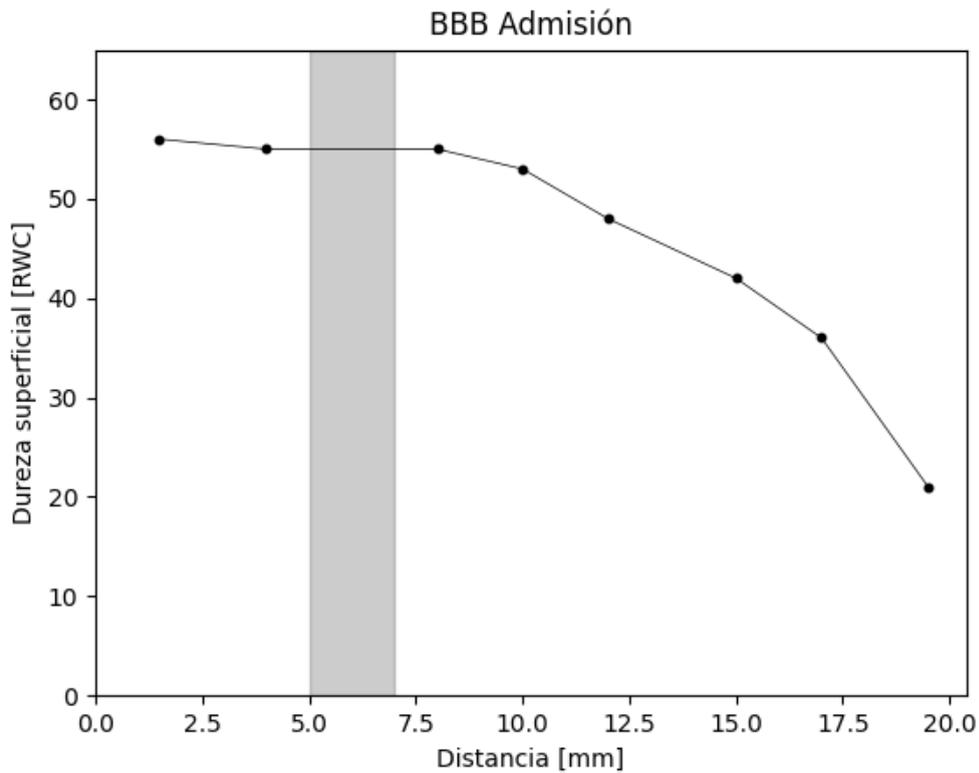


Figura 21. Dureza superficial BBB admisión.

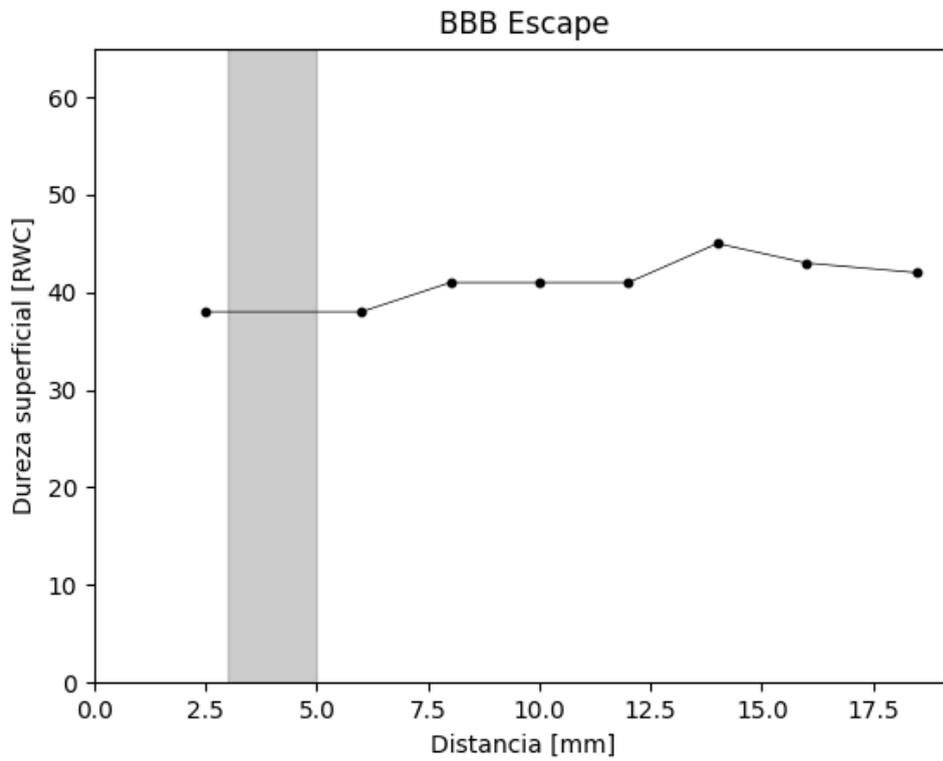


Figura 22. Dureza superficial BBB escape

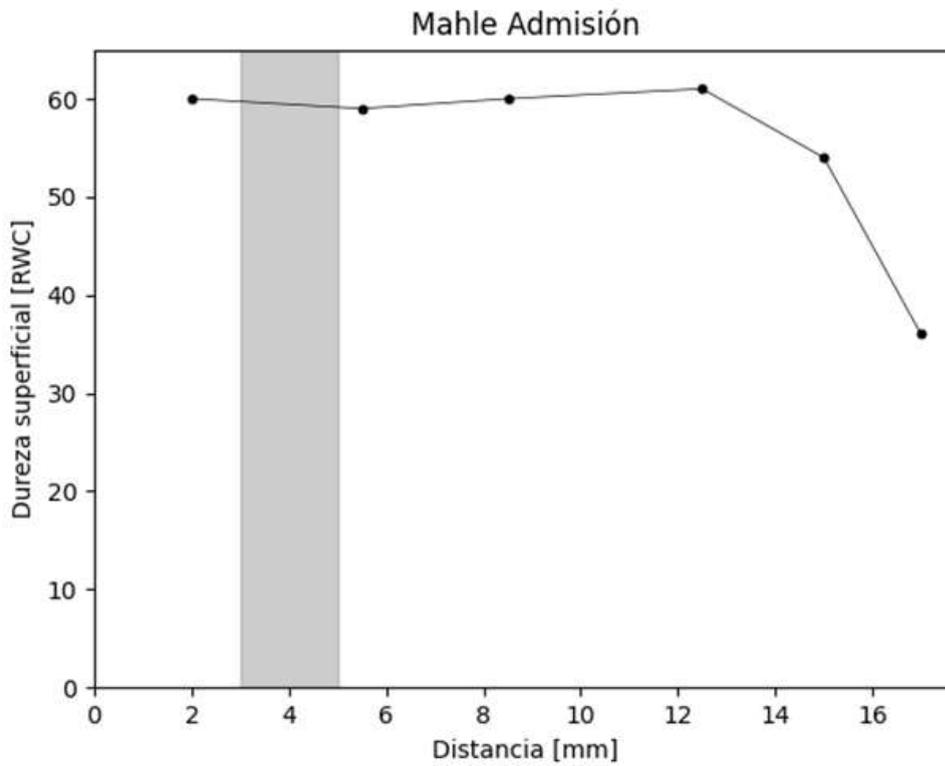


Figura 23. Dureza superficial Mahle admisión

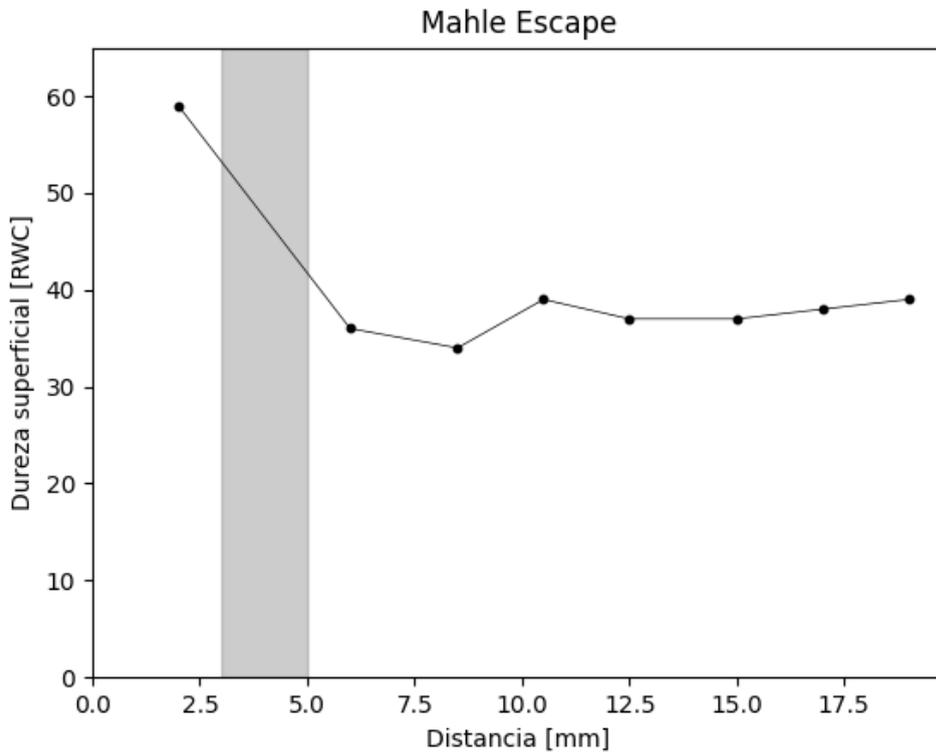


Figura 24. Dureza superficial Mahle escape

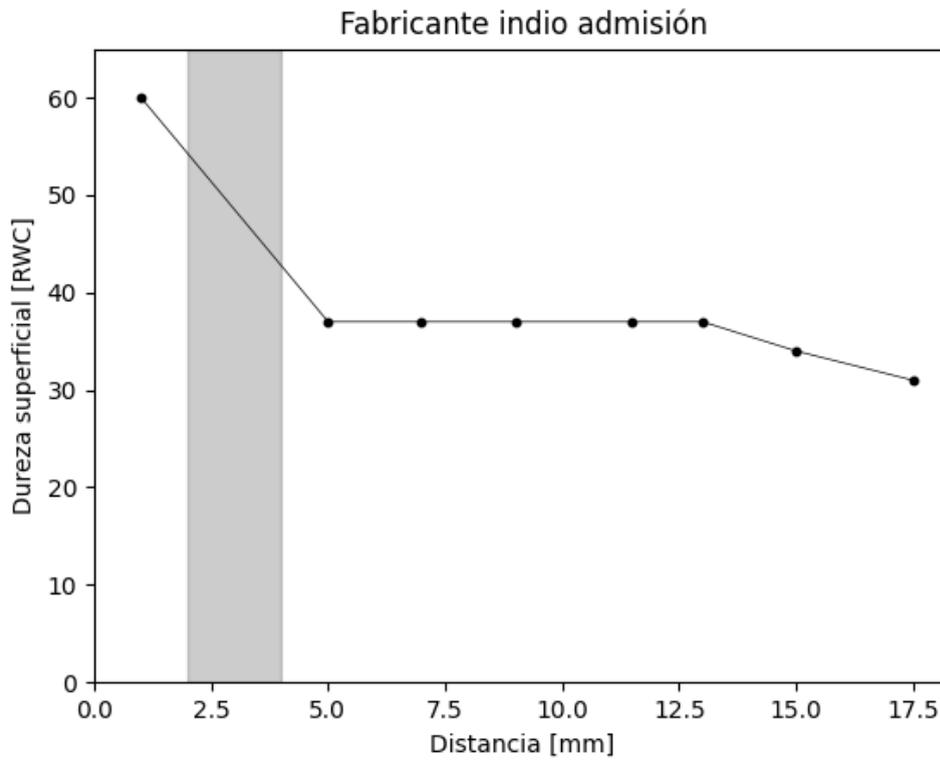


Figura 25. Dureza superficial Fabricante indio admisión

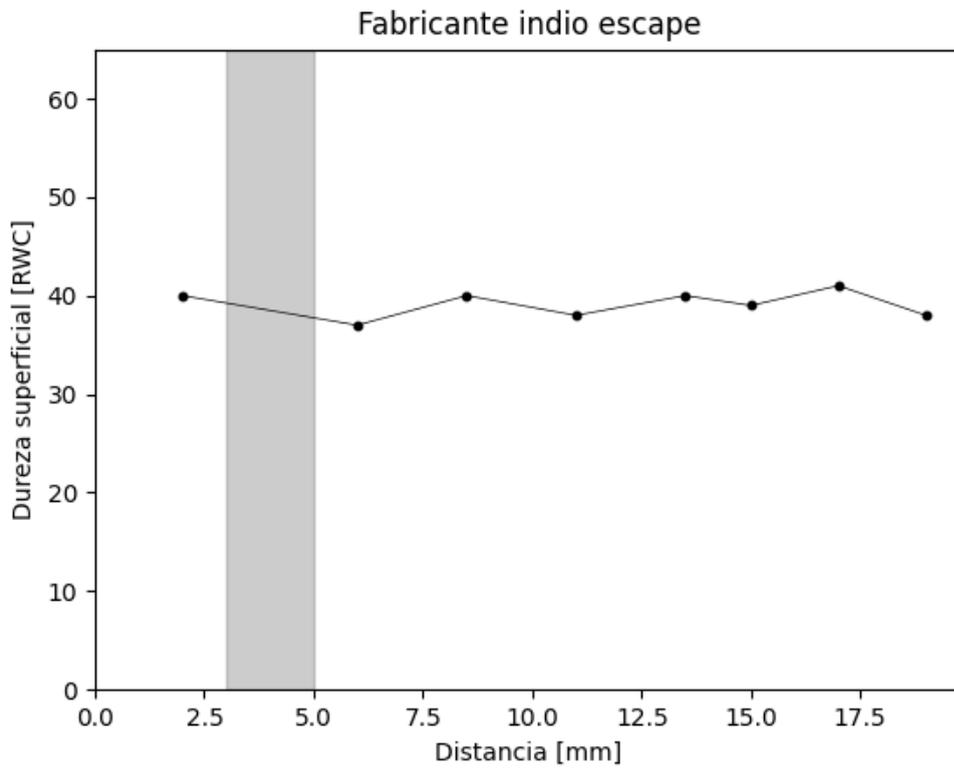


Figura 26. Dureza superficial Fabricante indio escape

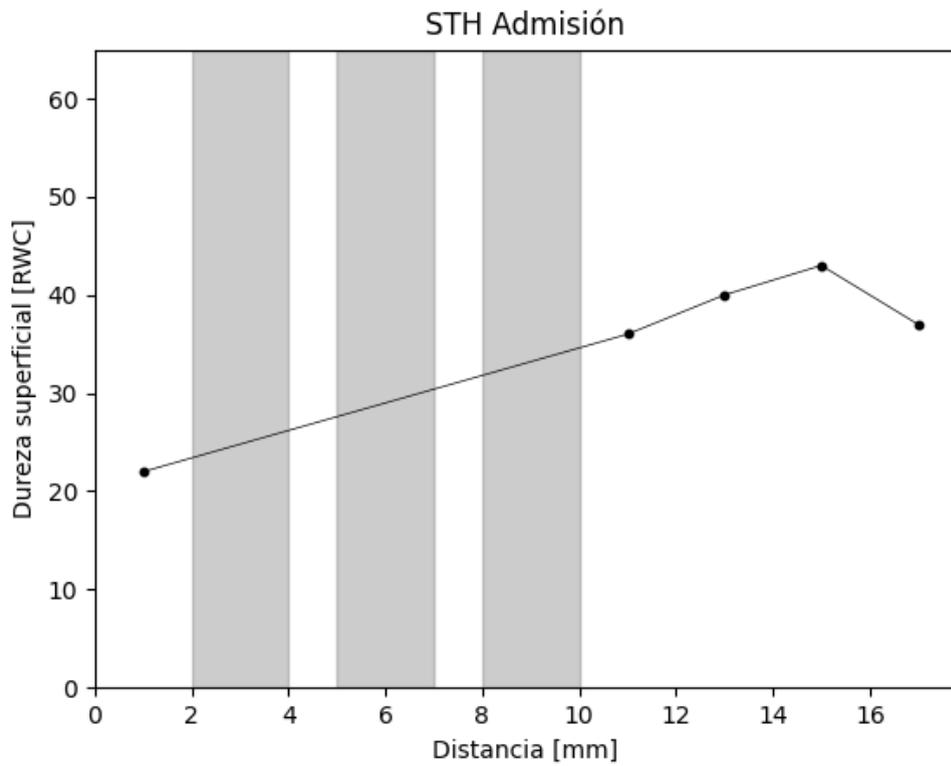


Figura 27. Dureza superficial STH admisión

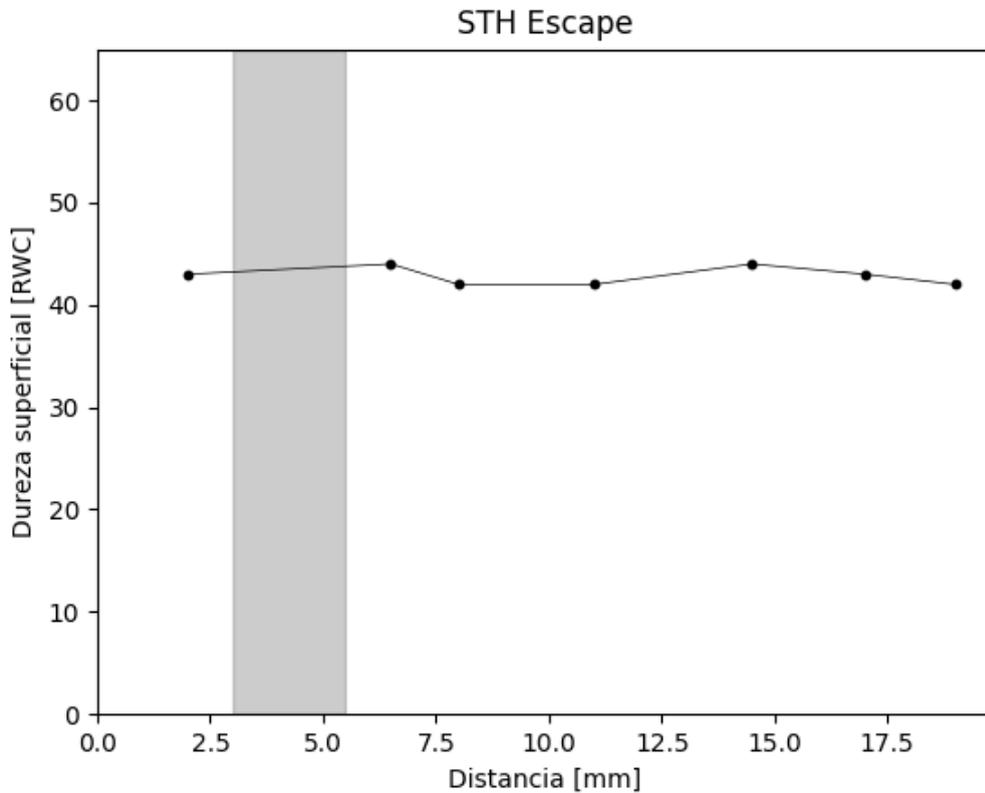


Figura 28. Dureza superficial STH escape

4.3 Preparación de las muestras para microdureza e inspección microscópica

Para este análisis es necesaria una etapa de preparación que comprende los siguientes pasos:

- Corte de la válvula con un disco abrasivo giratorio
- Inclusión de la muestra según el perfil que se quiera analizar, utilizando baquelita
- Pulido grueso con lijas de distinta granulometría
- Pulido fino de las muestras empleando, en nuestro caso, alúmina de 0,2 micrones.
- Lavado con alcohol y ataque con un reactivo

Para el ataque se utilizó Picral. El tiempo se fue regulando hasta llegar a una buena visualización de la microestructura, sin producir un sobreataque. Tras varios intentos, se estableció un tiempo de 20 segundos por muestra. El proceso se repitió para las ocho. En la figura 29 se puede observar cómo quedó cada una ya incluida en la baquelita, justo antes de ser analizada.



Figura 29. Muestras incluidas en la baquelita.

A continuación, se presenta la tabla 1 que identifica cada muestra con su respectivo fabricante y tipo

Muestra	Fabricante	Tipo
1	BBB	Admisión
2	BBB	Escape
3	Fabricante indio	Admisión
4	Fabricante indio	Escape
5	Mahle	Admisión
6	Mahle	Escape
7	STH	Admisión
8	STH	Escape

Tabla 1. Numeración y tipo de cada muestra.

4.4 Relevamiento de microdureza

Para esta sección, se cortaron todas las válvulas para poder medir y revelar la dureza micro en dirección longitudinal. Fueron seccionadas a una distancia aproximada de dos centímetros hasta el extremo de los filetes. Luego, la muestra fue debidamente preparada, y se procedió a indentarla con el fin de medir su microdureza. Se realizaron entre 10 y 12 mediciones en sentido longitudinal y se construyeron los siguientes perfiles de dureza, en

función de la posición longitudinal a lo largo de la válvula. La línea roja representa la posición de un cambio de color en la válvula, observado luego del ataque químico con Picral. La presencia de dos zonas está relacionada a la existencia de dos microestructuras distintas, que interactúan de diferentes maneras con el reactivo.

