

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**  
**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**

**Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos**

**INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**PROYECTO FIN DE CARRERA**



**MANTENIMIENTO PREDICTIVO**  
**DE TURBINAS DE GAS**

AUTOR: DANIEL HUERTOS CASTELLANOS

TUTOR: DOMINGO SANTANA SANTANA

Madrid, Julio de 2011



# Resumen

Los motores de turbina de gas experimentan degradaciones con el tiempo que causan a sus usuarios gran preocupación sobre su fiabilidad y sus gastos de explotación. El diagnóstico del estado de una turbina de gas y la realización de pronósticos sobre su funcionamiento son tecnologías claves para poder pasar del uso de un tipo de mantenimiento previsto de forma fija a lo largo del tiempo (mantenimiento preventivo) a la utilización de un tipo de mantenimiento basado en las condiciones del funcionamiento de la turbina de gas (mantenimiento predictivo), con el objetivo de mejorar la fiabilidad, la disponibilidad y la eficiencia del motor; y además conseguir reducir los costes a lo largo de su ciclo de vida. Es muy útil emplear un mantenimiento predictivo debido a que a medio y largo plazo se obtiene una minimización de los costes de mantenimiento, se consigue aumentar los tiempos productivos de la instalación (reduciéndose los tiempos improductivos, y de parada por reparaciones y averías), y por lo tanto se logra maximizar los beneficios. Con el mantenimiento predictivo se obtiene esto, aunque se debe señalar que a corto plazo es necesaria una inversión económica elevada en la compra de sistemas que realicen las técnicas predictivas (análisis de vibraciones, inspecciones boroscópicas, análisis de aceites lubricantes, medidas de caudal, temperatura, etc.), y en la adecuada formación de los operarios, técnicos y analistas que desarrollan y controlan las operaciones de mantenimiento.

En este Proyecto Fin de Carrera se describe un método de mantenimiento predictivo que utiliza técnicas estadísticas de regresión que incluyen la aplicación combinada de modelos de regresión lineales y cuadráticos para pronosticar la vida útil remanente de los motores de turbina de gas. El método estadístico de predicción utiliza la información histórica del estado de funcionamiento de la turbina de gas. Además, emplea una serie de contrastes estadísticos para comprobar la compatibilidad de la regresión lineal con los nuevos datos experimentales de funcionamiento que van apareciendo a lo largo de la operación. Si se verifica que la regresión lineal ya no es válida, se utilizará el modelo de regresión cuadrática para efectuar los pronósticos de la degradación de la turbina de gas, y para realizar una estimación de la potencial vida útil restante del motor de turbina de gas. La predicción de la vida útil remanente es muy importante, ya que se debería proceder a realizar una revisión general (*overhaul*) justo antes de este momento, con el fin de maximizar la vida útil real y efectiva de la turbina de gas (reduciendo los tiempos improductivos), y a la vez sin poner en riesgo su funcionamiento, evitando que se produzcan fallos catastróficos. Para la puesta en práctica del método predictivo se desarrollan varios programas informáticos con el software MATLAB. Estos se aplican a los datos históricos del funcionamiento de un motor de turbina de gas similar a una industrial Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535. El análisis del funcionamiento de la turbina de gas se pone en práctica con una simulación de su funcionamiento en la que se produce una degradación del estado del compresor a lo largo del tiempo de operación, generándose un leve descenso de su eficiencia isentrópica y una pequeña obturación progresiva del paso de gases a través del compresor (debido a ensuciamiento, etc.), disminuyendo la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas.



# Índice general

<b>1. Introducción</b> .....	1
1.1. Introducción .....	1
1.2. Objetivos .....	3
<b>2. Turbinas de Gas</b> .....	4
2.1. Introducción a las turbinas de gas .....	4
2.2. Breve historia de las turbinas de gas .....	8
2.3. Clasificación de las turbinas de gas .....	12
2.3.1. Según el modo de aportación de energía al ciclo .....	12
- Turbinas de gas de ciclo abierto .....	12
- Turbinas de gas de ciclo cerrado .....	13
2.3.2. Según el origen del diseño y el tipo de aplicación .....	14
- Grandes turbinas de gas (turbinas de gas industriales pesadas ( <i>Heavy Duty Gas Turbines</i> )).....	15
- Turbinas de gas aeroderivadas .....	16
- Turbinas de gas de tipo industrial .....	16
- Turbinas de gas pequeñas .....	17
- Micro-turbinas .....	17
2.3.3. Según las disposiciones mecánicas .....	17
- Turbinas de gas de un solo eje .....	18
- Turbinas de gas de eje partido o de doble eje .....	19
2.4. Ciclos para la obtención de potencia en una turbina de gas .....	20
2.4.1. Ciclo abierto ideal de Brayton de las turbinas de gas .....	20
- Rendimiento térmico del ciclo de Brayton .....	21
2.4.2. Ciclo abierto real de Brayton de las turbinas de gas .....	23
2.5. Componentes constitutivos principales de las turbinas de gas .....	25
2.5.1. Conducto de admisión de aire .....	26
2.5.2. Compresor .....	26
- Compresores axiales .....	26
- Compresores centrífugos (o radiales) .....	27
2.5.3. Cámara de combustión .....	28
- Cámaras de combustión tubulares .....	29
- Cámaras de combustión anulares .....	30
- Cámaras de combustión tubo-anulares .....	31
2.5.4. Turbina de expansión .....	32
2.6. Aplicaciones de las turbinas de gas .....	33
2.7. Principales fabricantes de turbinas de gas .....	36

<b>3. Mantenimiento</b> .....	37
3.1. Introducción .....	37
3.2. Tipos de mantenimiento .....	39
3.2.1. Mantenimiento correctivo .....	39
3.2.2. Mantenimiento preventivo .....	40
3.2.3. Mantenimiento predictivo .....	41
<b>4. Mantenimiento predictivo</b> .....	41
4.1. Introducción al mantenimiento predictivo .....	41
4.2. Ventajas e inconvenientes del mantenimiento predictivo .....	44
4.3. Uso de técnicas predictivas frente al mantenimiento sistemático .....	45
4.4. Tecnologías aplicables y métodos de control usados en el mantenimiento predictivo .....	54
4.4.1. Técnicas de control en marcha .....	55
- Inspección visual, acústica y al tacto .....	55
- Medida y control de la presión .....	55
- Medida y control de la temperatura .....	55
- Medida y control de caudales .....	56
- Termografía Infrarroja .....	56
- Detección de pérdidas .....	57
- Análisis de vibraciones .....	57
- Control de ruidos .....	59
- Control de corrosión .....	60
- Análisis de aceites y lubricantes .....	60
- Análisis de ultrasonidos .....	61
- Análisis de gases de escape y monitoreo de contaminantes .....	62
- Monitoreo en línea .....	63
4.4.2. Técnicas de control en parada .....	63
- Inspección visual, acústica y al tacto .....	63
- Inspecciones boroscópicas .....	63
- Detección de fisuras y grietas .....	65
- Detección de fugas .....	66
- Ensayo de vibraciones .....	66
- Control de corrosión .....	67
- Ensayos no destructivos .....	67
- Metalografías .....	67
4.5. Sectores en los que existe una mayor implantación del mantenimiento predictivo .....	67
4.6. Comparativa entre los distintos tipos de mantenimiento .....	67

<b>5. Metodología de implantación de un sistema de mantenimiento predictivo</b>	<b>74</b>
5.1. Mantenimiento predictivo	74
5.2. Metodología de trabajo para implantar un sistema de mantenimiento predictivo	76
5.2.1. Implantación de un sistema de mantenimiento predictivo	77
5.3. Informe tras una inspección predictiva y puesta en práctica de sus conclusiones	79
5.4. Claves del éxito del mantenimiento predictivo	81
5.5. Conclusiones	82
<b>6. Fallos en turbogeneradores a gas</b>	<b>83</b>
6.1. Factores que influyen directamente en la vida útil de las partes críticas de las turbinas de gas	83
6.2. Técnicas predictivas más utilizadas	84
6.3. Averías en la entrada de aire	84
6.4. Averías en el sistema de alimentación de combustible	85
6.5. Averías en el sistema de lubricación	85
6.6. Averías en el compresor	86
6.7. Averías en la cámara de combustión	87
6.8. Averías en la turbina de expansión	87
6.9. Vibraciones en las turbinas de gas	88
6.10. Vibraciones en el reductor	89
6.11. Vibraciones en el alternador	89
<b>7. Mantenimiento predictivo de una turbina de gas</b>	<b>90</b>
7.1. Suposiciones básicas	90
7.2. Diagnóstico del paso de gases	91
7.3. Análisis de pronósticos utilizando el modelo de regresión lineal	93
7.4. Análisis de pronósticos utilizando el modelo de regresión cuadrática	96
7.5. Transición entre ambos modelos de regresión	98
7.5.1. Test de normalidad de Shapiro-Wilk	101
7.5.2. Asimetría, sesgo o skewness	103
7.5.3. Gráficos de Residuos	104
7.6. Incertidumbre del pronóstico (límites de predicción)	107
7.7. Determinación de la vida útil remanente de la turbina de gas	110
7.8. Diagnóstico y pronóstico integrados del funcionamiento de la turbina	111
7.9. Aplicación y análisis	112
7.9.1. Simulación del funcionamiento y diagnóstico de un motor modelo de turbina de gas	112
7.9.2. Análisis de los componentes de la turbina de gas utilizando el enfoque del GPA	116

7.9.3. Aplicación del modelo de regresión lineal para la realización de pronósticos .....	117
7.9.4. Controles y test de compatibilidad .....	122
7.9.5. Aplicación del modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos .....	130
<b>8. Simulación del funcionamiento de una turbina de gas .....</b>	<b>134</b>
8.1. Simulación de parámetros de funcionamiento de la turbina de gas .....	134
8.2. Simulación 1 del funcionamiento de la turbina de gas y cálculo de su vida útil restante .....	138
8.2.1. Aplicación del modelo de regresión lineal para la realización de pronósticos .....	139
8.2.2. Controles y test de compatibilidad .....	144
8.2.3. Aplicación del modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos .....	151
8.3. Simulación 2 del funcionamiento de la turbina de gas y cálculo de su vida útil restante .....	154
8.3.1. Aplicación del modelo de regresión lineal para la realización de pronósticos .....	154
8.3.2. Controles y test de compatibilidad .....	158
8.3.3. Aplicación del modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos .....	166
<b>9. Conclusiones .....</b>	<b>170</b>
<b>10. Referencias .....</b>	<b>177</b>
<b>11. Anexos .....</b>	<b>179</b>
Anexo A.....	180
Anexo B .....	184
Anexo C .....	190
Anexo D.....	191
Anexo E .....	207
Anexo F .....	208
Anexo G.....	210

# Índice de figuras

<b>Figura 1:</b> Turbina de gas de un solo eje, con una turbina libre de potencia .....	5
<b>Figura 2:</b> Generador de gas de doble eje de una turbina de gas industrial .....	5
<b>Figura 3:</b> Evolución histórica del rendimiento térmico de las turbinas de gas, de las plantas de turbina de vapor, y de los ciclos combinados [6] .....	7
<b>Figura 4:</b> Turbina de Herón (Eolípila).....	9
<b>Figura 5:</b> Turbina de gas de ciclo abierto .....	12
<b>Figura 6:</b> Turbina de gas de ciclo cerrado .....	13
<b>Figura 7:</b> Turbina de gas industrial [8].....	14
<b>Figura 8:</b> Turbinas de gas industriales pesadas (Heavy Duty Gas Turbines) [6].....	15
<b>Figura 9:</b> Turbina de gas aeroderivada [6] .....	16
<b>Figura 10:</b> Turbinas de gas de tipo industrial [6] .....	16
<b>Figura 11:</b> Turbinas de gas pequeñas [6].....	17
<b>Figura 12:</b> Micro-turbina de gas [6] .....	17
<b>Figura 13:</b> Turbina de gas de un solo eje y de ciclo abierto [9] .....	18
<b>Figura 14:</b> Turbina de gas de eje partido (generador de gases de cuerpo simple).....	19
<b>Figura 15:</b> Generador de gases de doble cuerpo .....	20
<b>Figura 16:</b> Ciclo ideal de Brayton en los planos P-V y T-s .....	21
<b>Figura 17:</b> Variación del rendimiento térmico o eficiencia de un ciclo ideal Brayton con respecto a la relación de compresión, $r$ [4] .....	22
<b>Figura 18:</b> Ciclo real de Brayton en los planos P-V y T-s [4].....	23
<b>Figura 19:</b> Compresores axiales .....	27
<b>Figura 20:</b> Compresores centrífugos (o radiales) .....	28
<b>Figura 21:</b> Cámara de combustión tubular [10].....	30
<b>Figura 22:</b> Cámara de combustión anular [10].....	31
<b>Figura 23:</b> Cámara de combustión tubo-anular [10].....	31
<b>Figura 24:</b> Turbina de expansión axial .....	32
<b>Figura 25:</b> Esquema de motor de aviación tipo turbofán [11].....	33
<b>Figura 26:</b> Desglose de los posibles costes que produce una avería .....	38
<b>Figura 27:</b> Pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento de tipo correctivo [14] .....	39
<b>Figura 28:</b> Pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento preventivo [14]..	41
<b>Figura 29:</b> Pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento predictivo [14]..	44
<b>Figura 30:</b> Curva típica que resulta de graficar la amplitud de la vibración de un cojinete en funcionamiento contra el tiempo [15].....	47
<b>Figura 31:</b> Tendencia del valor de un parámetro típico de funcionamiento.....	48
<b>Figura 32:</b> Curva de bañera. Probabilidad de fallo vs Tiempo [16] .....	51
<b>Figura 33:</b> Seis posibilidades de modos de fallo [16].....	52
<b>Figura 34:</b> Curva tipo F tras una revisión. La probabilidad de fallo aumenta justo después de la revisión [16] .....	53

<b>Figura 35:</b> Cámara infrarroja e imágenes que con ella se pueden obtener .....	57
<b>Figura 36:</b> Analista de vibraciones en plena ejecución de la técnica predictiva .....	59
<b>Figura 37:</b> Analista de aceites lubricantes en pleno proceso de toma de una muestra ..	60
<b>Figura 38:</b> Dos modelos de boroscopios .....	64
<b>Figura 39:</b> Comparación de los tipos de mantenimiento .....	69
<b>Figura 40:</b> Comparación de los tipos de mantenimiento desde el punto de vista de los tiempos productivos e improductivos .....	70
<b>Figura 41:</b> Comparación de los tipos de mantenimiento desde el punto de vista de los costes .....	72
<b>Figura 42:</b> Criterios de referencia para aplicar un mantenimiento de tipo predictivo ...	74
<b>Figura 43:</b> Metodología de trabajo para implantar un sistema de mantenimiento predictivo .....	79
<b>Figura 44:</b> Compresor de una turbina de gas aeroderivada durante su reparación[16] ..	86
<b>Figura 45:</b> Fisuras en un álabe que terminarán provocando una fractura .....	87
<b>Figura 46:</b> Ensalada de Paletas. Rotura de álabes .....	88
<b>Figura 47:</b> Modelo o patrón de degradación y de tasa de fallos [18] .....	91
<b>Figura 48:</b> Modelo de regresión lineal [18] .....	94
<b>Figura 49:</b> Modelo de regresión cuadrática [18] .....	97
<b>Figura 50:</b> Test de compatibilidad para comprobar el punto de transición entre ambos modelos de regresión [18].....	99
<b>Figura 51:</b> Demostración esquemática de la asimetría (skewness) de una distribución de datos .....	103
<b>Figura 52:</b> Gráfico de análisis de regresión lineal. (Valores observados vs Valores de predicción) .....	105
<b>Figura 53:</b> Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal. (Residuos vs Valores de Predicción).....	106
<b>Figura 54:</b> Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal. (Residuos vs Horas de funcionamiento).....	106
<b>Figura 55:</b> Sistema de diagnóstico y pronóstico integrados del funcionamiento de una turbina de gas [18] .....	112
<b>Figura 56:</b> Figura esquemática de una turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535 .....	112
<b>Figura 57:</b> Configuración del motor de turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535 [18] .....	113
<b>Figura 58:</b> Degradación de la eficiencia isentrópica del compresor implantada y simulada con una previsión con GPA .....	118
<b>Figura 59:</b> Degradación de la capacidad de flujo del compresor implantada y simulada con una previsión con GPA .....	119
<b>Figura 60:</b> Regresión Lineal para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas .....	120
<b>Figura 61:</b> Regresión Lineal para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas .....	121
<b>Figura 62:</b> Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal .....	124

<b>Figura 63:</b> Niveles del Stnd. Skewness de la distribución de los residuos de la regresión lineal .....	125
<b>Figura 64:</b> Gráfico de análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Valores observados vs Valores de predicción).....	127
<b>Figura 65:</b> Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Valores de Predicción) .....	128
<b>Figura 66:</b> Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Horas de funcionamiento).....	129
<b>Figura 67:</b> Regresión Cuadrática para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas .....	131
<b>Figura 68:</b> Regresión Cuadrática para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas .....	132
<b>Figura 69:</b> Distribución normal .....	136
<b>Figura 70:</b> Degradación de la eficiencia isentrópica del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas) .....	139
<b>Figura 71:</b> Degradación de la capacidad de flujo del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas) .....	140
<b>Figura 72:</b> Regresión Lineal para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.....	141
<b>Figura 73:</b> Regresión Lineal para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.....	142
<b>Figura 74:</b> Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal .....	145
<b>Figura 75:</b> Niveles del Stnd. Skewness de la distribución de los residuos de la regresión lineal .....	146
<b>Figura 76:</b> Gráfico de análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Valores observados vs Valores de predicción).....	147
<b>Figura 77:</b> Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Valores de Predicción).....	148
<b>Figura 78:</b> Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Horas de funcionamiento).....	150
<b>Figura 79:</b> Regresión Cuadrática para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). .....	151

<b>Figura 80:</b> Regresión Cuadrática para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).. ....	152
<b>Figura 81:</b> Degradación de la eficiencia isentrópica del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas) .....	155
<b>Figura 82:</b> Degradación de la capacidad de flujo del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).. ....	155
<b>Figura 83:</b> Regresión Lineal para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.....	156
<b>Figura 84:</b> Regresión Lineal para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.....	157
<b>Figura 85:</b> Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal (Hasta 25.000 horas).....	159
<b>Figura 86:</b> Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal (Hasta 27.500 horas).....	160
<b>Figura 87:</b> Niveles del Stnd. Skewness de la distribución de los residuos de la regresión lineal .....	161
<b>Figura 88:</b> Gráfico de análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Valores observados vs Valores de predicción).....	162
<b>Figura 89:</b> Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Valores de Predicción).....	163
<b>Figura 90:</b> Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Horas de funcionamiento).....	165
<b>Figura 91:</b> Regresión Cuadrática para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.....	166
<b>Figura 92:</b> Regresión Cuadrática para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.....	167

# Índice de tablas

<b>Tabla 1:</b> Evolución de las turbinas de gas [7] .....	11
<b>Tabla 2:</b> Comparación entre los mantenimientos de tipo correctivo, preventivo, y predictivo .....	73
<b>Tabla 3:</b> Parámetros de funcionamiento básicos de la turbina de gas Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535 [18] .....	113
<b>Tabla 4:</b> Errores máximos de medida de parámetros de funcionamiento de la turbina de gas [18] .....	115
<b>Tabla 5:</b> Medidas que se deberían tomar con un set de instrumentación [18].....	115
<b>Tabla 6:</b> Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de regresión lineal (instante actual de funcionamiento 15.000 horas) .....	122
<b>Tabla 7:</b> Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de regresión cuadrática (instante actual de funcionamiento 22.500 horas).....	133
<b>Tabla 8:</b> Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de regresión lineal (instante actual de funcionamiento 15.000 horas). (Con serie de datos 1 generados para simular el funcionamiento de la turbina de gas) .....	143
<b>Tabla 9:</b> Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de regresión cuadrática (instante actual de funcionamiento 22.500 horas). (Con serie de datos 1 generados para simular el funcionamiento de la turbina de gas) .....	153
<b>Tabla 10:</b> Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de regresión lineal (instante actual de funcionamiento 15.000 horas). (Con serie de datos 2 generados para simular el funcionamiento de la turbina de gas) .....	158
<b>Tabla 11:</b> Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de regresión cuadrática (instante actual de funcionamiento 25.000 horas). (Con serie de datos 2 generados para simular el funcionamiento de la turbina de gas) .....	168



# 1. Introducción

## 1.1. Introducción

El mantenimiento predictivo se puede definir como la serie de acciones que se realizan y las técnicas que se aplican para detectar fallos y defectos de la maquinaria en sus etapas incipientes, con la finalidad de conseguir evitar que dichos fallos se manifiesten catastróficamente durante el funcionamiento de las máquinas y sistemas, de tal forma que no se ocasionen paradas de emergencia y no se provoquen tiempos improductivos innecesarios que causen un impacto financiero negativo. Por otro lado, el mantenimiento preventivo tradicional o sistemático está basado en el tiempo de funcionamiento o de operación (horas, ciclos, rpm, etc.) de la maquinaria. Hoy en día, este tipo de mantenimiento preventivo es la base de los programas de mantenimiento de gran parte de las plantas productivas, a pesar de que tiene la gran desventaja que únicamente es aplicable de forma óptima y totalmente correcta a aproximadamente el 11 % del total de los modos o tipos de fallos que se presentan en las máquinas de la industria actual y que tienen una edad de envejecimiento predecible. Aproximadamente el 89 % de los modos o patrones de tasa de fallos restantes de la maquinaria no tienen una edad predecible y no se puede conocer, a priori, su vida útil total ni remanente. Por lo tanto, en este tipo de casos no funcionan de forma óptima las tareas de mantenimiento preventivo para prevenir fallos en el funcionamiento de las máquinas y sistemas industriales; y no se consigue minimizar los costes de mantenimiento y de operación, ni se consigue maximizar los tiempos productivos. Así, para minimizar los costes y maximizar los tiempos productivos y el beneficio es necesario implantar un sistema de mantenimiento basado en las condiciones de funcionamiento de la maquinaria y de los sistemas industriales (mantenimiento predictivo).

En muchas plantas industriales se prefiere abandonar la idea de un mantenimiento sistemático o preventivo para una buena parte de los equipos que las componen, por ser ineficaz y por representar un coste fijo elevado y poco justificado. Sin embargo se recurre a diversas técnicas de mantenimiento condicional o predictivo como alternativa al mantenimiento preventivo sistemático. Para que un programa de mantenimiento predictivo se considere efectivo, éste debe incrementar la fiabilidad y el desempeño operacional de la maquinaria mientras que al mismo tiempo se reducen los costes de producción, incluyéndose en ellos los costes de mantenimiento. Además, para diseñar e implementar un programa de mantenimiento predictivo eficiente es necesario determinar los equipos, las máquinas o los procesos en los que se justifica la aplicación del programa tanto técnica como económicamente.

Desde el punto de vista del mantenimiento de los motores de turbinas de gas, que es el objeto de estudio de este Proyecto Fin de Carrera, es preciso exponer que en los distintos usos y aplicaciones de las turbinas de gas, los costes de mantenimiento, la disponibilidad, la fiabilidad y la eficiencia son algunas de las preocupaciones principales de sus usuarios. Con estrategias convencionales de mantenimiento (mantenimiento preventivo), las revisiones y las reparaciones de un motor son

normalmente realizadas de una manera prevista (preprogramada) independientemente de la diferencia existente en la salud de cada motor de turbina de gas en particular y sin estudiar de forma individual sus condiciones de funcionamiento. Como consecuencia de tal estrategia preprogramada de mantenimiento, los motores de turbina de gas pueden ser parados para revisarlos cuando están todavía en una condición de funcionamiento (estado de salud) muy buena o incluso, en el peor de los escenarios posibles, pueden tener fallos en su funcionamiento antes de una revisión y reparación prevista. Por lo tanto, la disponibilidad del motor puede disminuir y / o los costes de mantenimiento correspondientes pueden elevarse considerablemente. Para los motores de turbina de gas, una de las formas efectivas para mejorar la disponibilidad de dichas turbinas de gas y reducir los costes de su mantenimiento es pasar de un sistema de mantenimiento preprogramado (mantenimiento preventivo) a un mantenimiento basado en las condiciones de funcionamiento (mantenimiento predictivo) de la turbina de gas mediante el uso de “información médica” (o de estado de su funcionamiento) proporcionada por diagnósticos de sus componentes y usando posteriormente análisis estadísticos en los que se realizan pronósticos que permiten obtener una estimación o predicción adecuada de la vida útil en servicio restante o remanente de la turbina de gas, en condiciones de funcionamiento correctas o aceptables.

El funcionamiento y el rendimiento de la mayoría de los activos físicos se degradan con el tiempo y siguen ciertos patrones o modelos de fallos. La investigación científica revela que hay por lo menos seis patrones o modelos de fallos que suceden realmente en la práctica [1]. Un motor de turbina de gas, como un activo físico, tiene sus propias características o rasgos en las degradaciones de su funcionamiento. Se puede decir que las observaciones del ensuciamiento en las operaciones de funcionamiento de las turbinas de gas demuestran que el deterioro del funcionamiento a lo largo del tiempo debido a la suciedad es casi lineal, con una tasa de degradación levemente acelerada. Las observaciones del deterioro no recuperable de la turbina de gas a lo largo del tiempo revelan que el rendimiento y el funcionamiento pueden degradarse con una velocidad casi constante en algunos casos y con un ligero aumento o disminución de la velocidad en otros. Los investigadores Saravaramuttoo y Maclsaac [2] plantearon tres tipos de fallos o fracasos en el funcionamiento de las turbinas de gas; y estos son, fallos instantáneos, fallos retrasados dependientes del tiempo y fallos exclusivamente en función del tiempo. Con estos tres tipos de fallos describieron la degradación en el funcionamiento de las turbinas de gas y llegaron a la conclusión de que las tasas de deterioro y de fallos de las turbinas de gas son raramente conocidas y además no es probable que sean lineales. Por otro lado, Brothertom y otros autores [3] describieron el modo de degradación y de probabilidad de fallos de una turbina de gas como de tipo de bañera; aunque posteriormente se ha demostrado experimentalmente que esto no es así en muchos de los casos. Así mismo, diferentes técnicas de pronósticos fueron estudiadas por muchos otros investigadores. Todas estas técnicas se resumen como pronósticos basados en la experiencia, pronósticos basados en modelos, pronósticos evolutivos, redes neuronales, pronósticos del estimador de estado, sistemas expertos basados en reglas, métodos basados en lógica difusa, etc.

La tendencia lineal de la degradación del funcionamiento de las turbinas de gas es uno de los métodos de pronósticos más usados y se ha utilizado con eficacia para la predicción a corto plazo del funcionamiento de los motores de turbina de gas. Sin embargo, los métodos de estudio de tendencias basados en análisis mediante regresiones lineales en el tiempo tienen la limitación de que sólo pueden ser aceptables para la predicción a corto plazo del estado de funcionamiento o “salud” de las turbinas de gas. Por lo tanto, en muchos casos es necesario un estudio de tendencias basado en la aplicación combinada de modelos de regresión lineales y modelos de regresión cuadráticos. Y este método es el que se utiliza en este Proyecto Fin de Carrera.

## **1.2. Objetivos**

El objetivo principal de este Proyecto Fin de Carrera es establecer un adecuado sistema de mantenimiento predictivo en un motor de turbina de gas que sea capaz de realizar los pronósticos adecuados sobre la degradación del funcionamiento de la turbina de gas a lo largo de su vida útil, utilizando para ello modelos estadísticos de regresión. Además se desarrolla un análisis técnico para pronosticar la potencial vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas. Para llevar a cabo este estudio se simula el funcionamiento de una turbina de gas con una degradación suave del compresor que se desarrolla a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento de dicha turbina de gas. Los parámetros de funcionamiento analizados son la eficiencia isentrópica y la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. Se debe añadir que la simulación se realiza con un modelo de turbina de gas semejante a una turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON 1535. La previsión de la degradación de una turbina de gas y el pronóstico de su funcionamiento y de su vida útil son muy difícilmente realizables de forma correcta debido a la gran incertidumbre asociada con el diseño de las turbinas de gas, con su fabricación, con las condiciones ambientales, con las condiciones de funcionamiento, con las acciones de mantenimiento, etc. Sin embargo, el diagnóstico del paso de gases en las turbinas de gas es un elemento esencial hacia el análisis de un pronóstico eficaz.

En este Proyecto Fin de Carrera se desarrollan varios programas informáticos con el software MATLAB que implementan un sistema de realización pronósticos aplicando el modelo de regresión lineal y el modelo de regresión cuadrática, de forma combinada, para la predicción en el futuro del deterioro del funcionamiento y del rendimiento de la turbina de gas en estudio teniendo en cuenta los cambios posibles de los patrones de degradación y de la tasa de fallos a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento de la turbina de gas. Además, una vez que se ha llevado a cabo la predicción de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas se procede a estimar, con la fiabilidad (nivel de confianza) adecuada que se haya elegido, la potencial vida útil restante o remanente de dicha turbina de gas. La información obtenida de la predicción de la vida útil de la turbina de gas es de gran importancia, ya que se debería proceder a realizar una revisión general (*overhaul*) justo en el instante de tiempo anterior, para conseguir maximizar la vida útil real y efectiva de la turbina de gas (reduciendo los tiempos improductivos, y maximizando los tiempos productivos), y además evitando que se produzcan fallos catastróficos en el funcionamiento de dicha turbina de gas.