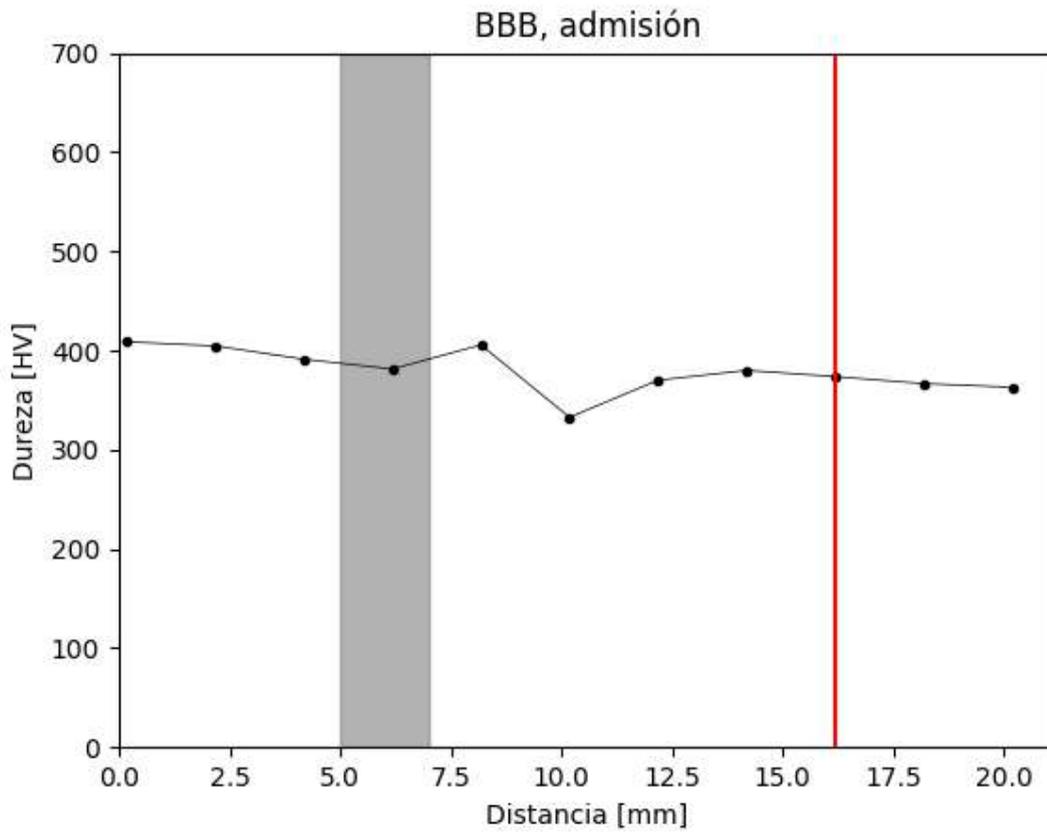


Figura 30. Microdureza BBB admisión

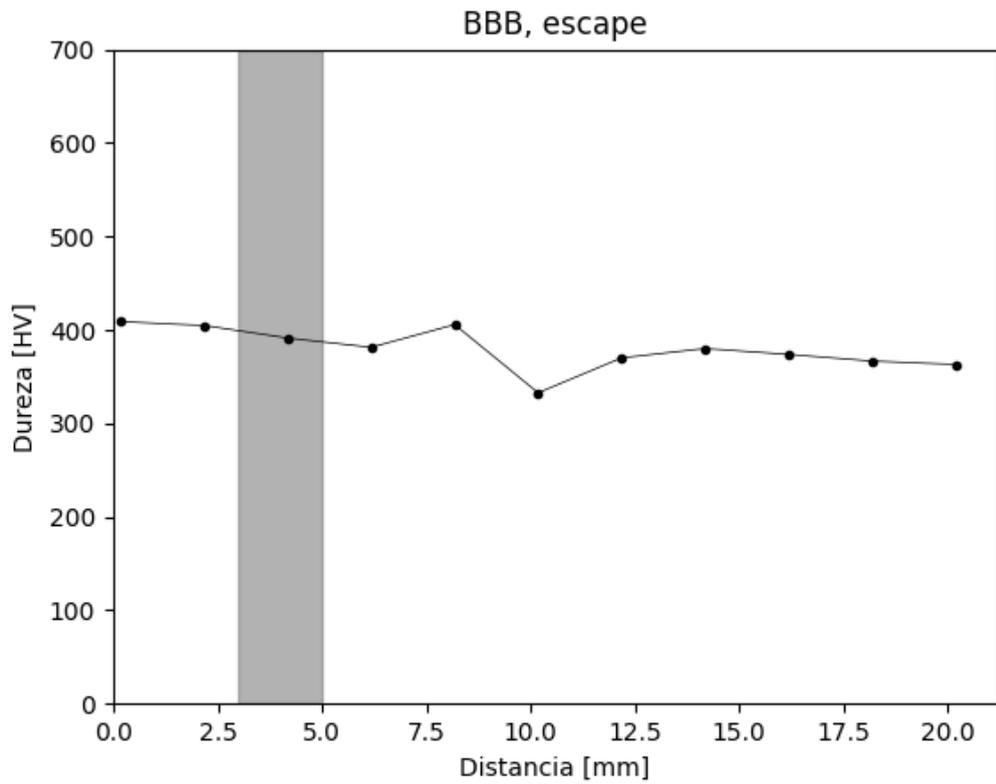


Figura 31. Microdureza BBB escape

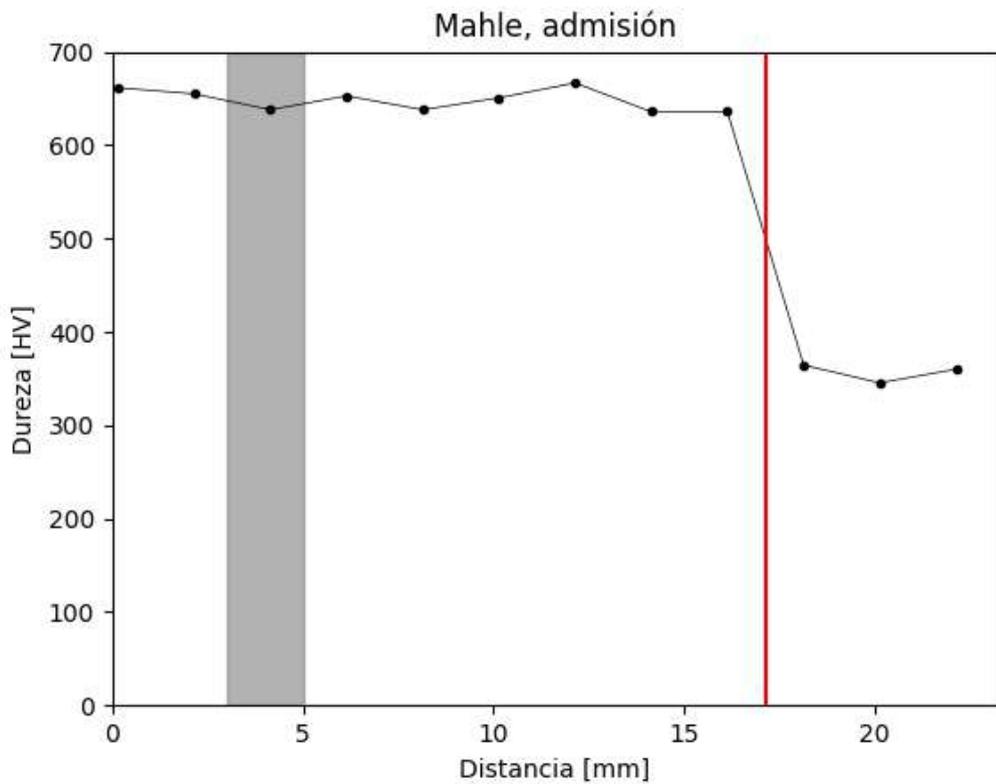


Figura 32. Microdureza Mahle admisión

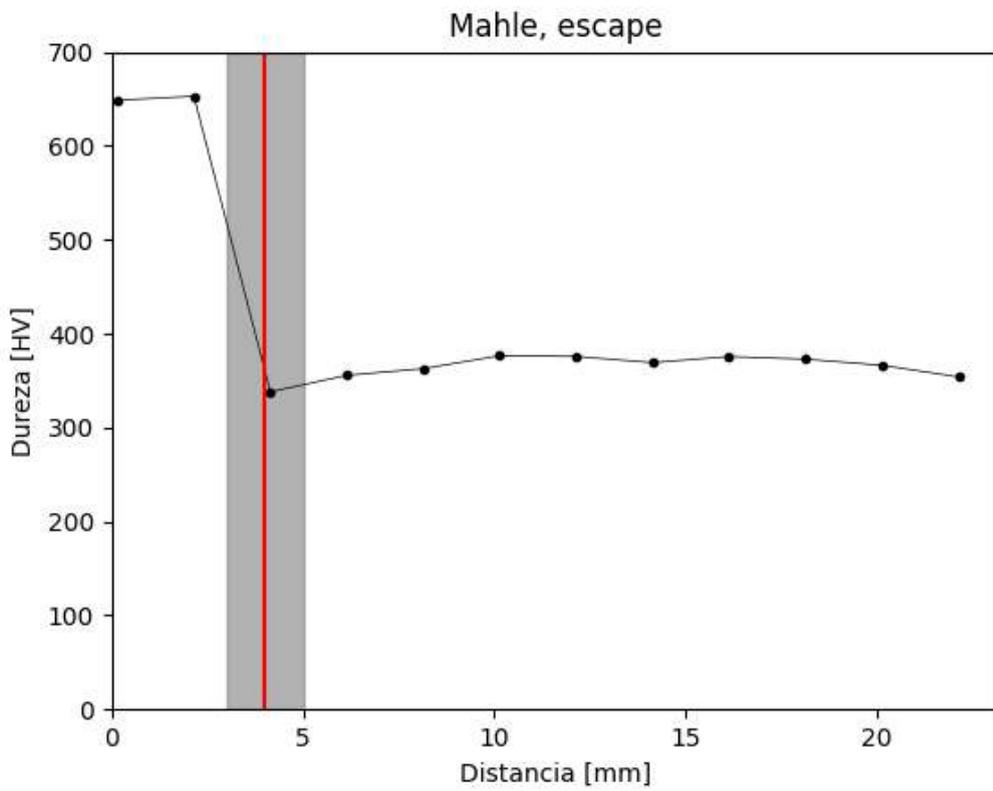


Figura 33. Microdureza Mahle escape

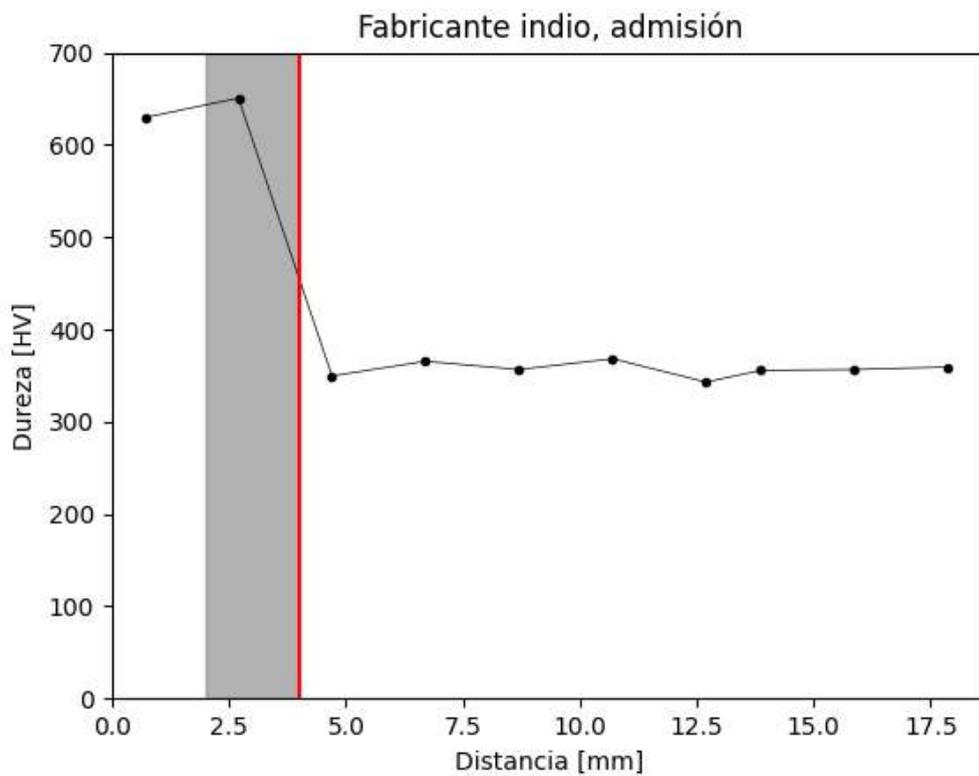


Figura 34. Microdureza Fabricante indio admisión

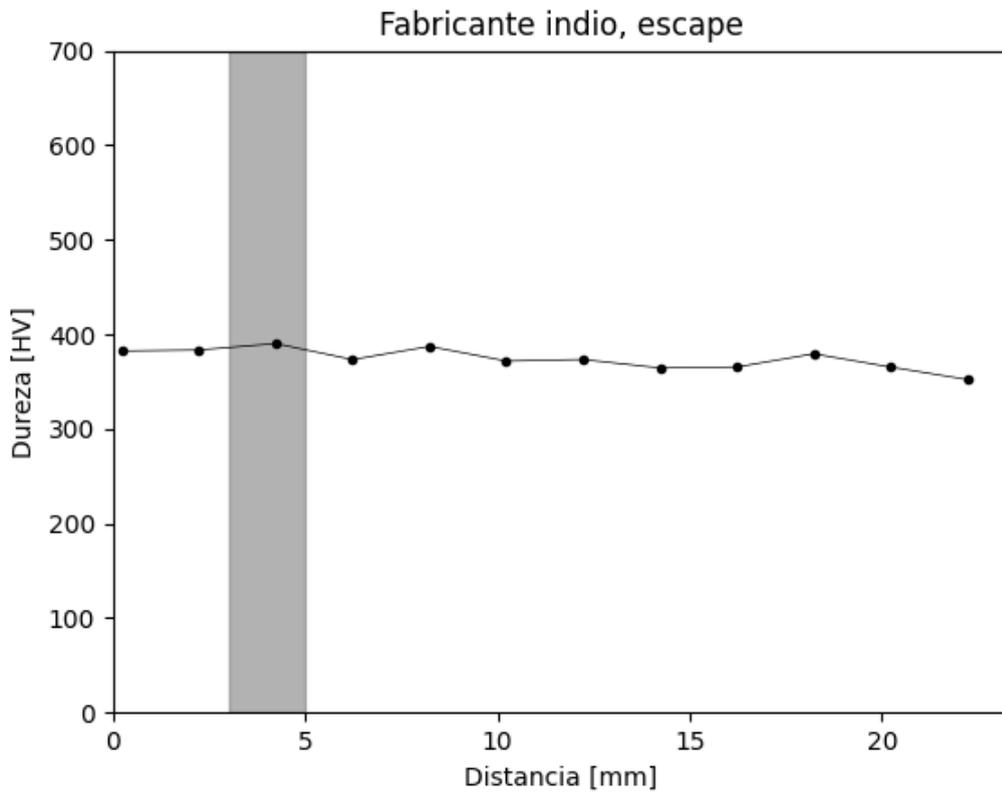


Figura 35. Microdureza Fabricante indio escape

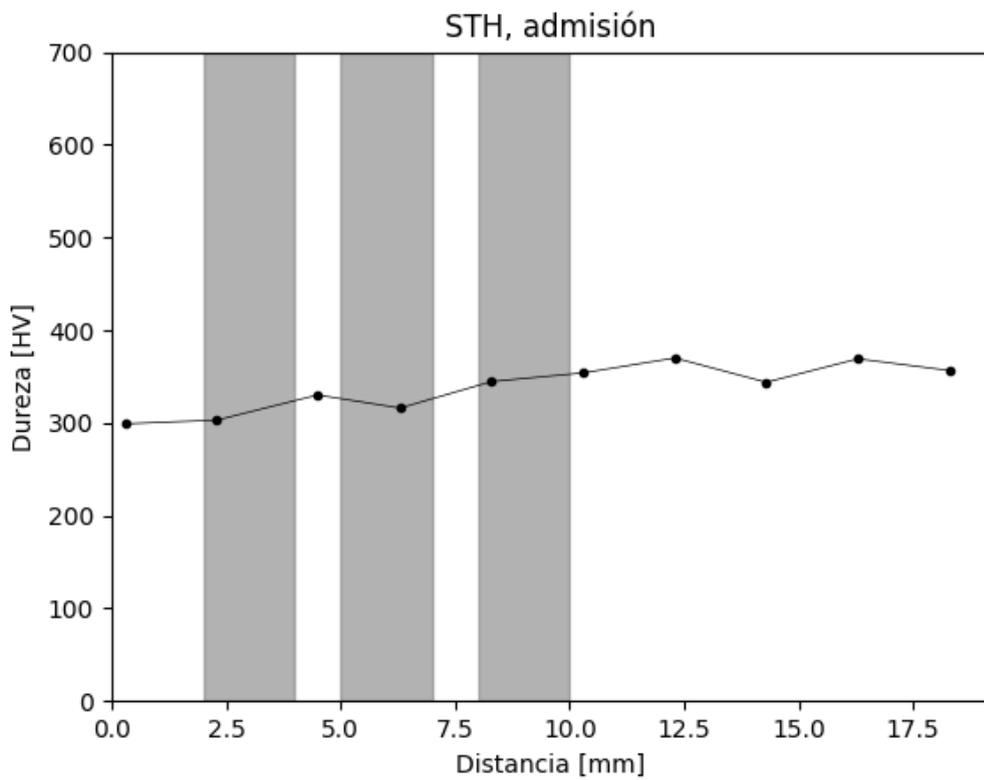


Figura 36. Microdureza STH admisión

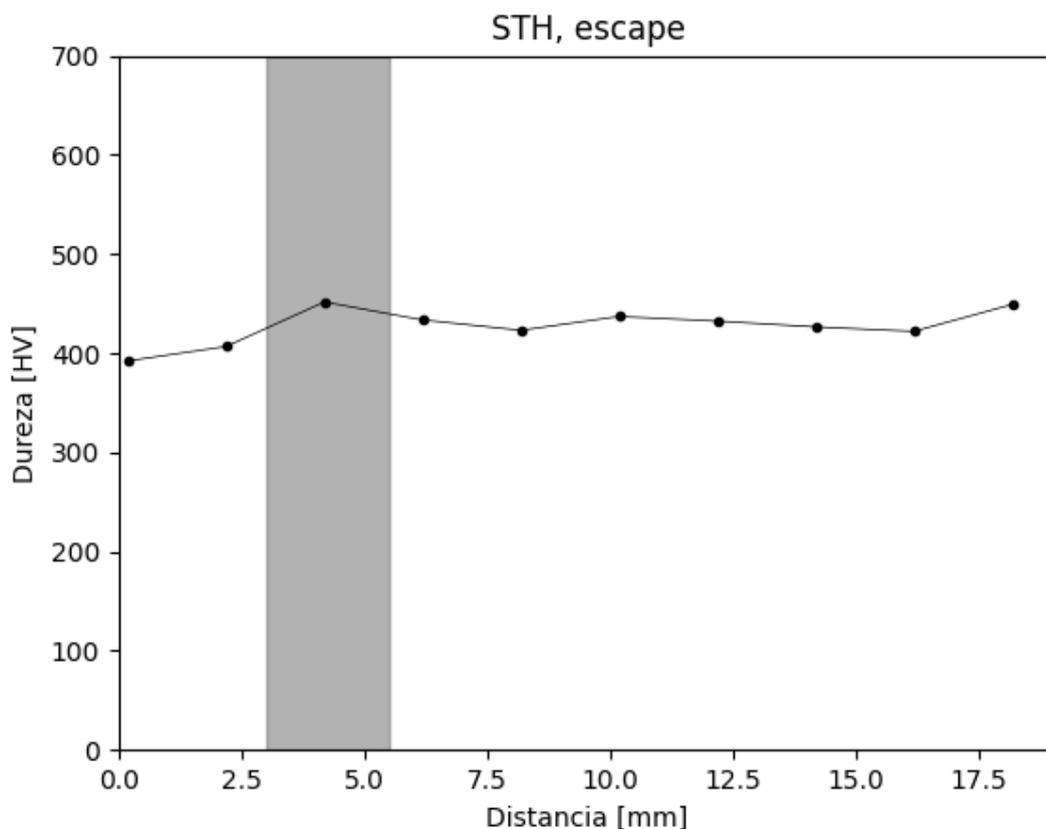


Figura 37. Microdureza STH escape

Los primeros tres fabricantes (BBB, Mahle, fabricante indio) presentan un patrón en común: las válvulas de admisión se encuentran endurecidas hacia el extremo, alcanzando valores de entre 600 y 700 HV. Esto queda en evidencia en los perfiles de microdureza correspondientes a las figuras 30, 32 y 34; y puede tener como fin aumentar la resistencia a la fatiga que se presenta en la punta debido a los grandes ciclos de carga. En el caso de las piezas fabricadas por BBB y Mahle, es posible notar que la dureza se extiende incluso afectando la zona de los filetes. Las válvulas STH, en cambio, presentan un perfil de dureza prácticamente constante, con valores que oscilan entre 300 y 350 HV para toda la longitud de la muestra.

Las marcas analizadas en general no presentan gradientes de dureza para las piezas de escape. El fabricante indio y BBB muestran un perfil muy similar, con valores constantes que rondan entre 300 y 400 HV. STH presentó un comportamiento parecido, pero la dureza es un poco mayor, llegando a los 500 HV. Finalmente, Mahle mostró un endurecimiento que abarca los primeros cuatro milímetros desde el extremo. Se observa un cambio de color a

partir del cual la dureza cae y los valores se vuelven constantes, asemejándose a los otros fabricantes.

Nuevamente, podemos concluir que Mahle es el fabricante que provee piezas de mayor dureza. Las otras marcas no presentaron características significativamente distintas a las de las piezas que fallaron.

Resulta, a esta altura del estudio, muy notoria la gran variación entre las propiedades (distribuciones de dureza) de las válvulas de escape de distinto origen. Sin embargo, todas ellas utilizadas en nuestro medio sin indicios de fallas generalizadas, a nuestro mejor saber. Estas observaciones sugieren que los fabricantes no siguen una norma regulatoria para la fabricación de válvulas..

4.5 Análisis microestructural

Se analizó la microestructura de las piezas utilizando un microscopio óptico Zeiss Imager.A2m, disponible en INTEMA. Se analizaron las ocho muestras presentadas en la tabla 1.

La muestra 1 presentó un cambio de color observable macroscópicamente a 16 mm de su extremo superior luego de ser atacada. Al ser observada en el microscopio, se notó que este cambio de color se debe a un cambio en la microestructura. En la parte superior se observa una estructura muy fina acompañada de inclusiones más oscuras, como se ve en la figuras 38 y 39.

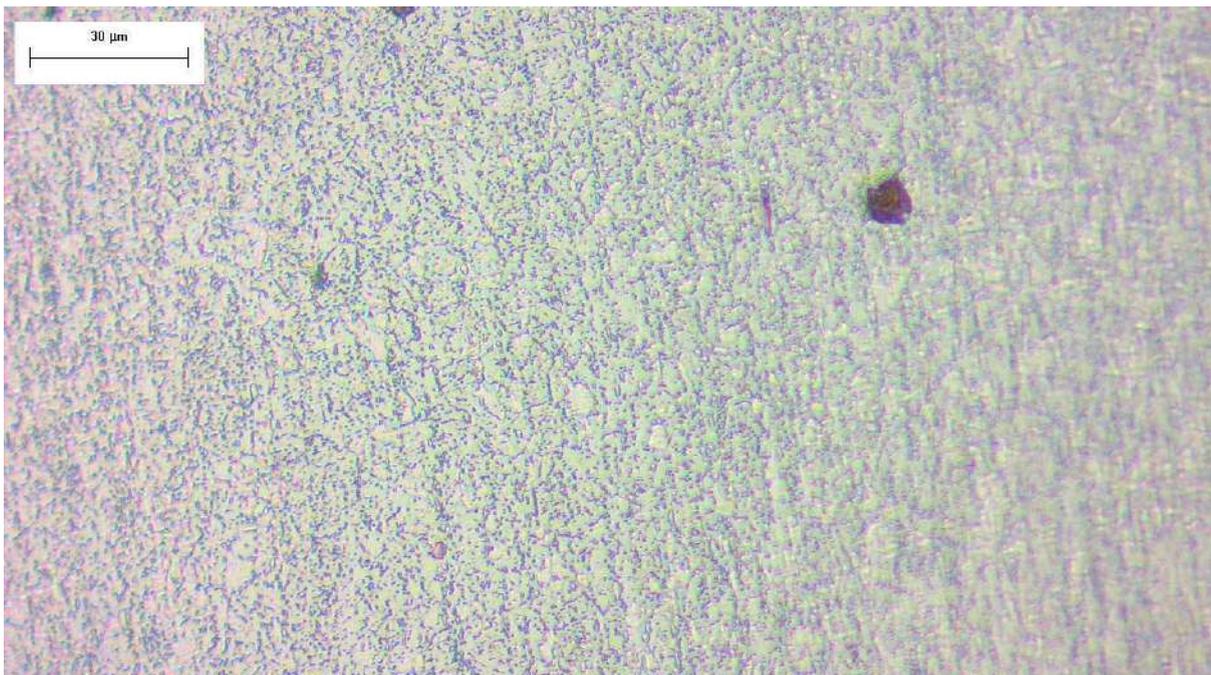


Figura 38. Microestructura muestra 1 - x500

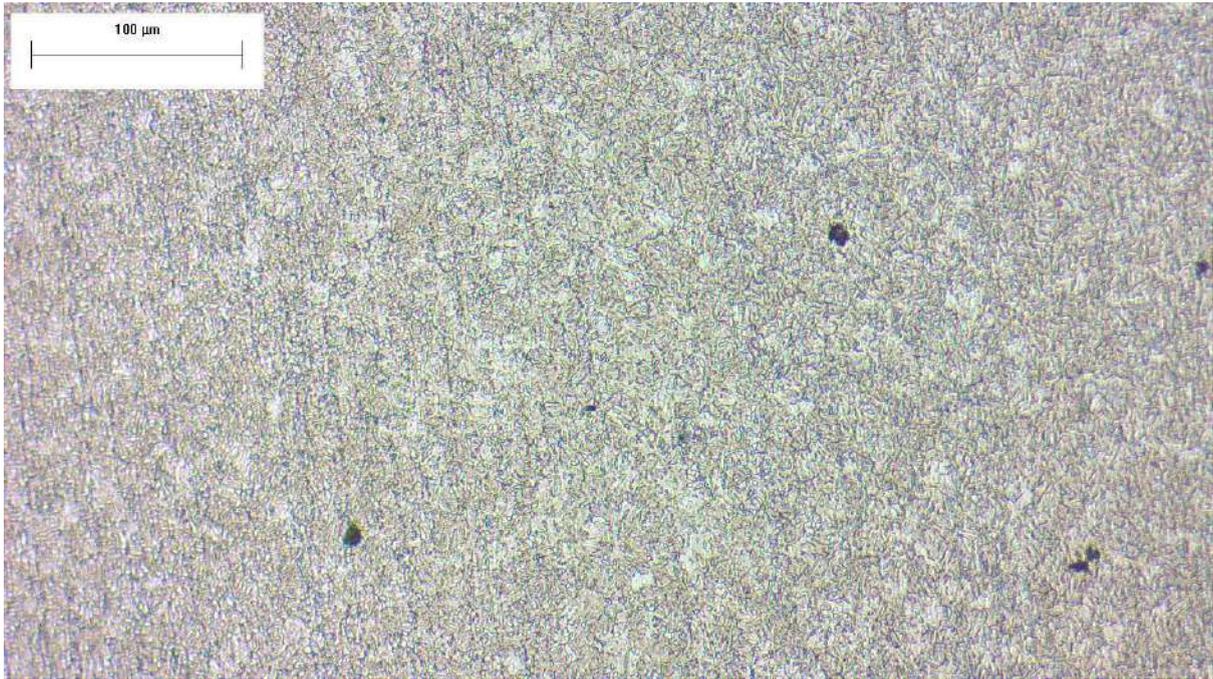


Figura 39. Microestructura muestra 1 - x200

Podemos presumir que esta estructura es bastante similar a lo que se esperaría ver en un acero martensítico, ya que no se divisan claramente granos, sino que se ven pequeñas placas con distintas orientaciones.

Por debajo del cambio de color se observa una estructura granular más gruesa, similar a una ferrítica. Las inclusiones siguen presentes. Esto se visualiza en la figura 40.

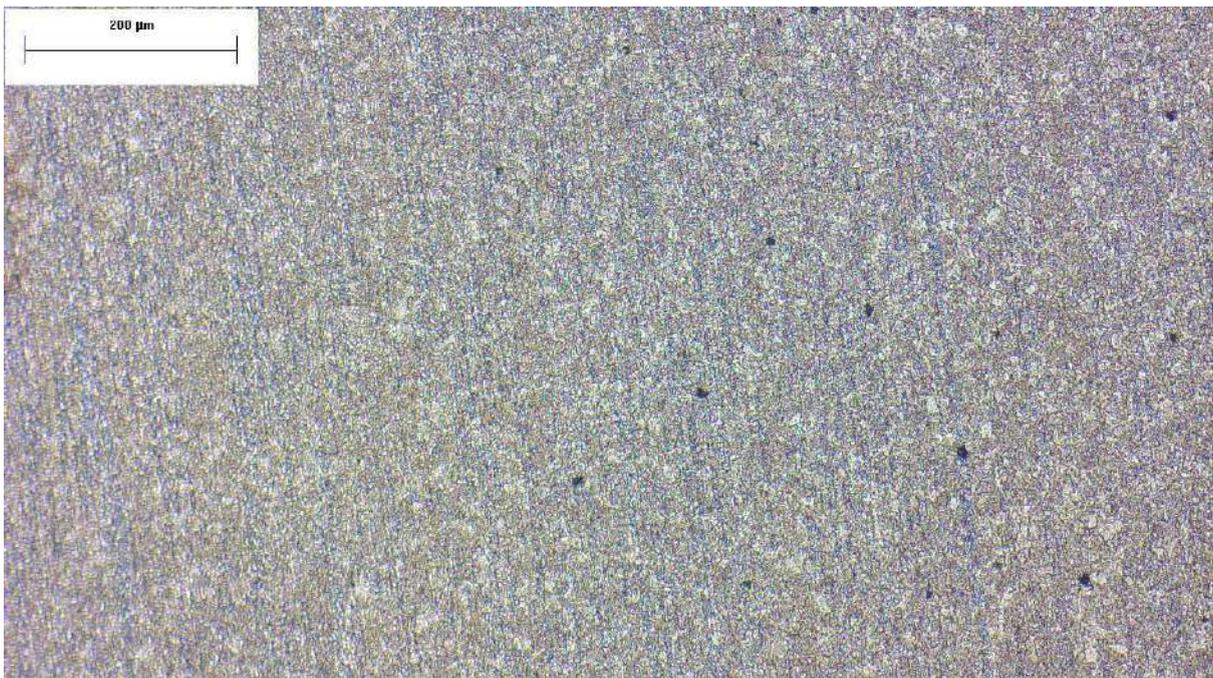


Figura 40. Microestructura muestra 1 - x100

La muestra 2 no presentó ningún cambio de color. Se puede visualizar en la figura 41 que se distingue una sola fase granular acompañada nuevamente de inclusiones oscuras y marcas de laminación. Además, se detectó la presencia de una capa de espesor variable debajo de la altura de los filetes, ubicada en la superficie, que se extiende a lo largo de la muestra (figura 42). Esta capa se hace más tenue a medida que se acerca al extremo superior de la válvula.

A medida que se incrementa la magnificación (figuras 43, 44 y 45), se puede apreciar mejor la estructura granular, la cual es muy similar a lo que se esperaría ver en un acero austenítico.