## 2. Turbinas de Gas

### 2.1. Introducción a las turbinas de gas

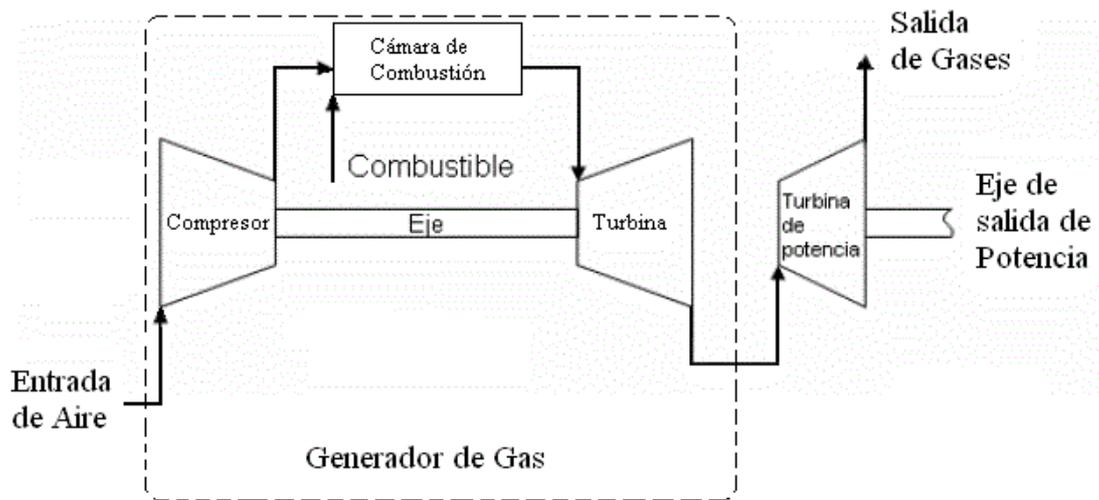
Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de flujo continuo que se caracteriza por presentar una baja relación peso/potencia y una velocidad de giro muy elevada. Es decir, una turbina de gas es una turbomáquina térmica motora.

Aunque el sistema llamado turbina de gas está formado por varios elementos, se dice que es una turbomáquina ya que también se denominan turbomáquinas a aquellos sistemas energéticos completos que incorporan turbomáquinas entre sus componentes.

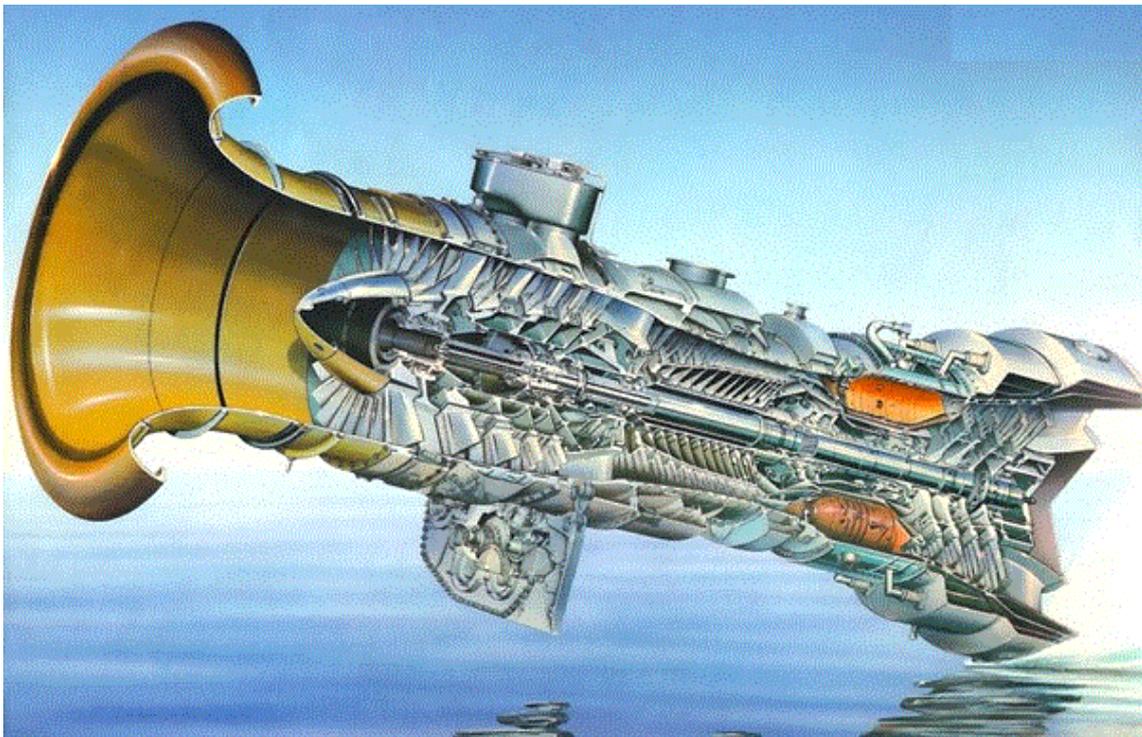
En resumen se puede decir que una turbina de gas es una turbomáquina pues funciona en un régimen continuo o dinámico, basándose el intercambio de energía en el teorema de Euler [4]. Es una turbomáquina térmica debido a que el fluido de trabajo es compresible. Es motora pues el fluido cede energía a la máquina, transformando generalmente dicha energía en energía mecánica en un eje. Y en general es de combustión interna, dado que la combustión se realiza internamente en el fluido.

Así, se denomina turbina de gas a un motor térmico que disponga de un turbocompresor para comprimir el gas, una cámara de combustión o un intercambiador de calor con el objeto de elevar el nivel térmico y una turbina de expansión, donde se extrae energía de los gases expansionándolos. La sucesión de estados termodinámicos que se dan en una turbina de gas se denomina ciclo Brayton. La cámara de combustión es un simple conducto, atravesada continuamente por el flujo, con una pérdida de presión de remanso muy pequeña, que es del orden del 2 al 4 %. Se denomina turbina de gas por comparación con la turbina de vapor, que maneja un fluido condensable. La turbina de gas es generalmente de ciclo abierto, por comunicar directamente con la atmósfera, y de combustión interna. En definitiva, generalmente recibe aire de la atmósfera y expelle a ella gases de escape o humos.

La figura 1 muestra un esquema típico de funcionamiento. En este caso se trata de una turbina de un solo eje, con una turbina libre de potencia. Es decir, la turbina que extrae la potencia útil está desligada de otra turbina anterior, cuyo único cometido es mover el compresor de la máquina. Este esquema permite una flexibilidad operativa mayor que cuando la turbina de potencia está ligada al conjunto compresor/turbina. Debido a que este conjunto se comporta como una fuente de gas caliente para la turbina de potencia, se denomina generador de gas. La figura 2 muestra una vista parcial del generador de gas de doble eje de una turbina de gas industrial. En este caso el concepto de doble eje se refiere a que el generador de gas tiene dos ejes, uno dentro del otro.



*Figura 1: Turbina de gas de un solo eje, con una turbina libre de potencia.*



*Figura 2: Generador de gas de doble eje de una turbina de gas industrial.*

La elevada velocidad de giro, que en función del tamaño puede llegar a alcanzar valores de hasta 40.000 revoluciones por minuto, orienta su utilización a una unidad de generación de gases con elevada entalpía que puede utilizarse para propulsión a reacción o puede ser la encargada de accionar una turbina de potencia acoplada a un eje, en la que puede acoplarse cualquier tipo de carga. De este modo la turbina de gas está formada por dos elementos principales: El generador de gas y la unidad generadora de potencia.

El generador de gases está formado a su vez por uno o varios compresores, la cámara de combustión, donde se mezclará el combustible con el aire y donde tendrá lugar la combustión, y finalmente la o las turbinas de expansión de gases, que en este caso sólo obtendrán la potencia necesaria para mover los compresores.

La unidad generadora de potencia es donde se obtendrá la potencia útil de la máquina, dependiendo de la aplicación, será otra turbina de expansión de gases, o bien, una tobera de propulsión.

En la actualidad, la turbina de gas se utiliza ampliamente, pues es capaz de desarrollar muy elevadas potencias con un tamaño y peso contenidos, aunque sin obtenerse eficiencias energéticas o rendimientos muy elevados, siendo estos del orden del 35 %.

Las turbinas de gas orientadas a la propulsión a reacción se implementan en la gran mayoría de aviones comerciales y militares, mientras que las turbinas de gas orientadas a la generación de trabajo en un eje también se han utilizado en buques, trenes, tanques, autobuses, camiones, coches, y en los compresores de los gasoductos [5]. Pero tienen su utilización prioritaria como generadores de energía eléctrica, bien sea para cubrir las puntas de demanda, gracias a su moderada velocidad de puesta en marcha, bien sea para utilizarlas en un ciclo combinado junto a una turbina de vapor para cubrir demandas medianas y con un elevado rendimiento, o utilizándolas con otras configuraciones de cogeneración en las que existe un proceso de elevada necesidad de calor, de modo que el gran caudal de gases de escape, una vez aprovechado en la turbina de potencia, se utiliza para la producción de vapor o para el secado de un determinado proceso industrial.

La turbina de gas es una planta de potencia que produce gran cantidad de energía con poco peso y tamaño. Puede funcionar con una gran variedad de combustibles: Gas Natural, Diesel, Naphta, Metano, gasóleos vaporizados, gases de biomasa. Así mismo, ha tenido un gran crecimiento en su utilización en los últimos años, debido a una importante mejora de los materiales, y de la refrigeración; con lo que se ha conseguido un incremento de las temperaturas y de las relaciones de compresión. Por lo tanto, ha habido un aumento del rendimiento del motor desde valores de apenas el 15 % hasta valores cercanos al 40 %.

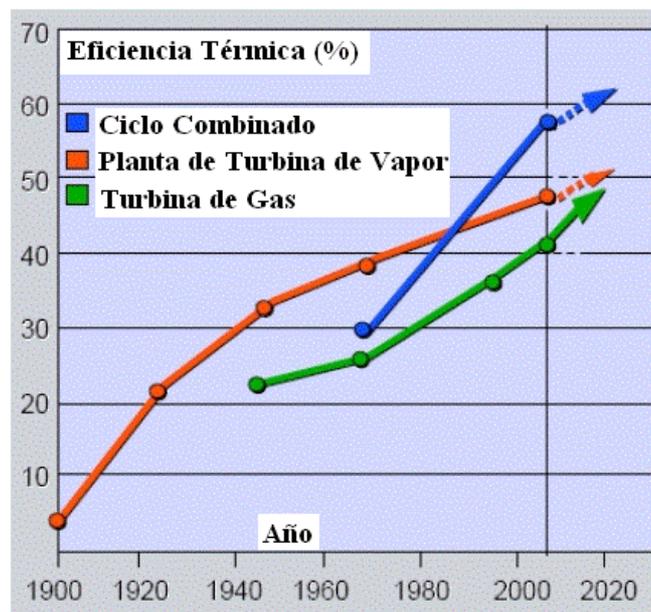
Las aplicaciones más importantes son la generación de energía eléctrica (para grandes y pequeñas instalaciones); y la propulsión aeronáutica (aunque también propulsión marítima y terrestre).

El desarrollo de la turbina de gas ha tenido históricamente tres obstáculos que han dificultado y ralentizado su desarrollo:

- La relación de compresión del compresor y su rendimiento o eficiencia.
- La resistencia de los materiales para poder usar altas temperaturas en la cámara de combustión y en las primeras etapas de la turbina.

- En menor medida, la dificultad para controlar todo el sistema de forma manual.

Se puede exponer en la siguiente figura la evolución histórica a lo largo de los años del rendimiento térmico obtenido de las turbinas de gas, de las plantas de turbina de vapor, y de los ciclos combinados. Así, se puede apreciar cómo ha ido variando la eficiencia energética de estos tres tipos de centrales o sistemas desde su invento y puesta en marcha por primera vez, hasta la actualidad. Además se puede ver una previsión futura del posible valor de la eficiencia térmica de estos tres tipos de centrales; turbinas de gas, plantas de turbina de vapor, y ciclos combinados.



*Figura 3: Evolución histórica del rendimiento térmico de las turbinas de gas, de las plantas de turbina de vapor, y de los ciclos combinados [6].*

La gran evolución de las turbinas de gas sólo ha sido posible tras desarrollar un compresor axial a partir de la mejora de conceptos aerodinámicos, que han permitido altas relaciones de compresión. El segundo de los pilares ha sido la innovación tecnológica en el campo de los materiales, con el desarrollo de nuevas aleaciones monocristal y recubrimientos cerámicos. Esto, unido a un profundo estudio de la refrigeración interior de los álabes ha permitido alcanzar temperaturas muy altas tanto en la cámara de combustión como en las primeras ruedas de álabes de la turbina de expansión. La tercera de las claves ha sido el desarrollo de la informática [5].

Como resumen, se puede decir que las ventajas más importantes del uso de las turbinas de gas en relación con otros sistemas son las siguientes: Tienen una alta relación potencia/peso y potencia/tamaño. Relativamente tienen un bajo costo de instalación. Comparativamente con otros sistemas de generación tiene bajos costos por MW de potencia de salida. Poseen una rápida puesta en servicio (rápida respuesta), y tiempos de

arranque cortos. Es una máquina rotativa y no tiene movimientos complejos como son los movimientos alternativos de los motores alternativos de combustión interna. Al ser una máquina rotativa, el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimientos alternativos. Tiene bajas presiones de trabajo (es una de las máquinas térmicas que funcionan a más bajas presiones). El proceso de combustión es continuo y se realiza a presión aproximadamente constante en la cámara de combustión (diferente a los motores alternativos de combustión interna). No necesitan agua (diferente a las plantas de turbinas de vapor que requieren de un condensador). Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como gas natural, diesel, nafta, keroseno, gasoil, metano, gasóleos vaporizados, gases de biomasa, etc. El par motor que generan es uniforme y continuo. Es posible aprovechar el calor residual de los gases de escape de la turbina de gas. Son fiables. Tienen un bajo nivel de emisiones de gases. Y poseen una amplia gama de aplicaciones.

Las principales desventajas del uso de las turbinas de gas son, entre otros: El rendimiento térmico no es muy alto (consumo específico de combustible algo alto) debido a la alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape, entre 400 °C y 600 °C; y a las bajas presiones de trabajo. Y además una parte importante de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor para su operación, por lo que no se aprovecha todo su potencial. Así mismo, poseen poca eficiencia a cargas parciales. Por lo tanto, también el rendimiento exclusivamente eléctrico es algo bajo. Por otro lado son sensibles a condiciones ambientales (altas temperaturas y altitud). Además, cuanto menor potencia tienen, poseen peores prestaciones. Una última desventaja es que emiten un considerable nivel de ruido (aunque puede ser paliado mediante la instalación de silenciadores, mejores diseños, etc.).

## **2.2. Breve historia de las turbinas de gas**

En primer lugar se debe decir que las turbinas de vapor y las turbinas de gas son turbomáquinas térmicas motoras. Por lo tanto, el origen de las turbinas de gas está íntimamente ligado al de las turbinas de vapor. Debido a esto, en primer lugar se tratará muy brevemente el origen de las turbinas de vapor, por ser el mismo que el de las turbinas de gas.

La prehistoria de la turbina de vapor, y por lo tanto de la turbina de gas, se remonta hasta el año 175 a.C., fecha aproximada en la que Herón de Alejandría hace ya la descripción de la primera turbina de vapor conocida. La turbina de Herón (figura 4) consistía en una esfera que podía girar libremente en torno de un eje diametral, apoyada en los extremos del mismo en dos soportes, por cuyo interior hueco entraba en la esfera el vapor producido en un calderín. El vapor salía de la esfera por dos tubos diametralmente opuesto y acodados en sentidos opuestos. La turbina de Herón, en que la transformación de presión en velocidad tenía lugar totalmente en el elemento móvil (esfera o rodete), era, en la nomenclatura moderna, una turbina pura de reacción, o de grado de reacción igual a 1.



*Figura 4: Turbina de Herón (Eolípila).*

La turbina de Herón también es llamada Eolípila, y está considerada como la primera máquina térmica de la historia. Lamentablemente, durante mucho tiempo no fue científicamente estudiada, sirviendo sólo de juguete o entretenimiento. El nombre proviene del latín aeoli y pila traducido como balón de Eolo, en honor del dios griego del viento.

Si se explica específicamente la historia de las turbinas de gas, en primer lugar se debe decir que la teoría sobre la turbina de gas y las formas en que ésta funciona se establecieron mucho tiempo antes de que se contara con los materiales necesarios y con los conocimientos detallados de los mecanismos de flujo para el correcto desarrollo de dichas turbinas de gas. Así, los orígenes de la turbina de gas se remontan a muchos años antes de que el desarrollo tecnológico, tanto de materiales como de procesos industriales, permitiera su correcta implantación. Las limitaciones esenciales provienen de las altas temperaturas de trabajo de los materiales y el correcto equilibrado y articulación del rotor, por el elevado régimen de giro del mismo.

La primera patente de una turbina de gas la obtuvo John Barber en 1791. Así, John Barber patentó en 1791 el concepto de la turbina de gas básica, aún cuando resultó dudoso que ésta se llegara a construir. Posteriormente, en Alemania en 1872, F. Stolze diseñó una turbina de gas que incluía un compresor de flujo axial multietapa, movido directamente por una turbina de reacción multietapa sobre el mismo árbol, un intercambiador de calor y una cámara de combustión. Sin embargo los resultados fueron decepcionantes debido a la poca eficiencia de los componentes. Esto fue así ya que los rendimientos del compresor y la turbina, así como la temperatura del gas, eran aún demasiado bajos para permitir un funcionamiento aceptable. En 1903 se construyó en Francia la primera turbina de gas que funcionó con éxito. Constaba de compresor alternativo, cámara de combustión y turbina de impulso de dos etapas. Su rendimiento térmico era casi del 3 %. Los progresos fueron lentos.

Sin embargo no se obtuvo éxito en la fabricación de una turbina de gas hasta la década de 1930, cuando la Brown Boveri presentó en 1939 en la Swiss National Exhibition la primera planta de energía con turbina de gas, la cual se puso en servicio en la estación subterránea de energía de Neuchatel en 1940. Se trabajó arduamente sobre la evolución

de la turbina de gas para accionar aviones, y estos trabajos estuvieron apoyados por los gobiernos, alemán y británico. En Inglaterra Frank Whittle solicitó y obtuvo su primera patente. Pidió ayuda a los órganos gubernamentales y a empresas privadas pero ambos rechazaron su proyecto. En 1936, cuando se formó la Power Jets, Ltd. Whittle comenzó a trabajar con ellos y en 1939, el Air Ministry firmó un contrato con la Power Jets, Ltd., para fabricar el motor de avión conocido como W1. Los británicos realizaron su primer vuelo en un avión impulsado por una turbina de gas el 15 de mayo de 1941, cuando el avión Gloucester E.28/39 se elevó impulsado por el turborreactor W1.

En Alemania poco antes de 1935, Hans von Ohain obtuvo patentes de un motor de turboacción con compresor centrífugo. El inventor fue contratado por Ernst Heinkel A. G. El primer motor, He S-3b, para vuelos se probó en 1938 y después de rediseñar la cámara de combustión estuvo a punto para ponerlo en el banco de pruebas en 1939. El primer vuelo de un avión propulsado por una turbina de gas (en concreto, propulsado por un turborreactor) fue realizado por el avión alemán Heinkel He 178, y se llevó a cabo el 27 de agosto de 1939. Así mismo, este mismo año también se implementó la primera turbina de gas para la producción de energía eléctrica.

Durante la Segunda Guerra Mundial se verificó que el uso de las turbinas de gas era idóneo para la propulsión a reacción, aunque el incipiente grado de desarrollo tecnológico y las restricciones de fondos y materiales propios de una guerra impidieron una implantación masiva. De forma paralela al desarrollo de las turbinas orientadas a la propulsión a reacción, se fueron desarrollando las turbinas de generación de trabajo en eje, orientadas tanto a la generación como a la propulsión.

Así, desde 1940 a 1945 se trabajó arduamente para que el turborreactor funcionara como un motor de producción; y de esta forma, en enero de 1941 se usó por primera vez la turbina de gas para hacer funcionar una locomotora, la cual fue ordenada proyectar por la Swiss Federal Railways. En la década de 1950 se extendió el uso del motor por turbina de gas. Así mismo, en esta década se hicieron mayores esfuerzos para mejorar los materiales, el enfriamiento y refrigeración de la turbina, los combustibles y los componentes del ciclo de funcionamiento. El 15 de julio de 1954 el Boeing 707 realizó su vuelo inaugural, impulsado por cuatro motores de turboacción del fabricante Pratt & Whitney.

Durante la década de 1960, la turbina de gas tuvo una gran progresión y se mejoró considerablemente su funcionamiento, dando lugar a un motor más eficiente y económico. Se lograron grados de presión global más elevados, al igual que se consiguió que las temperaturas de entrada a la turbina fueran más altas sin llegar a dañarla. Las mejoras en el funcionamiento, en la eficiencia, etc. de la turbina de gas se lograron gracias a las investigaciones y desarrollos realizados que dieron como resultado una evolución tecnológica de los materiales utilizados, de las técnicas de enfriamiento de la turbina y de la eficiencia de los componentes. En diciembre de 1967 empezó a funcionar el Rolls Royce Trent, que fue el primer motor turbofán de tres ejes en el mundo.

En las décadas de 1970 y 1980 se dio una gran competencia entre fabricantes; así como unos grandes y drásticos cambios en los precios y en la disponibilidad del combustible. Además en esta década se observó una cierta reducción de máquinas que empleaban turbinas de vapor, y hubo un incremento en el uso de las centrales de ciclo combinado y de las de gas en general.

A principios de la década de 1970 aparecieron los motores con turbofán; y esto hizo que el consumo de combustible disminuyera (con esto se redujo el consumo de combustible alrededor de un 20 %). Además, los niveles de los contaminantes determinados en los estándares y en la fecha de su cumplimiento, 1 de enero de 1979, actuaron como catalizador para la mejora de las cámaras de combustión mediante el desarrollo de una tecnología avanzada. Además en la década de 1970 se intensificó el uso de turbinas para generación de electricidad. Así, en 1974 se construyó la primera instalación de 50 MW. En España, la primera turbina de gas de gran tamaño (260 MW) se puso en marcha en el año 2002, arrancando la era de las centrales térmicas de ciclo combinado que ya había comenzado hacía tiempo en otros países

Desde los inicios hasta la actualidad se han ido mejorando los desarrollos de turbinas de gas para mejorar los materiales, reducir la temperatura de la turbina, obtener los mejores combustibles y mejorar los componentes del ciclo. Se han obtenido mayores prestaciones, fiabilidad y economía, siendo la solución preferida en aquellas aplicaciones de propulsión de elevada potencia y bajas relaciones peso/potencia y volumen/potencia, y en aquellas instalaciones de cogeneración en las que se requiere un elevado caudal de gas de escape.

Actualmente la turbina de gas se utiliza exclusivamente para impulsar todos los aviones comerciales nuevos y la mayoría de las aeronaves de negocios. Se utiliza para generar energía eléctrica, así como en los compresores de los gasoductos y se ha probado bastante en embarcaciones, trenes, automóviles y camiones de carga. El desarrollo de la turbina de gas se puede sintetizar en cuatro generaciones, las cuales se muestran en la tabla 1, donde  $T_g$  es la temperatura de la cámara de combustión y  $\pi_c$  es la relación de compresión del compresor. Así, en la siguiente tabla, tabla 1, se observa que con el transcurso de cada generación se ha ido teniendo mayores temperaturas y relaciones de compresión.

<b>Generación</b>	<b><math>T_g</math>, [°K]</b>	<b><math>\pi_c</math></b>
1	900-1000	3.5
2	1200-1275	10-12
3	1350-1450	15-20
4	1500-1700	25-30

*Tabla 1: Evolución de las turbinas de gas [7].*

## 2.3. Clasificación de las turbinas de gas

Existen múltiples criterios de clasificación de las turbinas de gas. A continuación se exponen los criterios más importantes.

### 2.3.1. Según el modo de aportación de energía al ciclo

En función del ciclo de trabajo que sigue el fluido en el motor, se tienen dos tipos de turbinas de gas, y éstas son: turbinas de ciclo abierto, y turbinas de ciclo cerrado.

La gran diferencia entre ambos radica en el modo en que se realiza la aportación de energía al ciclo, de modo que puede producirse en el interior del mecanismo mediante un proceso de combustión (motor de combustión interna), o transfiriéndose la energía del exterior al interior mediante un intercambiador (motor de combustión externa).

#### Turbinas de gas de ciclo abierto

En las turbinas de gas de ciclo abierto, motor endotérmico que se esquematiza en la figura 5, el fluido motor es el comburente de la combustión, y la aportación de calor es rápida ya que proviene de la combustión entre el combustible aportado y el fluido motor que es el aire. Este aire proviene de la atmósfera y en ésta se descargan los gases de escape de modo que la parte final del ciclo no se realiza y se sustituye el fluido motor por aire fresco del exterior.

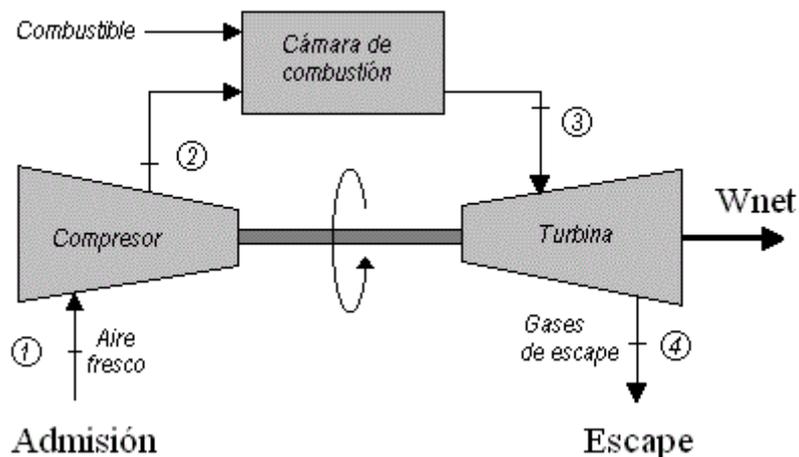


Figura 5: Turbina de gas de ciclo abierto.

Este tipo de turbinas de gas son turbinas de combustión interna y suelen usar gas natural, o un combustible líquido de alta calidad (típicamente fuel de petróleo (similar al combustible Diesel)) para evitar la corrosión de los álabes de la turbina, aunque pueden quemar perfectamente gasolina y otros combustibles volátiles. No resulta posible con ellas usar carbón pulverizado por la erosividad de las cenizas y la presencia de azufre y otros componentes corrosivos. Sin embargo, actualmente se trabaja en desarrollar plenamente la tecnología de gasificación del carbón. El gas resultante de una

combustión escasa de aire, en presencia de agua, es un gas combustible formado por nitrógeno del aire, hidrógeno del combustible y vapor de agua, dióxido y monóxido de carbono procedentes de ambos. Este gas ya puede ser quemado dentro de una turbina de gas, si previamente ha sido limpiado de dióxido de azufre y de cenizas. La limpieza de estos gases resulta más abordable que limpiar humos de la combustión del carbón, por su menor volumen. Una evolución de la gasificación del carbón consiste en realizarla con oxígeno separado del aire atmosférico. El coste de la energía empleada en ello se compensa en parte con un menor tamaño de los equipos de gasificación y limpieza y una menor potencia requerida para introducir el gas en la cámara de combustión. Recientemente se trabaja en variantes de este esquema, en los cuales se retira el  $\text{CO}_2$  licuándolo para su posterior inyección en fosas marinas. Así, adicionalmente, se reduce el efecto invernadero en la atmósfera que produciría la combustión del carbón.

### Turbinas de gas de ciclo cerrado

En las turbinas de gas de ciclo cerrado, motor exotérmico cuyo esquema se muestra en la figura 6, la aportación de calor es lenta porque interviene la transferencia de calor. El fluido de trabajo circula en un circuito cerrado y no hay descarga en la atmósfera. La energía necesaria para calentar el fluido se obtendrá mediante un fluido auxiliar que cederá posteriormente el calor al fluido motor mediante un sistema de intercambio (intercambiador de calor).

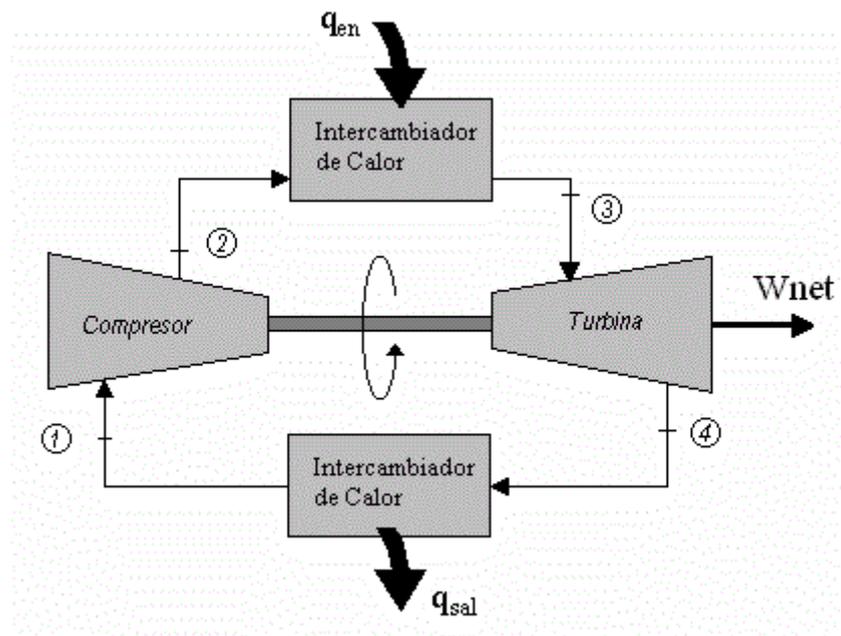


Figura 6: Turbina de gas de ciclo cerrado.