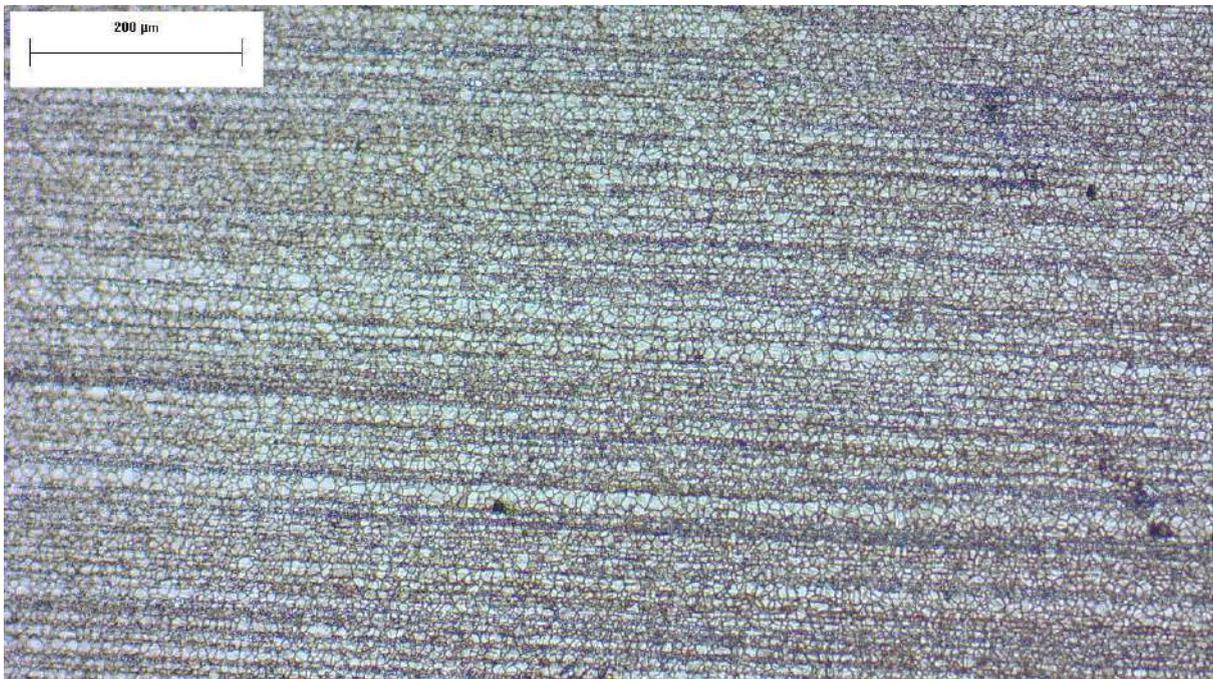


Figura 41. Microestructura muestra 2 - x100

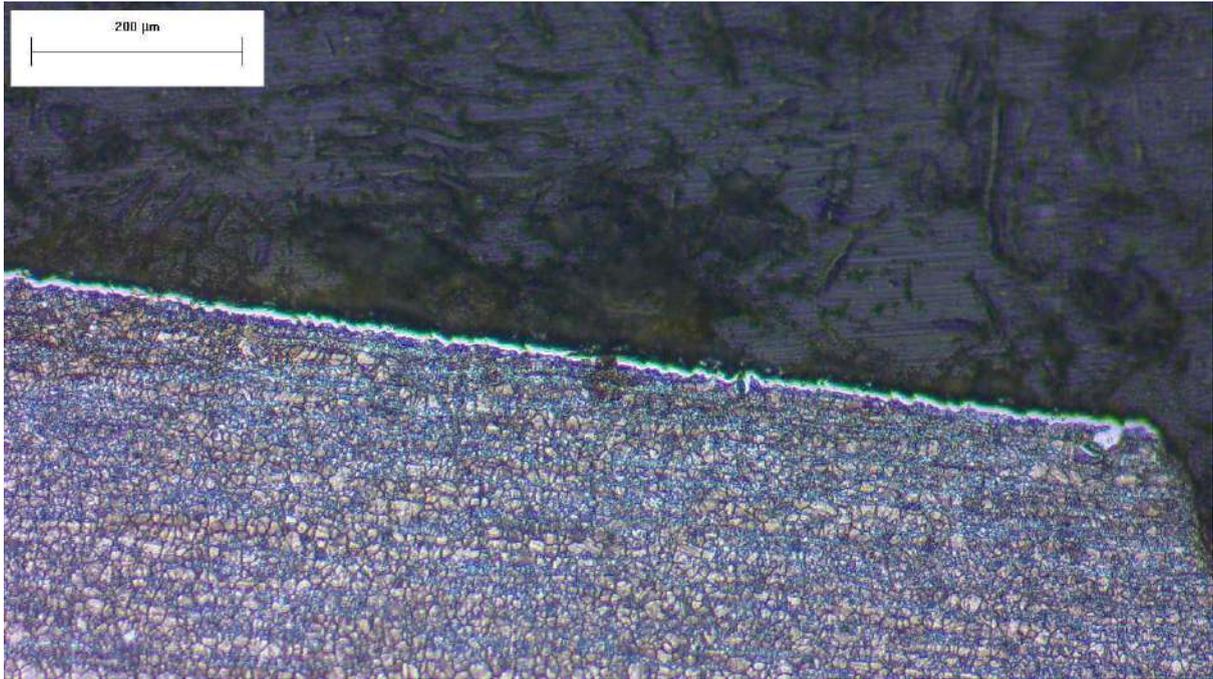


Figura 42. Microestructura muestra 2 - x100

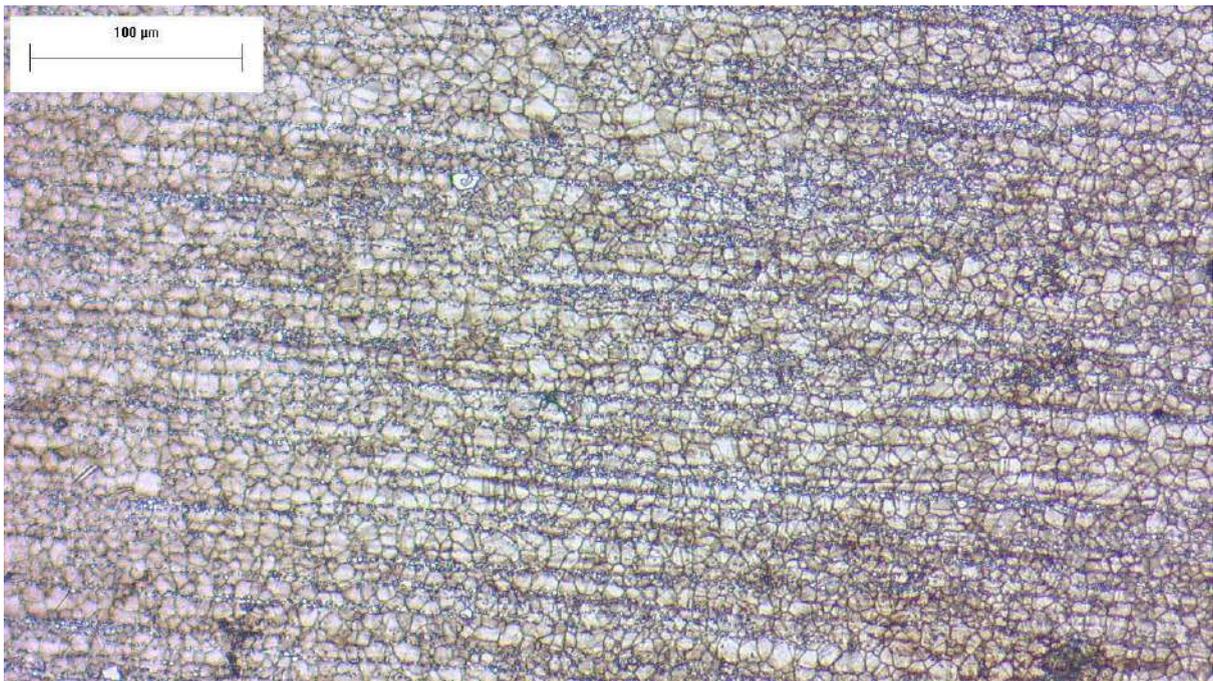


Figura 43. Microestructura muestra 2 - x200

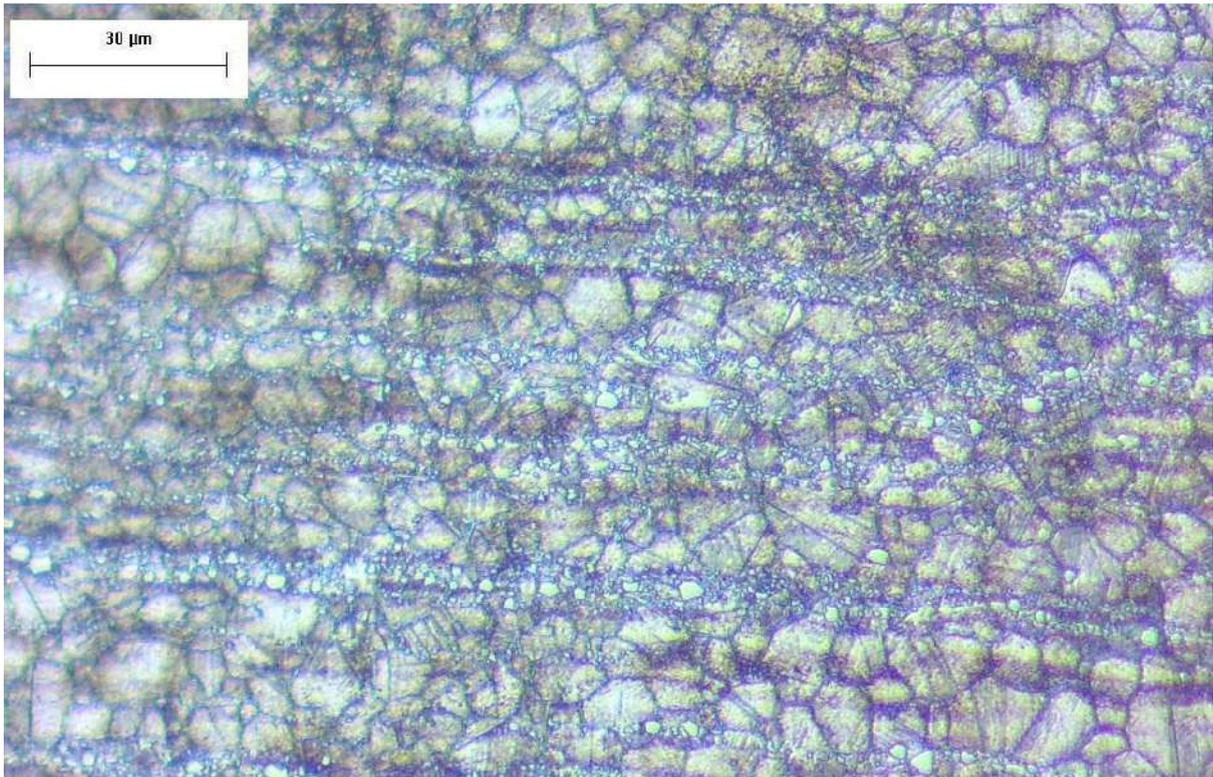


Figura 44. Microestructura muestra 2 - x500

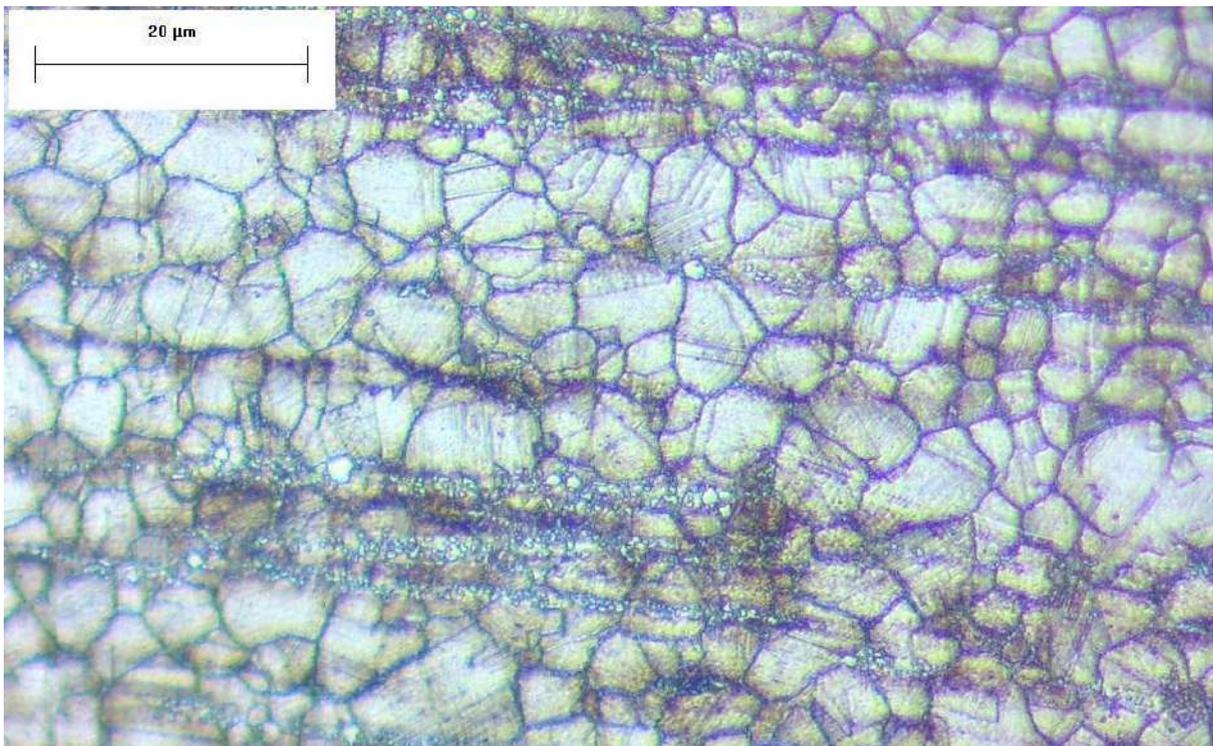


Figura 45. Microestructura muestra 2 - x1000

La muestra 3 presenta un cambio de color a la altura de los filetes luego de ser atacada. Esto se puede observar claramente en la transición mostrada en las figuras 46 y 47.

También se detecta la presencia de una capa como en el caso de la muestra 2, que se evidencia en la figura 48.



Figura 46. Microestructura muestra 3 - x100

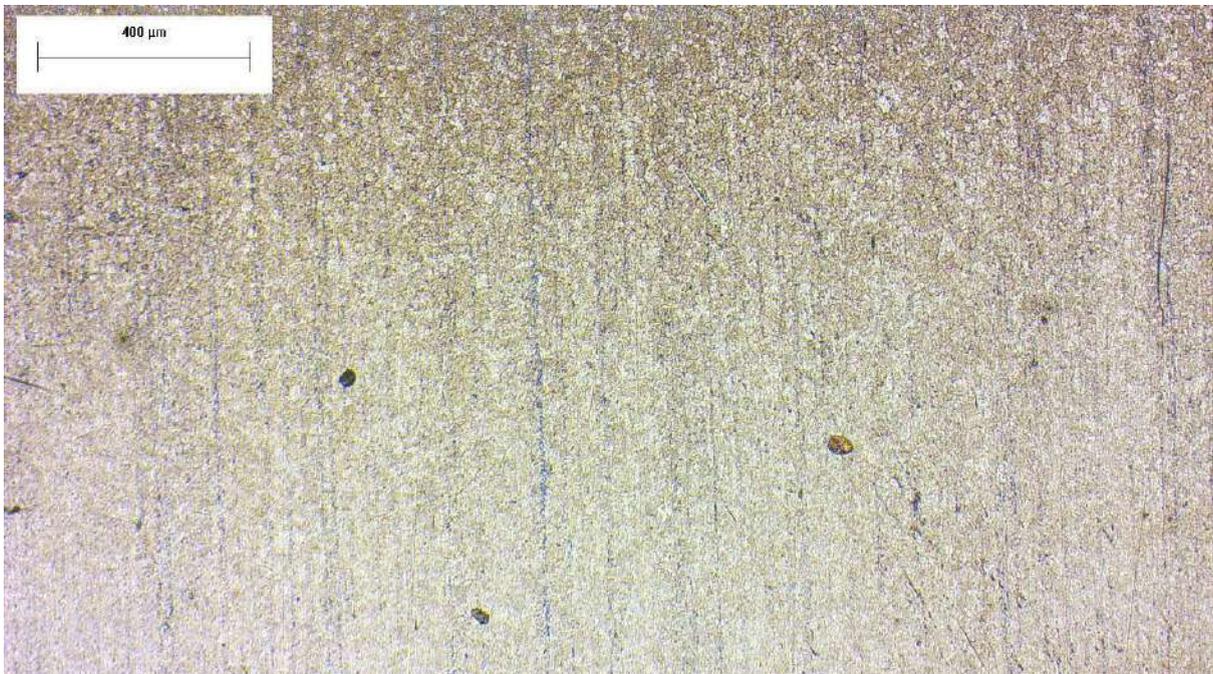


Figura 47. Microestructura muestra 3 - x100

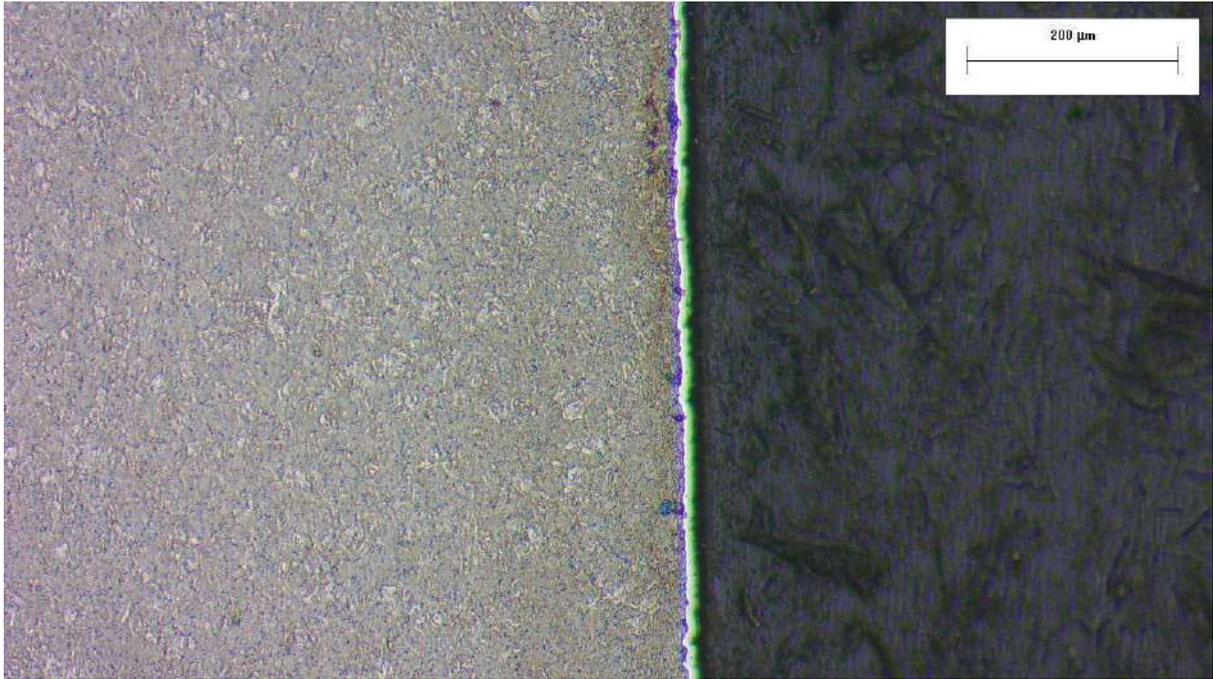


Figura 48. Microestructura muestra 3 - x100

Con un aumento mayor, se puede observar que la parte superior de la muestra 3 presenta una estructura fina, similar a la que se observó en la muestra 1. En el cambio de color claramente se observan granos, como se puede ver en la figura 49. Además, se aprecian inclusiones de tamaño considerable (figura 50).

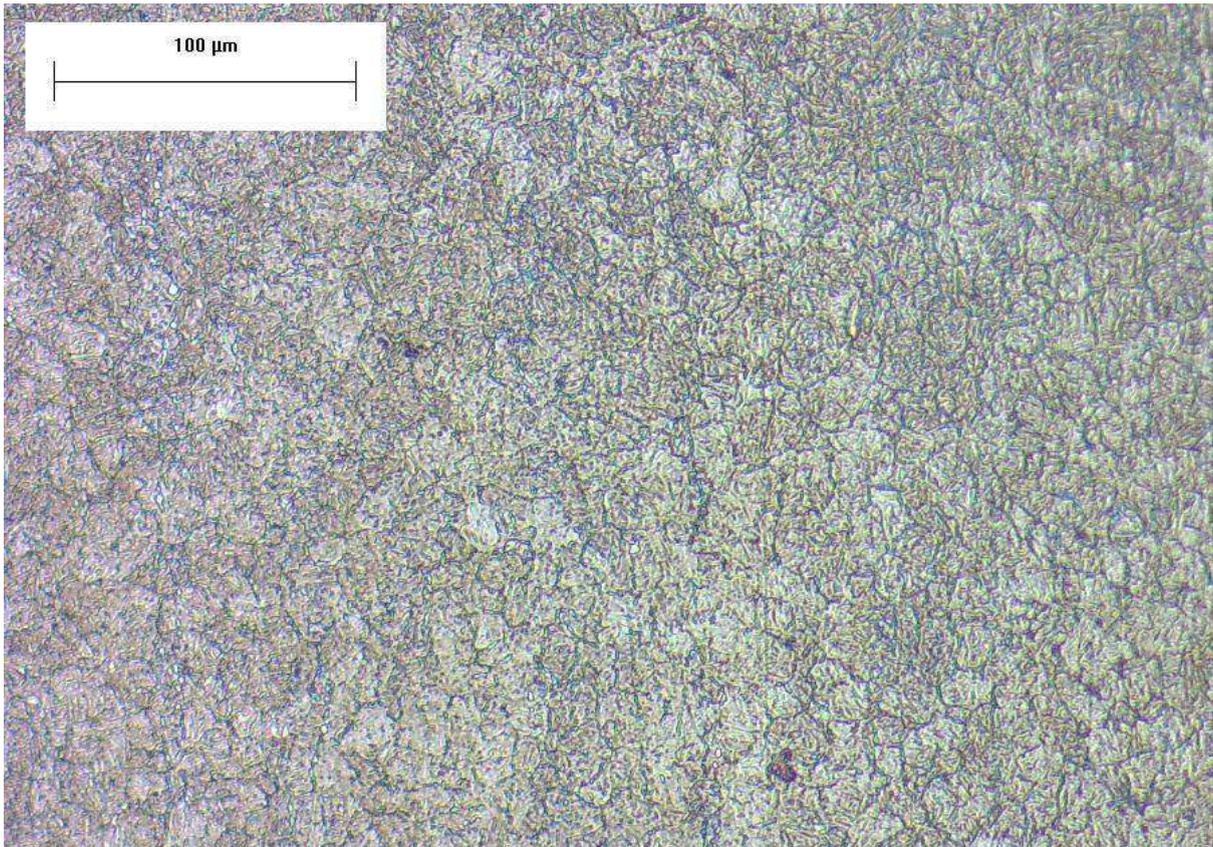


Figura 49. Microestructura muestra 3 - x200

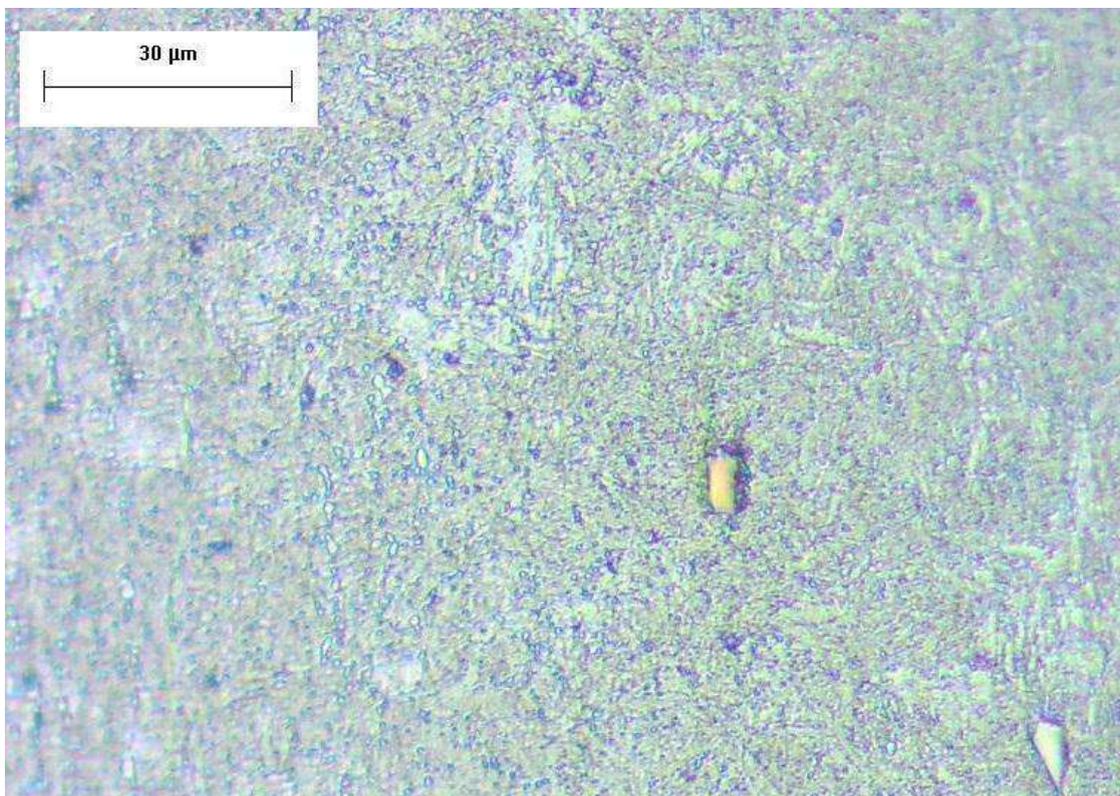


Figura 50. Microestructura muestra 3 - x500

La muestra 4 presenta características microestructurales muy similares a las observadas en la muestra 2: una estructura granular homogénea en toda la muestra (figuras 51 y 52). En este caso también se encontró una capa exterior, que se hace angosta hacia el extremo superior.



Figura 51. Microestructura muestra 4 - x100

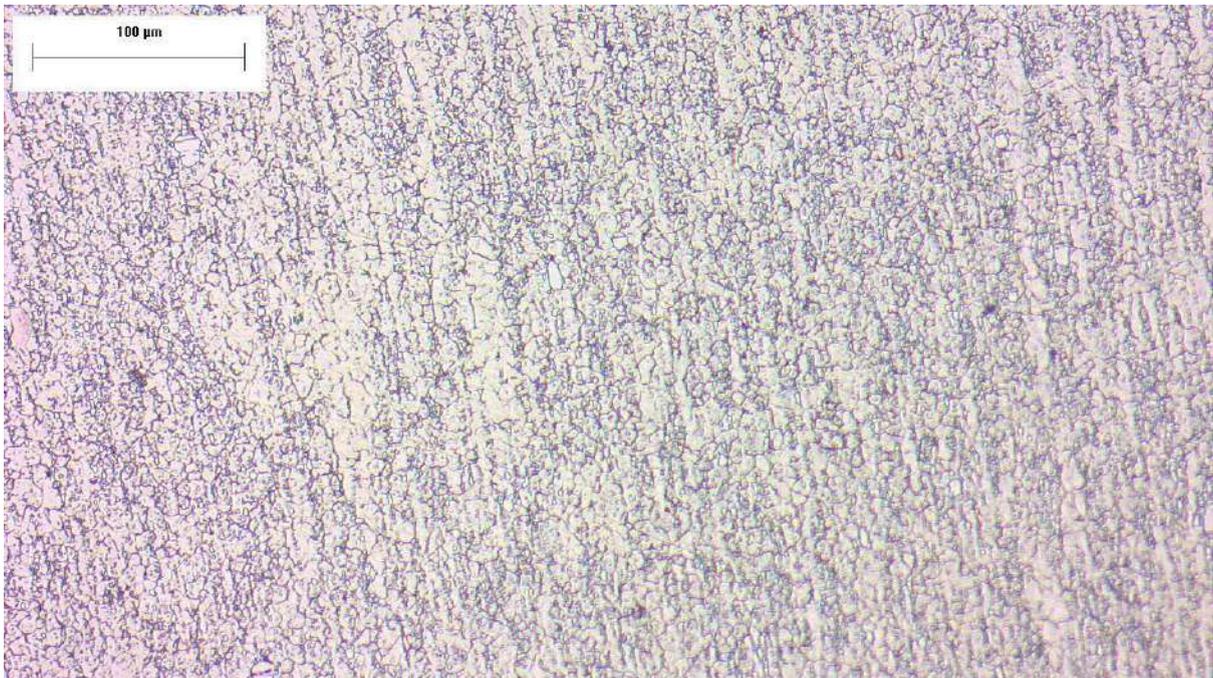


Figura 52. Microestructura muestra 4 - x200

La muestra 5 presentó características similares a la muestra 1, pero esta vez el cambio de color se dio a 15 mm del extremo superior. Se puede identificar la transición de una estructura fina a una granular. Esto se ve claramente en las figuras 53, 54 y 55. Nuevamente se pueden identificar las marcas de mecanizado (figura 56).



Figura 53. Microestructura muestra 5 - x50



Figura 54. Microestructura muestra 5 - x50



Figura 55. Microestructura muestra 5 - x50

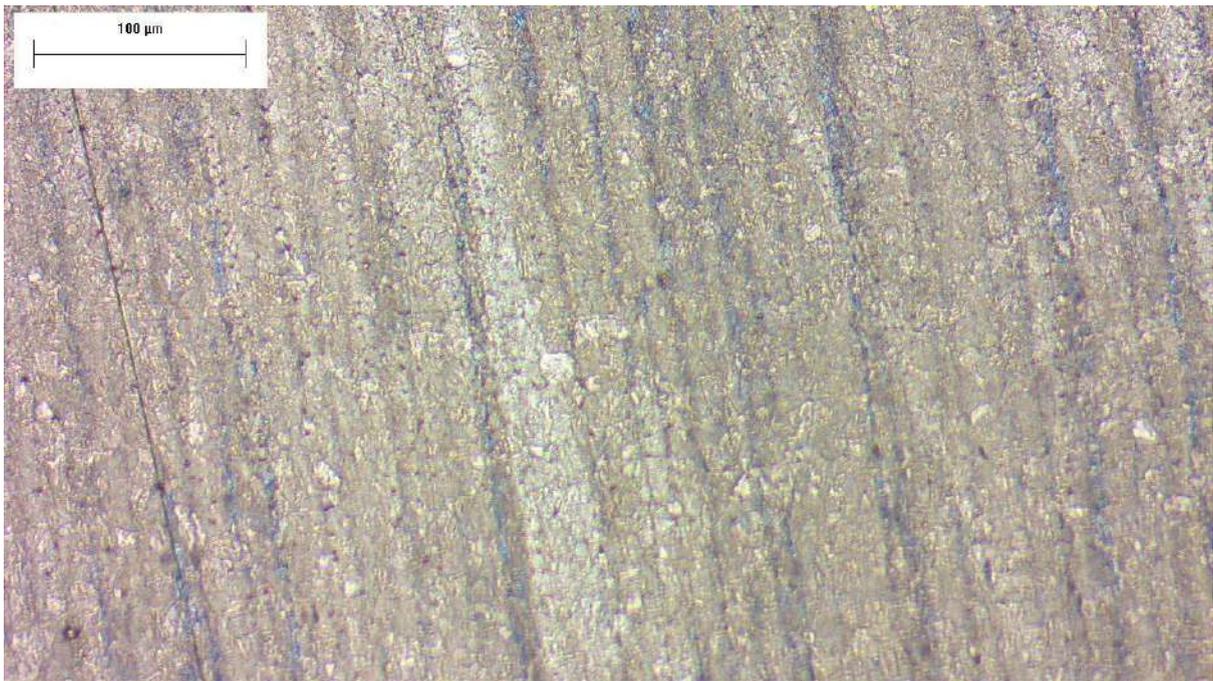


Figura 56. Microestructura muestra 5 - x200

La muestra 6 presenta un cambio de color a la altura de los filetes luego de ser atacada, a 16 mm del extremo superior (figuras 57 y 58). Es el único ejemplar correspondiente a una válvula de escape donde se aprecia un cambio de color, con una transición de estructura fina a una gruesa. La figura 59 muestra la microestructura con mayor detalle: no se

observan granos, sino más bien placas finas de distintas orientaciones. También se detecta la presencia de un recubrimiento exterior.