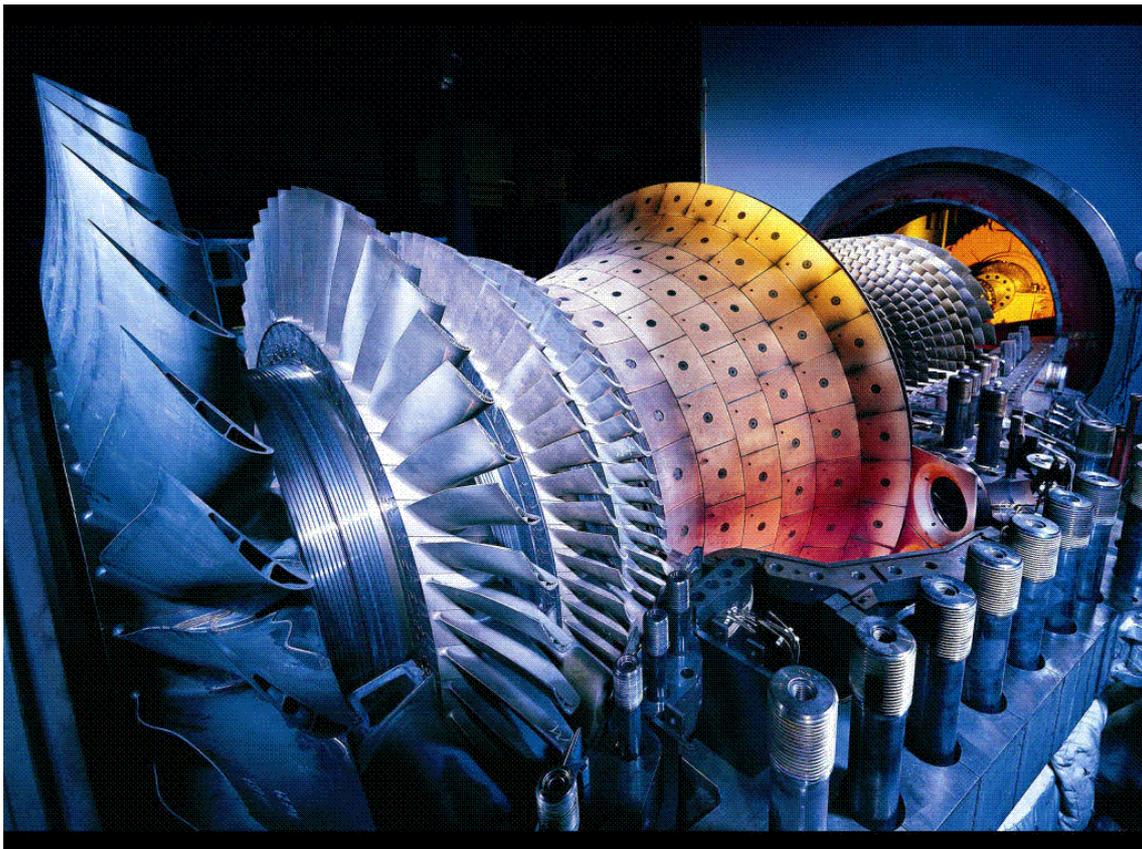
Se puede decir que el uso de este ciclo cerrado es una manera de emplear combustibles de baja calidad con una turbina de gas. Así, en las turbinas de gas se sustituye la cámara de combustión del generador de gas, por un intercambiador de calor. En dicho intercambiador se calienta un gas limpio (Helio por ejemplo) sin entrar en contacto directo con los humos calientes de la combustión, es decir, la combustión se realiza fuera del fluido de trabajo. Se trata, pues, de un motor de combustión externa. Este gas,

que no sufre transformaciones químicas durante el ciclo, es expandido y tras enfriarse en otro cambiador de calor, es nuevamente comprimido. Este tipo de turbinas presenta la posibilidad de utilizar un fluido motor de alta densidad, y no aire, pues al no conllevar los gases de la combustión elimina el riesgo de deterioro de los álabes de la turbina. Puede utilizar también combustibles de baja calidad, por ser un motor exotérmico (motor de combustión externa).

Las turbinas de gas de este tipo las encontramos en aplicaciones en las que se aprovecha un calor residual a una elevada temperatura en el que no es posible la instalación de una turbina de vapor, siempre que los factores volumen y peso pierdan importancia.

### 2.3.2. Según el origen del diseño y el tipo de aplicación

En primer lugar, se puede decir que las turbinas de gas pueden ser turbinas de gas aeroderivadas y turbinas de gas industriales. Así, por turbina de gas industrial se entiende aquella pensada para aplicaciones estacionarias, figura 7. Puede ser aeroderivada si es una aplicación más bien directa de un turboreactor como generador de gas, con las modificaciones esenciales para obtener la turbina de gas [1].



*Figura 7: Turbina de gas industrial [8].*

Las turbinas de gas industriales sin más apelativos son diseños específicos para aplicaciones estacionarias, aunque empleen componentes (e incluso conjuntos) de motores de aviación. Suelen reflejar la ligereza de su origen, en mayor o menor medida, pero exhiben la filosofía de diseño característica de las turbinas industriales, que prima

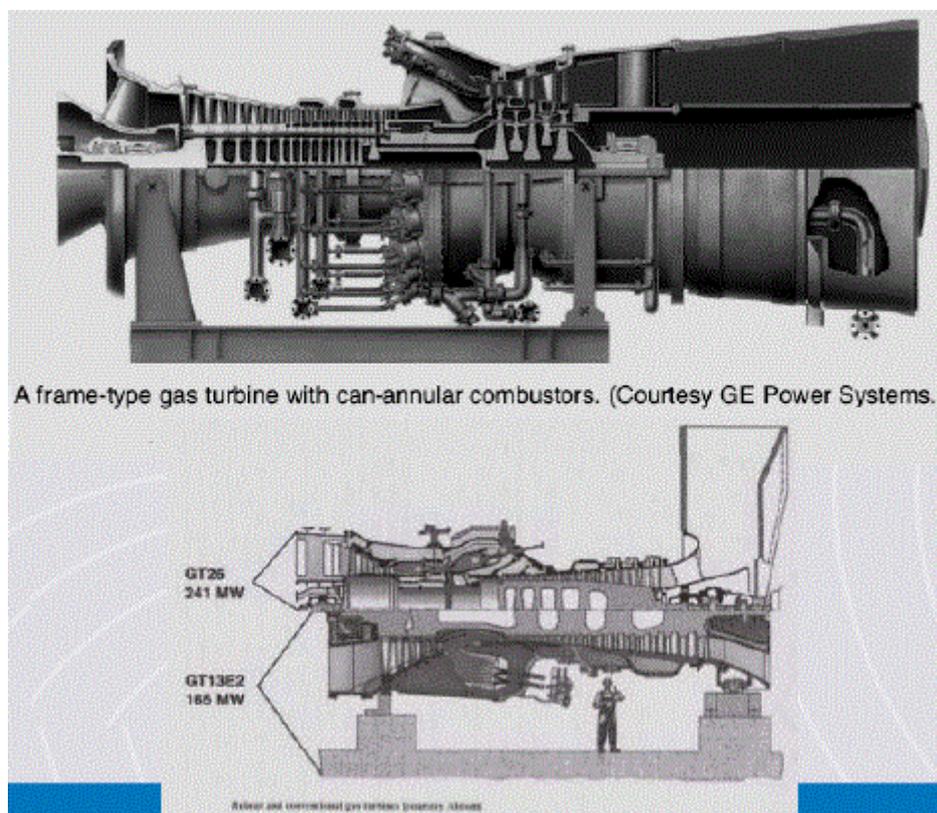
una larga vida operativa. La modificación más evidente suele ser unas cámaras de combustión abultadas, en lugar de las de tipo compacto de los aerorreactores.

Las turbinas industriales pesadas reflejan una filosofía totalmente distinta. Al margen de que algunos componentes sean de origen aeronáutico, se trata de un diseño concebido para dar una gran fiabilidad y largo tiempo entre revisiones totales (overhauls o puestas a cero). Las carcasas y ejes son de gran espesor. Suelen construirse para grandes tamaños, 100 a 300 MW (o incluso hasta 480 MW (modelo con más potencia de General Electric Power Systems)), aunque hay excepciones. La filosofía de la revisión total de las turbinas industriales pesadas es muy distinta de la de las ligeras. En lugar de realizarse in situ se realiza en los talleres del fabricante. El cliente recibe una turbina con cero horas de funcionamiento en lugar de la que anteriormente tenía, y con plenas garantías. De esta manera el tiempo de parada de la central es mínimo [5].

Con todo esto, se pueden distinguir distintas categorías de turbinas de gas:

### **Grandes turbinas de gas (turbinas de gas industriales pesadas (*Heavy Duty Gas Turbines*))**

Son unidades grandes de generación de potencia (desde una potencia de 3 MW a 480 MW). Si tienen una configuración de ciclo simple, pueden alcanzar rendimientos del 30 % al 46 %. Un ejemplo de este tipo se puede ver en la figura 8.



*Figura 8: Turbinas de gas industriales pesadas (Heavy Duty Gas Turbines)[6].*

## Turbinas de gas aeroderivadas

Son unidades de generación de potencia que tienen su origen en motores de aviación, en los cuales se ha quitado el fan y se han añadido etapas de turbina. Poseen un rango de potencias de 2,5 MW a 50 MW, y rendimientos entre el 35 % y el 45 %. Un ejemplo de este tipo se puede ver en la figura 9.

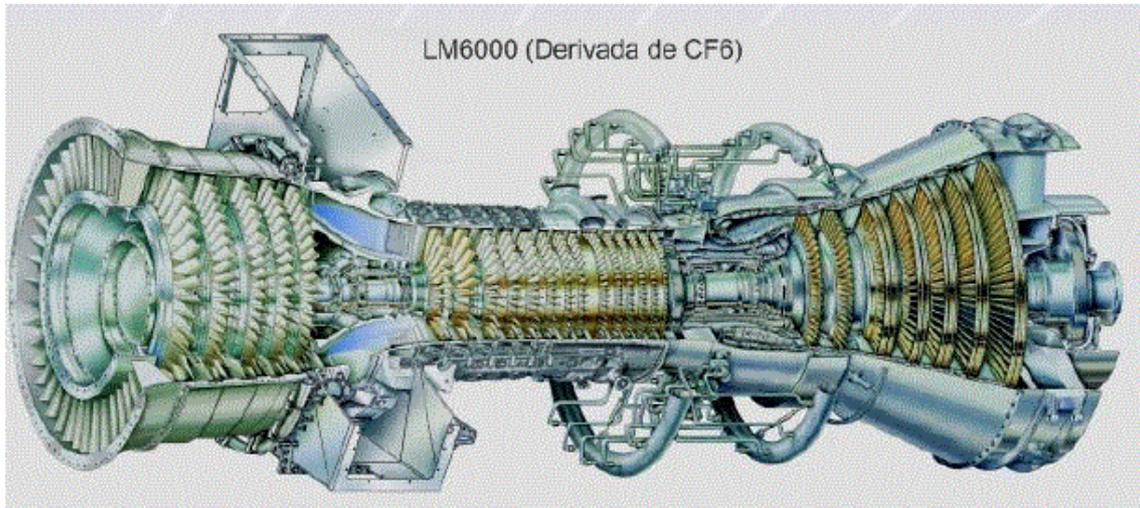


Figura 9: Turbina de gas aeroderivada [6].

## Turbinas de gas de tipo industrial

Tienen potencias de 2,5 MW a 15 MW. Son muy utilizadas en petroquímicas para mover compresores. Tienen rendimientos del orden del 30 %. Un ejemplo de este tipo se puede observar en la figura 10.

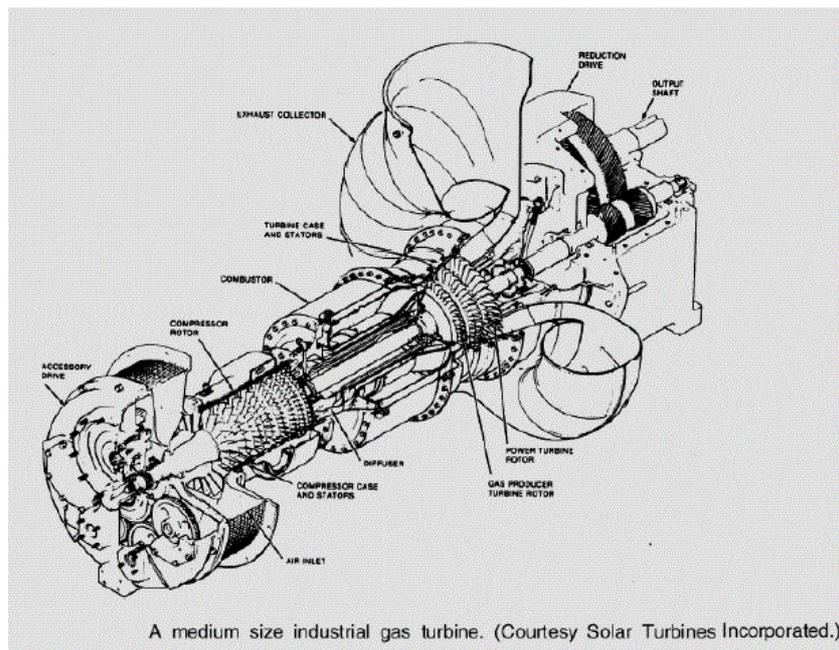


Figura 10: Turbina de gas de tipo industrial [6].

## Turbinas de gas pequeñas

Tienen potencias de 0,5 MW a 2,5 MW. Suelen tener compresores centrífugos y turbinas radiales. Tienen rendimientos bajos, del 15 % al 25 %. Un ejemplo de este tipo se puede ver en la figura 11.

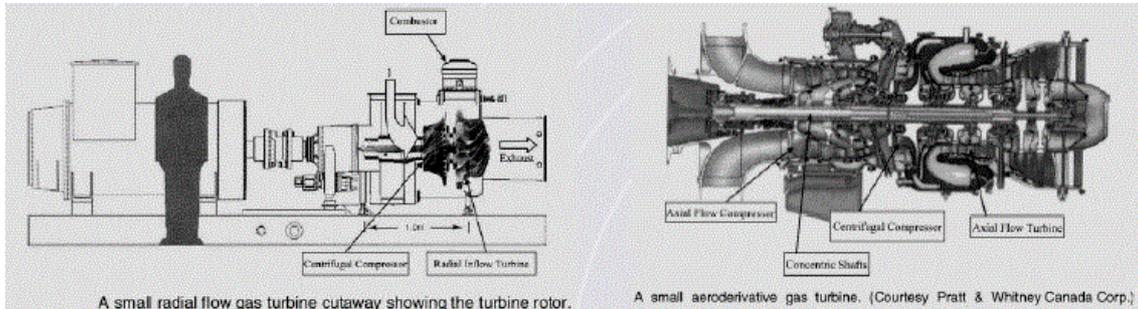


Figura 11: Turbinas de gas pequeñas [6].

## Micro-turbinas

Tienen potencias de 20 kW a 350 kW. Un ejemplo de este tipo se puede ver en la figura 12.

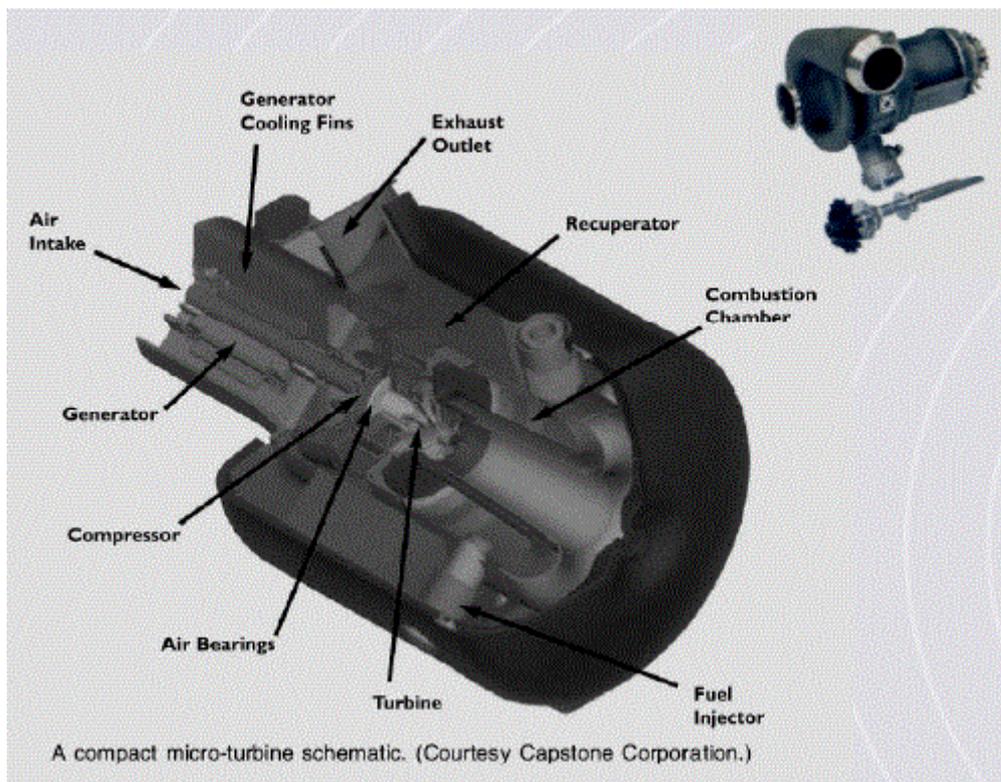


Figura 12: Micro-turbina de gas [6].

### 2.3.3. Según las disposiciones mecánicas

Por otro lado, existen muchas variantes del esquema clásico de una turbina de gas (compresor, cámara de combustión y turbina de expansión), y son consecuencia de la adición de varios componentes de entrada y salida al generador de gas. En las

aplicaciones aéreas se utilizan disposiciones mecánicas que son distintas a las aplicaciones industriales. Pero de modo simplificado, presentan un difusor que adecua el flujo de aire al interior de la turbina, un compresor, una turbina de accionamiento del compresor y una tobera que acomoda la velocidad de salida de los gases de escape para conseguir una propulsión adecuada. En las aplicaciones industriales, donde se debe obtener la potencia en un eje, es decir, potencia mecánica, existen múltiples disposiciones, y así encontramos, en función del acoplamiento entre la turbina de potencia y el generador de gas: turbinas de un solo eje; y turbinas de doble eje o eje partido, con unidad generadora de gases simple o compuesta.

### Turbinas de gas de un solo eje

Son turbinas de gas en las que sólo hay un compresor y una turbina, que forzosamente girarán a la misma velocidad, y no será otra que la del eje de obtención de potencia mecánica, donde irá conectada la carga. Es un montaje adecuado para el accionamiento de alternadores, ya que tienen una buena adaptación a las variaciones de carga y mantiene fácilmente la frecuencia de giro. Estas unidades se utilizan normalmente para aplicaciones donde no es necesaria una variación de la velocidad significativa. Así, en este tipo de turbinas mono eje, cuando actúan para la generación y producción eléctrica; el compresor, la turbina y el generador eléctrico, están todos unidos en el mismo eje girando de forma solidaria. Su velocidad de giro suele estar en 3000 rpm para ajustarse a los 50 Hz de la red eléctrica. En la turbina mono eje, el compresor y la turbina funcionan a la misma velocidad de giro. Cuando se precise una disminución en la velocidad de giro del eje de salida, el caudal de aire disminuirá, así como la presión de salida del compresor y, en consecuencia, la potencia y el par motor. Cuando se trate de accionar un alternador, para lo que se requiere una velocidad de giro en el eje constante, se mantendrá constante el caudal de aire y se podría regular la potencia desarrollada modificando únicamente la inyección de combustible en la cámara de combustión sin que varíe la velocidad de giro del rotor. La variación de la cantidad de combustible inyectado con caudal de aire sensiblemente constante modifica la temperatura de entrada a la turbina y, consecuentemente, el rendimiento de la máquina. En la figura 13 se puede ver un esquema de este tipo de turbina de gas.

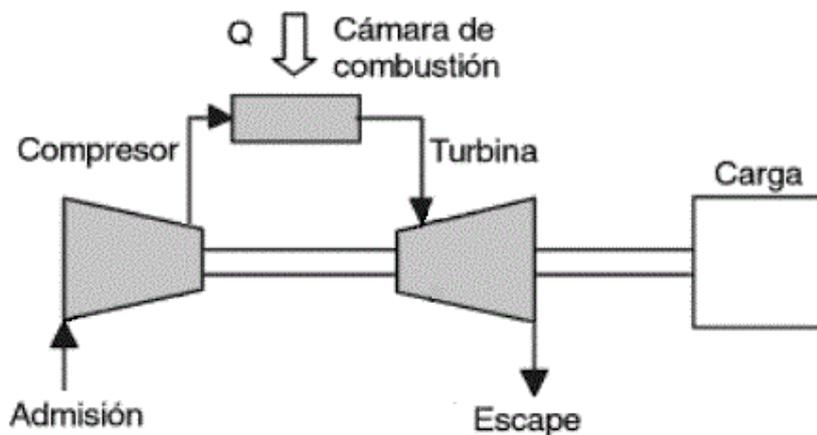


Figura 13: Turbina de gas de un solo eje y de ciclo abierto [9].

## Turbinas de gas de eje partido o de doble eje

Son turbinas de gas en las que se pueden distinguir, en la misma turbina de gas, dos unidades, la generadora de gas que está formada por un compresor, las correspondientes cámaras de combustión, y una turbina que simplemente extraerá la potencia necesaria para mover el compresor. La otra unidad es la de potencia, que formada por otra turbina de expansión, finalizará dicho proceso de los gases obteniendo la potencia útil del motor, y que transmitirá mediante un eje independiente del de la unidad generadora de gases. En la figura 14 se puede ver un esquema de este tipo de turbina de gas.

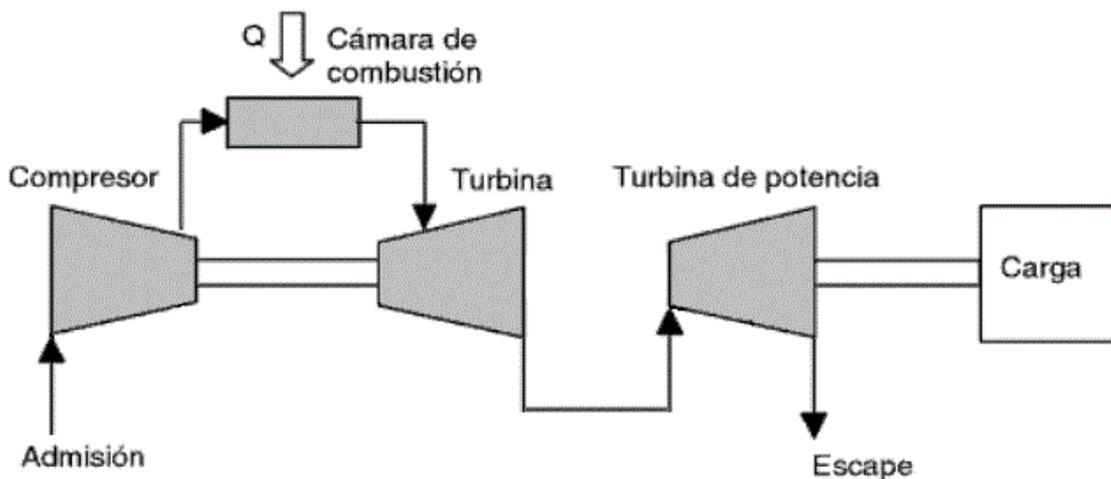


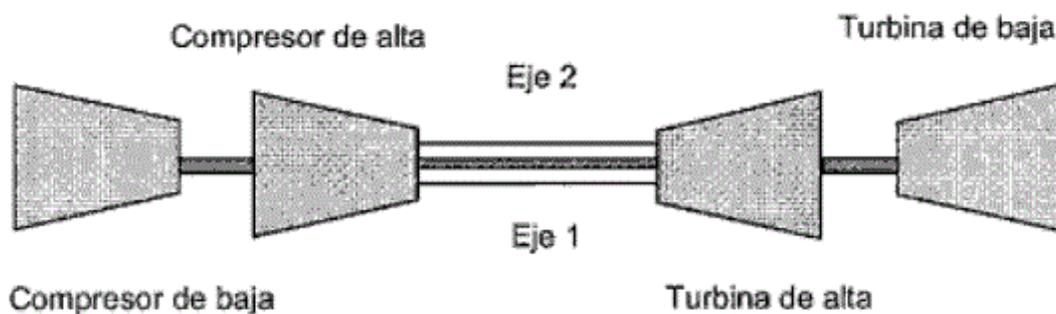
Figura 14: Turbina de gas de eje partido (generador de gases de cuerpo simple) [9].

La unidad generadora de gas no es más que una turbina de un solo eje que obtiene menos potencia. A la turbina de expansión de la unidad generadora de gases se le llama de alta presión, porque es la que recibe los gases con la presión más elevada del ciclo. La otra turbina es la de baja presión, aunque es la que obtendrá la mayor parte de la potencia. Estas características permiten que la turbina de potencia pueda funcionar en una amplia gama de velocidades y hace que estas turbinas de gas de doble eje sean ideales para aplicaciones de velocidad variable. Por lo tanto, este esquema permite una flexibilidad operativa mayor que cuando la turbina de potencia está ligada al conjunto compresor/turbina. Así, este tipo de turbinas de gas multieje se usa en turbinas aeroderivadas y de pequeña potencia ya que tiene buen comportamiento frente a variaciones de carga. Además, este montaje es adecuado para el accionamiento directo de maquinaria, ya que al girar la turbina de potencia a una velocidad inferior a la del generador de gases, permite reducir el tamaño del reductor de velocidad e incluso prescindir de él.

Bajo esta concepción se realizan las turbinas orientadas a la propulsión a reacción, de modo que se elimina la turbina de potencia y los gases de escape a la salida de la turbina se orientan hacia una tobera que adapta su velocidad para conseguir un correcto rendimiento de propulsión.

En la turbina de dos ejes, la velocidad de giro del compresor es independiente de la velocidad de giro de la turbina de potencia. Cuando se necesite una velocidad de giro del eje de salida menor, el compresor puede seguir girando a alta velocidad, poniendo a disposición de la turbina de potencia un caudal de gases, incluso, a mayor presión. Este tipo de máquinas es especialmente apto para aquellos casos en que se requiera un aumento del par motor a un reducido número de revoluciones.

Utilizando la disposición del doble eje, se puede distinguir el caso (llamado también turbina de cuerpo simple, figura 14), en que la unidad generadora de gases contiene un solo compresor y una turbina para el accionamiento del mismo, o bien el caso compuesto, figura 15, en que la unidad generadora de gases estaría formada por dos o más compresores, a la vez impulsados por dos o más turbinas (en el caso de dos compresores, la turbina de gas recibe el nombre de turbina de doble cuerpo).



*Figura 15: Generador de gases de doble cuerpo [9].*

Dependiendo de si todo el flujo de aire aspirado por el motor participa en el ciclo de trabajo, se distinguen las turbinas de gas de flujo único de las de doble flujo (caso en que no todo el flujo participa en el ciclo). A su vez, las turbinas de doble flujo pueden mantener los flujos separados o bien mezclarlos antes de la expulsión a la atmósfera.

## **2.4. Ciclos para la obtención de potencia en una turbina de gas**

### **2.4.1. Ciclo abierto de Brayton o ciclo básico ideal de las turbinas de gas**

El ciclo de Brayton es el ciclo ideal de una turbina de gas simple. Este ciclo ideal usa un proceso de combustión interna. Así, en la figura 1 se expone el esquema de una turbina de gas cuyo funcionamiento tiene lugar según el ciclo más sencillo posible, que se conoce con el nombre de ciclo abierto simple no regenerativo, o ciclo de Joule, o ciclo de Brayton.

El ciclo de Brayton ideal se representa en la figura 16, en los planos Presión-Volumen (P-V), y Temperatura-Entropía (T-s). Los procesos, todos reversibles, como en cualquier ciclo ideal, que integran este ciclo, son:

- 1-2: Compresión adiabática reversible (isentrópica). Se realiza en el compresor.
- 2-3: Adición de calor isobárica (presión constante). Combustión a presión constante. Se realiza en la cámara de combustión.
- 3-4: Expansión adiabática reversible (isentrópica). Se realiza en la turbina, y en ella el fluido cede trabajo.
- 4-1: Cesión de calor isobárica (presión constante): Se realiza en la atmósfera (en el ciclo abierto).

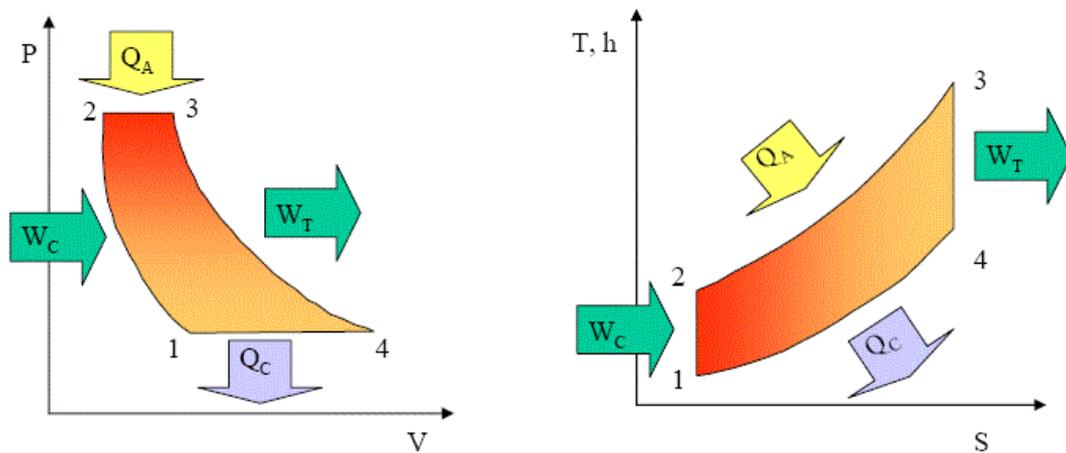


Figura 16: Ciclo ideal de Brayton en los planos P-V y T-s.