Figura 57. Microestructura muestra 6 - x50

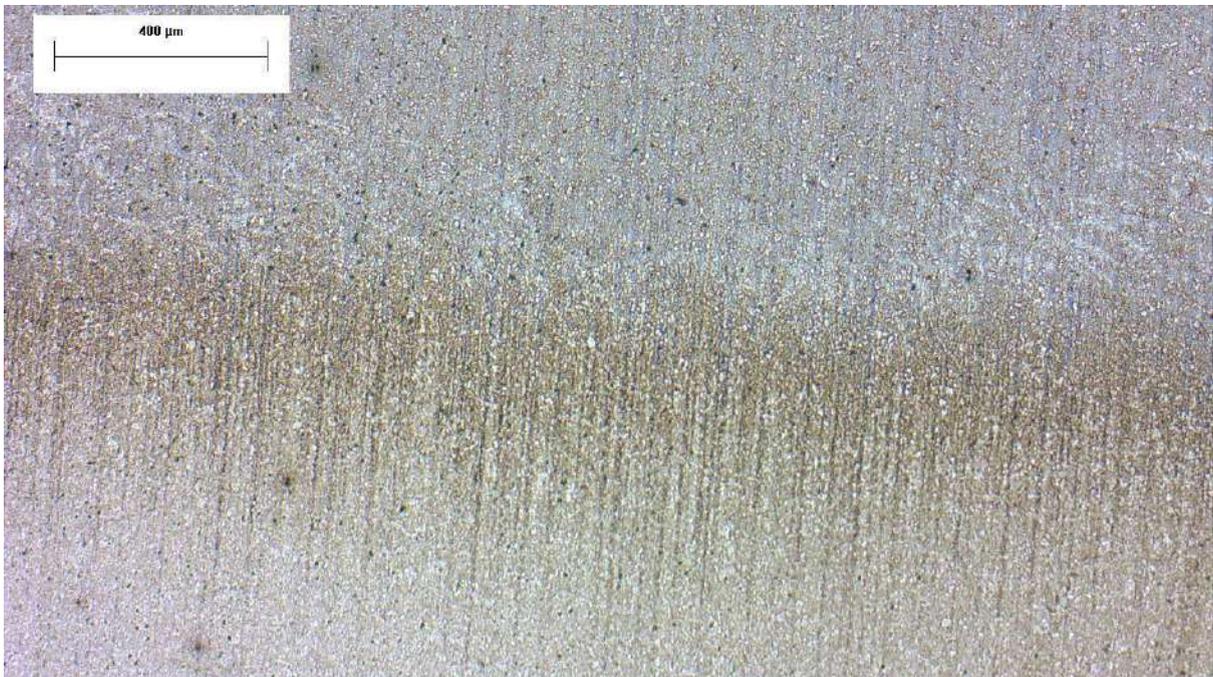


Figura 58. Microestructura muestra 6 - x50

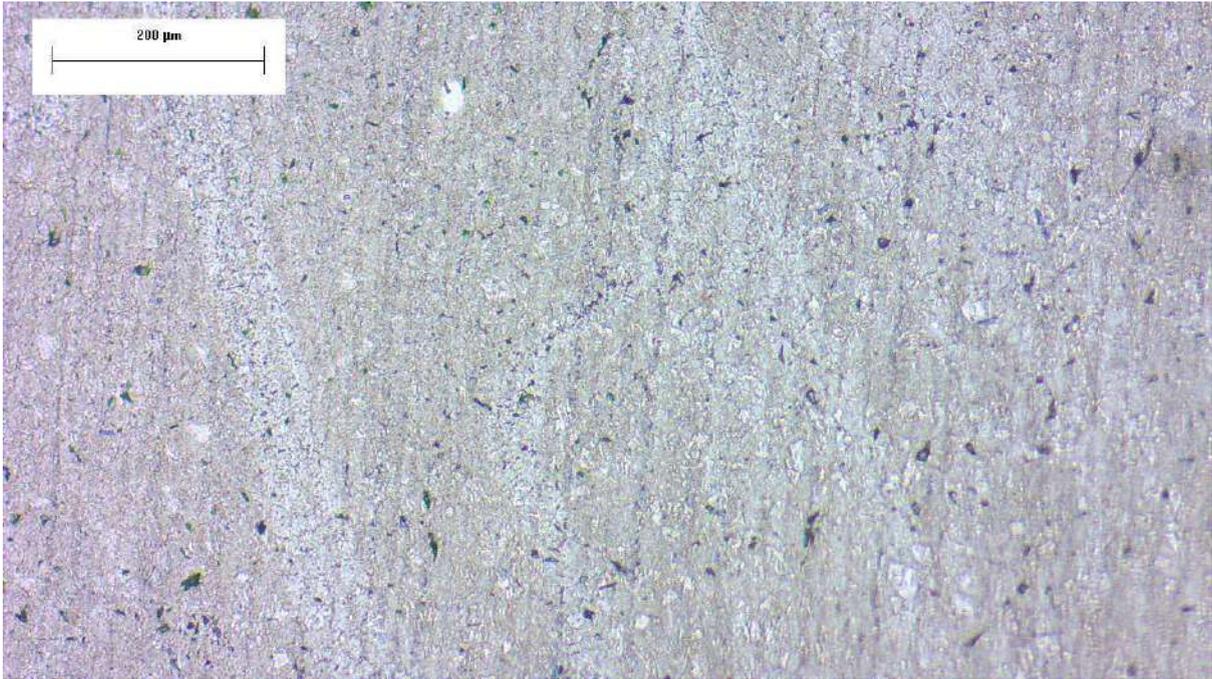


Figura 59. Microestructura muestra 6 - x100

La muestra 7 no presenta cambio de color. Se observa una estructura homogénea de granos con una segunda fase más fina. Esto se puede visualizar en las figuras 60, 61 y 62. También se detecta la presencia de una capa exterior.



Figura 60. Microestructura muestra 7 - x100

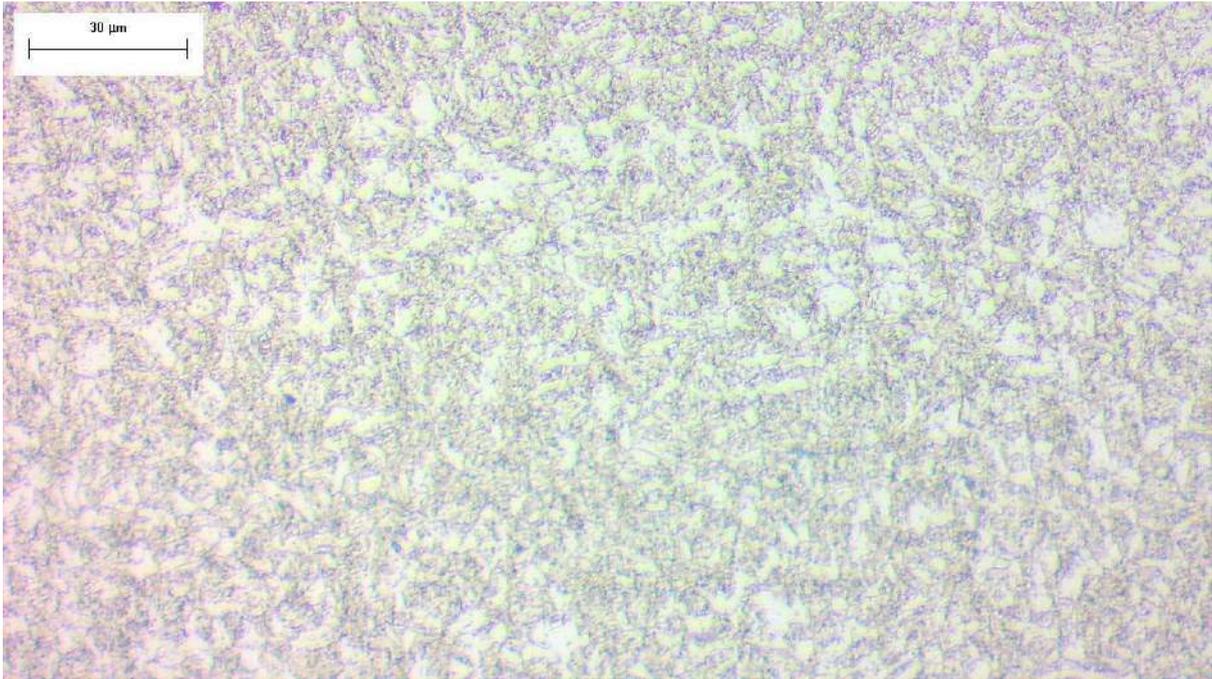


Figura 61. Microestructura muestra 7 - x200

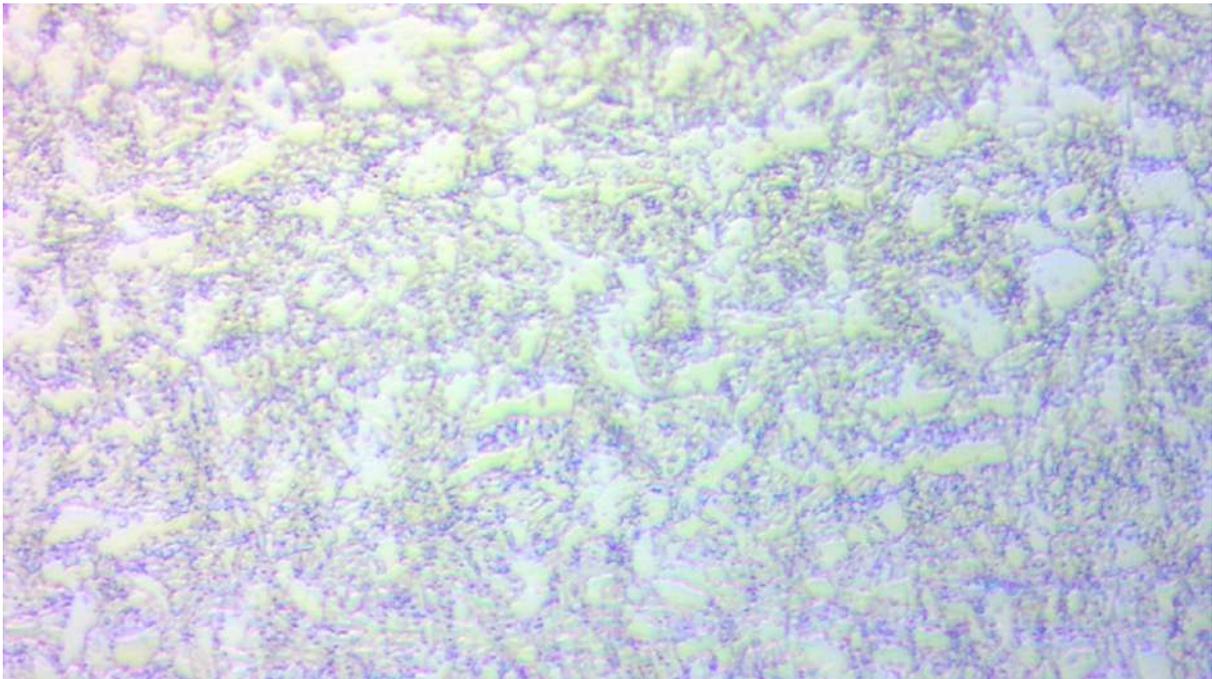


Figura 62. Microestructura muestra 7 - x1000

La muestra 8 es similar a la muestra 7, se observa nuevamente una estructura granular homogénea con una segunda fase más en tonos más claros que se identifican en las figuras 63, 64 y 65. También presenta una capa superficial.

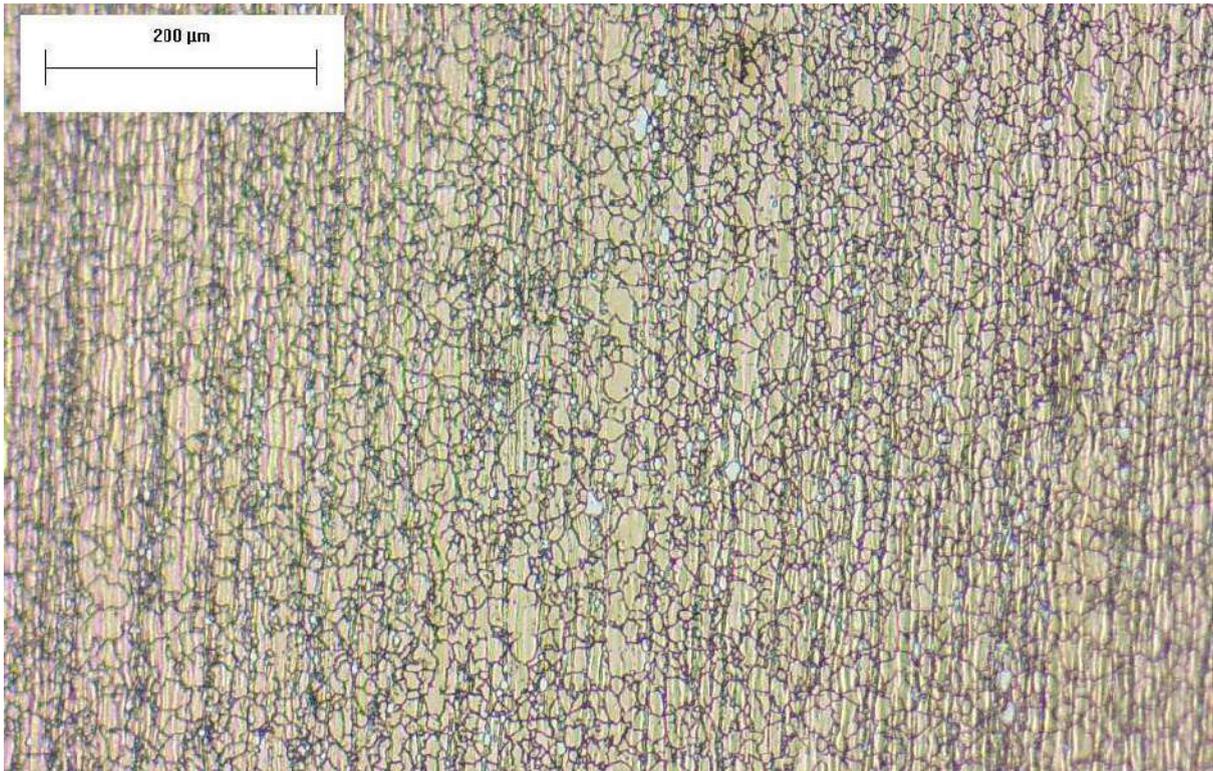


Figura 63. Microestructura muestra 8 - x100

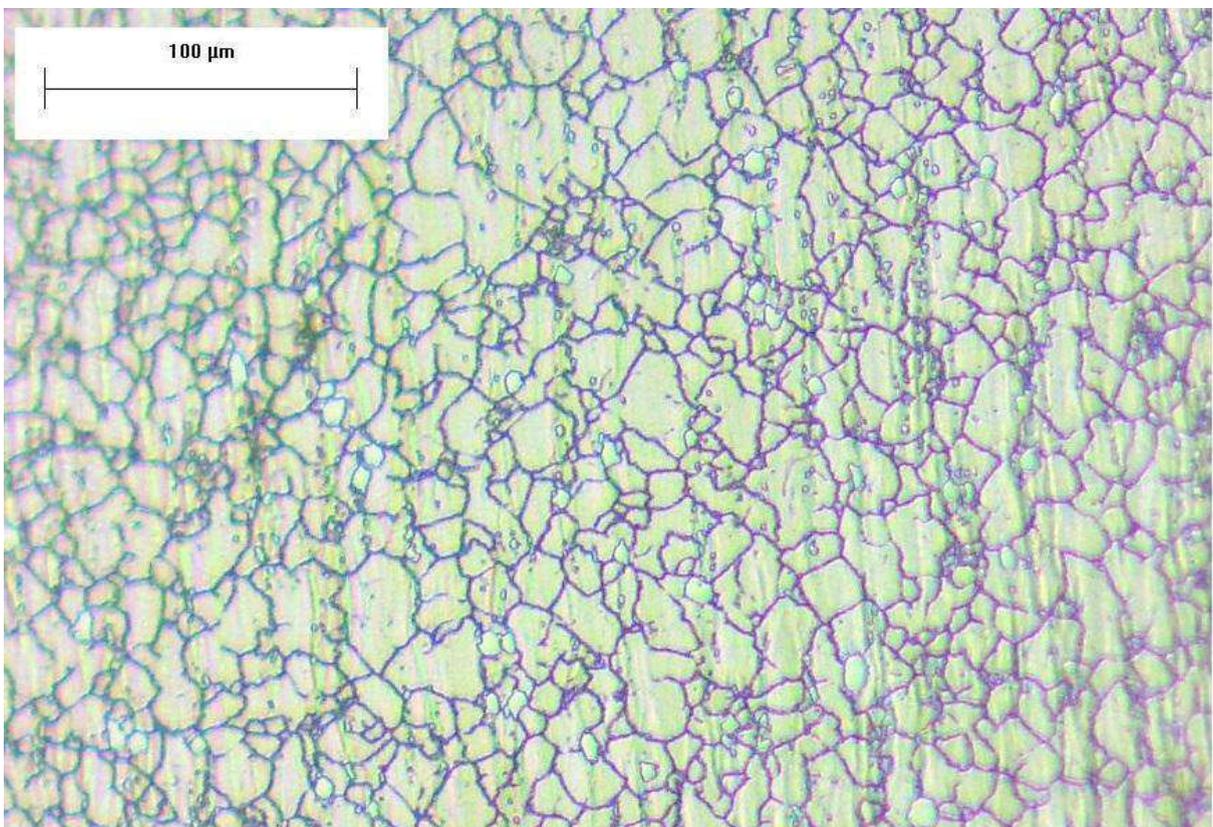


Figura 64. Microestructura muestra 8 - x200

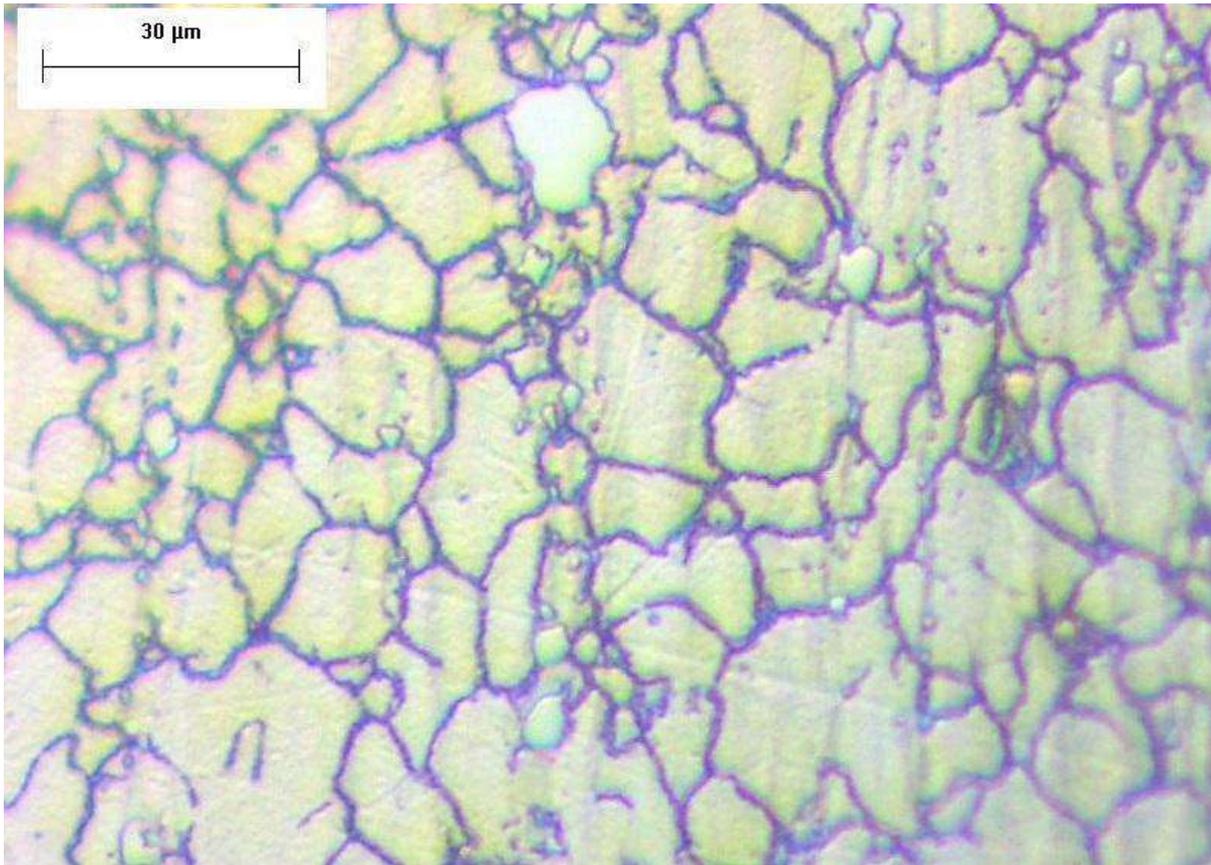


Figura 65. Microestructura muestra 8 - x500

4.6 Magnetismo

Se realizó una prueba con imanes a cada una de las 8 muestras, a fin de determinar si eran o no magnéticas. Los aceros austeníticos son no-magnéticos, debido a que su microestructura no permite que los átomos se puedan alinear en presencia de un campo magnético. En cambio, otras estructuras como la ferrita presentan muchos electrones desapareados, que pueden girar en presencia de un imán. Este método permite discernir rápidamente una estructura austenítica de una ferrítica o martensítica. Los resultados se presentan en la tabla 2.^{[20][21]}

Muestra	Fabricante	Tipo	Magnetismo
1	BBB	Admisión	SI
2	BBB	Escape	NO
3	Fabricante indio	Admisión	SI
4	Fabricante indio	Escape	NO

5	Mahle	Admisión	SI
6	Mahle	Escape	SI (solo la punta)
7	STH	Admisión	SI
8	STH	Escape	NO

Tabla 2. Comportamiento magnético de cada muestra.

4.7 Conclusiones

Nro. Muestra	Fabricante	Tipo	Cambio de color / Punta endurecida	Capa exterior	Magnetismo	Microestructura
1	BBB	Admisión	SI	NO	SI	Muy fina, presencia de inclusiones
2	BBB	Escape	NO	SI	NO	Granular
3	Fabricante indio	Admisión	SI	SI	SI	Granular, presencia de inclusiones
4	Fabricante indio	Escape	NO	SI	NO	Granular
5	Mahle	Admisión	SI	NO	SI	Muy fina
6	Mahle	Escape	SI	SI	SI (solo la punta)	Muy fina, presencia de inclusiones.
7	STH	Admisión	NO	SI	SI	Granular
8	STH	Escape	NO	SI	NO	Granular

Tabla 3. Características de las muestras analizadas

El resumen de todas las características encontradas para cada muestra se detalla en la tabla 3.

Es claro que todas las válvulas están hechas de acero. Sin embargo, se observan disparidades entre las válvulas de escape y admisión, que responden a diferencias en función de las exigencias esperadas, determinadas por condiciones de desgaste y temperatura que deben soportar en servicio. Estas suelen ser más severas para las válvulas de escape, que normalmente se construyen utilizando aceros inoxidable no magnéticos (austeníticos). Como se observó en el punto anterior, las válvulas de escape presentaron una estructura homogénea y granular, con ausencia de magnetismo, a excepción de la muestra 6 cuyo extremo superior resultó magnético. Esto nos permite presumir que estamos ante una microestructura austenítica; lo cual resulta lógico si consideramos que la pieza estará en contacto con gases a alta temperatura (productos de combustión), y los aceros de esta clase presentan muy buen desempeño en estas condiciones. Es destacable que el tercer fabricante es el único que presenta un endurecimiento hacia el extremo de la válvula, sin llegar a proteger los filetes. Esto puede deducirse de la microestructura observada, así

como también de los altos valores de dureza superficial y microdureza en la parte superior de la muestra.

Por último, todas las muestras de escape presentan una capa protectora en el vástago, con un espesor máximo de entre 5 y 10 micrones, que comienza debajo de los filetes y se angosta progresivamente hasta perder su grosor por completo. Es posible presumir que se trata de un recubrimiento de cromo duro, el cual presenta grandes condiciones anticorrosivas y ayuda a reducir la fricción y el desgaste en un ambiente moderadamente hostil: altos ciclos de carga y temperaturas y presiones relativamente elevadas.^[22]

Por otro lado, el examen macroscópico de las muestras de admisión pulidas y atacadas mostraron un cambio de color que indica un cambio de microestructura, probablemente asociado a un tratamiento térmico efectuado sobre sólo una zona de la válvula, a excepción de la muestra 7 que presentó una estructura homogénea. Por encima del cambio de color siempre se observó una estructura fina de placas con propiedades magnéticas, lo que nos permite presumir que estamos ante una microestructura martensítica. Esto además se condice con los valores de dureza y microdureza en las válvulas, que son considerablemente mayores en las zonas que presentan estructura más fina. Es importante destacar que no todos los fabricantes muestran la misma zona de temple. Si bien todos buscan endurecer el extremo a fin de reducir el desgaste; algunos llegan a endurecer todos los filetes y otros solamente cubren los primeros milímetros desde la punta. En la figura 66 se visualiza un dibujo ilustrativo que muestra como quedan las muestras con este cambio de color luego de ser atacadas y pulidas.

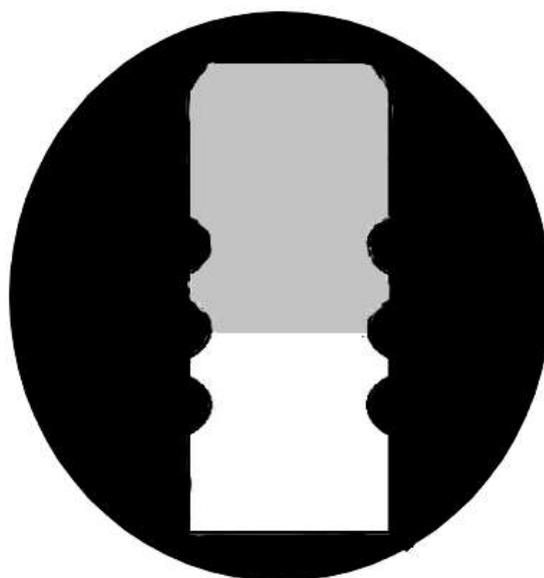


Figura 66. Dibujo ilustrativo de una muestra con cambio de color

5. ESTUDIO DE LA SUPERFICIE DE FRACTURA

5.1 Introducción

Esta etapa del estudio es indispensable en cualquier análisis de falla por fractura, y permite obtener conclusiones a través de la visualización de la superficie de fractura de una muestra, para determinar la forma en que falló la pieza. El estudio consiste en identificar marcas representativas de algún mecanismo de falla conocido y estudiado previamente. Para este trabajo, se obtuvieron fractografías mediante el uso de lupa para una primera aproximación, y luego se tuvo acceso al microscopio SEM, que permitió observar la superficie con mayor magnificación.

5.2 Análisis macroestructural

En una primera inspección de las válvulas se pudo observar un cambio de color hacia el extremo superior, que podría atribuirse a la deposición de una capa de cromo duro. En esta zona se presentan 3 ranuras.

Una de las piezas presentó facetas en la parte superior, como si hubiera sido trabajada con una amoladora. La otra mostró el vástago doblado, probablemente por acción del pistón que la aplastó en los instantes posteriores a la rotura. La válvula de admisión mostró un plato de mayor diámetro que la de escape.

Finalmente, en ambas se observa un tramo del vástago rectificado y un cambio de color llegando hacia el plato, lo cuál podría ser indicio de una soldadura entre dos metales, buscando mejorar las condiciones hacia la zona inferior, que soporta las peores condiciones térmicas y mecánicas.

5.3 Análisis de la superficie de falla

5.3.1 Análisis inicial

Mediante la lupa se inspeccionó la superficie de las muestras que habían fallado, para así poder encontrar alguna marca de falla específica. Para esta etapa se utilizó una lupa OLYMPUS PMG3 con un aumento x50, disponible en el laboratorio de la División Metalurgia de INTEMA.

En una primera instancia se identificaron marcas en todo el perímetro de la muestra y se estimó que estas podrían representar múltiples iniciadores de fisuras. Mediante apoyo

bibliográfico se intuyó que se trataba de marcas Ratchet, que representan la unión de superficies entre orígenes de fisura distintos. Dado que es inusual que todas las fisuras se forman en el mismo plano, su eventual unión crea un paso vertical en la superficie de fractura. Esto se puede ver en las figuras 67 y 68 que muestran todo el perímetro de la superficie de fractura de las dos muestras que fallaron. Estas marcas llevaron a la presunción de que, en primera instancia, las válvulas podrían haber fallado por fatiga.^[23]



Figura 67. Perímetro superficie válvula escape



Figura 68. Perímetro superficie válvula admisión

5.3.2 Análisis mediante microscopía SEM

Este análisis se realizó en dos etapas distintas. Primeramente, las piezas falladas fueron enviadas a la Universidad de San Juan donde se realizó un primer análisis de la superficie de falla. Meses después se obtuvo acceso al microscopio SEM de INTEMA y se realizó un segundo análisis de las piezas. Para esta etapa, se optó además por romper dos válvulas del mismo modelo y fabricante que las que habían fallado en servicio. El objetivo fue simular la condición de sobrecarga y poder realizar una comparación entre las superficies de fractura de las piezas originales y las rotas intencionalmente.