En el ciclo ideal tampoco hay pérdidas de presión en los conductos ni pérdidas de calor por radiación al exterior. El ciclo abierto de la turbina de gas no es estrictamente un ciclo realizado por un mismo fluido, porque el gas que evoluciona no es el mismo antes y después de la cámara de combustión: en el proceso 1-2, la sustancia es aire; mientras que en el proceso de expansión 3-4 después de la cámara de combustión, la sustancia es aire más productos de combustión. Sin embargo, en las turbinas de gas la relación de combustible/aire es pequeña, lo cual justifica no sólo que se estudie el ciclo de las turbinas de gas (Brayton), aunque en realidad estrictamente hablando no existe tal ciclo; sino que, en primera aproximación, se deduzcan fórmulas y se obtengan resultados, suponiendo que el gas que se expande en la turbina siga siendo aire; mientras que en un estudio definitivo y más preciso, será preciso tener en cuenta que el gas que se expande en la turbina es aire incrementado con los productos de la combustión.

El ciclo cerrado de las turbinas de gas (esquema de la figura 6), en el cual el caudal de aire o de gas que evoluciona en la turbina es el mismo que en el compresor, constituye verdaderamente un ciclo.

### Rendimiento térmico del ciclo de Brayton

Aplicando el primer principio de la termodinámica para ciclos, y la definición de rendimiento para ciclos reversibles.

$$\eta_t = \frac{W_{Neto}}{Q_{Absorbido}} = \frac{W_{Turbina} - W_{Compresor}}{Q_{Absorbido}} = \frac{Q_{Absorbido} - Q_{Cedido}}{Q_{Absorbido}}$$

El rendimiento térmico o eficiencia de un ciclo ideal de Brayton es:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Siendo  $r = P_2/P_1$  la relación de compresión del compresor (es igual a la relación de expansión de la turbina,  $r = P_3/P_4$ ), que es igual al cociente entre la presión al final del proceso de compresión y al inicio de él. Además,  $\gamma$  es el cociente entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante del gas (normalmente aire) circulante por el ciclo.

De este resultado se pueden extraer varias conclusiones:

- El rendimiento térmico o eficiencia del ciclo ideal aumenta constantemente al aumentar la relación de compresión,  $r$ , o lo que es lo mismo, para una temperatura determinada  $T_1$  del medio ambiente, el rendimiento del ciclo ideal aumenta al aumentar la temperatura de salida del aire del compresor,  $T_2$ .
- El rendimiento térmico o eficiencia del ciclo ideal sólo depende de la relación de compresión, y en particular no depende de la temperatura  $T_3$  más alta del ciclo, que es la temperatura de entrada del gas en la turbina.
- El rendimiento térmico o eficiencia del ciclo teórico aumenta si se aumenta el cociente de calores específicos del fluido motor ( $\gamma$ ).

Teniendo en cuenta para el fluido de trabajo (aproximadamente aire) una relación de calores específicos,  $\gamma$ , aproximadamente de 1,4; se puede observar en la figura 17 la variación del rendimiento térmico o eficiencia de un ciclo ideal Brayton (de una turbina de gas ideal) con respecto a la relación de compresión,  $r$ .

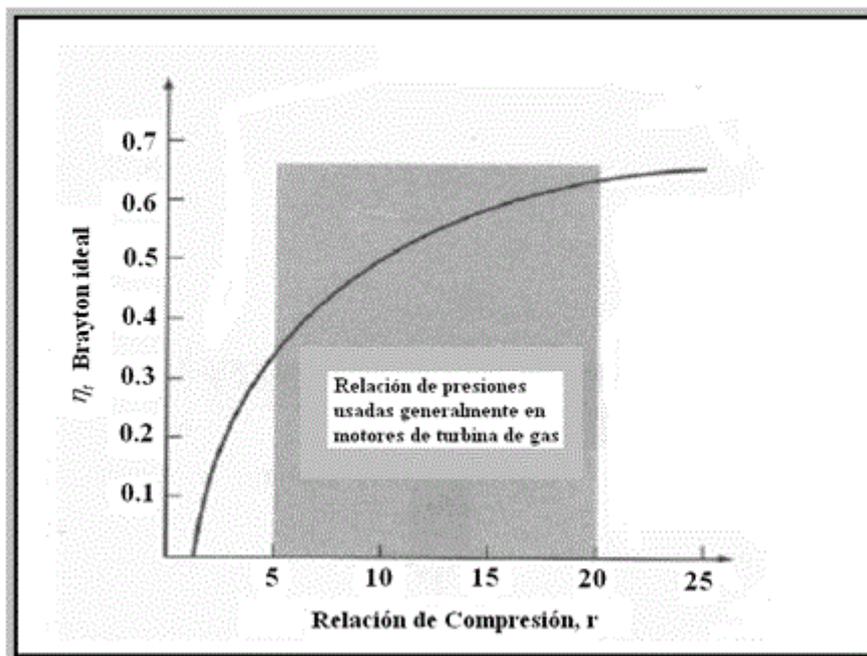


Figura 17: Variación del rendimiento térmico o eficiencia de un ciclo ideal Brayton con respecto a la relación de compresión,  $r$  [4].

Según todo esto, ciclos teóricos de Brayton tales como el 1-2-3'-4'; 1-2-3''-4''; etc. distintos, tendrán el mismo rendimiento que el ciclo 1-2-3-4, aunque la temperatura de entrada en la turbina sea diferente en cada ciclo. Sin embargo, en el ciclo real la temperatura de entrada en la turbina  $T_3$  es un factor decisivo para la mejora del rendimiento (cuanto más alta sea la temperatura de entrada en la turbina,  $T_3$ , más alto será el rendimiento térmico del ciclo real, *ceteris paribus*).

### 2.4.2. Ciclo abierto real de Brayton o ciclo básico real de las turbinas de gas

En primer lugar se debe exponer una serie de conceptos, y estos son que el rendimiento asociado al ciclo depende en las máquinas reales de los siguientes aspectos:

- Los procesos de compresión y expansión no son reversibles ni adiabáticos.
- El aporte de calor en la cámara de combustión no se realiza a presión constante.
- Existen pérdidas de carga debidas a la fricción del fluido.

Todas estas irreversibilidades hacen disminuir el rendimiento. El grado de irreversibilidad de los componentes se puede cuantificar al definir el rendimiento isentrópico, tanto para el compresor como para la turbina, y que compara, en el caso del compresor, el trabajo necesario si el proceso fuese reversible y adiabático (isentrópico) con el trabajo suministrado en el caso real. En el caso de la turbina, se compara el trabajo de expansión obtenido en una situación real con el caso ideal.

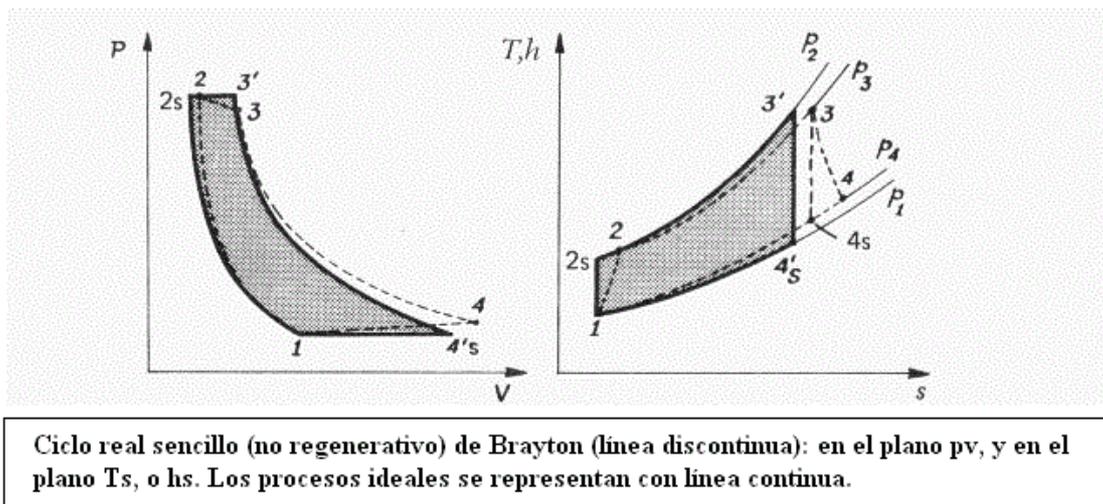


Figura 18: Ciclo real de Brayton en los planos  $P-V$  y  $T-s$  [4].

En el ciclo abierto real entra el aire en el compresor a una temperatura de unos  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  y se calienta en la compresión hasta unos  $200$  a  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , saliendo de la cámara de combustión los gases en dirección a la turbina a una temperatura de  $700$  a  $1400\text{ }^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, donde se expansionan y finalmente salen los gases de escape a una temperatura comprendida normalmente entre  $400$  y  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

El ciclo abierto real de Brayton, o ciclo básico real de las turbinas de gas tiene menor rendimiento que el ciclo de Brayton (ideal) debido a que en el primero, todos los procesos reales son irreversibles. En la figura 18 se representan tanto en el plano P-V como en el plano T-s, con línea de trazos el ciclo real y con línea continua el ciclo ideal ya estudiado.

El punto 1 se corresponde con el estado del aire atmosférico, siendo el mismo punto en el ciclo real que en el ideal. La compresión del aire no es isentrópica por lo que la entropía en el punto 2, que representa la salida real del compresor, es mayor que si ésta fuera isentrópica (2s). Por otra parte se mantiene la presión de salida respecto a la compresión ideal, sin embargo, el trabajo específico del compresor aumenta, puesto que  $h_{2s} - h_1 < h_2 - h_1$ , por lo tanto se define el rendimiento interno del compresor (eficiencia isentrópica del compresor) como el cociente entre el trabajo específico de compresión isentrópico o ideal y el no isentrópico o real:  $\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$

Puesto que en el tramo 2-3, existirán pérdidas de carga durante el transporte del aire desde el compresor hasta turbina ( $P_3 < P_2$ ), la línea que sigue este proceso no es una isobara, aunque lo que se puede conseguir es mantener una temperatura de salida de la cámara de combustión igual a la del ciclo ideal, regulando el calor comunicado al fluido. El proceso real de expansión en la turbina no es isentrópico, sino que existe un aumento de entropía y por lo tanto el salto entálpico disminuye respecto al ciclo ideal. Y el trabajo desarrollado realmente por la turbina es menor que el que se preveía idealmente. De esta forma se define el rendimiento interno (eficiencia isentrópica) de la turbina como:  $\eta_{iT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$

La presión de salida de los gases de la turbina no es la presión atmosférica sino una presión mayor, este fenómeno de contrapresión se da debido a la pérdida de carga existente en el conducto de evacuación de los gases de escape a la atmósfera, por lo tanto la etapa 4-1 no se realiza a presión constante. De esto se deduce que, así como en el ciclo ideal la relación de compresión era igual a la de expansión, en el ciclo real no se da esta igualdad, siendo la relación de expansión menor que la de compresión.

Además de estas pérdidas internas, que se reflejan en los planos termodinámicos, figura 18, en el ciclo real existen las siguientes pérdidas externas, que disminuyen aún más la relación:

$$\frac{\text{Potencia útil en el eje}}{\text{Potencia combustible}}$$

Y estas pérdidas externas son, entre otras, las pérdidas por combustión incompleta, que se reflejan en el rendimiento de la combustión; las pérdidas de calor por conducción y radiación al exterior; las pérdidas mecánicas en cojinetes y empaquetaduras, que se reflejan en el rendimiento mecánico, etc.

Con todo esto se comprueba que el rendimiento del ciclo real de Brayton es siempre inferior al rendimiento del ciclo ideal de Brayton.

En concreto se puede decir que algunas de las variables que se deben controlar para mejorar el rendimiento del ciclo son: La relación de compresión, el coeficiente de temperaturas (temperatura de entrada a turbina y de admisión a compresor), los rendimientos internos (isentrópicos) del compresor y de la turbina, etc. Si se aumenta la relación de compresión aumentará tanto el rendimiento como el trabajo útil interno obtenido hasta un valor máximo, a partir del cual si se sigue aumentando la relación de compresión, los valores del rendimiento y del trabajo disminuirán. Además el máximo de rendimiento y trabajo útil no se consigue para un mismo valor de la relación de compresión. Por otro lado, el aumento de la temperatura de entrada en la turbina siempre beneficia al rendimiento y al trabajo obtenido, sin embargo, los elevados esfuerzos térmicos y mecánicos que deben soportar los álabes de la turbina ante las elevadas temperaturas son el límite tecnológico impuesto. La refrigeración interna de los álabes y los nuevos materiales aleados permiten seguir aumentando esta temperatura. Así mismo, la disminución de la temperatura de admisión al compresor supone un aumento del rendimiento. Y este aumento del rendimiento conseguido es mayor que ante un aumento en la misma magnitud de la temperatura de entrada a la turbina [4].

Por último se debe añadir que sobre la concepción básica del ciclo termodinámico de la turbina de gas se han desarrollado distintas variaciones tales como el ciclo Brayton regenerativo, el ciclo Brayton con recalentamiento, el ciclo Brayton con enfriamiento intermedio en la compresión, etc.

## **2.5. Componentes constitutivos principales de las turbinas de gas**

Una instalación de turbina de gas consta, en general, de compresor, de turbina propiamente dicha, y de cámara de combustión; y en algunos casos también forman parte de ella otros elementos como intercambiadores de calor, toberas, etc.

Los compresores y las turbinas pueden ser axiales o radiales; aunque en su uso en las turbinas de gas predominan, generalmente con diferencia, tanto los compresores axiales como las turbinas axiales. Las máquinas axiales, ya sean compresores o turbinas, tienen mejores rendimientos que las radiales. Las axiales tienen una estructura más compleja y costosa que las radiales, predominando éstas últimas entre las turbinas de gas de baja potencia. Las máquinas de gas axiales tienen una pequeña sección frontal, característica que interesa en el campo de la aviación para reducir la resistencia aerodinámica. Así, en turbinas de gas para aplicaciones aeronáuticas, en turbinas de gas aeroderivadas, y también en turbinas de gas industriales pesadas predomina el uso de compresores y turbinas axiales. Sin embargo, la simplicidad constructiva, menor coste, mayor robustez y la facilidad de mantenimiento de las máquinas radiales frente a las axiales las hacen más competitivas en la gama de bajas potencias.

A continuación se hace una breve explicación de los elementos constitutivos principales de las turbinas de gas: el conducto de admisión de aire, los compresores, las cámaras de combustión, y las turbinas.

### **2.5.1. Conducto de admisión de aire**

Este conducto toma el aire atmosférico y lo conduce hasta la etapa de compresión. En este conducto el aire es tratado, pues de lo contrario las impurezas que transporta el aire pueden atacar a la turbina de gas, produciéndole erosión, ensuciamiento y corrosión. El sistema de admisión de aire consta de todos los elementos necesarios para que el aire entre en la turbina en las condiciones más adecuadas de limpieza. Para ello cuenta con filtros de varios tipos, que se encargarán de eliminar la suciedad que pueda arrastrar el aire.

### **2.5.2. Compresor**

El compresor es un elemento mecánico que presuriza un fluido de trabajo (en este caso es aire). Este tipo de compresor transmite la energía de compresión a través de un movimiento rotativo al fluido de trabajo. Los compresores empleados en las turbinas de gas son todos de tipo dinámico y no volumétrico. Están formados por un rotor o impulsor (álabes móviles) en el que se comunica movimiento a la masa de aire aspirada; y por un estátor o difusor (álabes fijos) en el que la velocidad se transforma en presión. Se caracteriza principalmente por la relación de compresión (presión salida/presión entrada), por el caudal de aire que circula a través de él, y por la potencia absorbida. Así, se debe decir que la función del compresor es elevar la presión del aire de combustión (una vez filtrado) antes que entre en la cámara de combustión, en una relación que varía según la turbina de gas pero que normalmente está comprendida entre 10:1 y 30:1.

Existen 2 tipos de compresores usados en las turbinas de gas que son: los compresores axiales y los compresores centrífugos o radiales. Algunas turbinas de gas pequeñas emplean una combinación de compresor axial seguida de una unidad centrífuga.

#### **Compresores axiales (de flujo axial)**

El compresor axial consiste en un rotor de forma cilíndrica que gira dentro de una carcasa o estator. El fluido de trabajo circula por el espacio anular entre el rotor y el estator, pasando por hileras de álbes fijos y móviles. En este tipo de compresores el flujo de aire circula paralelo al eje del compresor. En la figura 19 se puede observar varios esquemas de un compresor axial.

En el compresor axial, el funcionamiento de compresión se lleva a cabo acelerando el fluido de trabajo y después al pasar por los alabes le genera un aumento de presión. El fluido es acelerado por una fila de alabes rotores y los alabes estatores son los que le provocan el aumento de presión al fluido de trabajo. El conjunto de un rotor y un estator es denominado etapa del compresor. Un compresor comúnmente está compuesto por

varias etapas. Con frecuencia se le agrega una fila adicional de alabes en la entrada del compresor (alabes directrices). Cada etapa del compresor está formada por una rueda de álabes móviles (rotor) y a continuación otra de álabes estacionarios (estator). En la primera rueda se le comunica energía cinética a la corriente de aire que posteriormente es convertida en energía de presión en el estator. El fluido de trabajo pasa de una etapa a otra elevando poco a poco la presión. En cada etapa se consigue una relación de compresión entre 1,1:1 a 1,4:1. Para obtener altas eficiencias se utilizan múltiples etapas para alcanzar relaciones de compresión totales incluso mayores de 18:1. El rendimiento de este tipo de compresores es mayor que el de los compresores centrífugos. En general para idéntico caudal másico tratado y relación de compresión, presenta menor volumen, menor superficie frontal y menor peso que el compresor centrífugo.

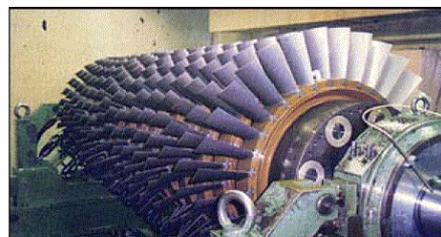
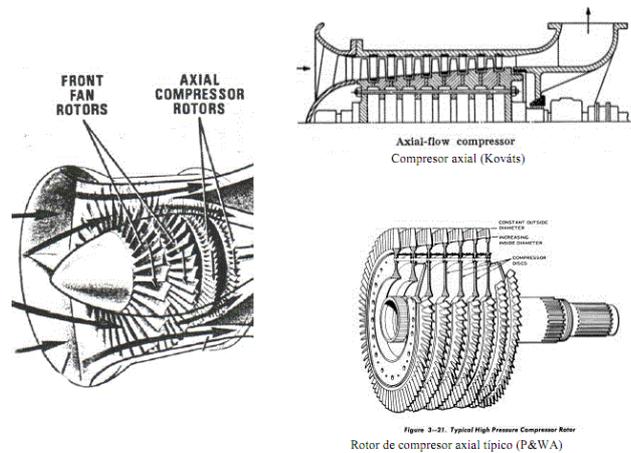


Figura 19: Compresores axiales.

Los compresores axiales tienen ciertas ventajas y desventajas con respecto a los compresores centrífugos. Entre las ventajas se pueden citar menor área frontal (importante para usos aeronáuticos) y mayores relaciones de compresión y eficiencias, aunque estas últimas ventajas no son tan grandes si se consideran compresores centrífugos de varias etapas y de diseño moderno. Las principales desventajas del compresor axial son su costo y su relativamente menor robustez, dada la fragilidad de los álabes (comparando con el rotor centrífugo de una sola pieza).

### Compresores centrífugos (o radiales)

Son los más sencillos en cuanto a su diseño y forma de trabajo, y fueron los primeros que se utilizaron en los motores de reacción. En ellos la entrada de aire es prácticamente axial, saliendo despedido del rotor por la fuerza centrífuga hacia la periferia radialmente. El compresor centrífugo es una turbomáquina que consiste en un rotor que

gira dentro de una carcasa provista de aberturas para el ingreso y regreso del fluido. El rotor es el elemento que convierte la energía mecánica del eje en cantidad de movimiento y por tanto energía cinética del fluido. En la carcasa se encuentra incorporado el elemento que convierte la energía cinética en energía potencial de presión (el difusor) completando así la escala de conversión de energía.

En los compresores centrífugos, el fluido de trabajo entra en dirección axial y sale en dirección radial al difusor. Esta combinación de rotor y difusor comprende a una etapa. El fluido de trabajo al salir del compresor sale con un ángulo de  $90^\circ$  con respecto a la entrada en donde el aire entra en una voluta o un colector. Así, el compresor centrífugo consiste básicamente en un impulsor (rotor) que está contenido en una carcasa en la que se ubica el otro componente fundamental que es el difusor (estator). El aire es centrifugado en el impulsor, cogiendo velocidad, durante el tránsito del aire por el impulsor, y parte de la velocidad adquirida es convertida en energía de presión. A la salida del impulsor, el aire pasa a la etapa del difusor donde prácticamente toda la energía cinética es convertida en energía de presión. El difusor puede ser del tipo de paletas sustancialmente radiales, o de caracol. La relación de compresión por etapa puede variar de 1,5:1 a 5:1. El caudal de trasiego es menor que en los compresores axiales. Por ello este tipo de compresor es empleado para pequeños caudales con grandes necesidades de compresión. En la figura 20 se esquematiza e ilustra la estructura de un compresor centrífugo (o radial).

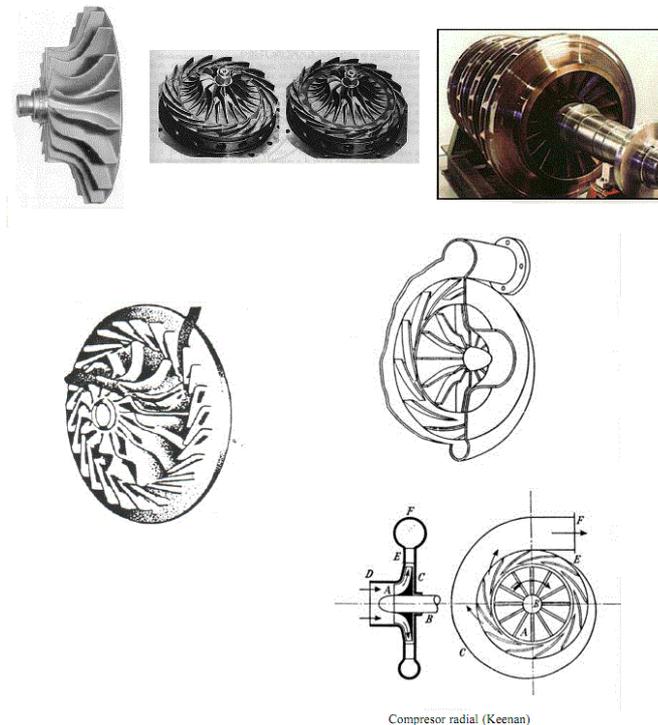


Figura 20: Compresores centrífugos (o radiales).

### 2.5.3. Cámara de combustión

Es el lugar donde se inyecta combustible, se mezcla con el aire comburente procedente del compresor y se provoca la combustión. Este proceso es continuo y se realiza en

condiciones de presión y temperaturas elevadas. Una cámara de combustión de turbina de gas consta de un armazón exterior que resiste las presiones de los gases y que puede ser de acero ferrítico, y de un armazón interior sometido a temperaturas elevadas que, al menos en su parte superior en las verticales, o donde van los quemadores en las horizontales, se debe construir de acero austenítico o de material refractario. La sustentación del armazón interior debe permitir la libertad de las dilataciones.

En las turbinas de gas la relación combustible/aire es muy inferior a la estequiométrica, de manera que el aire de exceso sirva para enfriar los gases de la combustión y así, las temperaturas obtenidas no sean excesivamente elevadas para los materiales de la zona posterior a la cámara, así, si para el gas natural la relación de compresión estequiométrica combustible/aire sería 1:15, la relación utilizada en las cámaras de combustión de las turbinas de gas se sitúa alrededor de 1:60. El diseño de la misma debe garantizar la estabilidad de la llama, un encendido eficaz y una operación segura a diferentes regímenes de funcionamiento. Para conseguir esto, la cámara dispone de dos zonas:

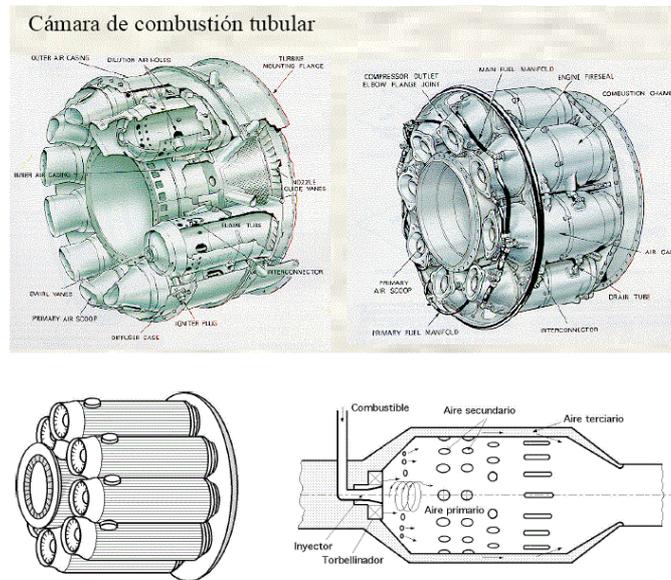
La zona primaria en la que se permite la entrada de aire (aire primario) en una cantidad suficiente para producir una combustión completa. Para ello se crean regiones ricas, en las que además se producen recirculaciones para mantener la llama estable. La introducción del combustible se realiza a través de unos inyectores que permitan una homogeneización rápida de la mezcla. En la zona primaria, es necesario que se forme una buena mezcla del aire con el combustible inyectado en un corto recorrido, por ello se recurre a la creación de turbulencias mediante álabes radiales torsionados, que creen un vórtice alrededor de la llama, lo que permite por un lado la estabilidad de la misma y por otro la mezcla en la periferia del vórtice. En la zona secundaria los gases resultantes de la combustión se diluyen con más aire, con lo que la temperatura disminuye antes de la admisión en la turbina. Este caudal de aire secundario es del orden de 3 o 4 veces mayor que el de aire primario. Antes de entrar en la cámara de combustión, el aire procedente del compresor es decelerado mediante unos difusores, de esta manera se evitan las fuertes pérdidas de carga que se darían en una combustión a alta velocidad (puesto que las pérdidas de carga son proporcionales al cuadrado de la velocidad) [10].

Todas las cámaras de combustión tienen el mismo funcionamiento, incrementan la temperatura del fluido de trabajo, sin embargo hay diferentes formas y geometrías de cámaras de combustión para la turbina de gas. Los diseños se dividen en tres categorías:

### **Cámaras de combustión tubulares**

El aire procedente del compresor se divide en una serie de corrientes separadas, cada una de las cuales alimenta a una cámara de combustión. Estas cámaras se encuentran espaciadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina y está alimentada con su propio chorro de combustible procedente de una línea de alimentación común. Este tipo de disposición es adecuada cuando se trabaja con compresores centrífugos pues el caudal de aire ya sale dividido en varias corrientes. Las cámaras de combustión individual o independiente, en número variable de 5 a 10, se emplearon en los primeros

motores de aviación y, en la actualidad, en pequeñas turbinas de gas industriales y marinas, siendo las más empleadas en motores de compresor centrífugo y en algunos axiales. Van situadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina; consta cada una de ellas de su propio inyector procedente de una línea de suministro común, de una doble pared o tubo, de los cuales el interior se denomina tubo de llama por estar en contacto directo con la combustión y de una envolvente exterior. Estas cámaras de combustión tienen una buena resistencia estructural y ligereza de peso, además de un mantenimiento y sustitución más sencillos; pero su rendimiento es inferior a las anulares. En la figura 21 se esquematiza la cámara de combustión de tipo tubular.



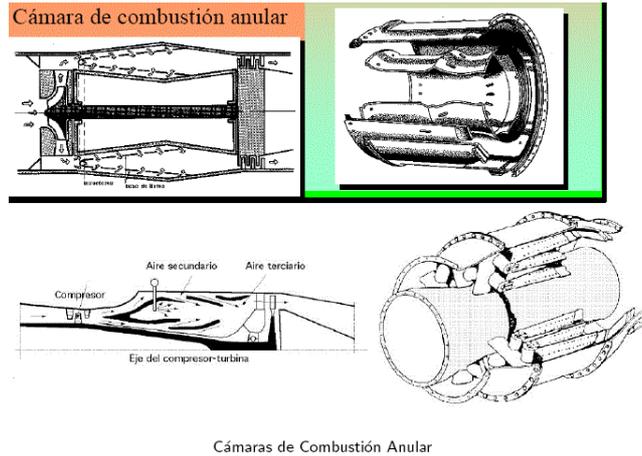
Cámara de Combustión Tubular

Figura 21: Cámara de combustión tubular [10].