Se realizó un cotejo de las imágenes obtenidas a fin de encontrar semejanzas y diferencias entre las válvulas falladas en servicio y las fracturadas manualmente. En la figura 69 se observa la superficie de la válvula que se rompió en el laboratorio, y en la 70 la superficie de la válvula de escape que falló en servicio. Las dos imágenes fueron tomadas con el SEM disponible en INTEMA. Al compararlas, se observó en ambas la presencia de planos de fractura. Si bien no se puede afirmar que hay condiciones para que se presente una fractura completamente frágil, la superficie no mostró, en esta magnificación, la presencia de dimples.

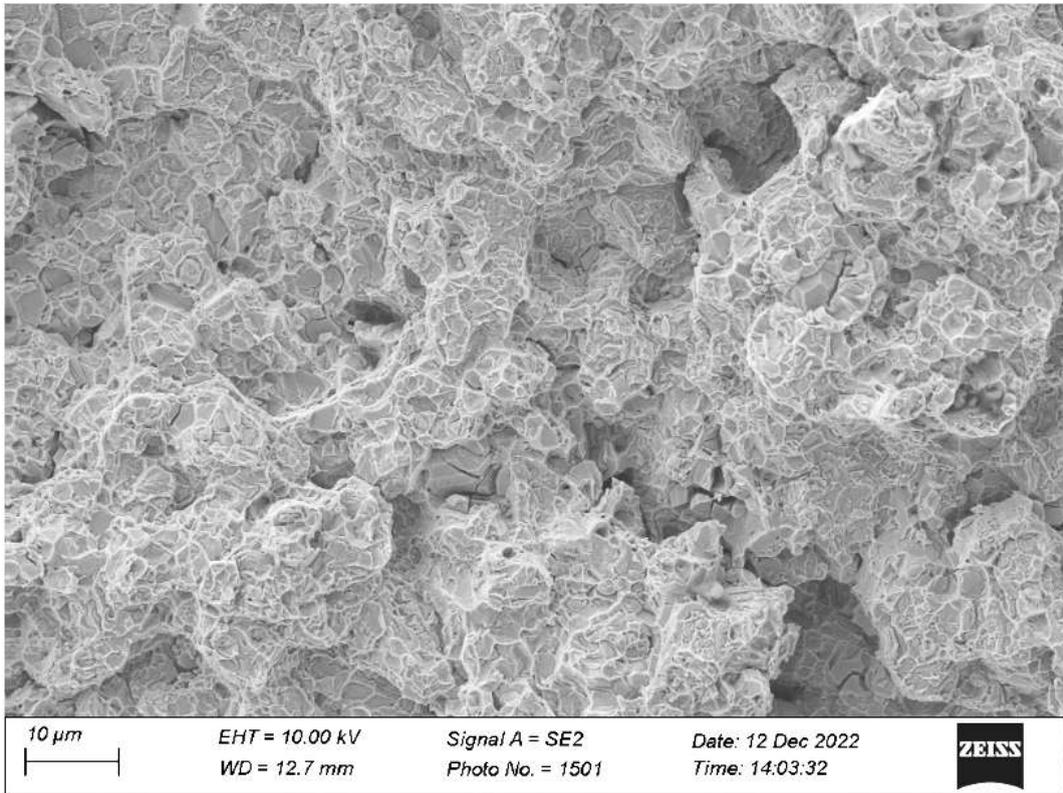


Figura 69. Micrografía válvula de escape-fracturada en laboratorio-SEM Intema

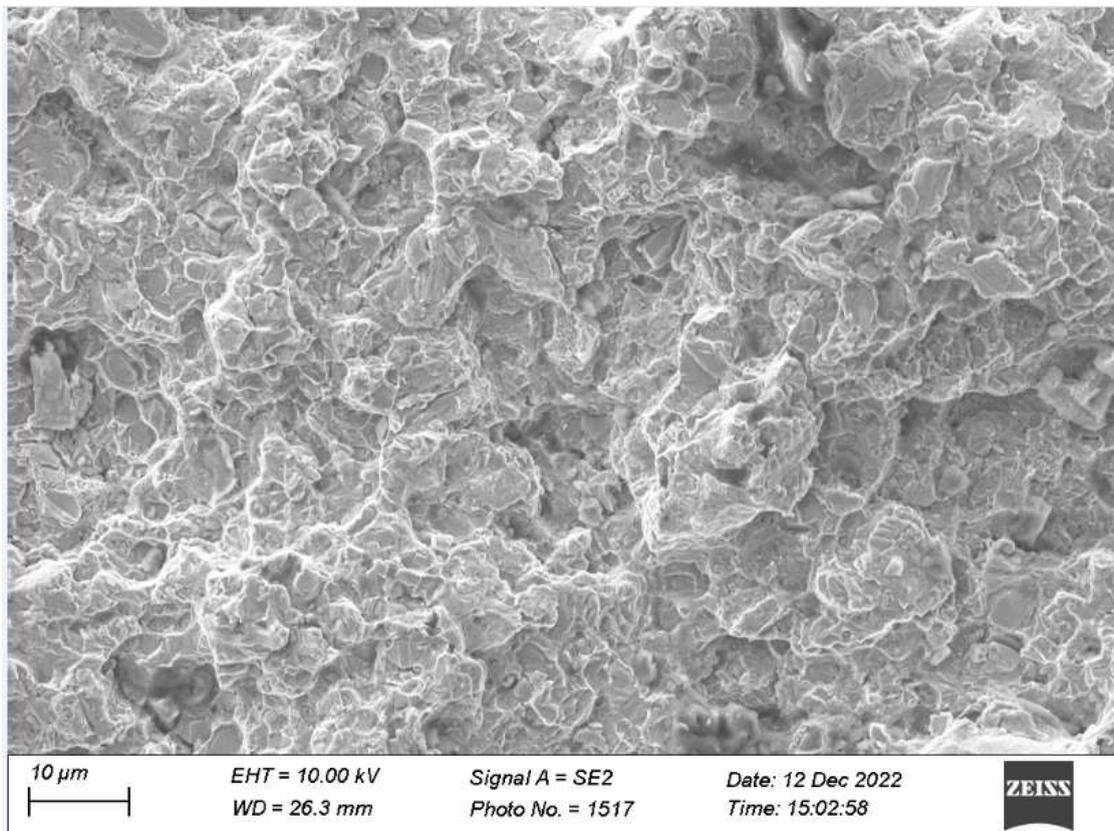


Figura 70. Micrografía válvula de escape-falla en servicio-SEM Intema

Las figuras 71 y 72 muestran las mismas válvulas, pero se analizan zonas diferentes de la sección. En la figura 72 se puede ver la presencia de hoyuelos, lo cual daría indicios de fractura dúctil. Sin embargo, en la figura 71 no parece haber presencia de dimples, e incluso se ven algunos planos regulares. Podría presumirse la presencia de un tipo de fractura mixta. Tanto en la figura 71 como en la 72 no se detectaron estriaciones, lo cual descarta una posible falla por fatiga.

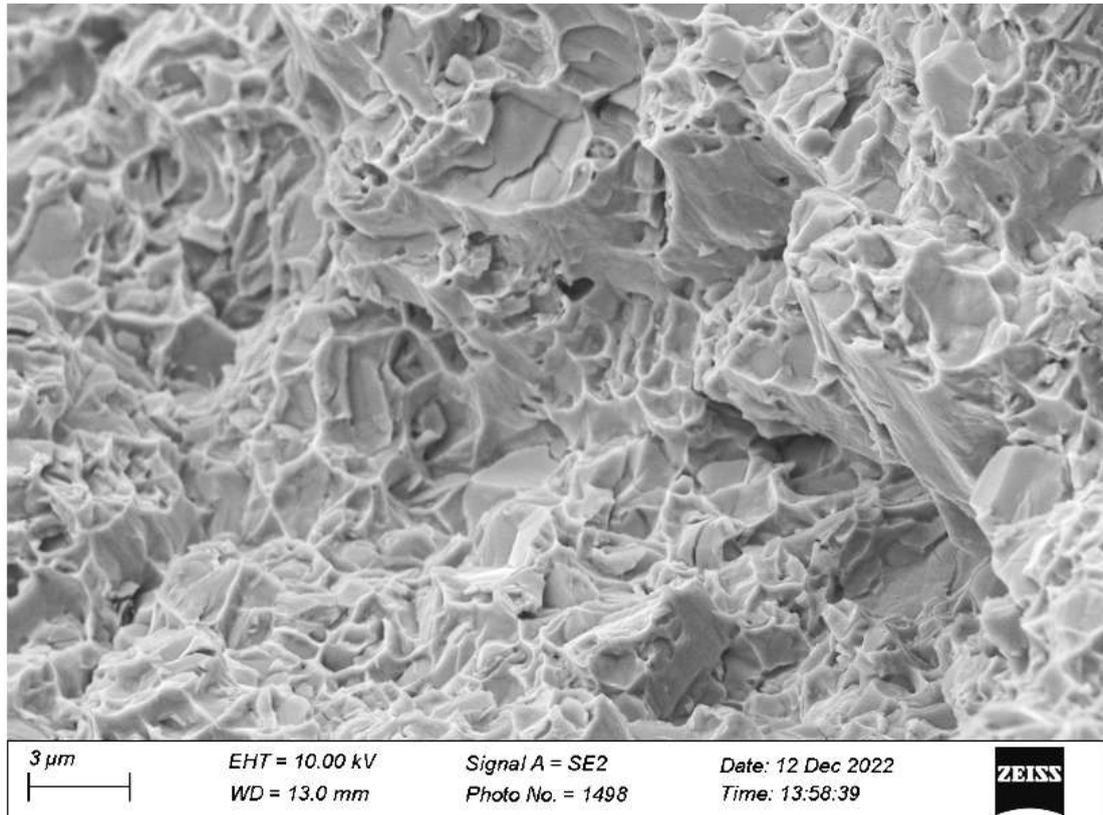


Figura 71. Micrografía válvula de escape-fractura en laboratorio-SEM Intema

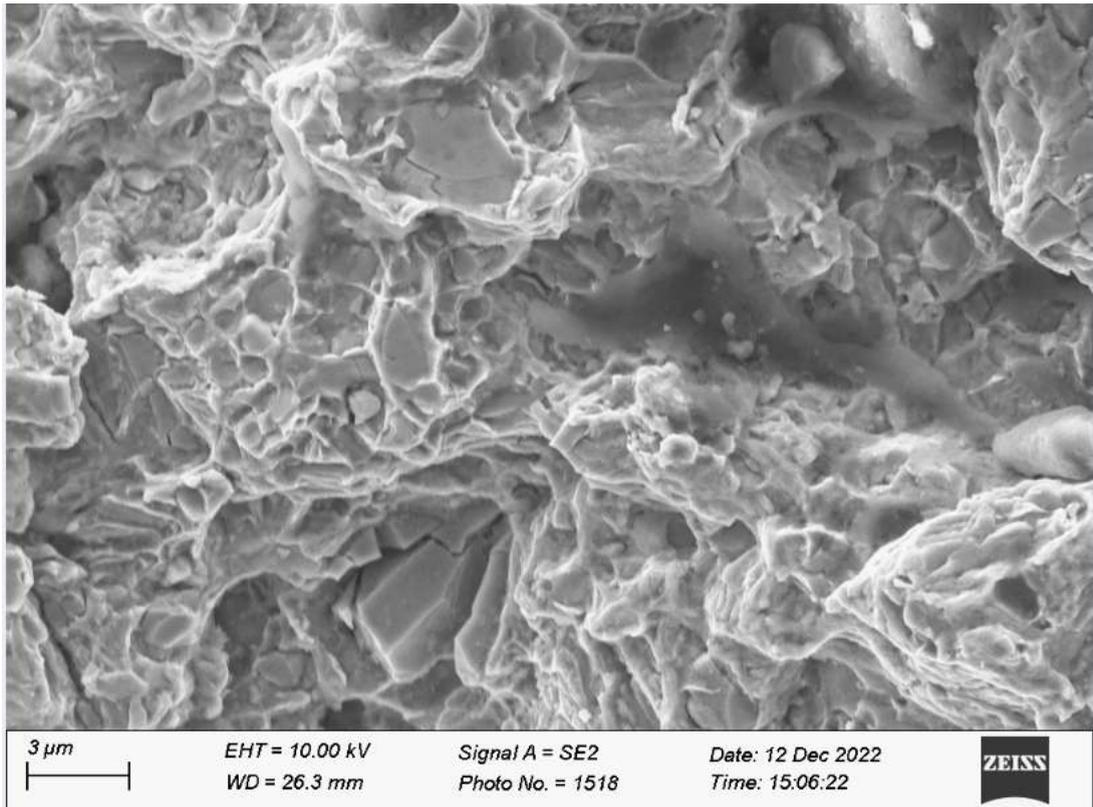


Figura 72. Micrografía válvula de escape-falla en servicio-SEM Interna

Por último, se comparó la superficie de la válvula de admisión rota en el laboratorio con la válvula de admisión que falló en servicio, las cuales pueden apreciarse en la figuras 73 y 74 respectivamente. Si bien la zona de interés es la misma, la magnificación es mayor en la figura 73, pudiendo así ver distintos planos de fractura, como también la presencia de dimples. Nuevamente, no se detectaron marcas que pudieran remitir a una falla por fatiga.

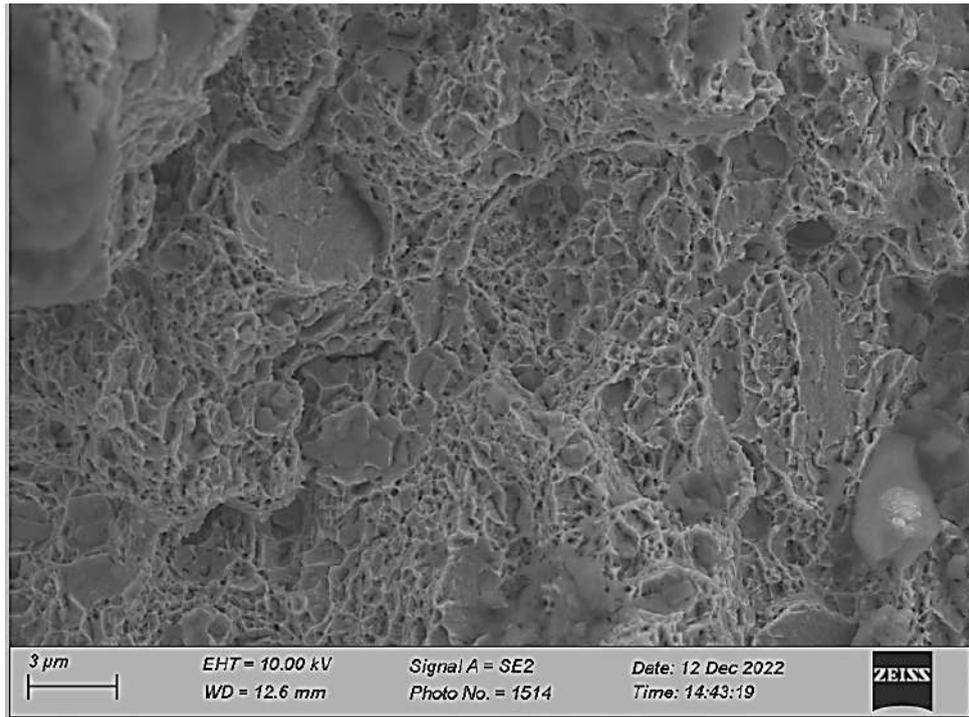


Figura 73. Micrografía válvula de admisión-fractura en laboratorio-SEM San Juan

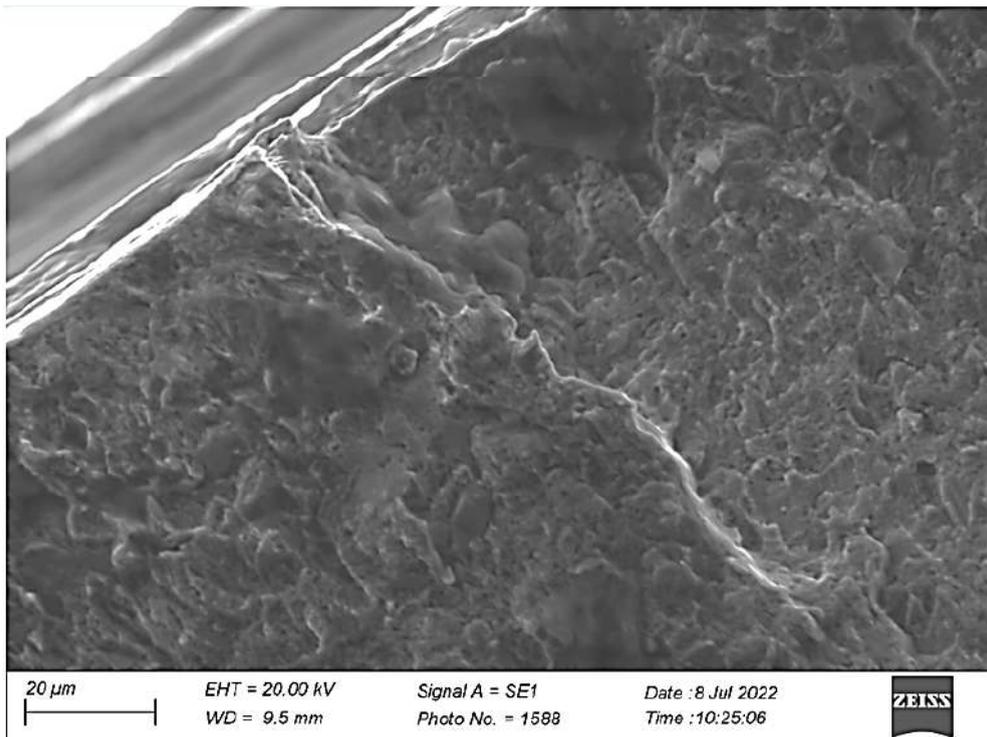


Figura 74. Micrografía válvula de admisión-falla en servicio-SEM Intema

5.4 Conclusiones

Lo más llamativo de este análisis fue la ausencia de estricciones. Esto obligó a descartar la hipótesis inicial, en la cuál se supuso que los repetidos ciclos de carga habían provocado

una falla por fatiga. Además, se observaron similitudes entre las superficies de las muestras que fallaron en servicio y las que fueron rotas voluntariamente mediante una sobrecarga. Estos dos hechos son complementarios, y ambos son un indicio de que las piezas podrían haber fallado producto de un gran esfuerzo.

Respecto a la fractura, se presentaron rasgos de un mecanismo mixto. Esto indicó que no hay un único mecanismo por el cual las válvulas habrían fallado. Las piezas de admisión mostraron mayor tendencia a la fractura dúctil que las de escape. No es preciso relacionar estos resultados a la microestructura, ya que la temperatura y los aleantes también resultan determinantes en el mecanismo de falla que se desarrolla.

6. ESTIMACIÓN DE ESFUERZOS

6.1 Introducción

A fin de poder conocer los motivos de la falla final de la válvula, es necesario conocer las tensiones y esfuerzos que se generan en servicio, así como también las condiciones ambientales que debe soportar la pieza.

Para resolver esta parte del trabajo, en primer lugar se planteó un modelo analítico. A fin de realizar el mismo, se supusieron ciertas simplificaciones para disminuir la complejidad de los cálculos, sin variar significativamente los valores obtenidos. Se buscó obtener, como mínimo, el orden de magnitud de las fuerzas de interés. Previo a esto se realizó un estudio del caso de carga consultando bibliografía pertinente y a docentes del Departamento de Ing. Mecánica de la Facultad de Ingeniería.

Una vez desarrollado el modelo analítico se procedió a resolver el problema mediante el Método de Elementos Finitos, con ayuda del software Abaqus.

6.2 Descripción del sistema

El funcionamiento del motor y el papel que cumple la válvula en el mismo ha sido descrito en la sección "2.1 El Motor de Combustión Interna (MCI)". El sistema en cuestión presenta condiciones de presión y temperatura moderadas, cuyos efectos deben ser tenidos en cuenta a la hora de evaluarlo. También deben tenerse en cuenta los fluidos presentes y la gran cantidad de ciclos de carga, asociada al desgaste y a una eventual falla por fatiga. Analizaremos cada uno de estos puntos a continuación.

6.2.1 Temperatura

Como se explicó al comienzo de este informe, las válvulas de admisión entran en contacto con los gases en la primera etapa del ciclo. En este punto, los fluidos no se encuentran a una temperatura considerable. Sin embargo, las dos etapas posteriores (compresión y expansión) generan calor. De esta forma, cuando los gases entran en contacto con la válvula de escape, se encuentran en un rango de temperatura de entre 540 y 650 °C. Se hace necesario analizar cómo este factor afecta la tensión de fluencia en el análisis de la válvula de escape. Este estudio tiene cierta complejidad, ya que la parte de interés no se encuentra en contacto directo con los gases, si no que está en el extremo opuesto. El valor

de conductividad térmica de la pieza en cuestión se hace clave para conocer la temperatura en los filetes.

La mayoría de trabajos reportados sobre la distribución de temperaturas en la válvula se centran especialmente en el plato, ya que es la zona en contacto directo con los gases y, por ende, la que se ve más afectada. [24]

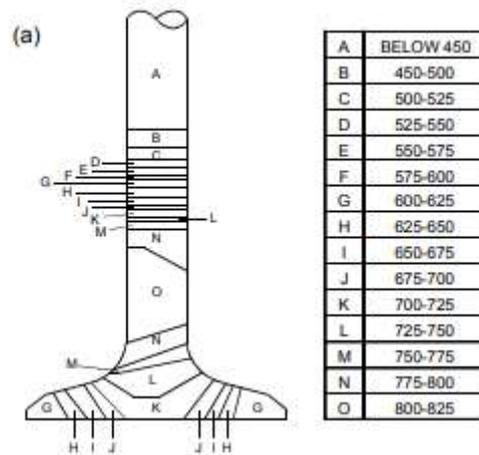


Figura 75. Distribución de temperaturas en la válvula.

En la figura 75 se puede observar el análisis de temperaturas (en grados centígrados) para una válvula de escape, el cual reporta valores hasta un poco más arriba de la mitad de la espiga (vástago).

Muchos autores han hecho referencia a la temperatura en el extremo superior de la válvula de escape. Diversos estudios y manuales demuestran que la temperatura no es mayor a 300 °C. Este valor es alcanzado a un alto número de revoluciones y un mal intercambio de aire que permita que la pieza se enfríe. Valores por encima de este se obtienen bajo regímenes extremos, en los cuales el funcionamiento no es el adecuado. Se consideraron 200 °C como un valor conservativo, pero dentro de los límites de lo razonable. [25][26]

Esto permite establecer finalmente una relación entre la tensión de fluencia y la temperatura. La figura 76 muestra esta relación para un acero martensítico:

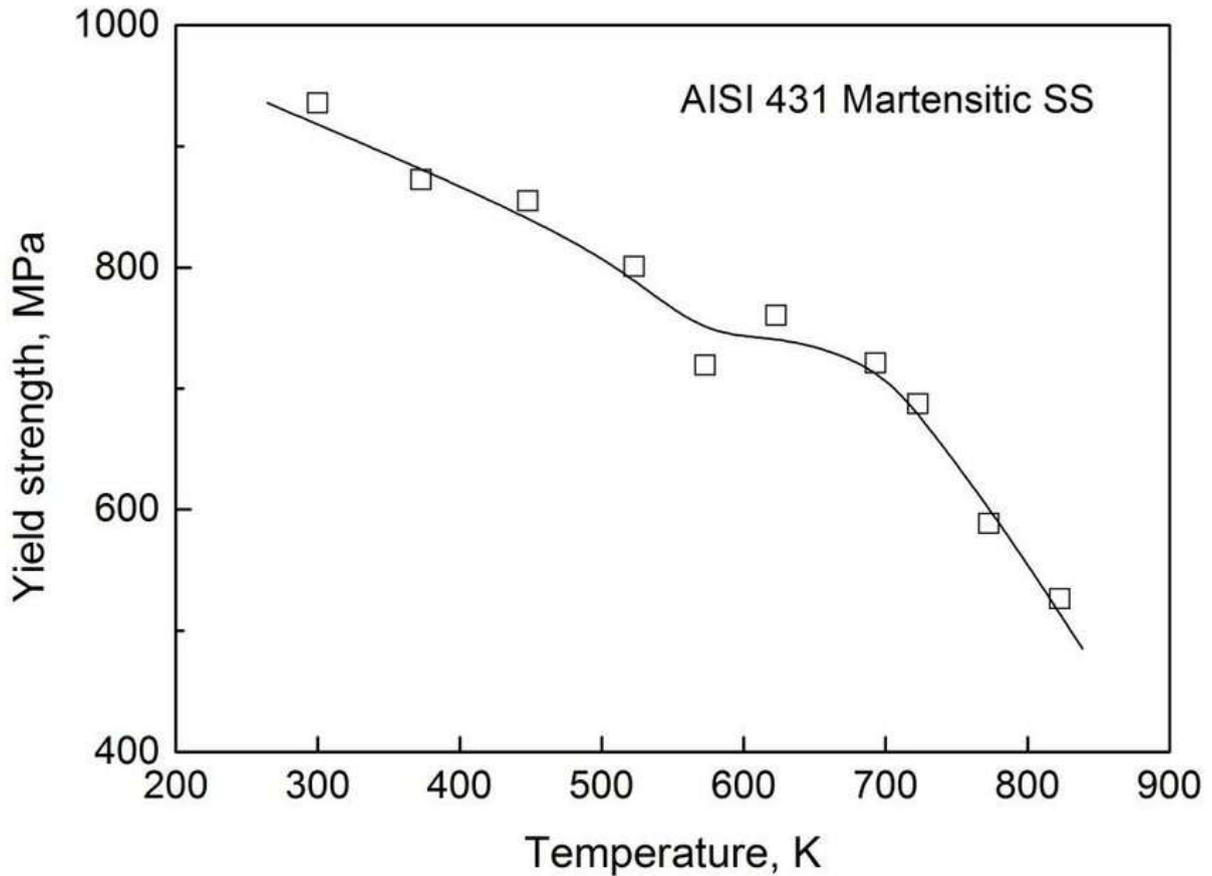


Figura 76. Variación de la tensión de fluencia con la temperatura para un acero martensítico.

El parámetro en cuestión sufre una disminución del 11% al pasar de 300 a 500 K. Para un acero austenítico esto debería ser aún menor, ya que tienen buen comportamiento a altas temperaturas. Podemos concluir que este factor no tiene una influencia significativa en la resistencia de los filetes. Esto era previsible, ya que prácticamente no existe bibliografía que haga especial énfasis en el comportamiento térmico en esta zona de la válvula.

6.3 Estimación de fuerzas

Como este es un caso dinámico bastante complejo, se optó por plantear un caso estático considerando los momentos de mayor sollicitación en las zonas de interés. Para ello, se hizo un análisis tensional a lo largo de las 4 etapas que forman un ciclo de combustión. Una vez finalizado el análisis estático, se multiplicaron los resultados por un factor dinámico obtenido del paper "Investigation of dynamic characteristics of a valve train system", en el cuál se realiza un análisis exhaustivo del caso real, llegando al coeficiente buscado. El valor propuesto por los autores es cinco.^[27]

Se planteó un diagrama de cuerpo aislado de la válvula para el cual se consideraron tres fuerzas: la que transmite el árbol de levas a la válvula a través del palpador (extremo superior), la fuerza que realiza el resorte sobre los filetes, y la presión ejercida sobre el plato. De esta forma, la única fuerza que se despreció es el peso propio de la válvula. Se consideró que las fuerzas positivas van hacia abajo, y las negativas hacia arriba. Es decir, las primeras producen la apertura de la válvula, mientras las otras se oponen a este movimiento.

En resumen, el sistema de fuerzas resultantes es el siguiente:

$$\sum F = F_{\text{superior}} - F_{\text{resorte}} - F_{\text{presión}} = m * a$$

$$\sum F = F_{\text{superior}} - k * \Delta x - p * \pi * r^2 = m * a$$

La fuerza del resorte se puede estimar como el producto de la constante del resorte k y la precompresión Δx del resorte ^[19]. Por otro lado, la fuerza debido a la presión se estima como el producto de la presión ejercida sobre el plato p y el área del plato. La sumatoria de fuerzas se iguala al producto de la masa de la válvula por la aceleración de la misma. Mediante este despeje se puede estimar la fuerza superior.