### Cámaras de combustión anulares

En este tipo de cámara de combustión existe una única cámara que rodea el eje del rotor, de esta manera se aprovecha al máximo el espacio existente entre el compresor y la turbina, teniendo por ello menores pérdidas de carga. Sin embargo la distribución de combustible es menos homogénea y estructuralmente es más débil. Cuando el compresor es axial, como en el caso de aplicaciones de aviación, resulta más adecuado utilizar una única cámara anular, la cual rodea al eje del compresor-turbina. Dicha cámara consta de un solo tubo de llama, también anular, y una serie de inyectores cuyo número puede oscilar entre 12 y 20. De esta forma, el espacio comprendido entre el compresor y la turbina se aprovecha al máximo dando lugar a un motor de sección frontal más reducida, y produciéndose en comparación con el anterior menores pérdidas de carga. Tienen un rendimiento más alto que las individuales, relacionándose mejor la mezcla aire-combustible y presentando menores pérdidas de presión, así como una mejor refrigeración de los gases durante la combustión. Sin embargo, este modelo presenta los siguientes inconvenientes:

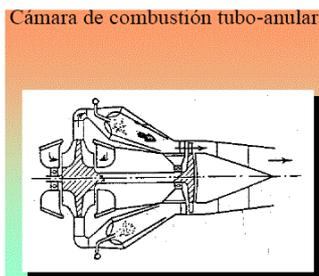
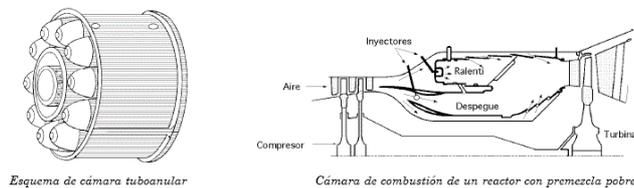
Resulta muy difícil obtener una distribución uniforme de la relación combustible-aire a pesar de utilizar un gran número de inyectores. Como consecuencia de lo anterior, se presentan problemas a la salida de la cámara para conseguir una distribución uniforme de temperatura. Estructuralmente son más débiles, por lo que es difícil impedir que se produzcan deformaciones en las paredes calientes del tubo de llama, problema que es particularmente preocupante en motores de gran diámetro. En ellas no se puede quitar normalmente el tubo de llama sin desmontar el sistema completo (por ejemplo, el motor del avión), lo que implica mayores problemas de costos y tiempo de mantenimiento.



Cámaras de Combustión Anular  
 Figura 22: Cámara de combustión anular [10].

### Cámaras de combustión tubo-anulares

Este tipo de cámara de combustión es una combinación de las dos anteriores; así, la cámara misma es anular, mientras que los tubos de llama son individuales. Se han aprovechado las ventajas de los otros dos tipos de cámara de combustión, que se han explicado anteriormente, para desarrollar un tipo de cámara mixta, que consiste en una serie de tubos de llama tubulares espaciados uniformemente alrededor de una carcasa anular. Este tipo de cámara de combustión se utiliza bastante en los motores grandes de aviación.



Cámara de combustión tubo-anular  
 Figura 23: Cámara de combustión tubo-anular.

## 2.5.4. Turbina de expansión

La turbina de expansión está diseñada para aprovechar la velocidad de salida de los gases de combustión y convertir su energía cinética en energía mecánica rotacional. En la turbina de expansión es donde tiene lugar la conversión de la energía contenida en los gases de combustión, en forma de presión y temperatura elevada (entalpía), a potencia mecánica (en forma de rotación de un eje). Una parte importante de esta potencia es absorbida directamente por el compresor. Así, la turbina, que es una de las partes constitutivas de lo que se denomina turbina de gas, es la turbomáquina térmica motora en la cual se extrae la energía de los gases de combustión, transformándola en energía mecánica. Pueden ser, al igual que los compresores, de flujo radial o axial, siendo las de flujo axial las más empleadas en las turbinas de gas, habiéndose relegado las radiales a los sistemas de sobrealimentación en motores diesel y otros sistemas particulares. La turbina está formada por una serie de etapas, cada una de las cuales consta de una rejilla de álabes fijos (estator) y otra de álabes móviles (rodete o rotor). Los gases procedentes de la cámara de combustión circulan primero por los álabes fijos, donde la presión se transforma en velocidad debido a la sección convergente entre ellos. Al mismo tiempo, el flujo es desviado hacia los álabes del rodete o rotor, en los cuales se originan las fuerzas que provocan la rotación. Los álabes estacionarios están fijados a dos anillos concéntricos formando las llamadas toberas, de los cuales el exterior está fijo a la carcasa de la turbina y en ocasiones, es la misma carcasa. Por su lado el rotor está formado por un disco móvil con álabes en su periferia. Debido a las elevadas temperaturas de los gases de escape es necesaria la refrigeración de los álabes de las turbinas, y para ello se redirecciona parte del aire tratado en el compresor y se dirige hacia los álabes saliendo al exterior por pequeños orificios practicados a lo largo de toda su superficie. En la figura 24 se puede ver un esquema de una turbina axial.

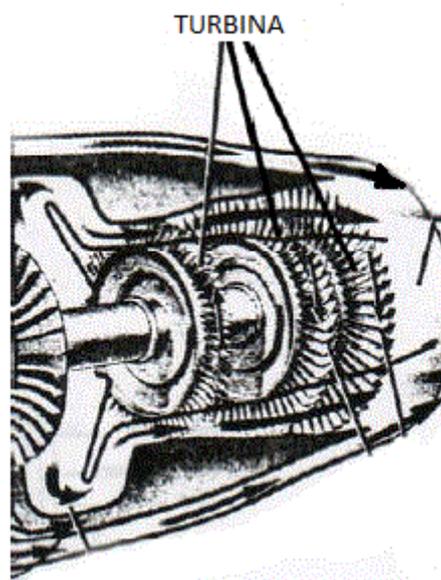


Figura 24: Turbina de expansión axial.

## 2.6. Aplicaciones de las turbinas de gas

A continuación se expondrán una serie de aplicaciones del uso de las turbinas de gas en la industria y en la vida cotidiana.

**La propulsión aeronáutica** fue desde el principio y seguirá siendo una de las aplicaciones más importantes (por no decir la más importante) de las turbinas de gas. Entre los más usados son los motores de aviación de tipo turboreactor, de tipo turbofán, de tipo turbohélice. Además otro tipo es el turboeje.

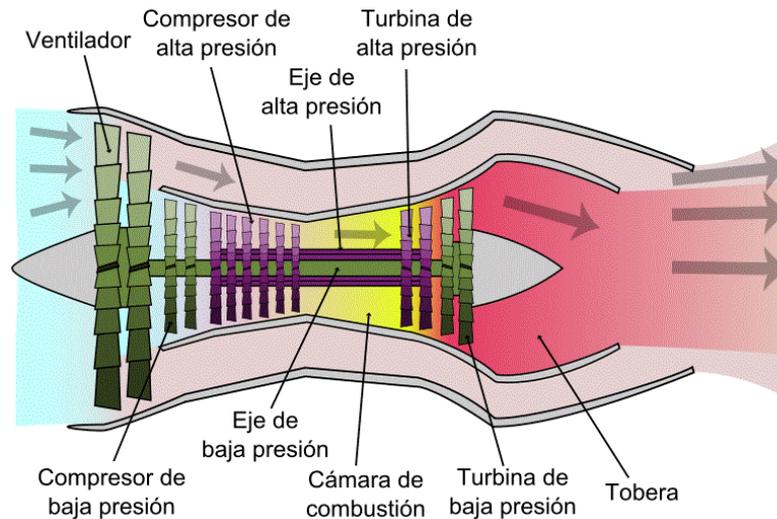


Figura 25: Esquema de motor de aviación tipo turbofán [11].

**La producción de energía eléctrica:** A pesar de una eficiencia modesta, la turbina de gas de ciclo simple se emplea profusamente como planta de elevada relación potencia/peso, potencia/volumen y potencia/precio. Tal es el caso de las centrales eléctricas de punta (las centrales de punta son las que suministran energía eléctrica a la red en los momentos de elevado consumo. En contraste, las centrales de valle funcionan continuamente, asumiendo la demanda básica) y de emergencia; o bien las centrales en lugares remotos o de tipo militar. Proporciona asimismo un tiempo de respuesta corto y un funcionamiento desatendido. Es necesario decir que las turbinas de gas como unidades de base son económicamente inferiores a las turbinas de vapor y a los motores Diesel. Sin embargo, como unidades de punta y de grupos de emergencia, se emplean cada día más y más, y con potencias unitarias cada vez mayores. En efecto, las turbinas de gas ofrecen estas ventajas: potencia elevada por unidad de peso o de volumen; exigencia mínima de agua de refrigeración; posibilidad de utilizar combustible más barato que el empleado por los motores Diesel; gasto de entretenimiento y revisión reducidos; consumo ínfimo de lubricante y tiempo de puesta en marcha mínimo.

La turbina de gas tiene además menor coste por kW que la turbina de vapor; aunque el rendimiento es menor, y por tanto el gasto de combustible por hora de funcionamiento es mayor. Si el número de horas de funcionamiento previsto no excede de un cierto límite la turbina de gas constituye la solución más económica. Para estos grupos de

emergencia se utiliza la turbina de gas de ciclo sencillo no regenerativo, y modernamente los grupos formados con turborreactores de aviación convencionales como generadores de gas y una turbina de gas libre como suministradora de potencia. El coste por kW de los grupos de turbina de gas es de los más bajos de todas las máquinas térmicas (en concreto, aunque el rendimiento de una turbina de vapor es algo mayor, el combustible usado en las turbinas de gas suele ser más económico; por lo que el resultado que se obtiene es que el coste por kW es menor en las turbinas de gas que en las turbinas de vapor si el número de horas de funcionamiento previsto no excede de un cierto límite).

Una mejora consiste en usar los gases de escape de la turbina de gas para producir vapor de agua, pues la temperatura lo permite, entre 500 y 600 °C. Este vapor mueve una turbina (en un sistema de turbina de vapor) que proporciona un trabajo adicional. Las eficiencias alcanzadas superan el 55 %. Este sistema se llama ciclo combinado [5]. El ciclo combinado resulta de interés actualmente para renovar centrales eléctricas de vapor. Sencillamente se añade la turbina de gas, que alimenta la caldera con su escape. Los quemadores de la caldera no se usan y se dejan de respaldo por si la turbina falla, o está en revisión. Ello permite aumentar la potencia de la central a la vez que la eficiencia. (Una central eléctrica dotada de turbina de vapor suele tener una eficiencia energética eléctrica entre el 30 y el 35 %. Los valores más bajos corresponden a las de pequeño tamaño y a las nucleares. Los valores más altos corresponden a las de mayor tamaño, quemando combustibles fósiles, y de diseño moderno). Además, es posible realizar la construcción de la parte de la turbina de gas sin interrumpir la producción, pues la turbina de gas incorpora su propio generador y sistemas eléctricos. Esta técnica ha sido posible por la amplia disponibilidad del gas natural a bajos precios.

Una variante del ciclo combinado es usar en la propia turbina de gas el vapor producido. Es decir, un intercambiador de calor (caldera) situado en el escape de la turbina de gas genera vapor a presión suficiente para que entre, por sí mismo, a la cámara de combustión de la máquina. Allí contribuye a la reducción de los NOx y a moderar la temperatura de entrada a la turbina. El aumento de caudal a través de la turbina permite obtener más potencia sin aumentar la requerida por el compresor. Se logra un rendimiento menor que con el ciclo combinado, por expansionarse el vapor tan sólo hasta la presión atmosférica. Y se necesita un aporte continuo de agua por ser un ciclo abierto. Sin embargo, la menor inversión necesaria hace este sistema viable para plantas de pequeño tamaño, especialmente si es necesario el vapor para otras aplicaciones exteriores a la turbina de gas, pues así se justifica en parte la inversión en la caldera [5].

**La propulsión marina**, que aprovecha entre otras características la ventaja de la gran potencia específica de la turbina de gas, constituye otro interesante campo de aplicación.

Como ejemplo, se puede explicar que dentro del ámbito de la propulsión marina, en ciertos buques, se usa la turbina de vapor, o el Diesel, para dar potencia de crucero, mientras que una o varias unidades de turbina de gas se reservan para dar las sobrepotencias necesarias para alcanzar la velocidad máxima. Estas sobrepotencias

pueden ser comparables o superiores a las de crucero. Ello redundaría en un volumen ocupado menor y en un coste de instalación también menor. Tales instalaciones se denominan COSAG (combined steam and gas) o CODAG (combined diesel and gas) [5].

**Las locomotoras** con turbina de gas han realizado pruebas satisfactorias en algunos países y se espera su aplicación creciente en el futuro.

**Transporte terrestre:** La turbina de gas no se ha empleado apenas en el transporte terrestre, salvo en tracción ferroviaria y en carros de combate, a pesar de su elevada potencia específica. (Se entiende por potencia específica la potencia por unidad de peso o de volumen). La razón radica en parte en su alto consumo específico (se entiende por consumo específico el consumo de combustible por unidad de trabajo producido) cuando no se incorpora regeneración, pero también por aumentar el consumo sensiblemente cuando el punto operativo se separa del óptimo. Esto no concuerda con las actuaciones eminentemente no estacionarias del transporte terrestre, que suelen precisar de continuas variaciones de régimen y/o carga. Se debe añadir que la razón fundamental de una caída de consumo específico (inversamente proporcional a la eficiencia energética) cuando la turbina de gas da menos potencia que la máxima (actuaciones a carga parcial), radica en que disminuye la temperatura de entrada a la turbina. Esto se debe a que la turbina de gas para generación eléctrica trabaja a régimen de giro constante, por lo que trasiega el mismo caudal de aire. Como la reducción de potencia se produce reduciendo el caudal de combustible, necesariamente ha de bajar la temperatura de fin de combustión. En las turbinas cuyo régimen pueda reducirse, la consecuente reducción de caudal de aire permite que no caiga (o que no caiga tanto) la temperatura. Sin embargo, la relación de presiones en el compresor cae rápidamente con el régimen, apareciendo una nueva causa de caída de la eficiencia energética. Los álabes de turbina suelen estar tan cargados térmicamente que no es posible apagar alguna de las cámaras de combustión o actuar a admisión parcial. Existen diseños específicos de turbina de gas que alivia este inconveniente, pero resultan complejas.

Actualmente resulta prometedora la turbina de gas para ser usada en automóviles híbridos. Están propulsados estos vehículos por motores eléctricos y usan baterías para almacenar energía, incluso la recuperada en el frenado. Estas baterías permiten suministrar y recibir potencia instantánea elevada y con ello favorecer la conductibilidad del vehículo. Pueden ser recargadas de la red, pero la característica fundamental es que disponen de un motor térmico auxiliar, típicamente una turbina de gas de unos 20 a 40 kW, acoplada directamente a un generador eléctrico de alta velocidad. Este generador permite recargar las baterías y con ello extender la autonomía y evitar paradas por descarga. El escape de la turbina proporciona calor para la climatización del vehículo. El bajo peso y volumen de la turbina junto con su capacidad multicomcombustible, le otorgan una gran ventaja para compensar el elevado peso y volumen de las baterías. El problema del consumo excesivo es paliado por funcionar la turbina en condiciones estacionarias óptimas, lo cual redundaría asimismo en una mayor duración por evitarse la fatiga de un régimen de giro o temperatura variables [5].

**Celulas de combustible:** Una aplicación reciente del ciclo Brayton es con las células de combustible. Un compresor eleva la presión del aire para alimentar a la célula a la temperatura requerida para su buen funcionamiento y a una densidad superior a la atmosférica, lo cual permite, al parecer, mayores densidades energéticas y mayores eficiencias. El calor liberado en la célula permite eventualmente extraer potencia en una turbina, que puede superar a la necesaria en el turbocompresor.

**En las refinerías de petróleo,** en el proceso de destilación por destrucción (cracking) utilizando como combustible el carbón depositado en el catalizador, en los grupos electrógenos móviles, en los gasoductos para accionamiento de compresores, en los sistemas de energía total y en otros muchos campos surgen continuamente aplicaciones de esta turbomáquina.

**Utilización en el vehículo aerosuspendido (“Hovercraft”)** [4].

**En la acumulación de energía:** La acumulación de energía para su utilización en las cargas puntas es una moderna aplicación de los turbocompresores: durante la noche son accionados los turbocompresores comprimiendo aire con la energía sobrante en esas horas y en las cargas punta dicho aire comprimido almacenado sirve como aire de combustión para una turbina de gas.

## **2.7. Principales fabricantes de turbinas de gas**

Los principales fabricantes de turbinas de gas son las siguientes compañías:

General Electric Power Systems.

Pratt & Whitney (United Technologies).

Rolls-Royce.

Siemens.

IHI Corporation (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd).

Kawasaki Gas Turbines-Americas.

Solar Turbines (a Caterpillar Company).

Vericor Power Systems.

Hay otros muchos fabricantes de turbinas de gas, y en general, los fabricantes de turbomaquinaria industrial de gran tamaño suelen ser los mismos que los de turbinas de gas, o empresas dependientes de ellas.

# 3. Mantenimiento

## 3.1. Introducción

El mantenimiento se puede definir como el control constante de las instalaciones (en el caso de una planta) o de los componentes (en el caso de un producto), así como el conjunto de trabajos de reparación y revisión necesarios para garantizar el funcionamiento regular y el buen estado de conservación de un sistema en general. En ese sentido se puede decir que el mantenimiento es el conjunto de acciones necesarias para conservar o restablecer un sistema en un estado que permita garantizar su correcto funcionamiento a un coste mínimo. Conforme con la anterior definición se deducen distintas actividades: evaluar el estado de las instalaciones, prevenir y/o corregir averías, y por lo tanto, el aspecto económico que viene dado por salvaguardar un adecuado funcionamiento de las instalaciones con una minimización de costes, aumentando la rentabilidad.

Debido a la creencia de que los ingresos provenían de la venta de un producto o servicio, visión primaria, las empresas centraron sus esfuerzos de mejora y con ello los recursos en la función de producción. El mantenimiento fue “un problema” que surgió al querer producir continuamente, de ahí que fuese visto como un mal necesario, una función subordinada a la producción cuya finalidad era reparar desperfectos de forma rápida y barata. Sin embargo, la participación del mantenimiento en el éxito o fracaso de una empresa influye e incide en los costos de producción, en la calidad del producto o servicio, en la seguridad e higiene industrial, en la capacidad operacional, en la imagen y seguridad ambiental, en la capacidad de respuesta de la empresa como un ente organizado e integrado, etc. Además, la organización e información del mantenimiento debe estar encaminada a la optimización de la disponibilidad del equipo productivo, a la disminución de los costes de mantenimiento, a la optimización de los recursos humanos, a la maximización de la vida de la máquina, etc. Por lo tanto, el mantenimiento es un bien real, que puede resumirse en la capacidad de producir con calidad, seguridad y rentabilidad [12].

En muchos casos se tiene entendido que los costes que se producen cuando hay una avería o un fallo solamente son los costes debidos a la reparación. Sin embargo, aunque muchas veces se cree que son los únicos, esto no es así, ya que la mayor parte de los costes que acarrear las averías son los costes asociados debidos a problemas derivados de la reparación, a los costes debidos a paradas no planificadas, a los tiempos improductivos, a los costes debidos a los clientes perdidos o descontentos, a los costes producidos por paradas catastróficas, a los costes debidos a entregas con retraso, a los costes que producen las horas extras, etc. Así, se podría decir que en muchos casos, los costes de reparación son bastante menores que la suma de todo el resto de costes asociados cuando existe una avería en algún elemento, máquina o sistema industrial. En la siguiente figura se puede apreciar un pequeño esquema en el que se ilustra brevemente este desglose de los posibles costes que produce una avería.



Figura 26: Desglose de los posibles costes que produce una avería.

Todo lo explicado anteriormente nos lleva a la idea de que el mantenimiento empieza en el proyecto de la máquina. En efecto, para poder llevar a cabo el mantenimiento de manera adecuada es imprescindible empezar a actuar en la especificación técnica (normas, tolerancias, planos y demás documentación técnica a aportar por el suministrador) y seguir con su recepción, instalación y puesta en marcha. Estas actividades cuando son realizadas con la participación del personal de mantenimiento deben servir para establecer y documentar el estado de referencia. A ese estado nos referimos durante la vida de la máquina cada vez que hagamos evaluaciones de su rendimiento, funcionalidades y demás prestaciones.

Son misiones del mantenimiento:

- La vigilancia permanente y/o periódica.
- Las acciones preventivas.
- Las acciones correctivas (reparaciones).
- El reemplazo de maquinaria.

Se debe añadir que el objetivo final del mantenimiento industrial se puede sintetizar en los siguientes puntos:

- Evitar, reducir, y en su caso, reparar, los fallos sobre los bienes.
- Disminuir la gravedad de los fallos que no se lleguen a evitar.
- Evitar detenciones inútiles o paros de máquinas.
- Evitar accidentes.
- Evitar incidentes y aumentar la seguridad para las personas.
- Conservar los bienes productivos en condiciones seguras y preestablecidas de operación.
- Reducir costes.
- Alcanzar o prolongar la vida útil de los bienes.

En resumen, un mantenimiento adecuado tiende a prolongar la vida útil de los bienes (y maquinaria industrial en general), a obtener un rendimiento aceptable de los mismos

durante más tiempo y a reducir el número de fallos, aumentando su disponibilidad, su eficacia, y su fiabilidad.

## 3.2. Tipos de mantenimiento

Actualmente existen variados sistemas para acometer el servicio de mantenimiento de las instalaciones en operación. Algunos de ellos no solamente centran su atención en la tarea de corregir los fallos, sino que también tratan de actuar antes de la aparición de los mismos haciéndolo tanto sobre los bienes, tal como fueron concebidos, como sobre los que se encuentran en etapa de diseño, introduciendo en estos últimos, las modalidades de simplicidad en el diseño, diseño robusto, análisis de su mantenibilidad, diseño sin mantenimiento, etc. Para que los trabajos de mantenimiento sean eficientes son necesarios el control, la planificación del trabajo y la distribución correcta de la fuerza humana, logrando así que se reduzcan costes, tiempo de paro de los equipos de trabajo, etc. Para ejecutar lo anterior se puede hacer una división en tres grandes tipos de mantenimiento: mantenimiento correctivo, el cual se efectúa cuando los fallos han ocurrido. Mantenimiento preventivo que se efectúa para prevenir los fallos con base en parámetros de diseño y condiciones de trabajo supuestas. Y mantenimiento predictivo, que prevé los fallos con base en observaciones que indican tendencias. Además de estos tres grandes grupos, se pueden añadir dos tipos más de mantenimiento que se podría decir que son una evolución de los anteriores, y estos son el mantenimiento proactivo y el mantenimiento productivo total (Total Productive Maintenance, TPM).

### 3.2.1. Mantenimiento correctivo

Es aquel tipo de mantenimiento que se ocupa de la reparación una vez se ha producido el fallo y el paro súbito de la máquina o instalación. En un principio, el mantenimiento quedaba relegado a intervenciones como consecuencia de las averías y con los consiguientes costes de reparación (mano de obra, piezas de repuesto,...), así como los relativos a los costes por las paradas de producción. Este tipo de mantenimiento se conoce como mantenimiento correctivo, y es el conjunto de tareas destinadas a corregir los defectos que se van presentando en los distintos equipos y que son comunicados al departamento de mantenimiento por los usuarios de los mismos [13]. Se expone el siguiente esquema los pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento de tipo correctivo.

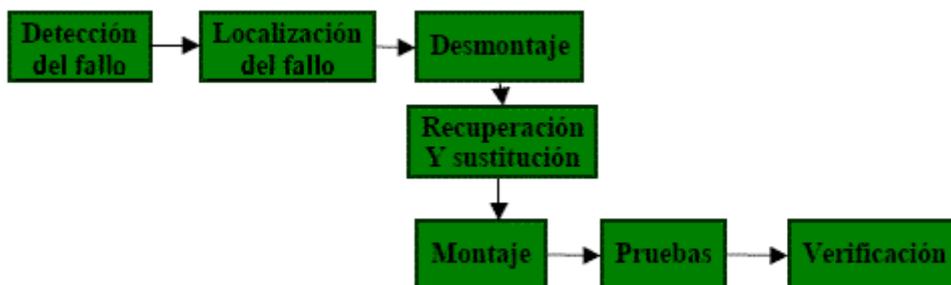


Figura 27: Pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento de tipo correctivo [14].

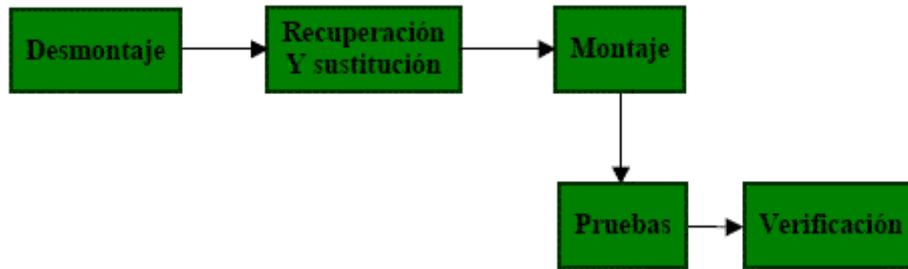
El mantenimiento correctivo fue prácticamente el único existente hasta mitad del siglo XX. También es denominado “mantenimiento reactivo”, y tal y como ya se ha explicado tiene lugar una vez que ocurre un fallo o avería, es decir, solo actuará cuando se presenta un error en el sistema. En la actualidad su utilización se limita a elementos de escasa criticidad cuya posible avería no afecte a la producción.

### **3.2.2. Mantenimiento preventivo**

El mantenimiento preventivo es el conjunto de actividades programadas, tales como inspecciones regulares, pruebas, revisiones, reparaciones, etc., encaminadas a reducir la frecuencia y el impacto de los fallos de un sistema. Así, se basa en la ejecución periódica de intervenciones programadas, con el objeto de disminuir la cantidad de fallos aleatorios que se producen en una instalación. El sistema preventivo nace a comienzos del siglo XX, concretamente en 1910 en el seno de la firma estadounidense "Ford", si bien su desarrollo completo no se alcanza hasta mediados de siglo, gracias a su implantación en Europa y Japón.

Las necesidades de mejora de los costes derivados de las bajas disponibilidades de la máquina y de las consiguientes paradas de producción llevaron a los técnicos de mantenimiento a programar revisiones periódicas con el objeto de mantener las máquinas en el mejor estado posible y reducir su probabilidad de fallo. Presenta la incertidumbre del coste que genera. Este tipo de mantenimiento surge de la necesidad de rebajar el correctivo y todo lo que representa. Pretende reducir la reparación mediante una rutina de inspecciones periódicas y la renovación de los elementos dañados. Básicamente consiste en programar revisiones de los equipos, apoyándose en el conocimiento de la máquina en base a la experiencia y los datos históricos obtenidos de las mismas. Se confecciona un plan de mantenimiento para cada máquina, donde se realizarán las acciones necesarias. El mantenimiento preventivo se basa en la sustitución de componentes cuando se supone que se ha agotado la vida de los mismos. El estudio teórico de sus vidas lo suele suministrar el fabricante del equipo, quien normalmente incluye una gama de mantenimiento preventivo, con indicación de sustitución de componentes y cambios en la lubricación. Representa un paso más con respecto al mantenimiento correctivo. Este mantenimiento también es denominado “mantenimiento planificado”. Tiene lugar antes de que ocurra un fallo o avería, y se efectúa bajo condiciones controladas sin la existencia de algún error en el sistema. Se realiza a razón de la experiencia y pericia del personal a cargo, los cuales son los encargados de llevar a cabo dicho procedimiento. Normalmente, es el fabricante el que estipula el momento adecuado a través de los manuales técnicos. Con el empleo del mantenimiento preventivo se reduce la frecuencia y los fallos de los equipos, lo que supone una disminución del coste de las reparaciones [13]. Otra de las ventajas de este tipo de mantenimiento es la detección temprana de los primeros síntomas de deterioro.

En la siguiente figura se puede observar un esquema que presenta los pasos que se deben llevar a cabo al realizar un mantenimiento preventivo.



*Figura 28: Pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento preventivo [14].*

### 3.2.3. Mantenimiento predictivo

El mantenimiento predictivo se puede definir como la supervisión periódica de los equipos, centrada en el diagnóstico de sus posibles fallos, con el fin de establecer tendencias y un mantenimiento planificado. Se basa por lo tanto en la condición de los equipos, ya que se establecen intervalos de inspección mediante los cuales se determina la necesidad y el periodo de reparación [15]. En el mantenimiento predictivo se utilizan técnicas e instrumentos de diagnóstico como los que se señalan a continuación: análisis de aceites lubricantes, análisis de vibraciones, inspecciones boroscópicas, ultrasonidos, control de temperaturas, de presión, de caudales, etc. Con el uso de este tipo de mantenimiento se pueden reducir las tareas de mantenimiento preventivo a la vez que se mejora la disponibilidad y eficiencia de las máquinas e instalaciones industriales.

El mantenimiento de tipo predictivo es sobre el que trata el presente Proyecto Fin de Carrera, aplicado a las turbinas de gas. Por lo tanto, debido a la importancia del tema, es necesario que se desarrolle el enfoque del mantenimiento desde un punto de vista predictivo en un apartado exclusivo y de forma independiente. Así, el siguiente punto de este estudio presenta un desarrollo más exhaustivo del mantenimiento predictivo.

## 4. Mantenimiento predictivo

### 4.1. Introducción al mantenimiento predictivo

El mantenimiento predictivo consiste en determinar en todo instante la condición técnica (mecánica, eléctrica, etc.) real de la máquina examinada, mientras ésta se encuentra en pleno funcionamiento. Para ello se hace uso de un programa sistemático de mediciones de los parámetros de funcionamiento más importantes del equipo, o maquinaria en mantenimiento. Este tipo de mantenimiento apareció en la industria a principios de la década de 1990, aunque todavía en la actualidad no es muy usado en muchos sectores. El sustento tecnológico de este mantenimiento consiste en la aplicación de algoritmos matemáticos agregados a las operaciones de diagnóstico, que juntos pueden brindar información referente a las condiciones del equipo. Tiene como objetivo disminuir las paradas por mantenimientos preventivos, y de esta manera minimizar los costes por mantenimiento y por no producción, es decir, disminuir los

tiempos improductivos. La implementación de este tipo de métodos requiere de inversión en equipos, en instrumentos, y en contratación y formación de personal cualificado. Las técnicas más características utilizadas para la estimación del mantenimiento predictivo son, por ejemplo, analizadores de Fourier (para análisis de vibraciones), boroscopias (para poder ver lugares ocultos), ensayos no destructivos (a través de líquidos penetrantes, ultrasonido, radiografías, partículas magnéticas, entre otros), análisis de aceites lubricantes, termovisión (detección de condiciones a través del calor desplegado), medición de parámetros de operación (viscosidad, voltaje, corriente, potencia, caudal, presión, temperatura, etc.), etc.

Como consecuencia de las incertidumbres que presenta el mantenimiento preventivo y con el apoyo del desarrollo tecnológico, se desarrolló un nuevo concepto de mantenimiento basado en la condición o estado de la máquina. Este tipo de intervención se conoce como mantenimiento predictivo, y viene a suponer toda una revolución dada su filosofía de anticipación a la avería por medio del conocimiento del comportamiento de la máquina y de cómo debería comportarse, conociendo de este modo previamente qué elemento puede fallar y cuándo. Así se puede programar una intervención sin afectar al proceso productivo, con las consiguientes optimizaciones en costes de producción, mano de obra y repuestos. Se evitan de este modo grandes y costosas averías agilizando las intervenciones. Este tipo de mantenimiento se basa en predecir el fallo antes de que esta se produzca. Se trata de conseguir adelantarse al fallo o al momento en que el equipo deja de trabajar en sus condiciones óptimas. Para conseguir esto se utilizan herramientas y técnicas de monitoreo de parámetros físicos y/o químicos. El mantenimiento predictivo consiste en la realización de un análisis para determinar el número de equipos objetivo, estudiar sus características fundamentales y sus modos potenciales de fallo. Posteriormente se debe realizar una normalización con el objeto de traducir los modos de fallo a parámetros predictivos de supervisión y asignarles los límites de aceptación o alarmas correspondientes. Por último se lleva a cabo una sistematización para establecer las pautas de comportamiento de la organización en la eventualidad de que un parámetro supere su valor de alarma: confirmación del diagnóstico, evaluación, y acción [15]. Así, con todo esto, el mantenimiento predictivo es el que persigue conocer e informar permanentemente del estado y operatividad de las instalaciones mediante el conocimiento de los valores de determinadas variables, representativas del estado y de la operatividad. Para aplicar este mantenimiento, es necesario identificar variables físicas (temperatura, vibración, consumo de energía, etc.) y/o químicas, cuya variación sea indicativa de problemas que puedan estar apareciendo en el equipo. El estudio de estos parámetros suministra información del estado de sus componentes y, algo también muy importante, del modo en que está funcionando dicho equipo, permitiendo no sólo detectar problemas de componentes sino también de diseño y de instalación. Es el tipo de mantenimiento más tecnológico, pues requiere de medios técnicos avanzados, y en ocasiones, de fuertes conocimientos matemáticos, físicos y técnicos.

La base del mantenimiento predictivo radica en la monitorización de los equipos, ya que se debe evaluar los parámetros antes comentados con la instalación en funcionamiento

normal. No es, por tanto, necesario hacer una parada para poder evaluar la condición de los mismos. Es decir, se conoce el estado de las máquinas e instalaciones mientras están trabajando. En el mantenimiento predictivo o bajo condición, se evalúa el estado de los componentes mecánicos o eléctricos mediante técnicas de seguimiento y análisis, permitiendo programar las operaciones de mantenimiento solamente cuando son necesarias. Con las diferentes técnicas disponibles se puede evaluar los fallos en los componentes y seguir su evolución durante largos períodos de tiempo (a veces meses) antes de decidir la intervención, y de esta manera puede coordinar con producción el momento más adecuado para la intervención de mantenimiento.

Para conseguir el éxito en la implantación de un sistema de mantenimiento predictivo es necesario seguir una estrategia. Será necesario en primer lugar hacer una selección de los equipos que se van a monitorizar, que vendrá condicionada por una serie de factores entre los que se encuentran la criticidad o responsabilidad del equipo, la accesibilidad al mismo y la información técnica de la que se pueda disponer sobre él. Es necesario centrarse en un pequeño número de equipos, analizando que técnica se podrá aplicar en un primer momento. Posteriormente se realizará un programa piloto con los mismos, localizando defectos, analizando causas y retroalimentando el sistema una vez hayan sido erradicados los defectos.

Una vez se haya obtenido una valoración positiva de la experiencia piloto, se pasará a realizar una extensión de la aplicación a un mayor número de equipos y así sucesivamente hasta conseguir una implantación total con la integración de distintas tecnologías y una gestión adecuada de los datos obtenidos. Si el proceso se realiza de forma progresiva y sin prisas los resultados económicos no tardarán en ser evidentes y en muchas ocasiones sorprendentes.

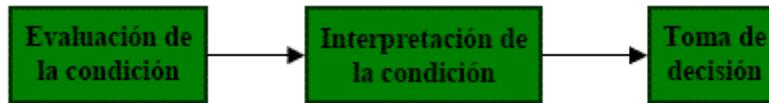
Los elementos claves en un programa de mantenimiento predictivo son tres: detección, diagnóstico y documentación.

- Detección: Identificación del fallo mediante el uso de tendencias y sistemas de supervisión “*on-line*” que alertan de posibles desviaciones de un determinado parámetro.
- Diagnóstico: Determinación del fallo mediante reconocimiento de patrones y comparación con situaciones preestablecidas.
- Documentación: Registro de los acontecimientos sucedidos y de sus posibles recomendaciones. Entre los que se incluyen los siguientes: condiciones de ejecución de la prueba, descripción de las pruebas, estado del equipo, resultado de la prueba...etc.

Las actividades de mantenimiento predictivo se realizan principalmente para determinar la naturaleza de las anomalías y confirmar el estado en que se encuentran los componentes. Siendo fundamental la designación de personal específicamente destinado a este tipo de mantenimiento. Así mismo, en un programa de mantenimiento predictivo ideal muchas de las órdenes generadas serán fruto del resultado obtenido en los distintos

diagnósticos realizados con anterioridad. Gracias a este tipo de mantenimiento se pueden reducir las tareas de mantenimiento preventivo a la vez que se mejora la disponibilidad.

En la figura 29 se presentan los pasos a seguir en un mantenimiento predictivo son los siguientes:



*Figura 29: Pasos que se deben ejecutar al realizar un mantenimiento predictivo [14].*

## **4.2. Ventajas e inconvenientes del mantenimiento predictivo**

Las actuaciones que se realizan en la aplicación del mantenimiento de tipo predictivo pasan por unos inconvenientes iniciales de elevados costes de inversión en tecnología y en formación de los técnicos, analistas, etc., con una rentabilidad de la misma a medio y largo plazo. Así, la implantación de un sistema de mantenimiento de este tipo requiere una inversión inicial importante ya que los equipos y los analizadores de vibraciones, de ultrasonidos, de termografías, etc. tienen un coste elevado. De la misma manera se debe destinar un personal cualificado a realizar la lectura periódica de datos. Además se deben tener analistas bien formados que sean capaces de interpretar los datos que generan los equipos y que lleguen, en base a ellos, a conclusiones adecuadas. Y éste es un trabajo que requiere un conocimiento técnico elevado sobre la aplicación. Así, se requiere personal mejor formado e instrumentación de análisis más costosa que en otros tipos de mantenimiento [12]. Es necesario añadir que no es viable una monitorización de todos los parámetros funcionales significativos, por lo que pueden presentarse averías no detectadas por el programa de vigilancia. Otro inconveniente de este tipo de mantenimiento es que se pueden presentar averías en el intervalo de tiempo comprendido entre dos medidas consecutivas. En conclusión, existen algunos inconvenientes en el uso del mantenimiento predictivo (aunque no son muchos), pero el principal es el elevado coste inicial asociado a su puesta en marcha. Por todo ello la implantación de un sistema de mantenimiento predictivo se justifica, sobre todo, en máquinas o instalaciones industriales donde las paradas intempestivas e imprevistas ocasionan grandes pérdidas, y donde las paradas innecesarias ocasionan grandes costes.

Por otro lado se debe añadir que las ventajas del uso de este tipo de mantenimiento predictivo son evidentes, y éstas, entre otras, son las siguientes:

- Se consigue una máxima disponibilidad del equipo.
- Permite planificar el mantenimiento.
- La intervención es organizada.
- Se conoce el estado de la máquina en todo instante.
- Permite determinar el origen del fallo.

- Se eliminan prácticamente todas las averías.
- Sólo se para y se interviene en la máquina cuando realmente es necesario.
- Permiten detener la máquina antes de que sufra un daño severo.
- Se conoce el daño en los componentes desde una fase inicial del mismo, permitiendo programar su sustitución en el momento más conveniente.
- Al intervenir en la máquina se conoce el problema, reduciendo el tiempo de la reparación.
- Se puede identificar los fallos ocultos, así como la causa de fallos crónicos.
- Se reducen las piezas del almacén, adquiriéndolas cuando detectamos el problema en una fase primaria.
- Se consiguen bonificaciones en primas de seguros.
- Algunas de las técnicas son económicas.
- Los repuestos pueden ser reparados
- Se incrementa la seguridad de la planta.
- Existe una determinación óptima del tiempo para realizar el mantenimiento. La ejecución del mantenimiento se da sin interrumpir el funcionamiento normal de equipos e instalaciones.
- La producción puede modificarse para extender la vida del equipo.
- Hay una minimización de costes y una maximización de beneficios a largo plazo.
- Además hay una mejora en el conocimiento y en el control del estado de los equipos. Y otras muchas más ventajas.

Resulta interesante una aplicación más de las técnicas predictivas y que no está directamente relacionada con el mantenimiento y es su utilidad en la recepción de equipos, como verificación del correcto funcionamiento de los mismos o de la bondad de las reparaciones que se les hayan efectuado. En conclusión, en este tipo de mantenimiento, la intervención en el equipo o en el cambio de un elemento obliga a dominar el proceso y a tener unos datos técnicos, que comprometerá a utilizar un método científico de trabajo riguroso y objetivo; lo cual es una gran ventaja.

Se puede decir también que este tipo de mantenimiento se utiliza en gran multitud de empresas e industrias que utilizan maquinaria industrial y elementos, tales como, por ejemplo, maquinaria rotativa, motores eléctricos, equipos estáticos, aparataje eléctrica, instrumentación, etc.

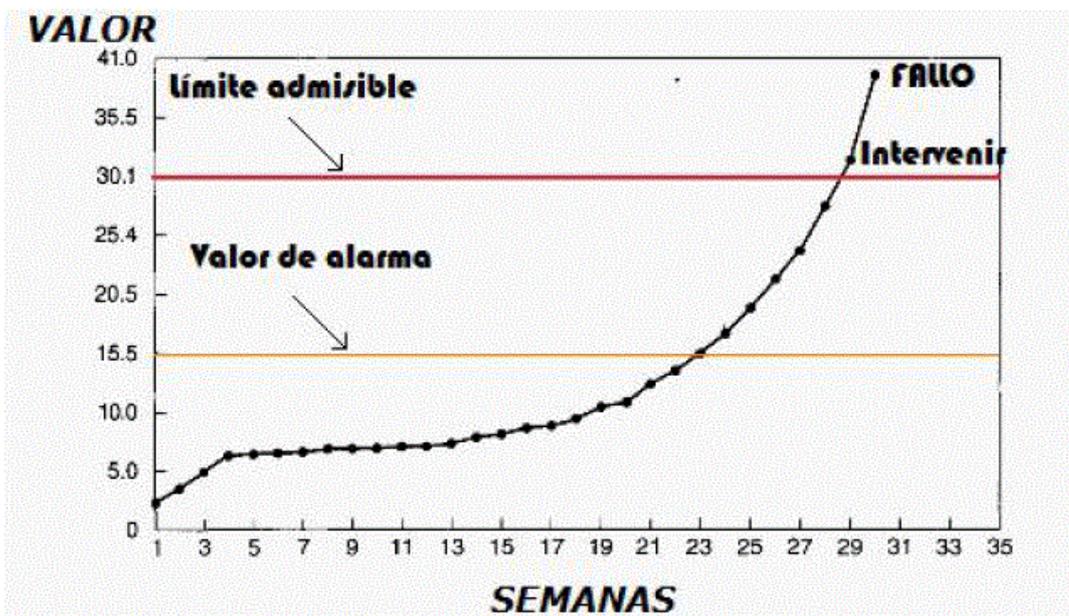
### **4.3. Uso de técnicas predictivas frente al mantenimiento sistemático**

Como ya se ha explicado, el mantenimiento predictivo es un tipo de mantenimiento que relaciona una variable física, química, etc. con el desgaste o estado de una máquina o instalación. Así, el mantenimiento predictivo se basa en la medición, seguimiento y monitoreo de parámetros y condiciones operativas de un equipo o instalación [15]. A tal efecto, se definen y gestionan valores de pre-alarma (valor de alarma) y de actuación

(límite máximo admisible) de todos aquellos parámetros que se considera necesario medir y gestionar.

El uso del mantenimiento predictivo consiste en establecer, en primer lugar, una perspectiva histórica de la relación entre la variable seleccionada y la vida del componente. Esto se logra mediante la toma de lecturas en intervalos periódicos de tiempo (o de forma constante o continua) hasta que el componente falle (por ejemplo la vibración de un cojinete que se muestra en la figura 30 y que presenta una curva típica que resulta de graficar la variable (vibración) contra el tiempo). La información más importante que arroja este tipo de seguimiento de los equipos es la tendencia de los valores, ya que es la que permitirá calcular o prever, con cierto margen de error, cuando un equipo fallará; por este motivo se denominan técnicas predictivas. De esta forma, observando la evolución de ciertos parámetros físicos, químicos, etc. a lo largo del tiempo de funcionamiento, que se han elegido como característicos del elemento que se desea mantener, se puede comprobar la tendencia que se da hacia un empeoramiento del funcionamiento del elemento o sistema industrial que se desea controlar con el objeto de mantenerlo. Así, se va monitoreando el o los parámetros que se han elegido como característicos del elemento o sistema de estudio, comprobando su valor en cada medición que se realiza a lo largo del tiempo de funcionamiento de dicho componente o sistema industrial. De esta forma, cuando el parámetro alcanza un valor máximo admisible (que debe ser propuesto y admitido de la misma forma que el parámetro a medir antes de empezar el monitoreo o medición), que marca el límite máximo de funcionamiento correcto del sistema, se debe parar el funcionamiento del elemento o sistema industrial en cuestión, y repararlo o sustituirlo adecuadamente. Se puede concluir que el mantenimiento predictivo se basa en la medición, seguimiento y monitoreo de parámetros y condiciones operativas de un equipo o instalación. Con todo esto se lleva a cabo un monitoreo de tendencias (o estudio de evolución de tendencias) con los valores medidos periódicamente y/o constantemente o continuamente de los parámetros de funcionamiento que describe el estado del elemento, sistema o maquinaria industrial. Para definir y gestionar la evolución y monitoreo de tendencias de dichos parámetros de funcionamiento representativos se proponen y definen unos valores mínimos de pre-alarma (valor de alarma) y máximos de actuación (límite máximo admisible) de todos aquellos parámetros que se acuerda medir y gestionar. Estos valores definidos de alarma y de límite máximo de funcionamiento o actuación se suelen establecer acordes con las normas de funcionamiento, tanto nacionales como internacionales, y usando criterios y valores de correcto funcionamiento dados por los fabricantes de los elementos, componentes o máquinas industriales. También son muy importantes los criterios aportados por los técnicos especialistas y por los analistas que se encargan de realizar el mantenimiento de forma adecuada. De esta forma, con una serie de criterios se puede observar, hacer las mediciones necesarias, evaluar la información, realizar un diagnóstico, poder determinar la condición de estado de un equipo, y establecer las medidas correctoras que se deben realizar, tales como realizar un monitoreo con más frecuencia, hacer revisiones, arreglos, reparaciones, sustituciones, etc.

En la figura 30 que puede servir como ejemplo, se observa la gráfica de un valor de amplitud de vibración correspondiente a un cojinete, y que presenta una tendencia ascendente de forma prácticamente continua. Así, se comprueba que existe una clara tendencia ascendente del valor medido del parámetro de funcionamiento en cuestión, que en este caso es la amplitud de una vibración. En esta figura se ha dibujado esta evolución de tendencias (se ha llevado a cabo un monitoreo de tendencias), y se comprueba cómo a lo largo del tiempo de funcionamiento del elemento o componente, la vibración va siendo mayor (empeorando continuamente la salud del elemento), hasta que se supera el valor de alarma, y posteriormente también se sobrepasa el límite máximo admisible de funcionamiento. Por ello, cuando se alcanza un determinado valor, como mucho el valor límite admisible, es conveniente reemplazar el cojinete. Si no se realiza el reemplazo o arreglo, el cojinete terminará fallando.



*Figura 30: Curva típica que resulta de graficar la amplitud de la vibración de un cojinete en funcionamiento contra el tiempo [15].*

Otro ejemplo que se puede presentar es el siguiente que se expone en la figura 31, donde se comprueba la evolución y tendencia de un parámetro de funcionamiento físico y/o químico que se está midiendo y monitoreando. Viendo su comportamiento se puede interpretar y diagnosticar cómo evoluciona/n el o los fallos a lo largo del funcionamiento de un equipo o maquinaria. Por ello, se podría decir que en primer lugar con la medición de parámetros de funcionamiento, y mediante el posterior análisis de tendencias (evolución o monitoreo de tendencias) que se observa en las curvas representadas, se podría llegar en segundo lugar a la realización de un diagnóstico adecuado en el que se describa la evolución de los fallos a lo largo del tiempo de funcionamiento o de servicio de una máquina o sistema (probabilidad de fallos o averías). Por tanto se hace un diagnóstico del comportamiento general de la evolución de la salud, y se debe estimar adecuadamente la vida útil (tanto total como restante o remanente) de los elementos, equipos, máquinas o sistemas industriales que se estén

analizando, y por tanto llevando a cabo un mantenimiento sobre ellos de tipo predictivo. Así, para llevar a cabo todo esto es necesario establecer varios límites para los valores medidos de los parámetros de funcionamiento (físicos y/ químicos). Normalmente se suelen establecer dos límites; en primer lugar se establece un límite de alarma que como su nombre indica, avisa que el valor medido del parámetro en cuestión está alcanzando un nivel peligroso, y se debe extremar la vigilancia sobre él, comprobando minuciosamente su evolución y tendencia. El segundo límite que se propone es el más importante, y éste es el límite máximo admisible o aceptable del parámetro de funcionamiento que se está monitoreando. De esta forma, una vez que el valor medido del parámetro de funcionamiento (que sirve para determinar la salud del elemento o máquina industrial que se quiere mantener) supera el valor máximo admisible (límite máximo), se debe parar inmediatamente el sistema o maquinaria para proceder a su reparación, sustitución, etc.; antes de que se produzca un fallo o avería imprevisto.

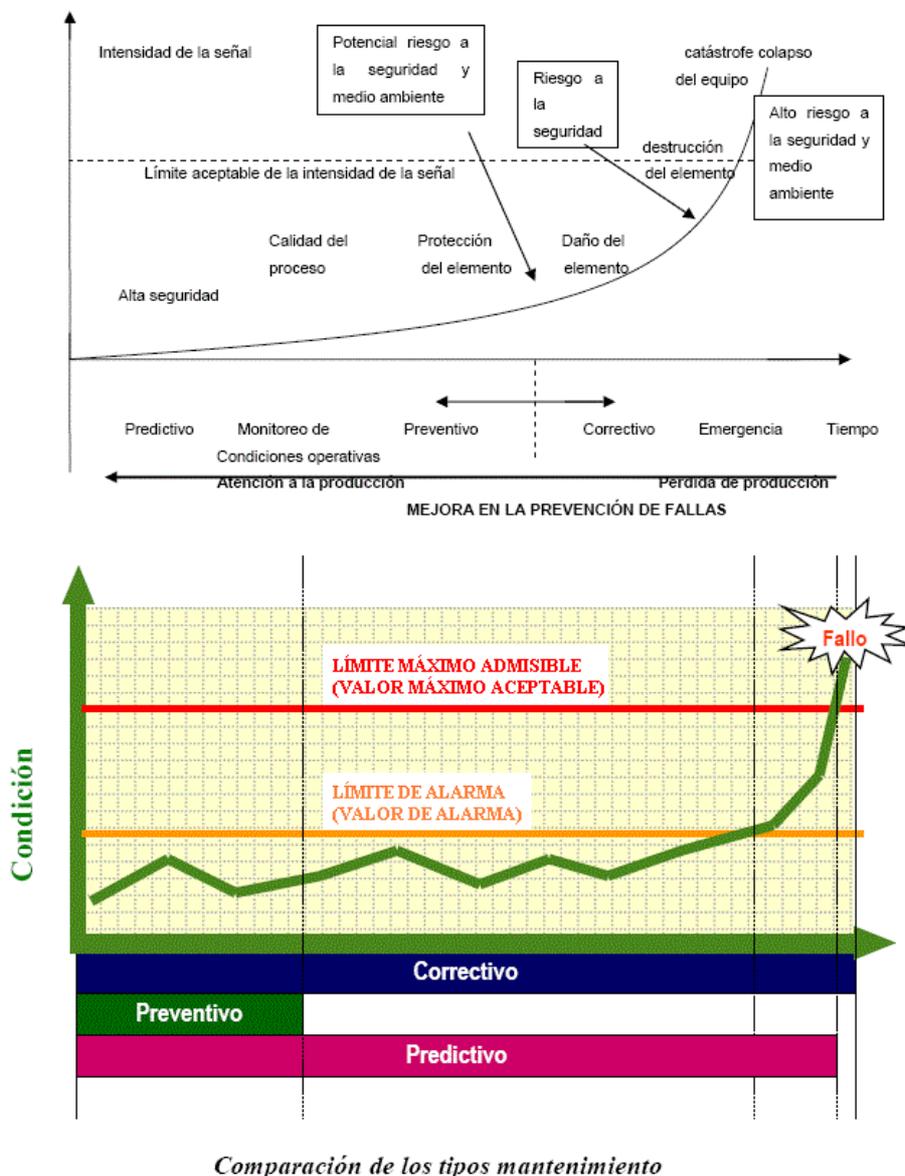


Figura 31: Evolución de tendencia del valor de un parámetro típico de funcionamiento.

Por todo esto, si se observa un comportamiento de la tendencia que es el presentado por la figura 31, y se ha sobrepasado el primer nivel de alarma, se pueden tomar las decisiones necesarias para mantener el equipo o máquina en una condición deseada (condición en el que las máquinas funcionan correctamente), llevando a cabo las medidas oportunas, como pueden ser revisiones (y mediciones de parámetros de funcionamiento) más habituales de lo normal; y también se pueden realizar antes de llegar al límite máximo admisible, si se diagnostica y se estima oportuno, reparaciones, sustituciones, etc. Por supuesto, si se sobrepasa el límite máximo admisible es necesario detener y parar todo el funcionamiento del sistema productivo inmediatamente, y proceder a la revisión, sustitución, y/o reparación del elemento, máquina o sistema industrial que sea necesario para que el funcionamiento y la producción sean correctos cuando se vuelva a poner en marcha [15].

El mantenimiento usando técnicas predictivas frente al mantenimiento sistemático (mantenimiento preventivo) tiene la ventaja indudable de que en la mayoría de las ocasiones no es necesario realizar grandes desmontajes, y en muchos casos ni siquiera es necesario parar la maquinaria. Así, si tras la inspección se aprecia algo irregular se propone o se programa una intervención. Además de prever el fallo catastrófico de una pieza, y por tanto, pudiendo anticiparse a éste, las técnicas de mantenimiento predictivo ofrecen una ventaja adicional: la compra de repuestos se realiza cuando se necesita, eliminando pues stocks (capital inmovilizado). Por todo esto se puede decir que con el uso de un mantenimiento predictivo se produce un alto coste para la implantación del sistema de mantenimiento debido a inversión inicial en maquinaria y a inversión en formación de los técnicos y especialistas. Sin embargo, a largo plazo se consigue una gran disminución de costes. Así, existe una minimización de dichos costes en comparación con otros tipos de mantenimiento como por ejemplo el mantenimiento correctivo, y el mantenimiento sistemático o preventivo; y hay una maximización de beneficios debido a que se reducen las paradas improductivas, ya que se eliminan los paros debido a averías o fallos catastróficos y además sólo se realizan las paradas para las revisiones, reparaciones, sustituciones, etc. cuando es estrictamente preciso. Se debe añadir que las técnicas predictivas que habitualmente se emplean en la industria y en el mantenimiento de edificios son las siguientes: análisis de vibraciones, que es la estrella de las técnicas predictivas; boroscopias, termografías, análisis de aceites, control de espesores en equipos estáticos, inspecciones visuales, lectura de indicadores, etc.

Con el uso del mantenimiento de tipo sistemático o preventivo, el tiempo improductivo es más grande ya que se realizan más paradas de las estrictamente necesarias para inspecciones, revisiones, sustituciones, arreglos, etc. Por ello el tiempo productivo de la instalación industrial, en el caso del uso del mantenimiento sistemático o preventivo, es más pequeño; lo que unido a que se deben tener más repuestos, y stock para su uso en las paradas planificadas, hace que a largo plazo este tipo de mantenimiento sistemático o preventivo sea menos eficiente económicamente hablando que el mantenimiento predictivo. Por último, se debe decir que el mantenimiento correctivo sólo realiza las reparaciones cuando se ha estropeado el elemento, y esto es muy ineficiente porque

lleva a la instalación industrial a que ocurran en ella fallos y averías catastróficos, lo que elevará enormemente los tiempos improductivos, y también hará que los costes totales sean muy altos. Por ello, aunque la puesta en marcha del mantenimiento correctivo sea muy barata, a largo plazo este tipo de mantenimiento es muy ineficiente económicamente, es decir resulta muy caro.

Como resumen, se puede decir que una vez determinada la factibilidad y conveniencia de realizar un mantenimiento predictivo a una máquina o unidad, el paso siguiente es determinar la/s variable/s físicas y/o químicas a controlar que sean indicativas de la condición de la máquina. El objetivo de esta parte es revisar en forma detallada las técnicas más usadas en el monitoreo de manera que sirvan de guía para su selección general. La finalidad del monitoreo es obtener una indicación de la condición (mecánica) o estado de salud de la máquina, de manera que pueda ser operada y mantenida con seguridad y economía. Por monitoreo, se entendió en sus inicios, como la medición de una variable física y/o química que se considera representativa de la condición del funcionamiento de la máquina y su comparación con valores que indican si la máquina está en buen estado o deteriorada. Actualmente con la automatización de estas técnicas, esta acción se extiende también a la adquisición, procesamiento y almacenamiento de datos.

Cuando se monitoriza una variable física relacionada con el estado de la máquina; es decir, con el monitoreo de la condición de una máquina se busca alguno de los siguientes cuatro objetivos: vigilancia, protección, diagnóstico y pronóstico [15].

- Vigilancia. Cuando se mide una variable física con este objetivo se busca que la técnica predictiva empleada indique la existencia de un problema. Debe distinguir entre condición buena o mala para funcionar, e incluso, si es mala, indicar cuán mala es. Es el caso de la monitorización en continuo de las vibraciones de una turbina de gas, por ejemplo. Así, su objetivo es indicar cuándo existe un problema; y debe distinguir entre que se encuentre bien la máquina, y entre la presencia o existencia de algún fallo; y además si hay fallo indicar la magnitud del mismo.
- Protección. Su objetivo es evitar roturas, desperfectos de gran magnitud, o fallos catastróficos. Una máquina está protegida si cuando los valores que indican su condición alcanzan valores considerados peligrosos, la máquina se detiene automáticamente.
- Diagnóstico de fallos. Su objetivo es identificar y definir cuál es el problema específico que presenta el equipo, no sólo si existe un problema o no.
- Pronóstico. El objetivo es estimar cuánto tiempo más podría funcionar la máquina sin riesgo de un fallo catastrófico, es decir estimar el tiempo de vida útil remanente o restante de la máquina o de la instalación industrial. Lo que se intenta conseguir es obtener un pronóstico de la esperanza de vida de un componente o de la maquinaria.

La razón fundamental por la que el mantenimiento predictivo ha tenido un notable desarrollo en los últimos tiempos hay que buscarla en un error cometido tradicionalmente por los ingenieros de mantenimiento para programar la realización de tareas de mantenimiento de carácter preventivo: “las curvas de bañera” detalladas en la figura 32, que representan la probabilidad de fallo frente al tiempo de uso de la máquina, y que se suponían ciertas y lógicas, han resultado no corresponder con la mayoría de los elementos que componen un equipo. En estas curvas se reconocían tres zonas: la zona inicial, de baja fiabilidad, por averías infantiles donde existe un elevado número de fallos al principio de la operación del equipo denominado “Mortandad infantil” La zona de fiabilidad estable, o zona de madurez del equipo que es el período con probabilidad de fallo constante. Y la zona final, nuevamente de baja fiabilidad, o zona de envejecimiento, en la que existe un incremento de fallos debido al desgaste de los elementos.

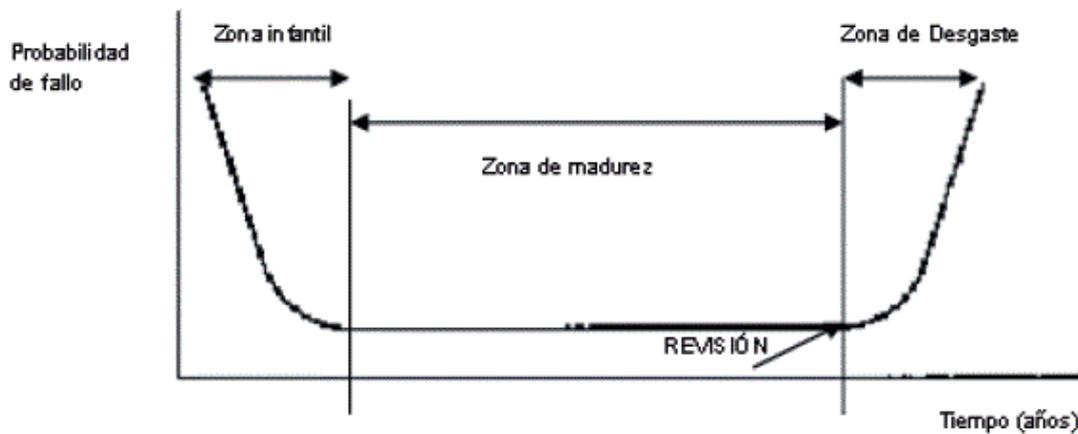


Figura 32: Curva de bañera. Probabilidad de fallo vs Tiempo [16].