6.3.1 Fuerza del resorte

Es posible notar dos momentos críticos durante el ciclo de combustión. Uno de ellos es cuando la válvula se encuentra cerrada, haciendo tope contra el asiento. Es este momento la presión debe ser máxima (ya que los gases no pueden escapar) y la fuerza del resorte debe ser mínima, ya que se encuentra con el menor valor de compresión posible, minimizando así el término $k * \Delta x$. Este valor oscila entre $k * \Delta x_{\text{MIN}}$ y $k * \Delta x_{\text{MAX}}$, donde los extremos corresponden a la precompresión del resorte y la máxima elongación, dada por la suma entre la precompresión y la carrera máxima de válvula. El valor de k utilizado fue 21 N/mm ^[19], y los valores mínimo y máximo de elongación son 9,2 ^[19] y 17 mm. ^[28]

6.3.2 Fuerza debida a la presión

Para determinar esta fuerza es necesario conocer cómo varía la presión durante el ciclo. La etapa de expansión es donde este parámetro alcanza su máximo valor, y es de especial importancia ya que inmediatamente después la válvula de escape se abre, dejando salir los gases contenidos en el cilindro. El manual Arias Paz ^[1] menciona valores de entre 711 y

850 psi para esta etapa, lo cual se condice con otros autores que hablan de presiones pico de alrededor de 700 psi. La figura 77 permite ver cómo varía este parámetro a lo largo del proceso.^[29]

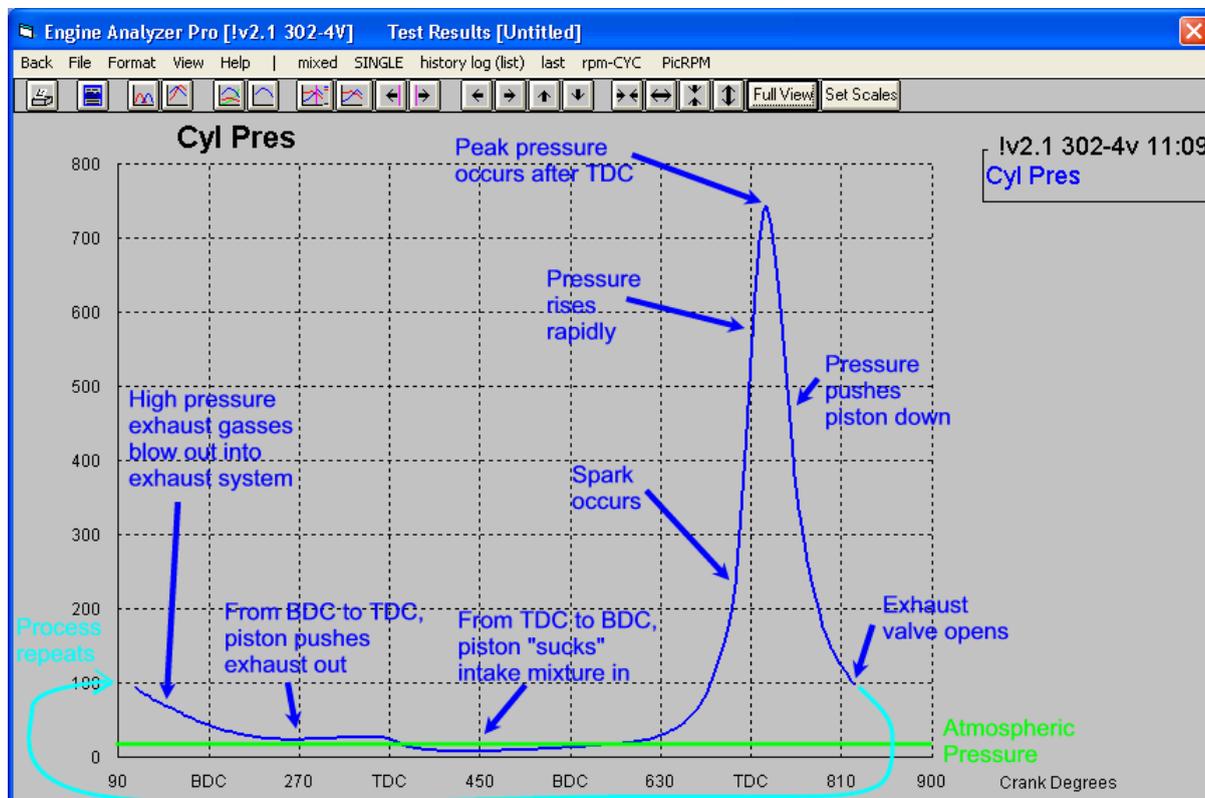


Figura 77. Valores estimados de temperatura y ajuste lineal.

En la figura 77, las siglas TDC y BDC corresponden a los puntos muertos superior e inferior, respectivamente. Se observa lo dicho: hay un pico muy marcado, que ocurre luego del punto muerto superior. Unos instantes después se abre la válvula de escape, cuando la presión se encuentra aproximadamente en los 100 psi.

Para la válvula de admisión la estimación es mucho más sencilla, ya que esta se abre para dejar entrar los gases. En dicho momento la presión dentro del cilindro es nula.

6.3.3 Aceleración

Este parámetro es máximo cuando la válvula comienza a abrirse o cerrarse. Se obtuvo derivando dos veces el perfil de desplazamientos como se puede observar en la figura 20, correspondiente al capítulo “3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL”. Se consideró igual para ambos tipos de válvulas, cuyo valor es 1080 m/s^2 .

Como se mencionó anteriormente, el ensayo para determinar los perfiles de desplazamiento, velocidad y aceleración fueron realizados a 1000 RPM. Este valor se implementó a fin de asegurar que la leva y el botador estén en contacto en todo momento, evitando irregularidades que modifiquen los resultados de la prueba. Sin embargo, el motor de un automóvil puede llegar a valores de RPM mucho mayores durante su vida en servicio, lo cuál representa a su vez una mayor aceleración máxima de la válvula y, por ende, una mayor fuerza final.

6.4 Desarrollo analítico y resultados

Realizando un balance entre la aceleración y las dos fuerzas analizadas anteriormente, es posible determinar dos momentos críticos, uno por cada válvula. La válvula de escape sufre la mayor sollicitación al momento que comienza a abrirse para dejar salir los gases. En este punto la presión se hace máxima, y la fuerza del resorte es mínima. En cambio, la válvula de admisión encuentra su momento de mayor compromiso mecánico al momento que empieza a cerrarse. En este punto la presión sobre el plato es nula (los gases escapan fácilmente, ya que no están confinados en el cilindro), y la fuerza del resorte es máxima. Como se ha dicho antes, en ambos casos la aceleración es máxima.

Gracias a la bibliografía disponible, se conoce la elongación máxima y la precompresión para este tipo de resortes, así como también la constante k . Se conoce la presión dentro del pistón al momento de apertura de la válvula de escape, y las dimensiones y la masa de cada válvula.

De esta forma, podemos obtener los resultados de las fuerzas del resorte y de la fuerza provocada por la presión. Disponiendo de estos datos y de la aceleración, se despeja la fuerza superior.

$$F_{superior\ ESC} = m_{ESC} * a + F_{resorte\ ESC} + F_{presión\ ESC}$$

$$F_{superior\ ESC} = m_{ESC} * a + k * \Delta x_{min} + p * \pi * r_{ESC}^2$$

$$F_{superior\ ESC} = 42.58\text{ g} * 1.2 * 10^6 \frac{mm}{s^2} + 21 \frac{N}{mm} * 9.1\text{ mm} + 0.69\text{ MPa} * \pi * (14\text{ mm})^2$$

$$F_{superior\ ESC} = 667.06\text{ N}$$

Análogamente, es posible hacer el desarrollo para la pieza de admisión:

$$F_{superior\ ADM} = m_{ADM} * a + F_{resorte\ ADM} + F_{presión\ ADM}$$

En este caso, el término de la presión se hace nulo. Con lo cuál, llegamos a lo siguiente:

$$F_{superior\ ADM} = m_{ADM} * a + k * \Delta x_{max}$$

$$F_{superior\ ADM} = 52.87\text{ g} * 1.2 * 10^6 \frac{mm}{s^2} + 21 \frac{N}{mm} * (9.1+7.8)\text{ mm}$$

$$F_{superior\ ADM} = 418.34\text{ N}$$

6.5 Análisis por Método de Elementos Finitos

6.5.1 Introducción

Como este es un problema de múltiples fuerzas aplicadas en una pieza, se buscaron valores de tensión de fluencia en puntos específicos para el estudio de la falla. Debido a que es difícil calcular estos valores de tensiones de forma analítica, se planteó un modelo simplificado y resolverlo mediante el método de elementos finitos a través del software Abaqus.

El objetivo de la simulación fue obtener el valor máximo de tensión de Von Mises que actúa sobre los filetes. Para esto, Abaqus utiliza un sistema de graduación que vincula la intensidad de la variable estudiada con una escala de colores. La magnitud más grande se ve representada por el tono de rojo más intenso. La figura 78 muestra esta representación.

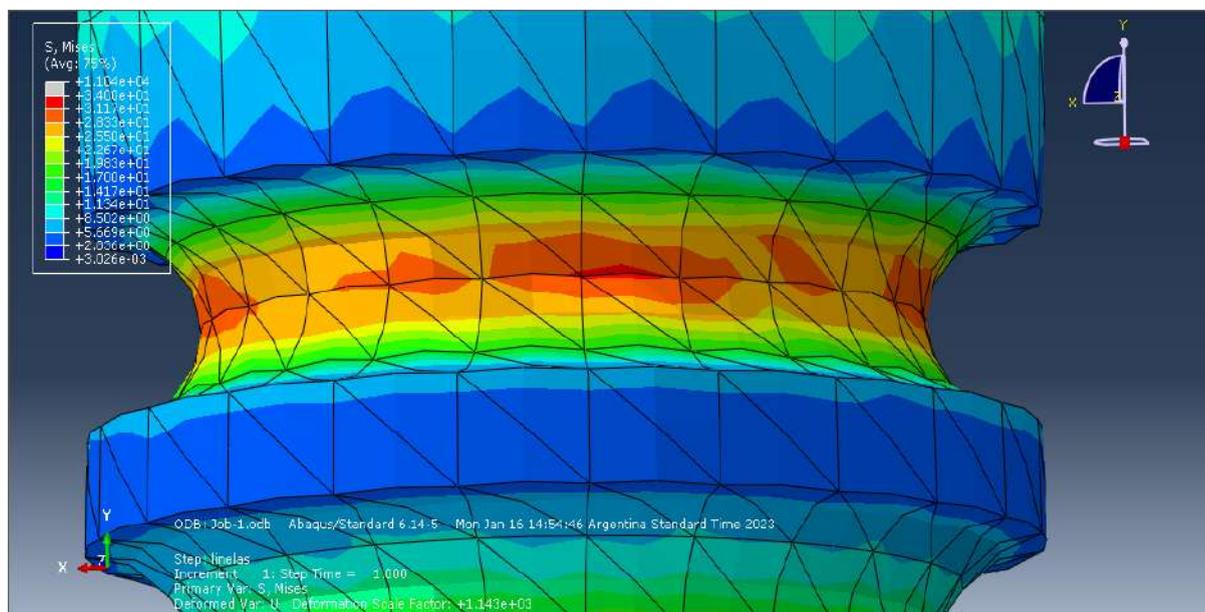


Figura 78. Tensiones estimadas en el filete superior.

6.5.2 Modelo

Se generó una geometría 3D tipo sólido de extrusión con las medidas correspondientes mencionadas en el capítulo “3.RELEVAMIENTO DIMENSIONAL”. Para el material se utilizó un acero convencional con una densidad de 7860 kg/m^3 , módulo de Young de 210000 N/mm^2 y módulo de Poisson de 0.3. El mismo se consideró homogéneo. Cabe destacar que se construyeron dos piezas distintas, una para la válvula de admisión y otra para la de escape, considerando las leves diferencias geométricas entre ambas.

Las condiciones de contorno fueron establecidas con el objetivo de recrear con la mayor fidelidad posible las solicitaciones a las que se encuentran sometidas las piezas. Para ello, en la zona del plato se fijó una restricción del desplazamiento en Y simulando la reacción a las fuerzas que están actuando en la parte superior de la pieza. Esta restricción aplica tanto para admisión como escape y se puede observar en la figura 79.

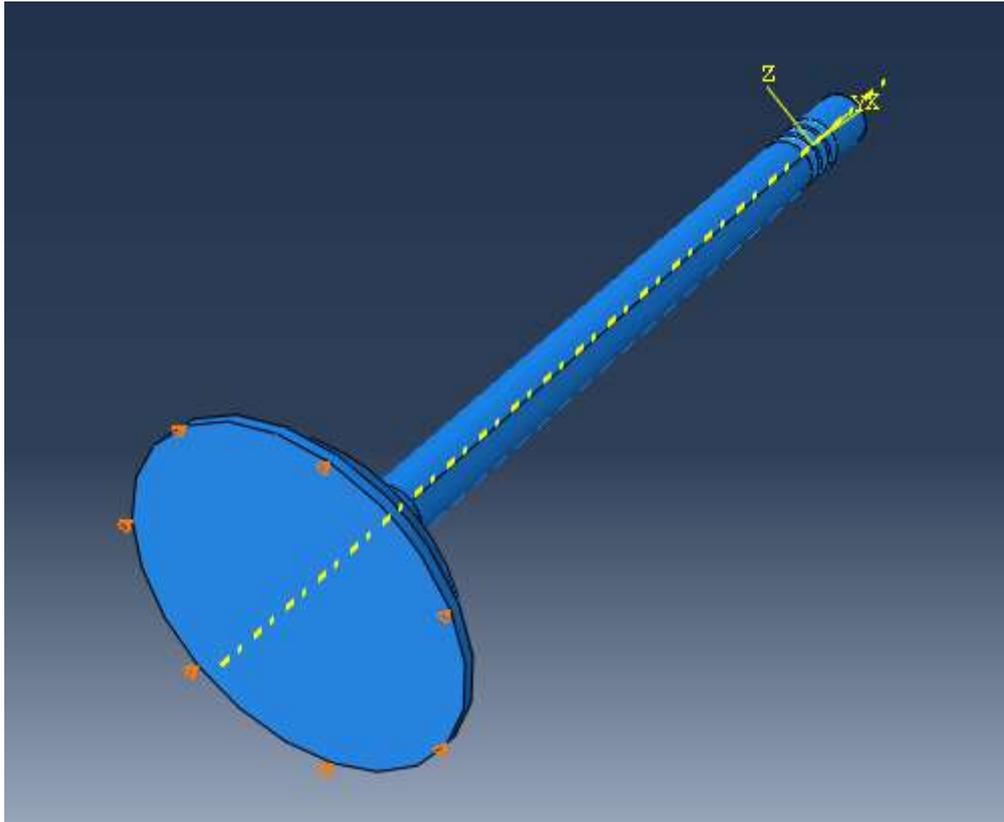


Figura 79. Diagrama de la pieza restringida en su base.

El paso siguiente fue imponer la restricción del desplazamiento en los ejes X y Z, que representa la guía de válvula. Esta varía según el momento y tipo de válvula. La guía mide aproximadamente 42 mm y rodea todo el contorno del cuerpo de la válvula como se ve en la figura 80. Para estimar la posición relativa de esta restricción, se inspeccionaron varias válvulas. Se consideró que el punto inferior de la guía coincide con el fin de la zona rectificada, y luego se extrapolaron su posición, llegando a que comienza aproximadamente a 27 mm de la base. Sin embargo, la posición de la guía puede cambiar dependiendo la etapa del ciclo, ya sea cuando se produce la apertura o cierre de válvula. En el caso de la válvula de admisión, cuando se encuentra cerrada, la posición de la guía se mantiene en la parte inferior, pero cuando se abre, la pieza se desplaza hacia abajo. Para nuestro caso, es conveniente interpretar que se produce un corrimiento hacia arriba de la guía.

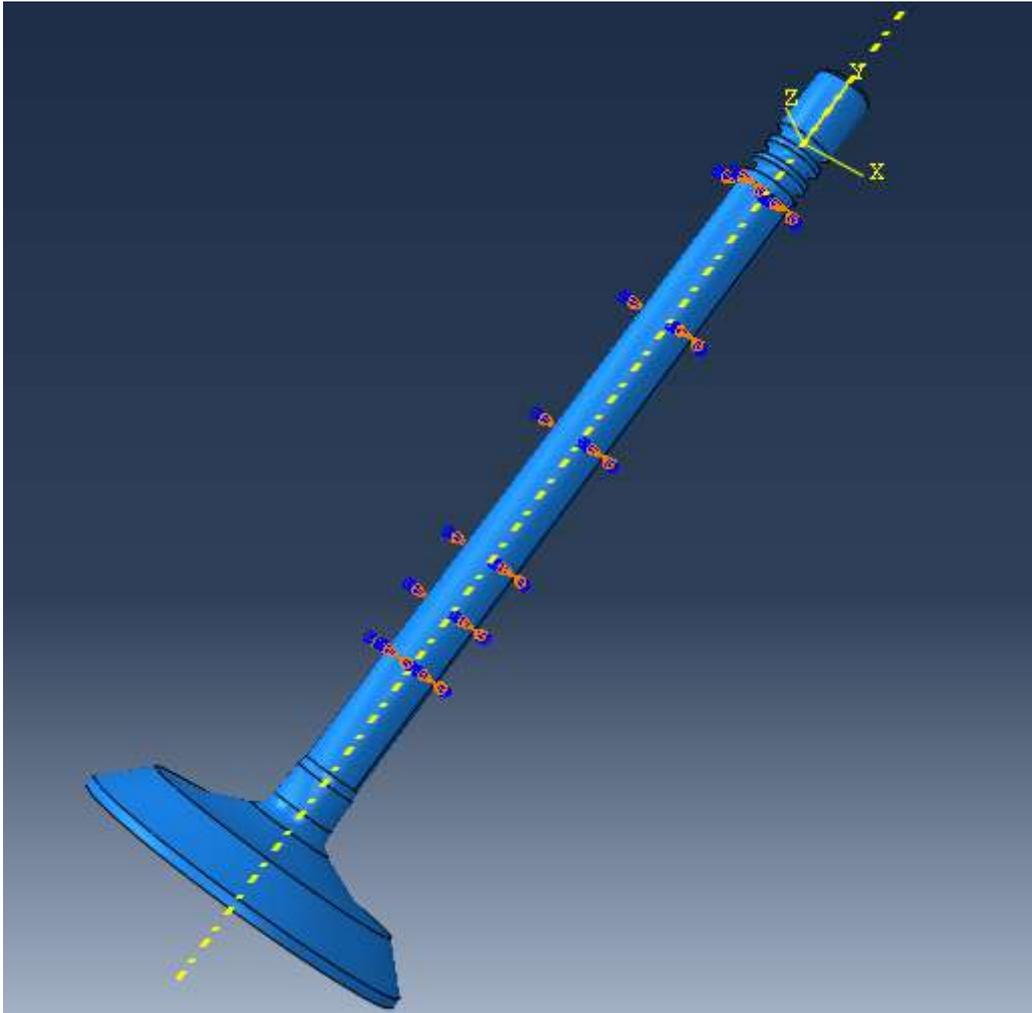


Figura 80. Diagrama de la pieza restringida en el vástago.

En cuanto a las fuerzas, como ya se mencionó anteriormente, son tres las aplicadas para cada válvula. En primer lugar, se modeló la fuerza que ejerce el resorte sobre los filetes. La misma se transmite a través de una claveta, como se comentó en el capítulo “2. CONCEPTOS PRELIMINARES”, y se puede apreciar en la figura 4. Se consideró que la fuerza transmitida por el resorte es igual en cada uno de los tres filetes. Para esto se calculó la presión que ejerce la fuerza del muelle sobre los tres filetes. Cada una de las ranuras se consideró de forma semicircular y de radio r , a fin de simplificar los cálculos. Nótese que r difiere de R , correspondiente al radio del vástago. Se prosiguió de la siguiente manera:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F_{\text{resorte}}}{3 \cdot \text{Área}_{\text{filete}}} = \frac{F_{\text{resorte}}}{3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot R} = \frac{F_{\text{resorte}}}{124,35 \text{ mm}^2}$$

La opción de Abaqus que se utilizó para modelar fue “Surface traction”, la cual permite cubrir toda la superficie de los filetes y darle orientación mediante la imposición de un

sistema de coordenadas. En la figura 81 se puede ver cómo queda aplicada esta fuerza en los filetes.

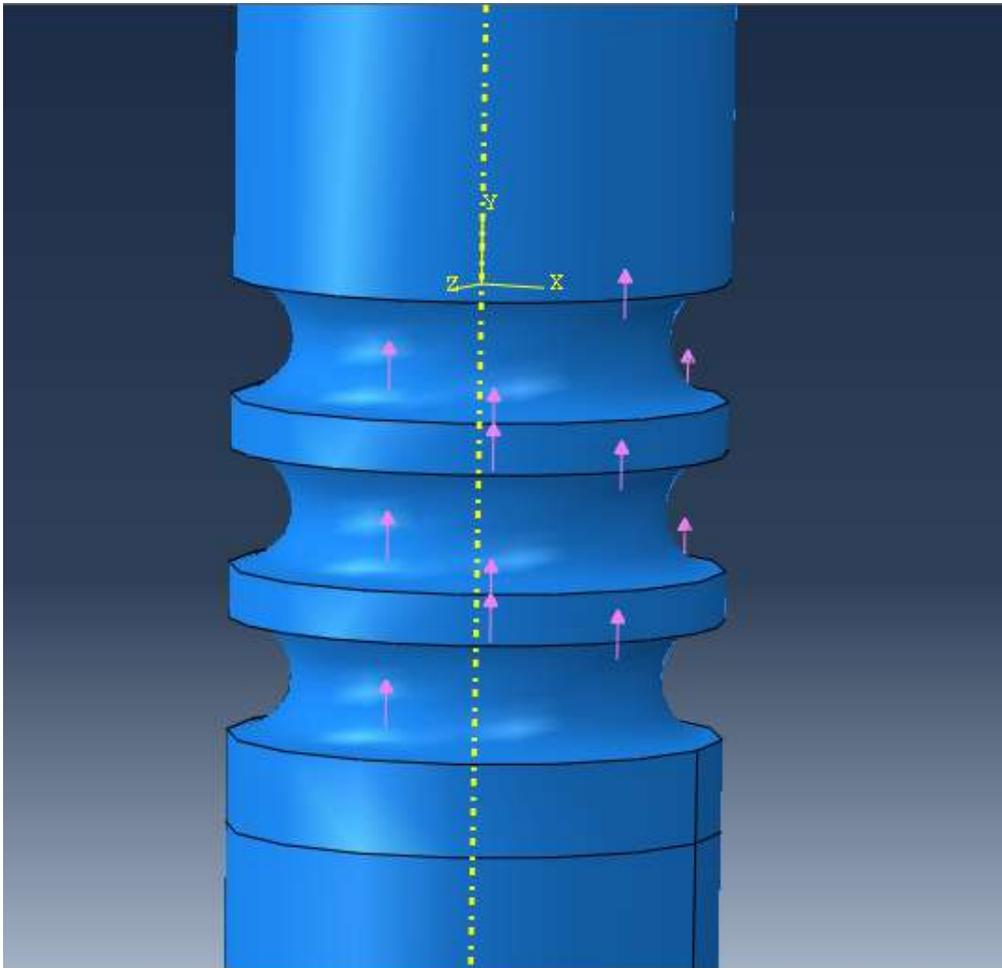


Figura 81. Representación de la fuerza del resorte sobre los filetes.

En segundo lugar se modeló la fuerza debido a la presión en el plato de la válvula. Se utilizó una presión sobre toda la superficie del plato. En el caso de que la válvula esté comenzando a abrirse, la fuerza ejercida por la leva debe ser insignificamente mayor que la suma entre la fuerza de presión y el resorte. En la figura 82 se puede apreciar cómo queda aplicada la presión en el platillo.

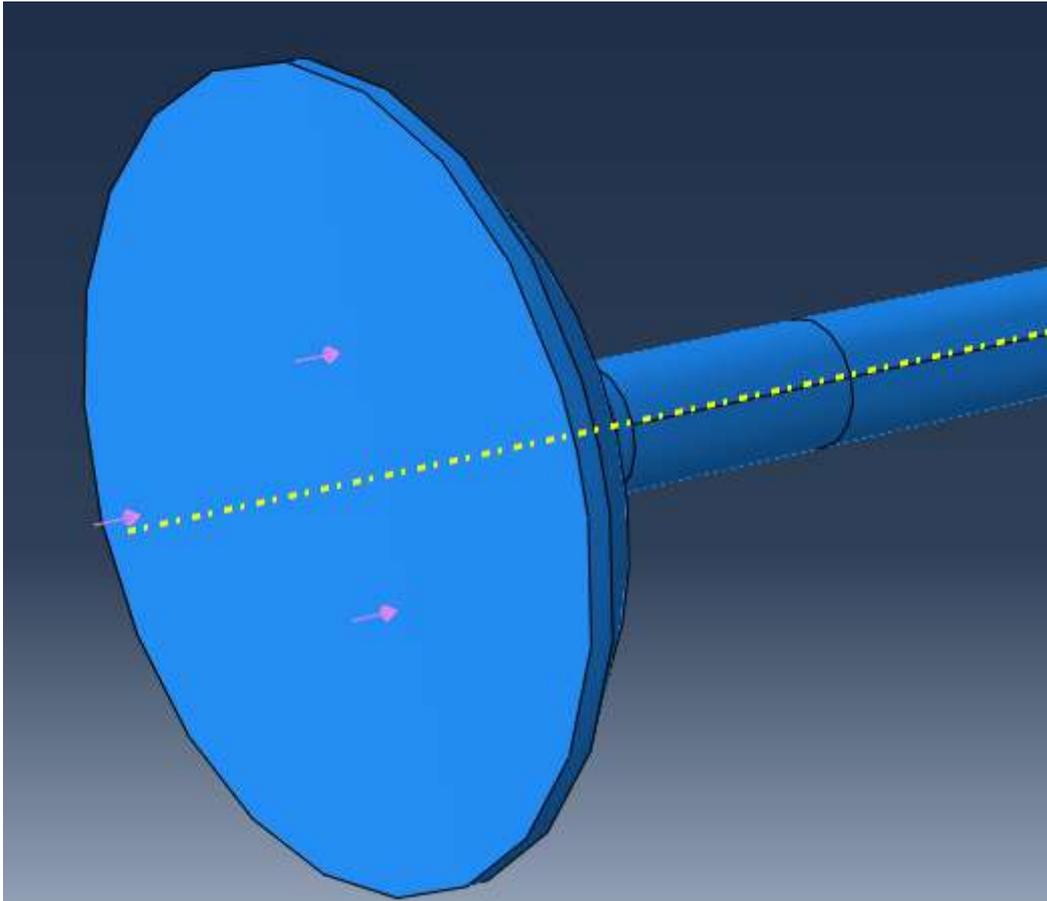


Figura 82. Representación de la presión en la parte inferior del plato.

Por último, se tiene la fuerza ejercida por la leva sobre la parte superior de la válvula. Para este caso, se hicieron varias suposiciones de aplicación de fuerza, ya que era importante determinar cómo se transmite la fuerza de la leva en la válvula. Es sencillo notar que la fuerza que actúa sobre el palpador es siempre en forma de línea ya que el contacto no varía con el giro del árbol. Sin embargo, la forma en que la fuerza se transmite del palpador a la válvula es más compleja, ya que se distribuye sobre toda el área pero de forma desigual. Evidentemente, la complejidad de esto aumenta ante cualquier desviación del caso ideal.

Para resolver esto, primero se tomaron dos casos extremos, asumiendo que el caso real se encontraba en algún punto entre ambos. Se ensayó una carga distribuida igual sobre toda la superficie y una carga puntual en el centro, ambas se ven representadas en la figura 83.

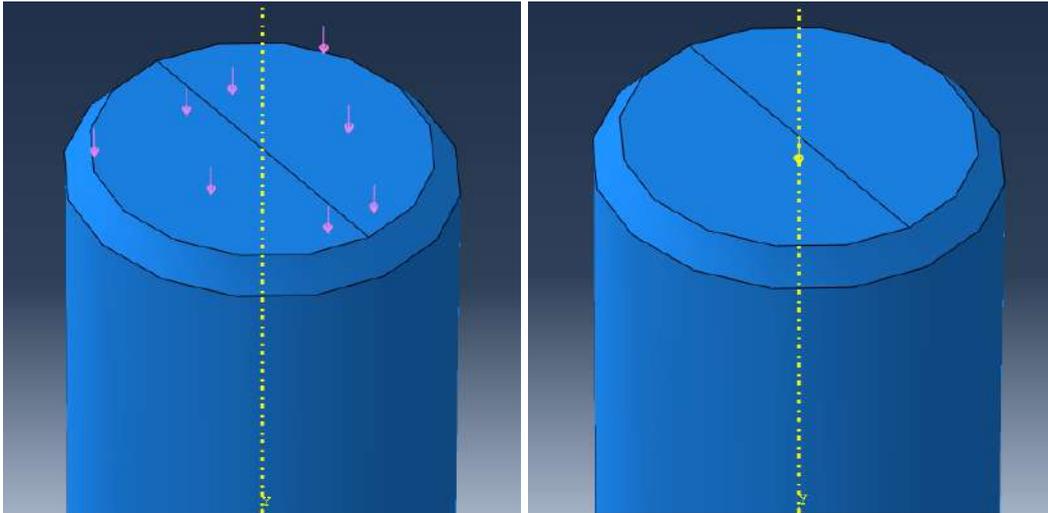


Figura 83. Representación de la fuerza en la parte superior de la pieza.