Como se daba por cierta esta curva para cualquier tipo de equipo, se suponía que transcurrido un tiempo, éste alcanzaría su etapa de envejecimiento, en el que la fiabilidad disminuiría mucho, y por tanto, la probabilidad de fallo aumentaría en igual proporción. De esta manera, para alargar la vida útil del equipo y mantener controlada su probabilidad de fallo era conveniente realizar una serie de tareas en la zona de envejecimiento, para que la fiabilidad aumentara. Sin embargo, la estadística ha demostrado que, tras estudiar el comportamiento de los equipos en una planta industrial, el ciclo de vida de la mayoría de los equipos no se corresponde únicamente con la curva de bañera, sino que se diferencian 6 tipos de curvas. Se puede añadir que Stanley Nowlan y Howard Heap encabezaron un proyecto de investigación que reveló dicha existencia de los seis modos de fallos, los cuales se pueden apreciar en la figura 33 que se presenta a continuación. Además descubrieron que únicamente un 11 % de los fallos están relacionados con la edad. El 89 % restante no tienen relación con la edad del equipo [17].

El mantenimiento preventivo tradicional o sistemático, basado en el tiempo de funcionamiento o de operación (horas, ciclos, rpm, etc.) de la maquinaria; y el cuál es la base de los programas de mantenimiento de casi la mayoría de las plantas tiene la gran

desventaja de que únicamente es aplicable a aproximadamente el 11 % del total de modos o tipos de fallo que se presentan en la maquinaria de la industria actual y que tienen una edad de envejecimiento predecible. Aproximadamente el 89 % de los modos de fallo (patrones de tasa de fallos) restantes no tienen una edad predecible (no se puede conocer, a priori, su vida útil total ni remanente) y por lo tanto no funciona aplicar tareas de mantenimiento preventivo para prevenir fallos o averías en el funcionamiento.

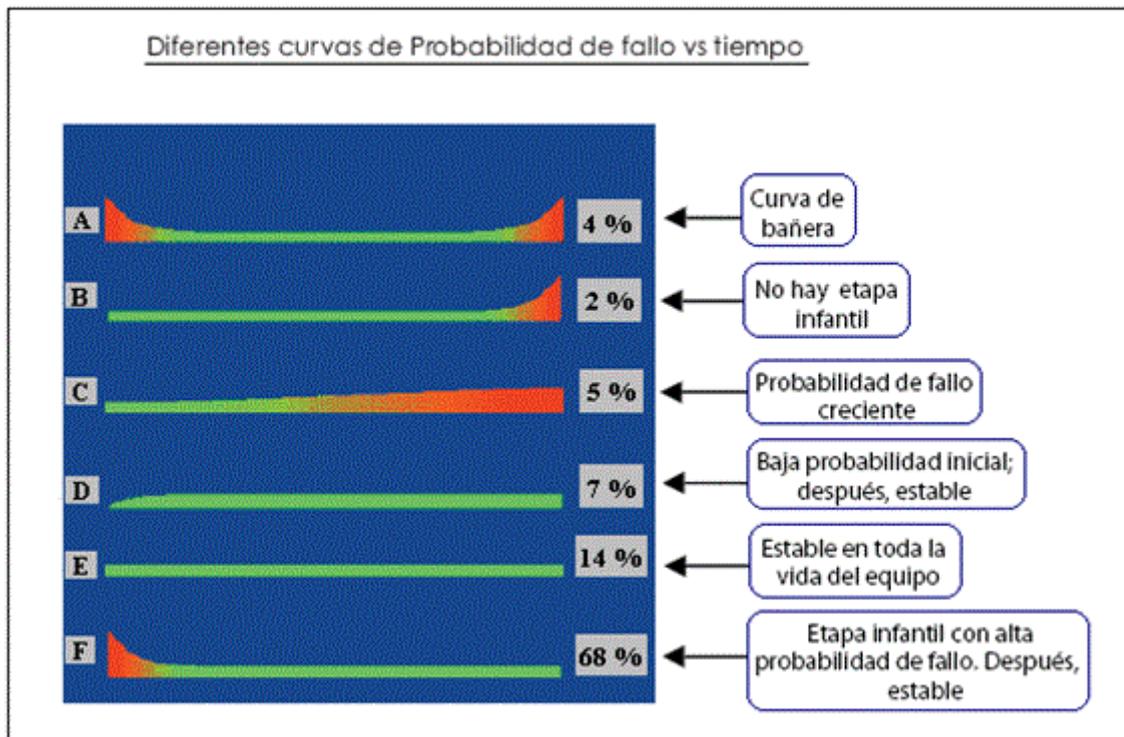


Figura 33: Seis posibilidades de modos de fallo [16].

En algunos casos la “curva de la bañera” se podría utilizar como criterio para la ejecución de una acción o intervención de mantenimiento cuando un equipo debido a la vejez se comporta de tal manera que afecta la producción debido a una baja disponibilidad. Sin embargo, tal y como ya se ha explicado, diversas investigaciones revelan que los equipos se comportan de tal manera que la forma o patrón de la tasa de fallos no obedece únicamente a la curva de la bañera.

Es preciso resaltar que la mayor parte de los equipos no se comportan siguiendo la curva A o "curva de bañera". Así, según estudios realizados en aviación civil, la probabilidad de fallo del 68 % de las piezas de un avión responde a la curva F, y del 14 % a la curva E. Tan sólo el 4% de las piezas corresponde al modelo A, o "curva de bañera". Se debe añadir que los equipos complejos se comportan siguiendo el modelo E, en el que la probabilidad de fallo es constante a lo largo de su vida, y el modelo F, en el que tras una etapa inicial con una mayor probabilidad de fallo infantil, la probabilidad de fallo se estabiliza y permanece constante. Eso hace que no sea identificable un momento en el que realizar una revisión sistemática del equipo, con la sustitución de determinadas piezas, ante la imposibilidad de determinar cuál es el momento ideal, pues la probabilidad de fallo permanece constante. Incluso, puede ser contraproducente si la

curva de probabilidad sigue el modelo F pues se estaría introduciendo mayor probabilidad de fallo infantil al sustituir determinadas piezas, figura 34.

A veces la experiencia de los técnicos más veteranos resulta aplastante, y muchos de ellos defienden el siguiente dicho: "Si la máquina va bien, no la toques". Este gráfico es una prueba estadística de que en muchos casos tienen razón. Así, debido a esto, muchas plantas industriales prefieren abandonar la idea de un mantenimiento sistemático o preventivo para una buena parte de los equipos que la componen, por ineficaz y por representar un coste fijo elevado y poco justificado. En cambio, se ha preferido recurrir a las diversas técnicas de mantenimiento condicional o predictivo como alternativa al mantenimiento preventivo sistemático.

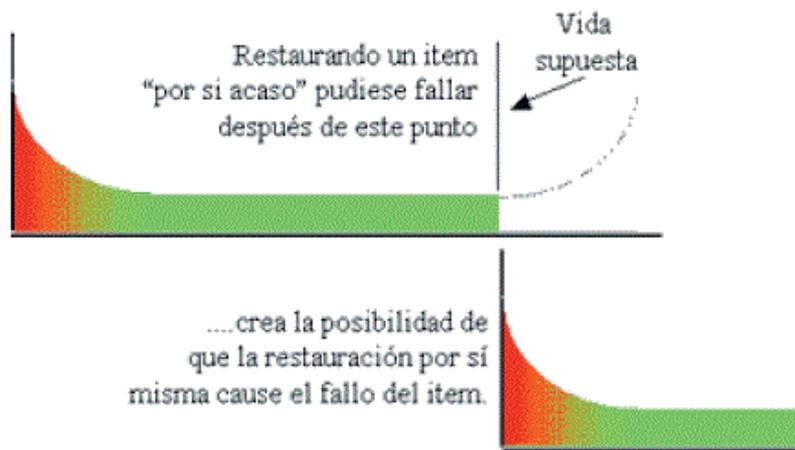


Figura 34: Curva tipo F tras una revisión. La probabilidad de fallo aumenta justo después de la revisión [16].

De forma resumida se puede decir que las ventajas más importantes del mantenimiento predictivo son que los fallos se detectan en sus etapas iniciales, por lo que se cuenta con suficiente tiempo para hacer la planificación y la programación de las acciones correctivas en paradas programadas y bajo condiciones controladas que minimicen los tiempos muertos y el efecto negativo sobre la producción y que además garanticen una mejor calidad de reparaciones. Además, las técnicas de detección del mantenimiento predictivo son en su mayor parte técnicas "on-condition" que significa que las inspecciones se pueden realizar con la maquinaria en operación a su velocidad máxima. Se debe añadir que el mantenimiento predictivo es un mantenimiento proactivo ya que permite administrar los fallos antes de que ocurran en operación y no después como lo hace el mantenimiento reactivo.

La clave del mantenimiento predictivo es que el fin último de él no es reparar los sistemas o maquinaria industrial, sino controlar sus ciclos de vida. Así, de una óptima gestión de mantenimiento dependerá el funcionamiento eficiente de las instalaciones, pues sólo si se lleva de manera rigurosa se podrán conseguir objetivos tales como el control del ciclo de vida de las instalaciones, sin elevar mucho los costos destinados a

mantenerlas. Ya no sirve la técnica empleada en el pasado por las empresas de reparar los equipos cuando estos se estropeen, pues esto conlleva unos costes demasiado elevados como son los debidos a la pérdida de producción (paradas imprevistas) y una calidad deficiente. Ahora las únicas técnicas de mantenimiento que sirven son aquellas destinadas a aumentar la disponibilidad y eficacia de los equipos productivos así como a disminuir los costes de mantenimiento. Es imperante que las organizaciones realicen procesos de prevención de fallos y averías mediante un adecuado programa de gestión de mantenimiento predictivo y mantenimiento preventivo integrados.

#### **4.4. Tecnologías aplicables y métodos de control usados en el mantenimiento predictivo**

El mantenimiento realizado en base al deterioro significativo de un equipo, señalado por la variación de un parámetro controlado e indicativo del funcionamiento o rendimiento de dicho equipo, se denomina “Mantenimiento según condición o estado”, también llamado “Mantenimiento Predictivo”. El mantenimiento según condición difiere del mantenimiento por avería (correctivo) y del realizado a plazo fijo (preventivo), en que requiere el control de algún parámetro indicativo del funcionamiento del equipo a mantener. Como ya se ha explicado, este tipo de mantenimiento se basa en predecir los fallos antes de que se produzcan. Es decir, trata de conseguir adelantarse a los fallos o al momento en que el equipo o elemento deja de trabajar en sus condiciones óptimas. Así, para conseguir esto se utilizan herramientas y técnicas de monitorización de parámetros físicos. Los síntomas de un posible fallo son monitoreados y las reparaciones son efectuadas antes del fallo del equipo. Las acciones recomendadas son en función de la importancia del equipo, de los límites de deterioro del equipo, del impacto del deterioro del equipo, del análisis de la tendencia, etc.

La mayoría de las técnicas de control de condición o estado suponen la aplicación sistemática de los métodos comúnmente aceptados de diagnosis de fallos. El número de métodos aplicados es muy amplio. Ciertos métodos tienden a ser asociados con determinadas plantas o industrias en particular. Así, son muchas y muy variadas las tecnologías que se pueden aplicar al campo del mantenimiento bajo condición o mantenimiento predictivo [13]. Cada una de ellas tiene un campo de aplicación más o menos concreto, existiendo complementariedad, prácticamente entre todas.

El control de condición o estado utilizado en las técnicas empleadas en el mantenimiento predictivo puede ser de dos tipos diferentes:

- Control que puede llevarse a cabo sin interrupción de la operación del equipo o maquinaria; es decir utilizando técnicas de control en marcha, o en operación de funcionamiento normal.
- Control que requiere la parada del equipo o maquinaria, o al menos alejarse de sus condiciones normales de funcionamiento; es decir utilizando técnicas de control en parada.

Es necesario enumerar y describir algunas de ellas, por lo que a continuación se detallan las técnicas predictivas de ambos tipos más comúnmente usadas.

#### **4.4.1. Técnicas de control en marcha**

##### **Inspección visual, acústica y al tacto de los componentes accesibles**

Las inspecciones visuales consisten en la observación del equipo, tratando de identificar posibles problemas detectables a simple vista. Los problemas habituales suelen ser: ruidos anormales, vibraciones extrañas, fugas de aire, agua o aceite, comprobación del estado de pintura y observación de signos de corrosión.

Abarca desde la simple inspección visual directa de la máquina hasta la utilización de complicados sistemas de observación como pueden ser microscopios, endoscopios y lámparas estroboscópicas. Se pueden detectar fallos que se manifiestan físicamente mediante grietas, fisuras, desgaste, soldadura de elementos de fijación, cambios de color, etc. Se aplica a zonas que se pueden observar directamente y, cada vez más, se diseñan las máquinas para poder observar partes inaccesibles sin necesidad de desmontar (como las turbinas de gas, por ejemplo, mediante el uso de endoscopios).

Por otro lado, se puede añadir que también se pueden hacer una serie de lecturas de indicadores que consiste en la anotación de los diferentes parámetros que se miden en continuo en los equipos, para compararlos con su rango normal [13]. Fuera de ese rango normal, el equipo tiene un fallo. Estas inspecciones y lecturas, por su sencillez y economía, es conveniente que sean realizadas a diario, incluso varias veces al día, y que abarquen al mayor número de equipos posible. Suele llevarlas a cabo el personal de operación, lo que además les permite conocer de forma continua el estado de la planta. Estas inspecciones son además la base de la implantación del Mantenimiento Productivo Total, o TPM (Total Productive Maintenance).

##### **Medida y control de la presión**

Dependiendo del tipo de máquina puede ser interesante para confirmar o descartar ciertos defectos, utilizada conjuntamente con otras técnicas predictivas. Se suele utilizar la presión del proceso para aportar información útil ante defectos como la cavitación, condensación de vapores o existencia de golpes de ariete. En otros casos es la presión de lubricación para detectar deficiencias funcionales en los cojinetes o problemas en los cierres por una presión insuficiente o poco estable.

##### **Medida y control de la temperatura**

Las variaciones frecuentes de la temperatura de un equipo se pueden monitorizar fácilmente. Los sensores de temperatura son los termómetros, termopares, termistores, pinturas y polvos térmicos y cámaras de infrarrojos. Dos ejemplos donde el monitorizado de temperatura nos alerta de problemas mecánicos son la temperatura del lubricante de salida de cojinetes y la temperatura del agua de refrigeración de la máquina. El control de la temperatura del proceso no suele utilizarse desde el punto de

vista predictivo. Sin embargo se utiliza muy eficazmente el control de la temperatura en diferentes elementos de máquinas cuya variación siempre está asociada a un comportamiento anómalo. Así se utiliza la temperatura del lubricante, de la cual depende su viscosidad y, por tanto, su poder lubricante. Un aumento excesivo de temperatura hace descender la viscosidad de modo que puede llegar a romperse la película de lubricante. En ese caso se produce un contacto directo entre las superficies en movimiento con el consiguiente aumento del rozamiento y del calor generado por fricción, pudiendo provocar dilataciones y fusiones muy importantes. En los rodamientos y cojinetes de deslizamiento se produce un aumento importante de temperatura de las pistas cuando aparece algún deterioro. Asimismo se eleva la temperatura cuando existe exceso o falta de lubricante. También aumenta la temperatura ante la presencia de sobrecargas. Por todo ello se utiliza frecuentemente la medida de temperatura en rodamientos y cojinetes, junto con otras técnicas, para la detección temprana de defectos y su diagnóstico. La temperatura en bobinados de grandes motores se mide para predecir la presencia de fallos como sobrecargas, defectos de aislamiento y problemas en el sistema de refrigeración. Por último también puede aportar información valiosa la temperatura del sistema de refrigeración. En efecto, cualquier máquina está dotada de un sistema de refrigeración más o menos complejo para evacuar el calor generado durante su funcionamiento. La elevación excesiva de la temperatura del refrigerante denota la presencia de una anomalía en la máquina (roces, holguras inadecuadas, mala combustión, etc.) o en el propio sistema de refrigeración.

### **Medida y control de caudales**

En algunas máquinas es muy útil la medida y el control del caudal de gases, o líquidos que pasan a través de ellas. Con su control es posible comprobar si hay obstrucciones en los conductos debidos a ensuciamiento, o si hay erosión, corrosión, etc.

### **Termografía Infrarroja**

La termografía es una técnica que permite medir temperaturas a distancia y sin necesidad de contacto físico con el objeto a estudiar. Mediante la captación de la radiación infrarroja del espectro electromagnético, utilizando cámaras termográficas, se puede convertir la energía radiada en información sobre temperatura del objeto que resulta de interés, y ayuda a detectar puntos calientes o fríos que un futuro pudiesen dar problemas como por ejemplo en cables, donde un punto caliente nos podría indicar una posible sobre intensidad [15]. Así, la termografía infrarroja es la técnica de producir una imagen visible a partir de radiación infrarroja invisible (para el ojo humano) emitida por objetos de acuerdo a su temperatura superficial. La cámara termográfica o cámara de infrarrojos es la herramienta que realiza esta transformación. Estas cámaras miden la temperatura de cualquier objeto o superficie, y producen una imagen con colores que refleja la distribución de temperaturas. La imagen producida por una cámara infrarroja es llamada Termografía o Termograma. En la figura 35 se puede comprobar el aspecto que tiene una cámara infrarroja y las imágenes que con ella se pueden obtener.



*Figura 35: Cámara infrarroja e imágenes que con ella se pueden obtener.*

Es importante indicar que en la termografía, como en casi todas las técnicas predictivas, tan importante como el valor puntual es la evolución del valor. Una única medición no tiene por qué ser indicativa de que exista un problema, y en cambio, el aumento de temperatura sobre lo que se midió en otras ocasiones en las mismas condiciones es lo que indica que se está gestando un problema que requerirá de solución. Por tanto, para poder determinar por termografía la existencia de un problema en la mayor parte de las ocasiones tiene que haber constancia de una evolución hacia valores inadecuados o inaceptables de una temperatura medida anteriormente en condiciones similares; es decir, se debe comprobar la historia del valor de temperatura controlado, y su posterior evolución; o lo que es llamado también monitoreo de tendencias.

### **Detección de pérdidas**

Se dispone de varias técnicas para la detección de fugas que incluyen los métodos de agua jabonosa. El uso de preparados específicos puede hacer el método más efectivo, capaz de detectar pérdidas muy pequeñas.

### **Análisis de vibraciones**

Esta técnica de mantenimiento predictivo se basa en la detección de fallos en equipos rotativos principalmente, a través del estudio de los niveles de vibración. El objetivo final es obtener la representación del espectro de las vibraciones de un equipo en funcionamiento para su posterior análisis. Las vibraciones en una maquinaria están

directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado un bajo nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo, mientras que un aumento continuo en el nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina se encamina hacia algún tipo de fallo o avería, aunque no todos los tipos de vibraciones son evitables, ya que algunas son inherentes a la operación de la maquinaria en sí misma, por lo que una de las tareas del analista es identificar aquellas que deben ser corregidas y determinar un nivel de vibraciones tolerable. Así, todas las máquinas en uso presentan un cierto nivel de vibraciones como consecuencia de holguras, pequeños desequilibrios, rozamientos, etc. El nivel vibratorio se incrementa si, además, existe algún defecto como desalineación, desequilibrio mecánico, holguras inadecuadas, cojinetes defectuosos. Por tal motivo el nivel vibratorio puede ser usado como parámetro de control funcional para el mantenimiento predictivo de máquinas, estableciendo un nivel de alerta y otro inadmisibles a partir del cual la fatiga generada por los esfuerzos alternantes provoca el fallo inminente de los órganos afectados [15]. Así, se usa la medida del nivel vibratorio como indicador de la severidad del fallo y el análisis espectral para el diagnóstico del tipo de fallo.

Cada máquina rotativa presenta una vibración característica que la diferencia de forma única, y se conoce comúnmente como firma de vibración. Esta señal está totalmente condicionada por su diseño, fabricación, uso y desgaste de cada uno de sus componentes. Si el mecánico o ingeniero de mantenimiento al cargo de un equipo industrial invierte su tiempo y esfuerzo en conocer la naturaleza de la vibración que ésta presenta, no tardará mucho tiempo en lograr un importante ahorro de costes de operación y mantenimiento.

Existen dos técnicas de análisis de vibraciones diferentes:

- Medición de la amplitud de la vibración: da un valor global del desplazamiento o velocidad de la vibración. Cuando la vibración sobrepasa el valor preestablecido, el equipo debe ser revisado. Únicamente informa de que hay un problema en el equipo, sin poderse determinar por esta técnica donde está el problema.
- Analizador del espectro de vibración: la vibración se descompone según su frecuencia. Analizando el nivel de vibración en cada una de las frecuencias se puede determinar la causa de la anomalía.

Además de estos dos tipos de técnicas para la detección de fallos o desequilibrios que se consiguen con un análisis de vibraciones es necesario añadir que es muy útil realizar un gráfico de tendencias de vibraciones en un nivel global o bien en un rango frecuencial dado que es una herramienta de un valor muy alto para el control de los equipos y de la maquinaria en general. Así mismo se quiere volver a insistir en la importancia de la creación de los niveles de alerta y de alarma en los mismos para optimizar los análisis.

Los métodos de análisis de vibraciones y monitorizado por vibraciones pueden utilizarse para detectar una amplia gama de fallos en la maquinaria, teniendo una

aplicación más amplia de control que cualquier otra técnica. Por ejemplo, la medida de vibraciones de la máquina puede detectar y diferenciar entre desequilibrio, eje curvado, desalineamiento del eje, problemas de sujeción a bancada, fallo de cojinetes, fallo en engranajes u otro elemento de transmisión, holguras excesivas, desgaste, cavitación y numerosos fallos más. Aunque los métodos básicos de monitorización son simples, en muchos casos se puede extraer una gran cantidad de información procedente de las medidas si se aplican las técnicas de procesado de señal. Así, se puede decir que de las distintas tecnologías aplicables al mantenimiento predictivo, el análisis de vibraciones es la más popular.

Determinados fabricantes de equipos de análisis han desarrollado programas informáticos capaces de interpretar automáticamente los espectros de vibración, y estos son los llamados sistemas expertos o software experto. Están basados en la experiencia de los técnicos y programadores, y resultan de gran ayuda. Permiten, por ejemplo, que técnicos con un nivel de formación medio o bajo puedan enfrentarse a la tarea del análisis de vibraciones en poco tiempo. No obstante, siempre es conveniente contrastar el resultado obtenido por el equipo con el de un buen analista. En la figura 36 se puede observar a un analista de vibraciones en plena ejecución de la técnica predictiva.



*Figura 36: Analista de vibraciones en plena ejecución de la técnica predictiva.*

Por último se debe decir que una herramienta para el monitoreo de vibraciones es graficar la magnitud contra el tiempo para las mediciones realizadas con el fin de determinar un rango admisible fuera del cual generalmente se indicará un problema en la máquina. Este límite se debe determinar a partir de las especificaciones del fabricante, de normas y de la experiencia de los técnicos y analistas encargados del mantenimiento predictivo. Se puede explicar que existen varias clases de monitoreo de vibraciones: monitoreo continuo general, monitoreo continuo de frecuencias, y monitoreo periódico.

### **Control de ruidos**

Además de en la detección de sonidos espaciales, como los generados por las fugas, el control de ruidos se puede aplicar de la misma forma que la monitorización de vibraciones. Sin embargo, aunque un ruido es indicador del estado de un equipo, éste se

origina a partir de la vibración de alguna parte de dicho equipo, por lo que normalmente es más efectivo monitorizar la vibración original.

### **Control de corrosión**

Algunos dispositivos eléctricos cambian su resistencia a medida que progresa la corrosión. Usando probetas especiales se puede medir la velocidad de corrosión a partir de la resistencia de polarización de la probeta, ya que la simple medida del potencial entre el electrodo de referencia y el sistema indicará si existe corrosión.

### **Análisis de aceites y lubricantes**

El aceite que circula a través de una máquina muestra las condiciones en que se hallan las partes de la misma con las que se encuentra durante su recorrido. Analizar el aceite y alguna de las partículas que arrastra, permite controlar el estado del equipo en carga o parada. Para ello se utilizan varias técnicas, algunas de ellas muy simples y otras que requieren ensayos laboriosos y equipos caros. En la siguiente figura se puede ver a una analista de aceites lubricantes en pleno proceso de toma de una muestra.



*Figura 37: Analista de aceites lubricantes en pleno proceso de toma de una muestra.*

El análisis de aceites de lubricación, es una técnica aplicable a trafos y a equipos y máquinas rotativas, y suministra numerosa información utilizable para diagnosticar el desgaste interno del equipo y el estado del lubricante. El aceite lubricante juega un papel determinante en el buen funcionamiento de cualquier máquina. Al disminuir o desaparecer la lubricación se produce una disminución de la película de lubricante interpuesto entre los elementos mecánicos dotados de movimiento relativo entre sí, lo que provoca un desgaste, aumento de las fuerzas de rozamiento, aumento de temperatura, provocando dilataciones e incluso fusión de materiales y bloqueos de piezas móviles. Por tanto el propio nivel de lubricante puede ser un parámetro de control funcional. Pero incluso manteniendo un nivel correcto el aceite en servicio está sujeto a una degradación de sus propiedades lubricantes y a contaminación, tanto externa (polvo, agua, etc.) como interna (partículas de desgaste, formación de lodos, gomas y lacas). El control de estado mediante análisis físico-químicos de muestras de

aceite en servicio y el análisis de partículas de desgaste contenidas en el aceite (ferrografía) pueden alertar de fallos incipientes en los órganos lubricados. Se pueden detectar defectos con una antelación mucho mayor que con otras técnicas como podría ser el análisis de vibraciones, aunque la dificultad estriba en el alto costo de la tecnología implicada en ello. En casos de alta responsabilidad podría emplearse como técnica complementaria para verificar un diagnóstico realizado, por ejemplo, con un análisis vibracional. En resumen, se puede decir que las principales técnicas que se utilizan actualmente para identificar y cuantificar el contenido de partículas de desgaste son principalmente la espectrometría de emisión, la espectrometría de absorción y la ferrografía, aunque también existen una serie de técnicas complementarias, como son el conteo de partículas y la inspección microscópica. Además en los aceites y lubricantes se llevan a cabo análisis de la presencia en ellos de otros contaminantes ajenos al desgaste; y en general los contaminantes que se suelen analizar son el contenido en agua y la presencia de sustancias insolubles.

En general, en una planta industrial se aplica el análisis de aceites y lubricantes a los siguientes equipos: motores alternativos, turbinas de gas, turbinas de vapor, motores de combustión interna: grupos electrógenos, motogeneradores, motores de gasoil del sistema contraincendios, etc. Reductores y multiplicadores de gran tamaño, alternadores generadores, transformadores principales, de servicio y auxiliares. Bombas de gran tamaño (por ejemplo, bombas de alimentación de calderas, sobre todo de alta y media presión; bombas de circuitos de refrigeración, si tienen un tamaño lo suficientemente grande; etc.). Reductores de ventiladores, ventiladores de torres de refrigeración, aerocondensadores, sistemas hidráulicos, prensas y maquinaria con equipos oleohidráulicos de gran capacidad.

### **Análisis de ultrasonidos**

Existen numerosos fenómenos que van acompañados de emisión acústica por encima de las frecuencias del rango audible. Las características de estos fenómenos ultrasónicos hacen posible la utilización de detectores de ultrasonidos en infinidad de aplicaciones industriales dentro del mantenimiento como por ejemplo: detección de grietas y medición de espesores (por impulso eco); detección de fugas en conducciones, válvulas, etc; verificación de purgadores de vapor; inspección de rodamientos; control de descargas eléctricas. Estas son algunas de las aplicaciones no habituales de los ultrasonidos, además de las normalmente usadas como ensayo no destructivo para la determinación de defectos internos en piezas, en cuyo caso, es el técnico el que realiza la emisión acústica para poder detectar el defecto.

El ultrasonido es una onda acústica cuya frecuencia está por encima del límite perceptible por el oído humano (aproximadamente 20.000 Hz), por lo que con el analizador de ultrasonidos se consigue detectar dichos sonidos y analizarlos para poder ver las causas que los provocan, localizando gracias a ellos partes de la maquinaria analizada (por ejemplo una turbina) que no estén funcionando de forma correcta y en un futuro nos puedan provocar una avería.

El análisis y la detección de estos sonidos de alta frecuencia permiten, entre otras cosas: detección de fricción en máquinas rotativas, detección de fallas y/o fugas en válvulas, detección de fugas internas en válvulas, comportamiento anormal de rodamientos de bombas, etc. Detección de fugas de fluidos, detección de pérdidas de vacío, detección de "arco eléctrico", verificación de la integridad de juntas de recintos estancos.

Esta tecnología se basa en que casi todas las fricciones mecánicas, arcos eléctricos y fugas de presión o vacío producen ultrasonido en frecuencias cercanas a los 40.000 Hz, y de unas características que lo hacen muy interesante para su aplicación en mantenimiento predictivo: las ondas sonoras son de corta longitud atenuándose rápidamente sin producir rebotes. Por esta razón, el ruido ambiental por más intenso que sea, no interfiere en la detección del ultrasonido. Además, la alta direccionalidad del ultrasonido en 40 kHz permite con rapidez y precisión la ubicación del fallo. La aplicación del análisis por ultrasonido se hace indispensable especialmente en la detección de fallos existentes en equipos rotativos que giran a velocidades inferiores a las 300 rpm, donde la técnica de medición de vibraciones es un procedimiento poco eficiente.