Los resultados llamativamente fueron muy similares para ambos casos; se obtuvieron valores de tensión de 35 y 37 MPa, respectivamente. En base a estos resultados, se optó por seguir la simulación con la carga puntual en el centro, gracias a su versatilidad y facilidad a la hora de simular los casos críticos y las desviaciones. Se aplicó entonces una “Concentrated force” para cada válvula.

Una vez aplicadas las condiciones de contorno y las fuerzas, se procede a mallar la estructura. Para esto se utilizaron tetraedros, ya que su geometría ajusta bien en este tipo de piezas complejas. No se pudo aplicar un refinamiento adaptativo ya que no se llegaba a cumplir con la cota de error impuesta debido a la versión de Abaqus disponible. A raíz de esta complicación se optó por mallar con un solo tamaño de elemento y bajar su valor semilla para así obtener un mallado más fino, a la vez que se estudió la variación de los resultados con la calidad de la malla. Se profundizará sobre este punto en el análisis de convergencia. En la figura 84 se puede observar cómo se ajusta el mallado cuando se cambia el valor semilla, lo cual nos ayuda a disminuir el error en los resultados y converger a una solución.

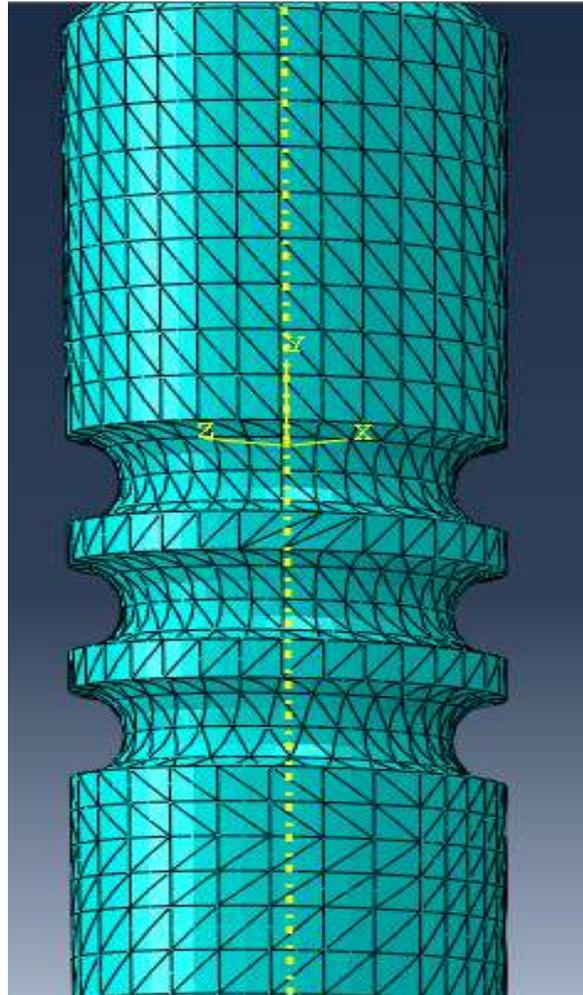


Figura 84. Mallado de la pieza.

6.5.3 Desviaciones del comportamiento

Para evaluar el comportamiento de las válvulas de forma más completa, se optó por aplicar desviaciones a las fuerzas aplicadas de modo de averiguar si alguna de ellas podría ser la desencadenante de la falla final. Para esto se consideraron dos posibles anomalías que pueden repercutir en la posición y dirección de la carga en la parte superior de la válvula. Las mismas surgen normalmente por problemas de montaje a la hora de ensamblar el motor.

Un error de montaje puede provocar que la carga superior no esté aplicada en el punto central de la válvula, sino que se corra algunos milímetros. Fue por esta razón que se ensayó descentrar la fuerza desde el centro hasta el extremo de la circunferencia superior de la válvula, para evaluar así cómo cambia la distribución y los valores máximos de tensiones obtenidas.

En la figura 85 se puede ver el extremo superior de la válvula. En cada punto amarillo se aplicó una fuerza puntual, a fin de simular lo que ocurre ante un posible descentrado de la carga original.

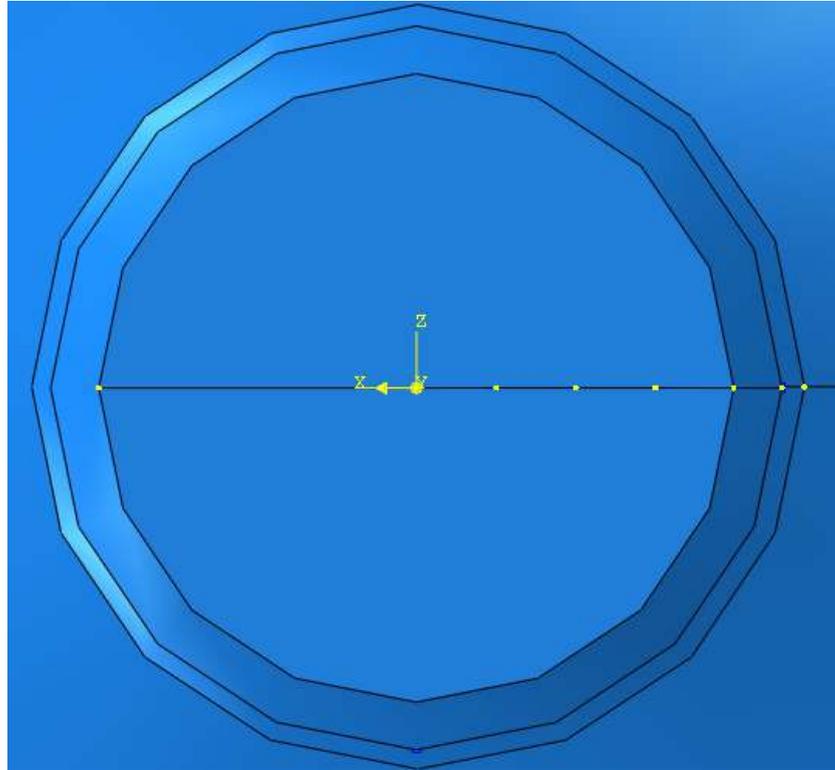


Figura 85. Vista superior de la válvula.

Por otro lado, la fuerza puede estar desalineada, es decir, que el vector que la representa tiene componentes en otros ejes además del Y. Para este caso, se plantearon desalineaciones pequeñas, desde 0 hasta 5 grados. La desalineación es leve ya que el sistema de levas y botador está diseñado para no llegar a desviaciones considerables. Se descompusieron las fuerzas en dos ejes para simular la desviación y se calcularon las tensiones de Von Mises resultantes en los filetes. En la figura 86 se puede ver como se descompone la fuerza en los dos ejes.

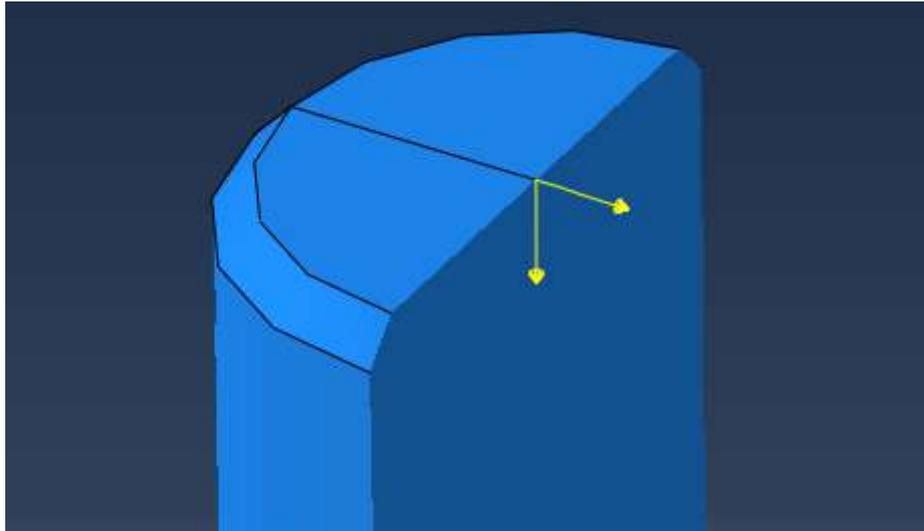


Figura 86. Representación de la fuerza desalineada

6.5.4 Análisis de convergencia

Para el estudio de la convergencia de la solución se tomó el caso estándar, sin desviaciones de las cargas aplicadas, y se evaluó la variación de la máxima tensión de Von Mises a medida que se refinaba la malla. Se observó que a partir de un valor semilla de 0.8, la tensión converge a un resultado constante. En la tabla 5 se listan los valores de tensiones máximas obtenidas junto con las indicaciones de mallado que se realizó para cada caso, para cada tipo de válvula. Vale aclarar que los máximos reportados en esta tabla corresponden al filete superior.

Valor semilla	Cantidad de nodos	Cantidad de elementos	Tensión máxima de Von Mises-Admisión (MPa)	Tensión máxima de Von Mises-Escape (MPa)
2	5008	2878	38	69
1.5	8660	7173	40	67
1	22679	14479	34	69
0.9	32584	20407	33	69
0.8	45523	28185	34	74
0.5	145384	99073	34	75

Tabla 5. Convergencia- Admisión y Escape.

En la figura 87 se muestran las curvas de tensión en función de la cantidad de elementos utilizados para la discretización, tanto para el caso de admisión como de escape. Se aprecia que a partir de un cierto número de elementos, la curva se torna horizontal en un valor constante. Los valores de tensión son diferentes ya que cada válvula está sometida a valores de solicitaciones distintas.

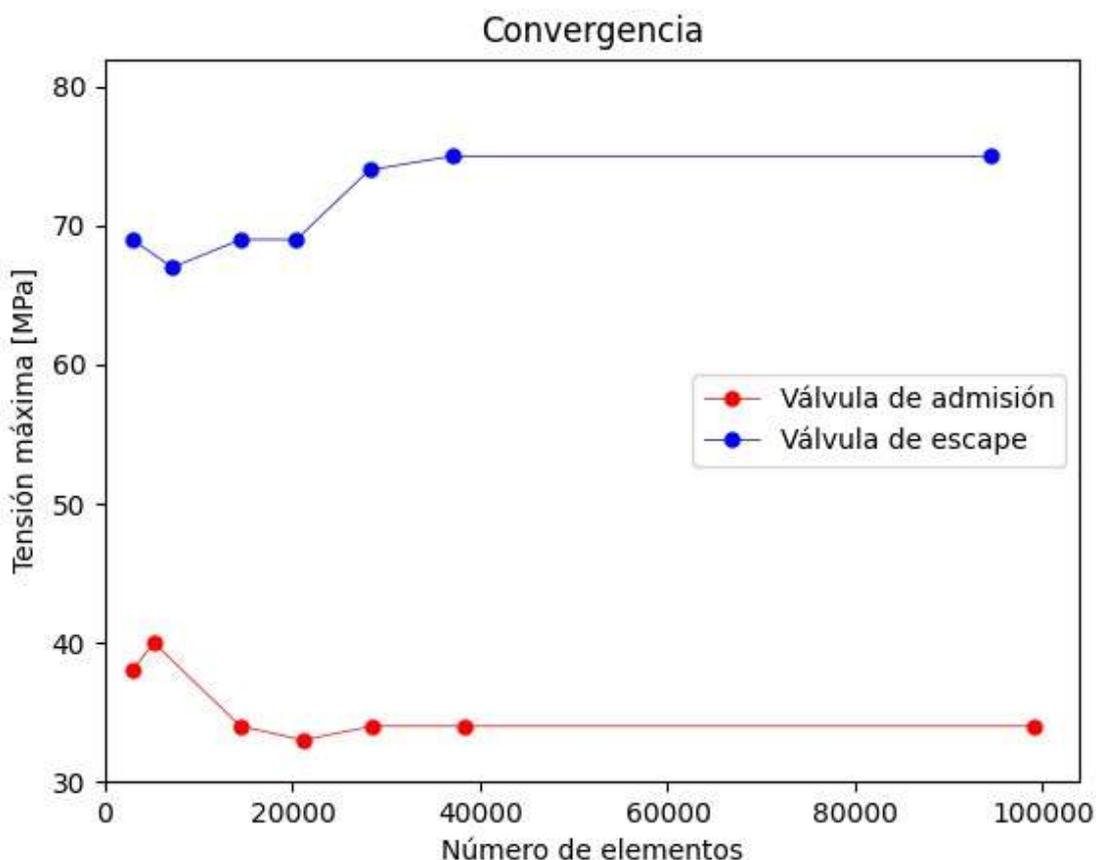


Figura 87. Convergencia de cada válvula.

Este análisis buscó optimizar los tiempos computacionales, utilizando un valor semilla que permita obtener resultados precisos sin largos tiempos de simulación. Es decir, el enfoque fue puesto en cómo el refinamiento de la malla afectó a las tensiones; no en el valor final de las mismas. Es por esto que tanto los defectos como el factor dinámico no fueron incluidos en esta etapa. Los valores finales de tensión obtenidos no tienen un significado físico relevante para la solución final del problema.

6.6 Resultados y discusión

Como se explicó en la sección '2.3.2 Estimación de la tensión de fluencia', la tensión de fluencia teórica se estimó a partir de la microdureza, gracias a que esta última propiedad

puede medirse en el laboratorio. De acuerdo al paper escrito por Pavlina y Van Tyne ^[13], es posible establecer una relación lineal para conocer la tensión de fluencia. Debido a que la dispersión de puntos es grande, lo que se obtuvo fue un rango de valores. El valor de dureza utilizado fue de 370 Vickers, correspondiente a la dureza de las válvulas producidas por el fabricante indio. Se tomó la misma a los 10 mm del extremo superior, zona por la cual falló la válvula. En el eje de ordenadas de la figura 88 se puede observar el rango de valores de tensión de fluencia obtenido.

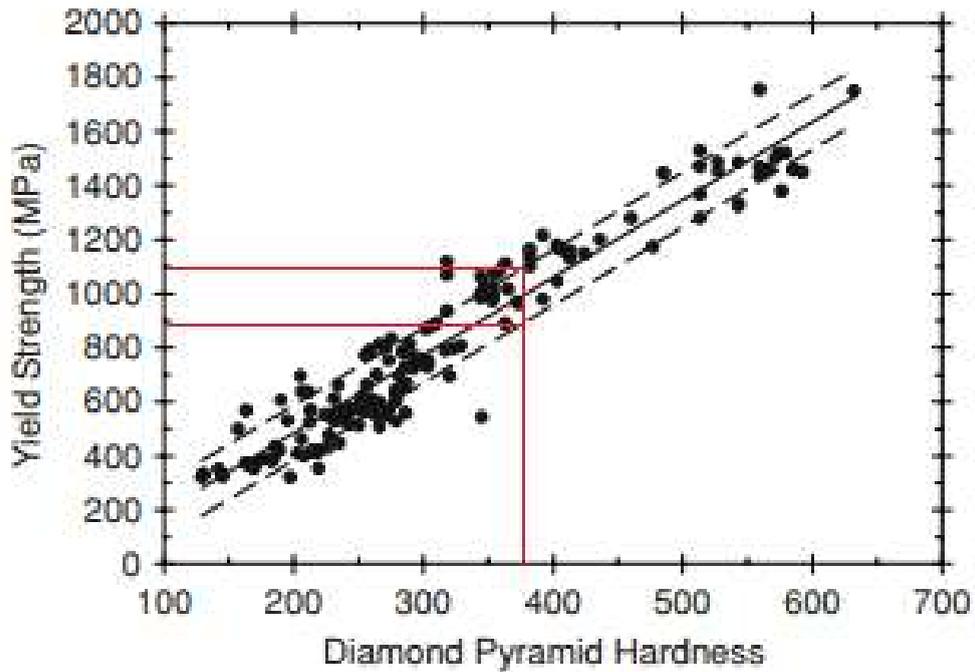


Figura 88. Relación entre tensión de fluencia y dureza para aceros.

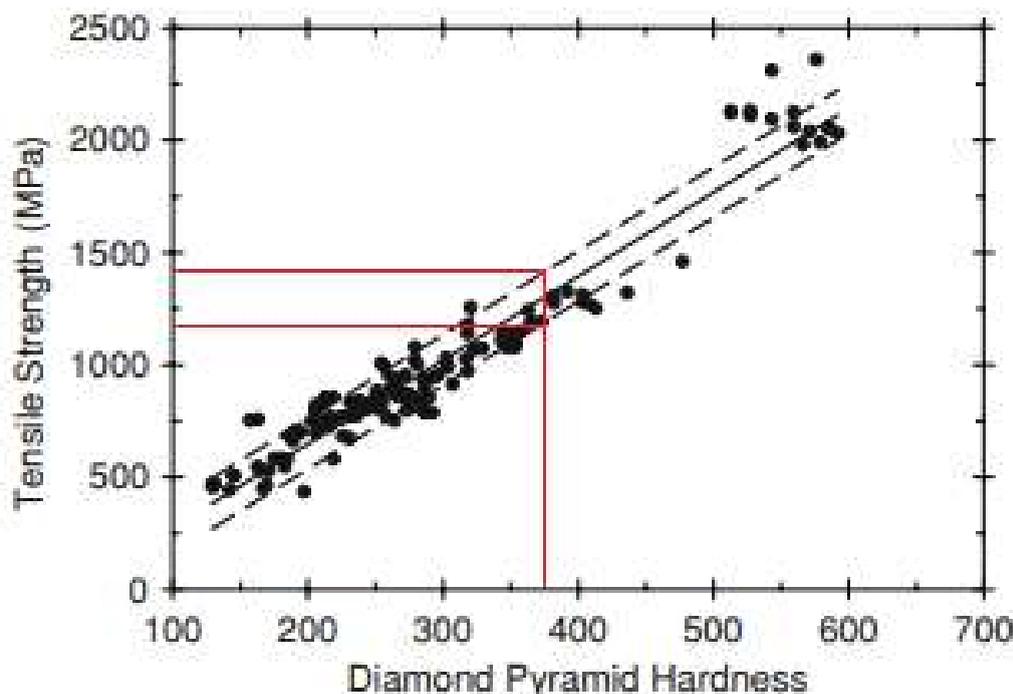


Figura 89. Relación entre resistencia a la tracción y dureza.

De esta forma, los valores que puede soportar la válvula antes de plastificar estarán entre los 900 y los 1100 MPa. Sin embargo, como se mencionó antes, es importante tener en cuenta el efecto de la temperatura. La misma provocará un descenso en la resistencia de la pieza. En la figura 76 se puede ver cómo, aumentando 100 K respecto de la temperatura ambiente, se pierde aproximadamente un 5% de la resistencia. Afectando los valores obtenidos por este factor, se concluyó que el rango se encuentra entre los 855 y 1045 MPa. Se observa que no hay una contribución significativa de esta variable a los resultados finales.

Para definir el límite a la fatiga que asegure que los aceros que componen las válvulas están protegidos, se puede establecer una relación que la vincula con la resistencia a la tracción. De acuerdo con la figura 89, para el valor de dureza de 370 Vickers, obtenemos valores de resistencia a la tracción de entre 1200 y 1400 MPa. Afectando estos valores de acuerdo a la influencia de la temperatura, como se hizo anteriormente, se obtienen valores de 1140 y 1330 MPa. La relación que vincula ambos parámetros sigue la expresión 3, con la cual se puede graficar una curva que muestra su comportamiento, con una banda de error del 5 %, como se ilustra en la figura 90. [15]

$$\sigma_w = (0.70 - 1.85 * 10^{-4} \sigma_b) * \sigma_b$$

Expresión 3. Relación entre límite a la fatiga y resistencia a la tracción.

En dicha expresión, σ_w es el límite a la fatiga y σ_b es la resistencia a la tracción. Los valores de límite a la fatiga obtenidos fueron 557,57 y 603,75 MPa.

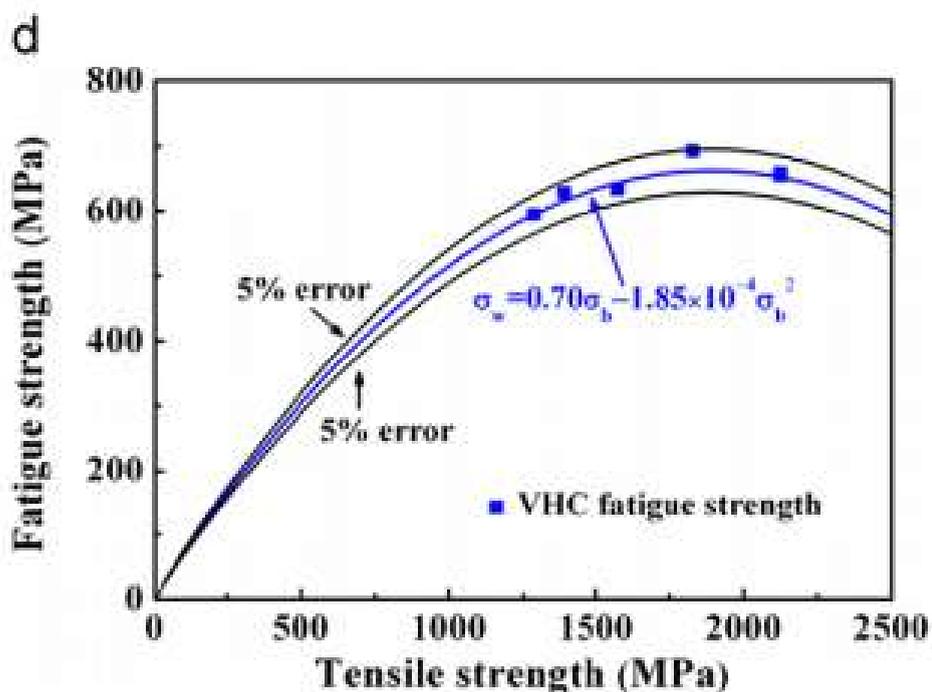


Figura 90. Curva de ajuste de resistencia a la tracción y fatiga

A continuación, se detallan en la tabla 6 los valores de tensión máxima para el caso de descentrado de cargas, desde el centro hasta la mitad de la circunferencia de la punta de la válvula, para el caso de admisión y escape.

Distancia al centro (mm)	Tensión de Von Mises máxima - Admisión (MPa)	Tensión de Von Mises máxima - Escape (MPa)	Filete
0	265	375	Superior
0.31875	380	515	Superior
0.6375	520	685	Superior
0.95625	655	855	Superior
1.275	790	1030	Superior

Tabla 6. Caso de descentrado-Válvula de Admisión y Escape

Se observa que, a medida que se corre la carga hacia el extremo más alejado del centro, la tensión de Von Mises resultante es mayor. En la figura 91 se ilustra la variación de la tensión ante un corrimiento de la carga respecto a la generatriz del vástago. Se puede visualizar un crecimiento en las tensiones de Von Mises. Esto indica que, tal como se esperaba, el descentrado podría contribuir a una falla prematura.

Sin embargo, se encontró que siempre el filete más solicitado es el superior, no importa cuánto se corra la carga del centro. Esto podría llevar a pensar que, si bien hay una contribución del descentrado a la falla final, hay otro efecto de mayor preponderancia que actúa sobre el filete inferior, que es el de mayor interés para este informe.

Es posible notar un comportamiento lineal. Esto resulta sensato, ya que el corrimiento de la carga genera un momento flector a lo largo del vástago. La tensión derivada del mismo responde a la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M_f}{I} y = \frac{F \cdot d}{I} y$$

Donde M_f corresponde al momento flector, F a la fuerza, I al momento de inercia, y la distancia al eje neutro y d la distancia respecto de la generatriz. De esta forma, cuando d aumenta de forma lineal (manteniéndose todas las otras variables constantes), también lo hace la tensión.

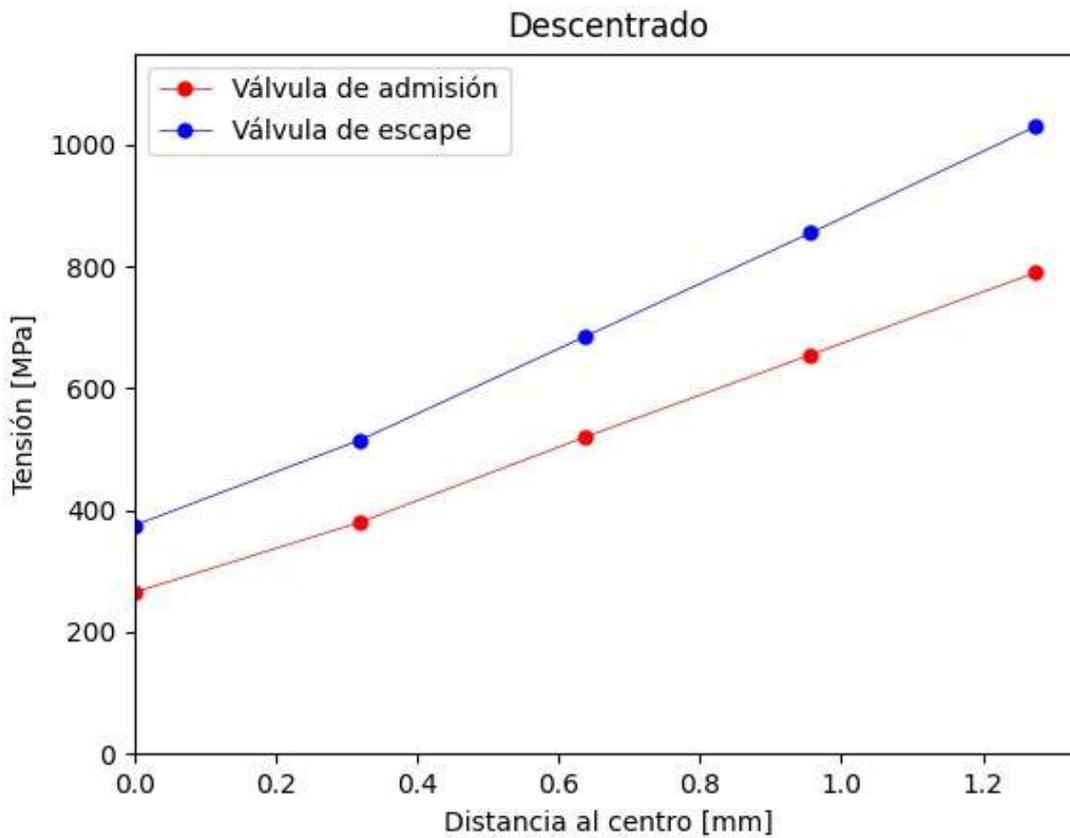


Figura 91. Efecto del descentrado sobre la tensión de Von Misses.

De la misma forma, se detallan en la tabla 7 los valores de tensión máxima según la desalineación para los casos de admisión y escape. Estos resultados surgen de multiplicar el valor extraído de la simulación por el factor dinámico obtenido del paper previamente citado.

En la figura 92 que corresponde a una curva cualitativa, se puede ver como aumenta el valor de la tensión a medida que aumenta la desalineación de la carga. En el eje X se indican los grados de desalineación, mediante los cuales se descompuso la carga. Para esta variación se observó que, para pequeños ángulos, el filete más solicitado era el superior. Sin embargo, a partir de ciertos grados, el filete más solicitado pasaba a ser el inferior. Esta particularidad se dio en ambas válvulas.

Angulo (°)	Tensión de Von Mises máxima - Admisión (MPa)	Tensión de Von Mises máxima - Escape (MPa)	Filete (Admisión-Escape)
0	265	375	Superior-Superior

1	310	400	Superior-Superior
2	365	425	Superior-Superior
3	425	480	Superior-Inferior
4	505	575	Inferior-Inferior
5	595	670	Inferior-Inferior

Tabla 7. Caso de desalineación- Válvula de Admisión y Escape

Al igual que para el análisis anterior, el gráfico vuelve a presentar un comportamiento lineal. Nuevamente, esto resulta lógico. Para simular el ángulo, se descompuso a la fuerza inicial en dos fuerzas, cuyas magnitudes están directamente relacionadas con el ángulo de inclinación. Es evidente que la fuerza en x será la más preponderante y tendrá una dependencia con el ángulo de la forma $f * \text{sen}\theta$. A valores pequeños de ángulo como los que se ensayaron en este caso, puede presumirse que $\text{sen } \theta \approx \theta$. Con lo cual, si el ángulo se aumenta de forma lineal, la respuesta en la fuerza (y por lo tanto, en la tensión), también tendrá esa forma.

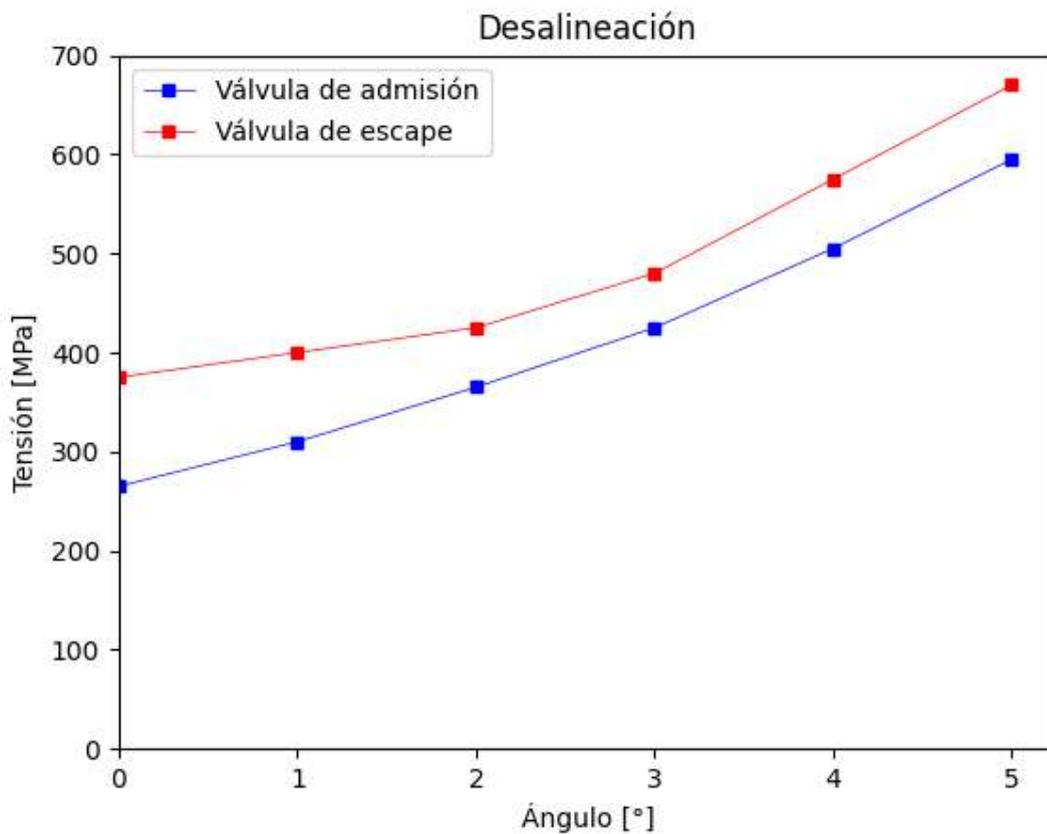


Figura 92. Efecto de la desalineación sobre la tensión de Von Misses.

Después de haber simulado todas las condiciones y desviaciones para conocer en forma más completa las sollicitaciones sobre las válvulas, se hizo foco en las tensiones que aparecen en el filete de interés, que es en este caso el inferior, ya que es la zona de falla de las piezas que fueron analizadas. En la figura 93 se muestra que el comportamiento lineal cambia de pendiente cuando se produce la transición del filete más sollicitado. Se hace evidente que los filetes serán las zonas de mayor sollicitación, ya que actúan concentrando tensiones debido a que presentan una sección menor que el resto del vástago.

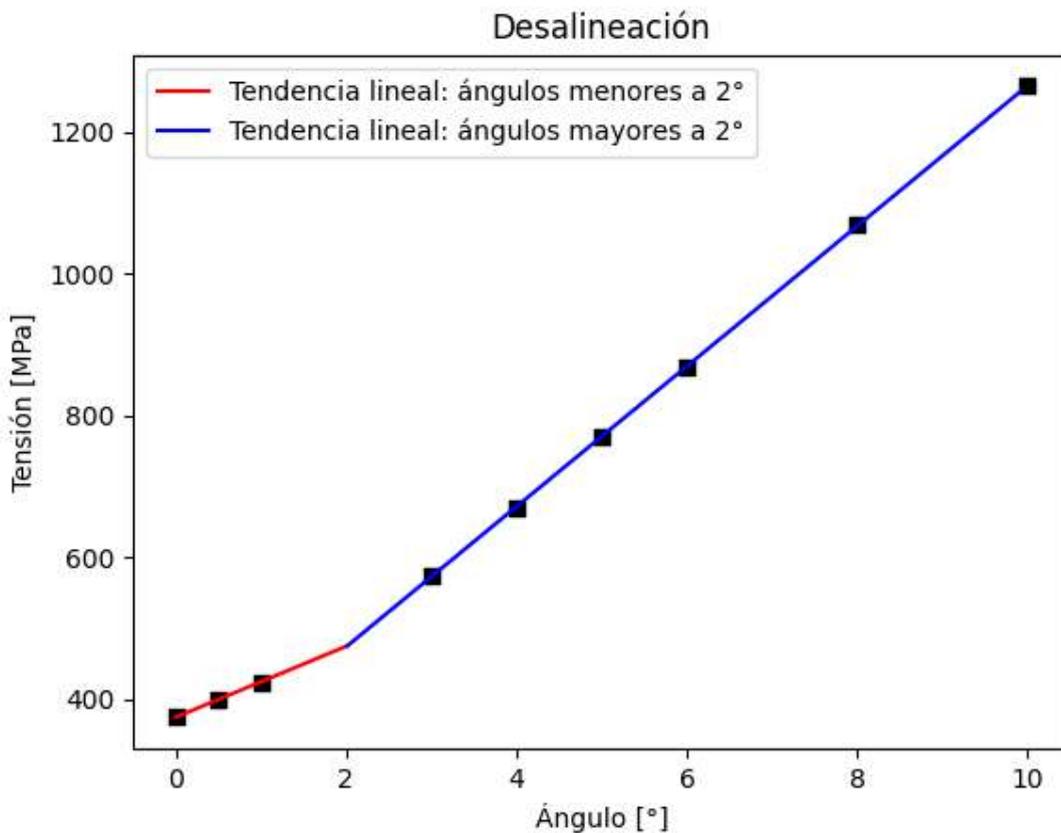


Figura 93. Cambio en la pendiente gracias al aumento en la desalineación.

Es interesante notar que, a medida que cambia el ángulo de la fuerza que actúa en la parte superior de la válvula, también se modifica la zona de mayor tensión. Este cambio ocurre para valores muy similares de fuerza según el eje X (34.54 N y 35 N respectivamente para válvulas de escape y admisión). Es intuitivo pensar que, a mayor distancia, mayores serán los esfuerzos producto del momento flector ya que, como se mencionó anteriormente, hay una variación lineal con la distancia. Sin embargo, cuando la componente en X no es lo suficientemente grande, la ranura superior parece ser la más sollicitada. Esto nos da el

indicio de que, para que se haga efectiva la falla estudiada en este informe, debe presentarse una desalineación mayor a los 3 o 4 grados.

Respecto a la aceleración, se procedió a hacer un análisis de sensibilidad a fin de conocer cómo varía la tensión (o fuerza) máxima con la variación de este factor. Para realizar el estudio se varió la aceleración modificando los correspondientes términos en las ecuaciones de fuerza tanto para la válvula de escape como para la de admisión. Las contribuciones por efecto del resorte o la presión se mantuvieron constantes. No se consideraron las desviaciones producto de un mal montaje. Los resultados se pueden observar en las figuras 94 y 95 para cada tipo de válvula, así como también en la tabla 8. Los valores reportados en la tabla corresponden al filete superior.

Aceleración (m/s ²)	Tensión de Von Mises máxima - Admisión (MPa)	Tensión de Von Mises máxima - Escape (MPa)
1000	265	375
2500	300	415
3000	315	430
5000	375	490
7000	435	550

Tabla 8. Análisis de aceleración- Válvula de Admisión y Escape

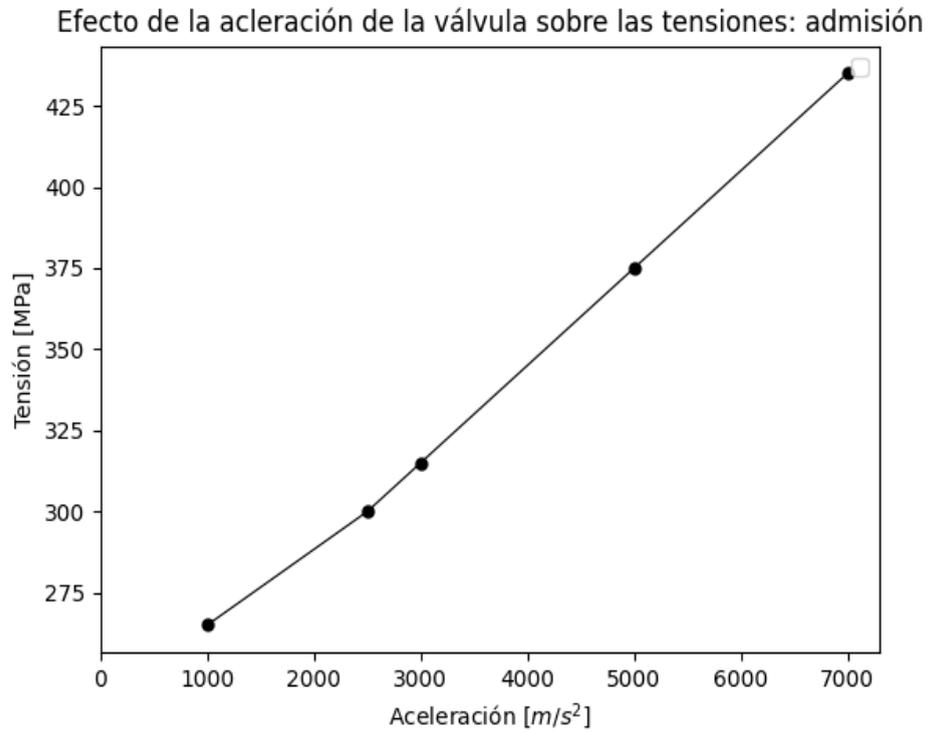


Figura 94. Efecto de la aceleración sobre las tensiones en la válvula de admisión.

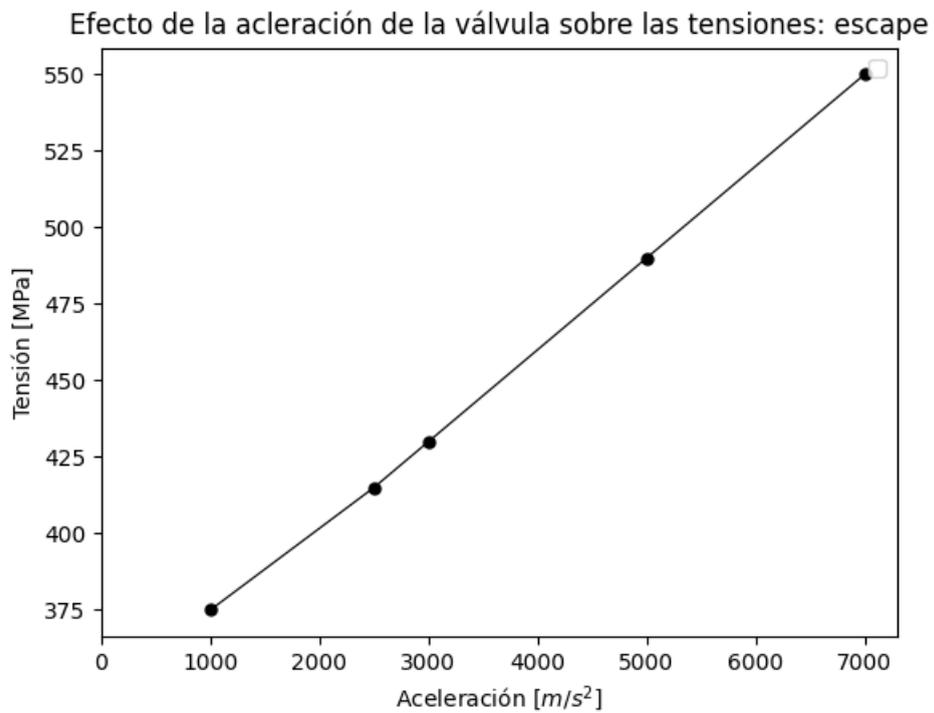


Figura 95. Efecto de la aceleración sobre las tensiones en la válvula de escape.

Vale la pena aclarar que la relación entre RPM y aceleración máxima de la válvula no es sencilla, y depende de muchos factores. Para afrontar este problema se consultaron dos fuentes. Las mismas definen que, para valores de rotación de 2000 y 4000 RPM, las aceleraciones alcanzadas por una válvula son 2500 y 7000 m/s² respectivamente. Por experiencia propia y apoyándonos también en bibliografía, se decidió tomar un valor promedio de 2000 RPM durante la vida útil de la válvula. Esta consideración es especialmente importante para estimar un valor de tensión máxima para vida a la fatiga: no es realista imaginar a un motor moderno trabajando a 4000 RPM continuamente durante toda su vida en servicio. Este último valor resultó más adecuado para evaluar una posible falla de bajo ciclos.^{[28][30][31]}

En las figuras 96 y 97 se muestra la variación de tensión máxima en cada válvula en función de la desalineación, para un valor fijo de revoluciones. Se indicó también el límite de fatiga y el de fluencia. La intersección con estos valores permitió una estimación del máximo grado de desalineación tolerable.

Para un valor de 4000 RPM, correspondiente a la figura 96, se observó que la válvula de escape encuentra el límite de fluencia superando los 2°. Por su parte, la válvula de admisión experimenta menores tensiones, y requiere una desviación de la fuerza de 3.5° respecto a la vertical para fallar por fluencia. El límite de fatiga se alcanza con poca o nula desalineación.

Por otro lado, a 2000 RPM, correspondiente a la figura 97, se necesita una desalineación de 2 y 3.5° para las válvulas de escape y admisión, respectivamente, para llegar al límite a la fatiga. Como se está trabajando a un menor número de revoluciones, se necesita mayor desalineación para llegar al límite a la fluencia respecto al caso anterior.

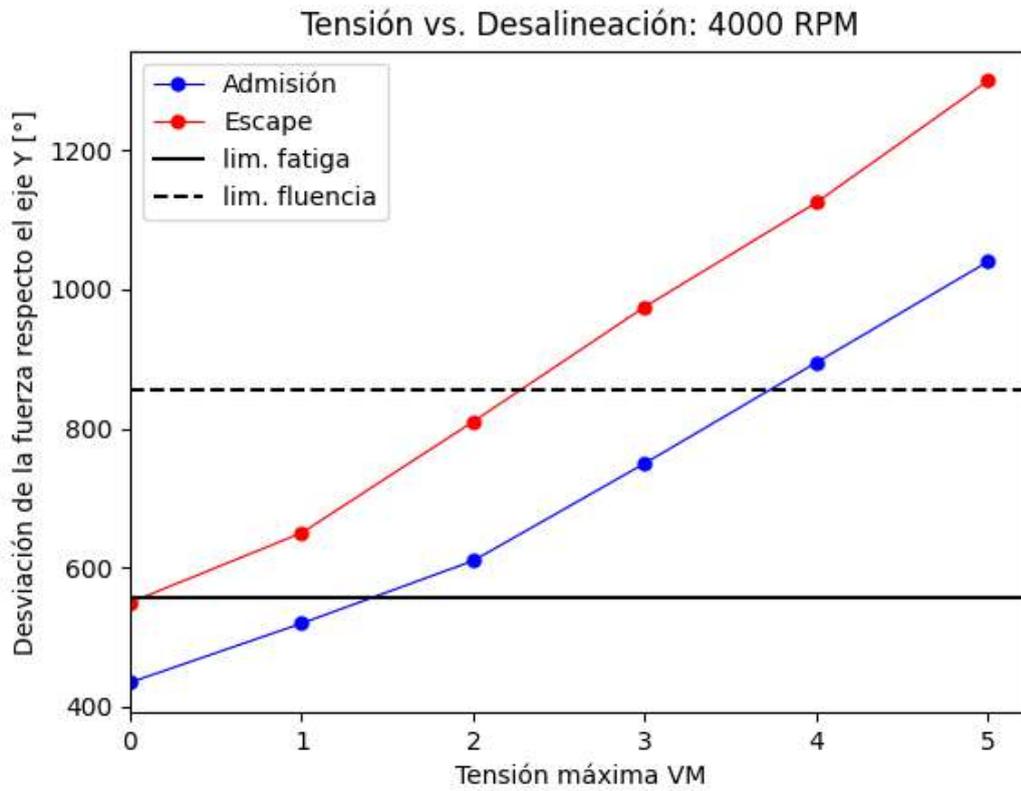


Figura 96. Efecto de la aceleración y desalineación para 4000 RPM.

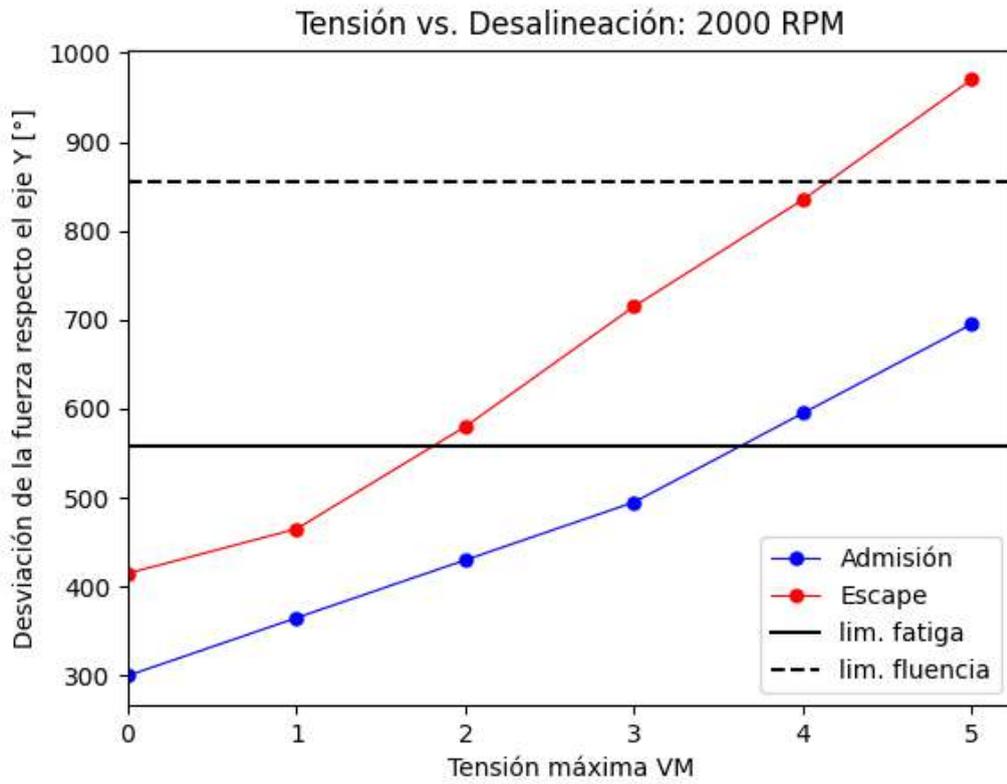


Figura 97. Efecto de la aceleración y desalineación para 2000 RPM.

7. CONCLUSIONES

El análisis metalográfico realizado sobre las válvulas de admisión y escape correspondientes a cuatro proveedores distintos mostró que se utilizan dos tipos distintos de aceros y microestructuras para la fabricación de estos componentes. Para las válvulas de escape (expuestas a condiciones más severas de presión y temperatura) se utilizan aceros inoxidable, más precisamente austeníticos. En cambio, para las de admisión se utilizan aceros de alta resistencia, principalmente martensíticos. Algunos especímenes presentaron un extremo de alta dureza y estructura muy fina, seguramente adjudicable a un tratamiento térmico de temple, que ha dado lugar a una fase martensítica.

Los estudios de dureza y microdureza concordaron con los exámenes metalográficos. Resulta muy importante destacar la existencia de diferencias notables en los perfiles de dureza de las distintas válvulas. Por una parte, en lo que hace a las válvulas de escape, las durezas son bastante similares en todas ellas, con la excepción de un fabricante de primera línea, que endurece la punta. En las válvulas de admisión, la heterogeneidad es bastante más marcada. Una de las muestras no tiene endurecida la punta. Las demás si las tienen, pero sólo una de ellas endurece la punta hasta la altura de los filetes. Esta marcada heterogeneidad sugiere que, para nuestra sorpresa, no existen normas estrictas que deban ser cumplidas por los fabricantes. En ese contexto, también se verificó que las piezas de origen indio muestran valores de dureza y microestructuras mayormente similares a los de otras válvulas establecidas en el mercado. Por lo tanto, no existen, hasta este punto, motivos que hagan suponer que la falla en servicio de las dos válvulas investigadas se deba a problemas de calidad metalúrgica.

Finalmente, los valores de dureza permitieron realizar estimaciones empíricas de la resistencia a la fluencia y a la fatiga de los materiales empleados en el estado metalúrgico correspondiente.

El estudio fractográfico óptico mostró características que indicaban una posible fractura por fatiga. No obstante, el examen mediante microscopía electrónica (SEM) no mostró evidencias de falla por fatiga. Por el contrario, se observaron signos de falla por sobrecarga. Estas observaciones llevaron a realizar cálculos tensionales que pudieran identificar el origen de las sobrecargas, teniendo en cuenta, por ejemplo, la posible existencia de errores en el montaje que generen la aparición de un momento flector, aumentando en consecuencia las tensiones experimentadas por la válvula. El software Abaqus permitió evaluar la relación entre dichas desviaciones y las tensiones generadas sobre la zona de falla de una y otra pieza.

Los cálculos de esfuerzos en condiciones de alineación correcta, es decir sin deficiencias de montaje, arrojaron valores máximos por debajo de la tensión de fluencia del material, e incluso por debajo del límite de fatiga. Esto es válido aún en los casos en que los filetes no se encuentran endurecidos como la punta de la válvula; lo cual respalda el criterio empleado por varios fabricantes, que endurecen los filetes por encima del valor propio del vástago.

Cuando se introducen errores de desalineación y descentrado de la carga, se observa que la zona de interés (los filetes, y en particular el más alejado del extremo superior) presenta un aumento de tensiones significativo, siendo la desalineación la que tiene un impacto más significativo en el filete inferior. Para un régimen de baja severidad (1000 RPM), se observó que, incluso para un grado de dureza moderado del acero (entre 350 y 370 HV), sería necesario una desalineación mayor a 3 y 4° para producir valores de tensión que comprometen la vida a la fatiga de las válvulas. Para que ocurra una falla por sobrecarga, este ángulo debe ser mucho mayor aún.

Sin embargo, se observó que un régimen más exigente puede llevar a un aumento de la aceleración de las válvulas (y, consecuentemente, de las tensiones sobre ellas) que comprometa la vida en servicio de las mismas. En este escenario, una desviación de la vertical de solo 2° podría ser suficiente para provocar una falla de altos ciclos o inclusive prematura, si la aceleración es lo suficientemente grande. Ante esta posibilidad, el endurecimiento observado en algunas de las piezas analizadas parece ser una buena práctica.

Se concluye que la calidad metalúrgica de las válvulas estuvo a la altura de las tensiones que se esperan en servicio. Esto, sumado a la ausencia de marcas de fatiga, obligan a pensar en la presencia de un error de montaje que llevó a altos niveles de tensión en el filete de abajo, provocando finalmente la ruptura de la pieza.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Arias Paz, M.(2004). *Manuel de automóviles*. España: Cie Dossat.
- [2] Fersainz, R. (2020, 16 junio). *Mecánica básica: ¿cómo funciona el árbol de levas?* Autobild.es.<https://www.autobild.es/practicos/mecanica-basica-como-funciona-arbol-levas-291165>
- [3] *LEVA-mecanismos1ºIMA03SAP2*.(s.f.).<https://sites.google.com/site/mecanismos1oima03sap2/elementos-de-maquinas/leva>
- [4] Navarrete, J. (2021, 13 agosto). *El Rol de las válvulas del motor*. Actualidad Motor. <https://www.actualidadmotor.com/el-rol-de-las-valvulas-del-motor/>
- [5] G., A., C., Y., C., Y., G., A., G., G., C., & G. (2014, 9 abril). *Valves: Differences Between One And Three Groove*The Mini Forum. <https://www.theminiforum.co.uk/forums/topic/279420-valves-differences-between-one-and-three-groove/>
- [6] D. (2021, 25 mayo). *Why one and three groove valve keepers?* For A Bodies OnlyMoparForum.<https://www.forabodiesonly.com/mopar/threads/why-one-and-three-groove-valve-keepers.369419/>
- [7] Htwe, S.Y., Zaw, M., Latt, A.K., Khaing, K.K.(2019). A study of Temperature Distribution in CI Engine Exhaust Valve. *IRE Journals*, 2(10),169-174. <https://www.irejournals.com/formatedpaper/1701189.pdf>
- [8] *VÁLVULA DE MOTOR | Yenmak Engine Parts - Motor Par*ŞalarÄ±. (s. f.). <https://yenmak.com.tr/es/engine-valve>
- [9] Y. (2021, 6 julio). *¿Qué Son Las Válvulas De Admisión Y Escape?* | RentingFinders. Renting Finders. <https://rentingfinders.com/glosario/valvulas-admision-escape/>
- [10] Cavalieri, F.J., Cardona,A., Risso,J. y Luengo, C.(2009). ANÁLISIS DE FATIGA EN VÁLVULAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA A ELEVADA TEMPERATURA. *Mecánica Computacional*,28,915-933.
- [11] *MAHLE Aftermarket Latin America | MAHLE Aftermarket LA*. (s. f.). <https://www.mahle-aftermarket.com/la/es/>
- [12] Chapetti, M.D.(2019). *Mecánica de Materiales*.(3ra ed.). Ediciones al Margen.
- [13] Pavlina, E.J., Vantyne,C.J. (2008). Correlation of Yield Strength and Tensile Strength with Hardness for Steels. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 17(6),888-893. <https://doi.org/fcz6z3>
- [14] “ASM Handbook Vol. 19: Fatigue and Fracture”. Steven R. Lampman (1997).

- [15] Pang, J.C., Li, S.X., Wang, Z.G., Zhang, Z.F.(2013). General relation between tensile strength and fatigue strength of metallic materials. *Materials Science and Engineering A*, 331-341. <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2012.11.103>
- [16] M. (2019, 1 julio). *Fractured Crane Frame Weldment*. Metallurgical Technologies, Inc. <https://www.met-tech.com/fractured-crane-frame-weldment/>
- [17] Atkins, A., Felbeck, D.(1996). *Strength and Fracture of Engineering Solids*. Estados Unidos: Prentice Hall.
- [18] Cisolino, A. (2022). Apuntes de la cátedra de Mecánica del Sólido III, UNMDP.
- [19] Leon, T. (2019). *Estudio de factibilidad de reemplazo de un árbol de levas de un motor de combustión interna por otro construido en fundición esferoidal de pequeño espesor* [Tesis de grado]. UNMDP
- [20] Murthi, K. (s. f.). *¿El acero al carbono es magnético? ¡7 datos que debes saber!* Lambda Geeks. <https://es.lambdageeks.com/is-carbon-steel-magnetic/>
- [21] *Why are some stainless steels magnetic?* (2015, 14 septiembre). VGO Inc. <https://vgoinc.com/general/why-are-some-stainless-steels-magnetic>
- [22] Dommarco, R. (2022). Apuntes de la cátedra de Tribología, UNMDP.
- [23] Anderson, T.L.(2004). *Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications*. Estados Unidos: CRC Press.
- [24] "Automotive Engine Valve Recession". Roger Lewis, R. S. Dwyer-Joyce. (2002).
- [25] Wendeker, M., Magryta, P., Majczak, A., Bialy, M.(2011). Modeling the thermal loads in the Subaru ej25 engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 18(1), 683-688. <https://www.researchgate.net/publication/266522452>
- [26] Stotter, A., Woolley, K.S., Ip, E.S.(2018). Exhaust Valve Temperature - A Theoretical and Experimental Investigation. *SAE International*, 89-107. <https://doi.org/10.4271/650019>.
- [27] Guo, J., Zhang, ., Zou, D.(2011). Investigation of dynamic characteristics of a valve train system. *Mechanism and Machine Theory*, 46(12), 1950-1969. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.07.014>
- [28] Dritsas, G., Nikolakopoulos, G.P., Papadopoulos, C.A. (2013). Design Evaluation of a Followe Cam With Variable Valve Lift Mechanism. *International Journal of Structural Integrity*, 4(1), 7-22. <https://doi.org/j4x8>
- [29] *Cylinder pressure*. (s.f.). Performance Trends Inc. <https://www.performancetrends.com/Definitions/Cylinder-Pressure.htm>
- [30] Jelenschi, L., Scutaru, M.L., Marin, M., Cofacu, C.(2022). Modelling the Valvetrain of the Car Engine to Study the Effects of Valve Rotation. *Applied Science*, 12, 1-21. <https://doi.org/10.3390/app12073393>

[31] *RPM in Cars: What It Is, How Does It Work & Benefits*. (2023, 13 abril). Digit Insurance. <https://www.godigit.com/motor-insurance/car-insurance/car-parts/what-is-rpm-in-cars#:~:text=The%20ideal%20RPM%20for%20any,of%20fuel%20by%20driving%20efficiently>