### **Análisis de gases de escape y monitoreo de contaminantes**

Con el análisis de gases de escape lo que se consigue es comprobar a través de la medición de la composición de estos; posibles fallos en máquinas o motores térmicos de combustión interna tales como turbinas de gas, motores alternativos, etc.; observando fallos en las cámaras de combustión o en las mezclas de combustible y comburente. Así mismo se puede medir la composición de los gases de escape en calderas, etc.

El analizador de gases es el instrumento que se utiliza para determinar la composición de los gases de escape en calderas y en motores térmicos de combustión interna. Consta básicamente de un elemento sensor que puede llevar integrada la medición de varios gases o uno sólo, y un módulo de análisis de resultado, donde el instrumento interpreta y muestra los resultados de la medición. El equipo es capaz de medir la concentración en los gases de escape de un número determinado de compuestos gaseosos. Los compuestos gaseosos que se miden habitualmente y los parámetros a controlar son los que se detallan a continuación: CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO, NO, NO<sub>2</sub>, NO<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>O, temperatura de gases de escape, opacidad de los humos, partículas sólidas, etc.

La concentración de estas sustancias en los gases de escape se mide con dos finalidades, igualmente importantes: En primer lugar se intenta asegurar el cumplimiento de los condicionantes ambientales del motor, en base a los permisos y normativas legales que deba cumplir la planta industrial; y en segundo lugar se debe asegurar el buen funcionamiento de la caldera, del motor o de la turbina. El primero de esos objetivos parece claro. La planta en la que está instalado el equipo de combustión debe cumplir una serie de normas, y para asegurarlo, las propias normas establecen la periodicidad con la que deben medirse determinados gases. En cuanto al segundo objetivo; la composición de los gases revelará la calidad del combustible, el estado de funcionamiento del motor térmico o de la caldera y el correcto ajuste de determinados

parámetros, como la regulación de la mezcla de admisión, la relación de compresión y la eficacia de la combustión. Es recomendable que el plan de mantenimiento de un equipo de combustión o de un motor térmico contemple análisis periódicos de los gases de escape, siendo aconsejable que se realicen con una frecuencia inferior a tres meses; incluso es conveniente llevar a cabo un análisis de los valores históricos y una monitorización de tendencias con los análisis de los componentes de los gases de escape.

### **Monitoreo en línea**

Esta técnica consiste en mediciones de carácter periódico o constante, que se realiza por medio de instrumentos de medición instalados en equipos críticos que merecen especial atención en el comportamiento de los diferentes parámetros de operación. Estas señales son enviadas al control central donde son analizadas. Estas mediciones pueden ser:

- Análisis químicos.
- Mediciones eléctricas (resistencia).
- Partículas (ferrografías).
- Temperaturas (termografía, fibra óptica, infrarrojos).
- Dinámica (torques, vibraciones, caudales, acústicos).

## **4.4.2. Técnicas de control en parada**

### **Inspección visual, acústica y al tacto de las partes móviles en situación de parada**

El estado de la mayoría de los componentes de las transmisiones puede examinarse visualmente de una forma rápida, así por ejemplo el estado superficial de los dientes de los engranajes nos ofrece mucha información. Los problemas de sobrecarga, fatiga, desgaste y pobre lubricación de los engranajes pueden diferenciarse a partir del aspecto de sus dientes.

### **Inspecciones boroscópicas**

Las inspecciones boroscópicas son inspecciones visuales en lugares inaccesibles para el ojo humano con la ayuda de un equipo óptico, el boroscopio. Se desarrolló en el área industrial a raíz del éxito de las endoscopias en humanos y animales. El boroscopio, también llamado videoscopio o videoboroscopio, es un dispositivo largo y delgado en forma de varilla flexible [15]. En el interior de este tubo hay un sistema telescópico con numerosas lentes, que aportan una gran definición a la imagen. Además, está equipado con una poderosa fuente de luz. La imagen resultante puede verse en la lente principal del aparato, en un monitor, o ser registrada en un videograbador o una impresora para su análisis posterior.

La boroscopia o motoscopia no es una especialidad médica, pero a raíz del éxito de la endoscopia en humanos y animales se determinó que se podrían aplicar los mismos

principios en el área industrial para analizar las máquinas por dentro una vez montadas. Así, el boroscopio es sin duda una de las herramientas imprescindibles para acometer trabajos de inspección en las partes internas de determinadas máquinas sin realizar grandes desmontajes. Así, se utiliza ampliamente para la observación de las partes internas de motores térmicos (motores alternativos de combustión interna, turbinas de gas y turbinas de vapor), y para observar determinadas partes de calderas, como haces tubulares o domos. Entre las ventajas de este tipo de inspecciones están la facilidad para llevarla a cabo sin apenas tener que desmontar nada y la posibilidad de guardar las imágenes, para su consulta posterior. Se puede observar dos modelos de boroscopios de dos marcas diferentes en la siguiente figura.



**Boroscopio de la firma MACHIDA, distribuido por Álava Ingenieros**



**Boroscopio XLG3 de la firma Videoprobe**

*Figura 38: Dos modelos de boroscopios.*

Las boroscopias se utilizan para realizar inspecciones en motores alternativos, en turbinas de gas, en turbinas de vapor, en calderas, y en general, en cualquier equipo de difícil acceso cuyos fallos pueden ser observados a simple vista, pero lo que se pretende observar no está accesible con facilidad para el ojo humano, pues implica dificultad de acceso, o grandes desmontajes. Así, en los motores alternativos se utilizan para conocer el estado de elementos internos, como el tren alternativo, la culata, el cigüeñal y sus cojinetes, corrosiones en el circuito de refrigeración, etc. En las turbinas de gas, se utiliza para conocer el estado de la cámara de combustión, de los quemadores y de los álabes. En las turbinas de vapor, se utiliza para conocer el estado de álabes. En las calderas, se emplea para detectar fallos y fugas en haces tubulares y en zonas de difícil acceso.

No sólo se usa en tareas de mantenimiento predictivo rutinario, sino también en auditorias técnicas, para determinar el estado interno del equipo ante una operación de compra, de evaluación de una empresa contratista o del estado de una instalación para acometer una ampliación o renovar equipos.

Si se analiza un poco más en profundidad el uso de las inspecciones boroscópicas en el funcionamiento de las turbinas de gas, se puede reseñar que las boroscopias en las turbinas de gas se realizan en cada una de las partes de la turbina: compresor, cámara de combustión y turbina de expansión. Además añadir que es necesario que la turbina esté fría, y esa es la parte que más tiempo consume, también es importante un buen equipo, pero es mucho más importante el técnico que tiene que saber diferenciar entre simples anomalías y defectos importantes. Esta técnica permite confirmar otras observaciones que se han hecho en la turbina (vibraciones, “path análisis”, etc.).

Los defectos que se pueden identificar en las inspecciones boroscópicas son, entre otras:

- Erosión.
- Corrosión.
- Pérdida de material cerámico en álabes o en placas aislantes.
- Roces entre álabes fijos y móviles.
- Decoloraciones en álabes del compresor, por alta temperatura.
- Pérdidas de material de los álabes del compresor que se depositan en los álabes de turbina o en la cámara.
- Deformaciones.
- Piezas sueltas o mal fijadas, sobre todo de material aislante.
- Fracturas y agrietamiento en álabes, sobre todo en la parte inferior que los fija al rotor.
- Marcas de sobret temperatura en álabes.
- Obstrucción de orificios de refrigeración.
- Daños por impactos provocados por objetos extraños (FOD, *Foreign Object Damages*).

### **Detección de fisuras y grietas**

La mayoría de los fallos importantes están precedidos por el crecimiento de una grieta a partir de un punto de concentración de tensiones o de un defecto del material en la superficie del componente. Los fallos por fatiga generalmente aparecen sin aviso. Sin embargo, lo que ocurre es que los inicios de las fisuras no son normalmente visibles en una inspección somera. Para superar estas dificultades se han desarrollado varias técnicas de detección de fisuras.

- Ensayo de líquidos penetrantes en la superficie de las fisuras: Las fisuras hasta un tamaño muy pequeño se pueden observar a simple vista. Se trata de una inspección no destructiva que se usa para encontrar fisuras superficiales o fallos internos del material que presentan alguna apertura en la superficie. Se utilizan, en muchos casos, tinturas fluorescentes que se aprecian con el uso de una luz ultravioleta (álabes de turbinas).
- Ensayo de pulverizado de partículas magnéticas: Se trata de otro ensayo no destructivo que permite igualmente descubrir fisuras superficiales así como no superficiales. Se basa en la magnetización de un material ferromagnético al ser

sometido a un campo magnético. Los defectos se ponen de manifiesto por las discontinuidades que crean en la distribución de las partículas. La existencia de este campo y, por tanto, la fisura se localiza utilizando las partículas magnéticas.

- Ensayo de resistencia eléctrica: La presencia de una fisura aumentará la resistencia medida entre dos probetas en contacto con la superficie. A pesar de las dificultades con la superficie de contacto, este método puede usarse para detectar y medir la profundidad de las grietas.
- Ensayo de corrientes inducidas: Una bobina por la que circula corriente situada cerca de la superficie induce corrientes de Foucault en el material. Estas corrientes se detectan o por un cambio en la inductancia de la bobina generadora o en la de otra bobina. Aunque no es necesario disponer de una superficie suave y limpia, pueden aparecer problemas de interpretación de resultados.
- Ensayo de ultrasonidos: Es el método más común para detectar grietas y otras discontinuidades (fisuras por fatiga, corrosión o defectos de fabricación del material) en materiales gruesos, donde la inspección por rayos X se muestra insuficiente al ser absorbidos, en parte, por el material. El ultrasonido se genera y detecta mediante fenómenos de piezoelectricidad y magnetostricción. Midiendo el tiempo que transcurre entre la emisión de la señal y la recepción de su eco se puede determinar la distancia del defecto, ya que la velocidad de propagación del ultrasonido en el material es conocida. Tiene la ventaja adicional de que además de indicar la existencia de grietas en el material, permite estimar su tamaño lo que facilita llevar un seguimiento del estado y evolución del defecto. También se está utilizando esta técnica para identificar fugas localizadas en procesos tales como sistemas de vapor, aire o gas por detección de los componentes ultrasónicos presentes en el flujo altamente turbulentos que se generan en fugas (válvulas de corte, válvulas de seguridad, purgadores de vapor, etc.).
- Examen o inspección radiográfica: Técnica usada para la detección de defectos internos del material como grietas, burbujas o impurezas interiores. Especialmente indicadas en el control de calidad de uniones soldadas. Como es bien conocido consiste en intercalar el elemento a radiografiar entre una fuente radioactiva y una pantalla fotosensible a dicha radiación. Las imperfecciones pueden fotografiarse utilizando Rayos X o gamma con una fuente radioactiva y material fotográfico especial. El método puede requerir dismantelar la unidad a examinar y plantea problemas asociados con la protección del personal a las radiaciones.

### **Detección de fugas**

La detección por ultrasonidos puede aplicarse a las unidades fuera de servicio colocando un generador ultrasónico en el interior del equipo que se examina.

### **Ensayo de vibraciones**

La respuesta de un sistema a una vibración puede revelar mucha información. Uno de los ensayos más comunes para máquinas rotativas es el de “*run-down*” que se realiza

cuando se está procediendo a la reducción de la velocidad que antecede a la parada total y que aplica el efecto de amplificación de las vibraciones cuando el sistema entra en resonancia.

### **Control de corrosión**

Además de los métodos descritos en servicio, el avance de la corrosión se puede determinar instalando probetas en el equipo y retirándolas periódicamente para su posterior medida y pesada. Las medidas de espesor por ultrasonidos detectarán el cambio en las dimensiones debidas a la corrosión.

### **Ensayos no destructivos.**

### **Metalografías.**

## **4.5. Sectores en los que existe una mayor implantación del mantenimiento predictivo**

Tradicionalmente los sectores industriales donde se ha aplicado y desarrollado el mantenimiento predictivo de maquinaria con un mayor índice de implantación han sido:

- Generación eléctrica. Grandes turbinas, las cuales son vulnerables a averías mecánicas severas que pueden ocasionar fallos catastróficos, provocando grandes pérdidas económicas.
- Petroquímico. Resaltan los mecanismos de trasvase de fluidos, los cuales ponen en cuestión el total de la instalación.
- Cemento. Los motores y reductores son las partes fundamentales de la cadena de transmisión de potencia. La vigilancia sobre ellos es fundamental a fin de evitar la parada de la producción.
- Papel. Sus prensas condicionan la calidad del papel. El análisis de vibraciones da información de rodamientos, cilindros, lubricación, accionamientos, etc.
- Laminación de metales, industria del automóvil, industria alimentaria, industria farmacéutica, etc. son campos habituales de aplicación.

## **4.6. Comparativa entre los distintos tipos de mantenimiento**

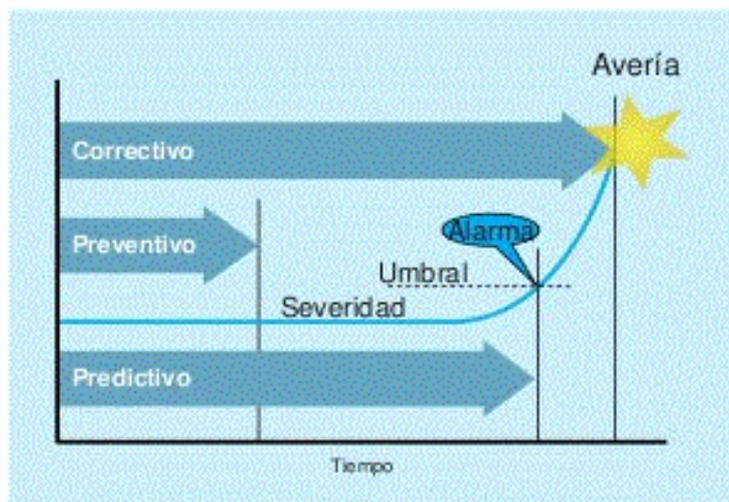
La práctica tradicional de mantenimiento de las máquinas en la industria se puede agrupar en dos grandes métodos: Empleo hasta avería (mantenimiento correctivo) y mantenimiento que se realiza a intervalos de tiempo prefijados (mantenimiento preventivo). La experiencia ha probado que, en la mayor parte de los casos, el método de mantenimiento preventivo es antieconómico. Se puede decir que el régimen de averías de muchas máquinas no se mejora sustituyendo de forma regular las piezas desgastadas. Al contrario, con frecuencia se reduce la fiabilidad de las máquinas recién revisadas debido a la interferencia humana. Como no se puede prever el régimen real de los fallos o averías de cada máquina (de algunas máquinas sí, pero de la gran mayoría

no), el mantenimiento preventivo no se puede aplicar en todo tipo de sistemas y maquinaria de forma óptima y con total eficacia. El mantenimiento preventivo tradicional, basado en el tiempo de operación (horas, ciclos, rpm, etc.) y el cuál es la base de los programas de mantenimiento de casi la mayoría de las plantas tiene la gran desventaja de que únicamente es aplicable a aproximadamente el 11 % del total de modos de fallo que se presentan en la maquinaria de la industria actual y que tienen una edad de envejecimiento predecible. El 89 % de los modos de fallo restantes no tienen una edad de envejecimiento predecible y por lo tanto no funciona el aplicar tareas de mantenimiento preventivo para prevenir fallos en operación.

Por tanto, se necesita un método individual, es decir un mantenimiento según el estado o basado en las condiciones de funcionamiento de la maquinaria, más conocido como mantenimiento predictivo. Este método de mantenimiento considera a cada máquina por separado, sustituyendo las revisiones periódicas por medidas periódicas y/o constantes o continuas que pueden seguir en detalle el desarrollo del estado de funcionamiento de cada máquina en concreto. Como ya se dijo, las vibraciones mecánicas son excelentes indicadores del estado de funcionamiento de un equipo y ésta es la razón por la que el monitoreo según estado o basado en condición emplee como referencia la medida de las vibraciones. "El axioma del mantenimiento predictivo es que la reparación sólo es necesaria cuando las medidas así lo indican". Esto coincide además con la opinión de los técnicos de que es imprudente interferir la marcha de las máquinas que funcionan bien.

Por ejemplo, con la medida regular de las vibraciones se puede detectar el nacimiento de irregularidades y seguir su desarrollo. Además, esas medidas se pueden extrapolar para predecir cuándo se alcanzarán niveles de vibración inaceptables y cuando se debe revisar y reparar la máquina. A esto se le llama monitoreo de tendencias y permite al profesional programar las reparaciones con suficiente anticipación. En la siguiente figura se puede observar la evolución de un parámetro físico o químico de operación a lo largo del tiempo de funcionamiento de una máquina (por ejemplo, puede ser la amplitud de una vibración). Este parámetro ha sido monitoreado y puede haber sido medido de forma periódica o de forma constante o continua. Además en la figura 39 se puede comprobar que el mantenimiento correctivo alarga al máximo la vida del componente o de la máquina en mantenimiento, maximizando su uso hasta la rotura del mismo. Sin embargo, el uso del mantenimiento correctivo trae graves consecuencias económicas porque al no saber cuándo se va a producir la avería se producen fallos catastróficos y paradas imprevistas en la producción. Así, se puede decir que la aplicación del mantenimiento correctivo a lo largo del tiempo de funcionamiento de una instalación industrial es antieconómica. Así mismo, con el uso del mantenimiento preventivo no se suelen producir paradas imprevistas porque se realizan un gran número de paradas previstas o planificadas con el objeto de que no se produzca un fallo o avería imprevista y catastrófica. En la mayor parte de los sistemas productivos, el mantenimiento preventivo sistemático también es malo económicamente hablando porque al no conocerse (en la mayor parte de los casos en estudio) el patrón de la tasa de

fallos, o la frecuencia y probabilidad de fallos de la maquinaria en funcionamiento, se harán más paradas previstas de las necesarias para que no se produzcan averías catastróficas en la maquinaria. Esto traerá una consecuencia económica negativa y ésta es que al hacer más paradas de las estrictamente necesarias para conservar las máquinas en buen estado de funcionamiento, habrá un gran tiempo improductivo en el que las máquinas no funcionarán, con lo que se dejarán de obtener ganancias económicas durante dichas paradas de mantenimiento.



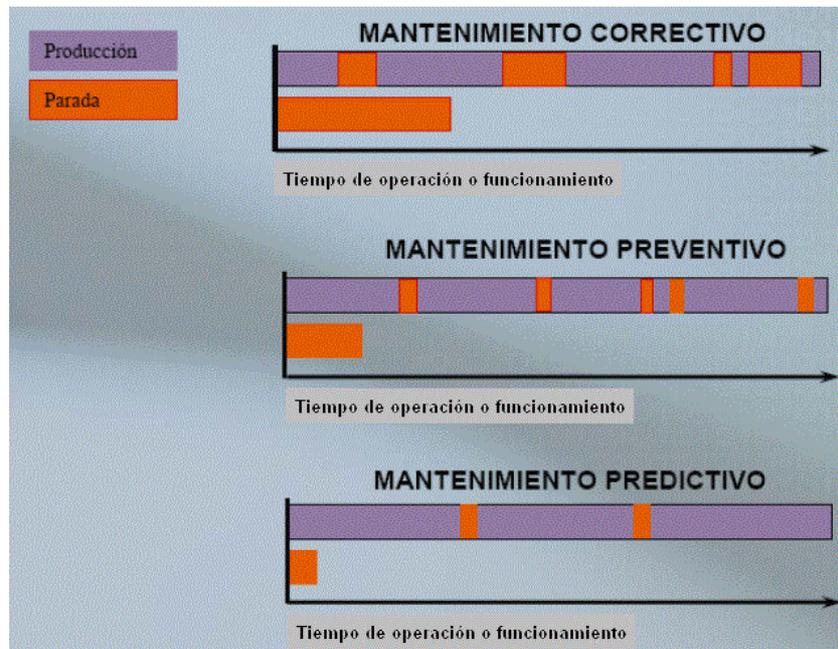
*Figura 39: Comparación de los tipos de mantenimiento.*

El mantenimiento predictivo, que es un modulador de las acciones correctivas y preventivas, necesita nutrirse de información procedente de los sistemas de monitorización de las máquinas. En los últimos años se han producido importantes avances en este campo, incrementando así la fiabilidad y eficiencia de las máquinas e instalaciones y en general de la propia empresa. Un plan de mantenimiento predictivo (PMP) trae las siguientes ventajas:

Se eliminan desmontajes innecesarios, debido a que el análisis de parámetros monitorizados se puede realizar con la máquina en funcionamiento, y es posible monitorear sus componentes internos sin necesidad de desmontar piezas. Existe una reducción de tiempos de parada, ya que mediante el mantenimiento basado en condición o estado (mantenimiento predictivo), y realizando un monitoreo de tendencias (análisis de evolución de tendencias) se pueden detectar desde el inicio los fallos de componentes en las máquinas, por lo que es posible corregir el problema en los períodos normales de mantenimiento de la máquina sin necesidad que ésta llegue a fallar. Además se evitan daños destructivos debido a que es posible anticipar daños catastróficos en equipos críticos que podrían provocar grandes paradas de producción y daños al personal, ya que permite seguir la evolución de un defecto con el tiempo de funcionamiento. También es posible implementar paradas automáticas de la maquinaria al sobrepasar los límites máximos admisibles (nivel máximo admisible) para el funcionamiento normal, antes de que el sistema o la máquina en funcionamiento sufran un fallo catastrófico. La verificación del estado de la maquinaria, tanto realizada de forma periódica o continua

como de forma accidental, permite preparar un archivo histórico del comportamiento mecánico. Otro aspecto importante es que permite el análisis estadístico del sistema.

El aspecto más relevante es que mediante un plan de mantenimiento predictivo (PMP) existe una gran reducción de costes. Esta reducción de costes es en dos sentidos, ya que con el mantenimiento predictivo existe una garantía de producción continua y además también hay una garantía de fiabilidad en la maquinaria, incluyendo una mejor seguridad industrial. Todos estos beneficios en el mantenimiento no significan que el personal que lo realizaba pierda sus empleos, sino que se les traspa a la realización de las medidas y además tendrán tiempo para reparaciones y comprobaciones más completas en las máquinas que se desmontan para su revisión, con lo que se aumenta a la vez la fiabilidad y la eficiencia de las máquinas a largo plazo. Las precipitadas reparaciones que sólo se corregían con una solución temporal se hacen así algo del pasado. Los analistas y los técnicos de mantenimiento tendrán que valorar la relación coste / rendimiento de la medida de los parámetros de funcionamiento (por ejemplo de las vibraciones) en el uso del mantenimiento según estado (mantenimiento predictivo).



*Figura 40: Comparación de los tipos de mantenimiento desde el punto de vista de los tiempos productivos e improductivos.*

En la figura 40, que es muy representativa desde el punto de vista de los tiempos productivos e improductivos, se puede ver un ejemplo que compara los tres tipos de mantenimiento que se están analizando (mantenimiento correctivo, mantenimiento preventivo, y mantenimiento predictivo). La comparación se lleva a cabo desde el punto de vista del tiempo de funcionamiento de una instalación industrial o de una máquina, y establece un desglose de dicho tiempo de funcionamiento u operación en dos partes distintas. Así el tiempo de operación o funcionamiento de una instalación industrial o en general de la maquinaria está compuesto por un tipo productivo (tiempo en el que se realiza una producción útil) y un tiempo improductivo (tiempo de parada en el que la

máquina está parada debido a averías, arreglos, reparaciones, revisiones, etc.). Desde este punto de vista, se puede decir que el mantenimiento que mejor funciona, es decir, que permite que la maquinaria tenga un tiempo productivo (tiempo de producción) más grande y que haya más horas o ciclos de producción a lo largo de la vida útil del elemento en estudio) es el mantenimiento predictivo. Por otro lado, el mantenimiento correctivo es el que llevará a la instalación industrial o a la maquinaria a un mayor tiempo de paradas, y el tiempo improductivo será así mismo mayor. Como conclusión con respecto a los tiempos productivos e improductivos se puede concluir que el mantenimiento predictivo ofrece a la maquinaria el mayor tiempo productivo posible, y el menor tiempo improductivo o de parada de los tres tipos de mantenimiento estudiados. Por ello con el mantenimiento predictivo se consigue una maximización de la disponibilidad y de la eficacia de las máquinas, y de los elementos constitutivos de las instalaciones industriales. Sin embargo, el mantenimiento correctivo proporciona a las máquinas o elementos de las instalaciones industriales el tiempo improductivo más grande (mayor tiempo de paradas), y el tiempo de producción más bajo. De esta manera, se puede decir que de los tres tipos de mantenimiento que se están comparando, el mantenimiento correctivo es el que proporciona a las instalaciones y a la maquinaria industrial una disponibilidad y una eficacia mínima. Por último se debe añadir que el mantenimiento preventivo presenta y proporciona a las instalaciones industriales un comportamiento intermedio entre los otros dos tipos de mantenimiento.

Por otro lado, con respecto a los costes que se tienen al aplicar cada uno de los tres tipos de mantenimiento se puede exponer que el mantenimiento predictivo tiene un gran coste inicial. Este alto coste inicial es debido a que para llevar a cabo la puesta en marcha de este tipo de mantenimiento hay que invertir una gran cantidad de dinero para adquirir los sistemas de medición de los parámetros físicos y/o químicos de funcionamiento de la maquinaria, y para conseguir formar a los técnicos y a los analistas con el fin de que usen de forma correcta las distintas técnicas predictivas y analicen bien las medidas consiguiendo realizar un diagnóstico adecuado. Sin embargo a lo largo del tiempo de funcionamiento, el mantenimiento predictivo es sin duda alguna el más económico de los tres tipos de mantenimiento en estudio. Así, a medio y largo plazo el uso del mantenimiento predictivo conllevará una gran disminución de costes, y habrá un gran aumento del beneficio en el uso de los sistemas y maquinaria industrial, ya que se conseguirá con el uso de este tipo de mantenimiento predictivo que haya un aumento de la disponibilidad, de la fiabilidad, y de la eficacia de dichos sistemas y maquinarias industriales que se quieren mantener, debido a que se disminuyen las averías, y las paradas imprevistas a la vez que se consigue maximizar el tiempo de vida útil en servicio (esperanza de vida) de las máquinas.

Se debe añadir que tal y como se ha comentado anteriormente, los costes de utilizar un mantenimiento predictivo a corto plazo son muy elevados debido al gran coste de su implementación inicial. Sin embargo, los costes a largo plazo son muy bajos, y esto es así ya que los costes debido a tiempos improductivos y de parada son muy bajos (son mínimos), y además los costes asociados a la existencia de repuestos también son muy

bajos. Por otro lado, el mantenimiento correctivo provoca unos costes a corto plazo bajos, ya que la implementación de este tipo de mantenimiento es muy fácil y requiere de muy pocos medios. Pero a largo plazo los costes asociados al mantenimiento correctivo son muy altos, debido a que los tiempos improductivos y de parada son altos, y además hay unos costes asociados a la existencia de repuestos que requieren un alto consumo. Además, estos costes son indefinidos, porque hay una gran incertidumbre con respecto a cuándo y dónde (en qué elementos) se producirá la avería de los sistemas y máquinas; y tampoco está definido cuánto tiempo se tardará en realizar las reparaciones o cambios de elementos necesarios. Al igual que se dijo anteriormente, el mantenimiento preventivo presenta un comportamiento más o menos intermedio entre los dos tipos de mantenimiento que se acaban de analizar (mantenimiento predictivo y mantenimiento correctivo). Así, a continuación se expone en la figura 41 un resumen en el que se puede observar el comportamiento, con respecto a los costes del uso de los tres tipos de mantenimiento que se han analizado a lo largo del tiempo de funcionamiento u operación de un sistema o maquinaria industrial.

COSTOS	CORRECTIVO	PREVENTIVO	PREDICTIVO
Para implementar	Bajo	Mediano	Altos
Improductivos	Altos	Mediano	Muy bajos
Tpo. de parada	Altos e indefinidos	Predefinidos	Mínimos
Asociado a existencia de repuestos	Alto consumo e indefinidos	Alto consumo y definidos	Consumo mínimo

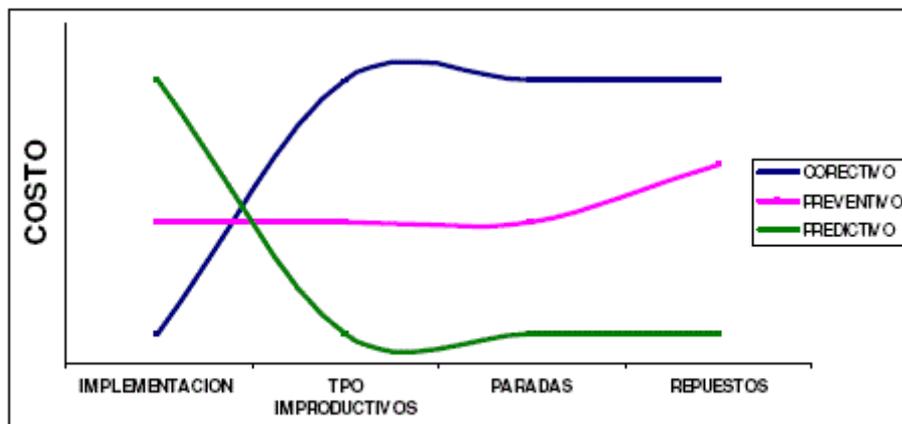


Figura 41: Comparación de los tipos de mantenimiento desde el punto de vista de los costes.

Por último se muestra la tabla 2 en la que se resumen las principales ventajas e inconvenientes que presentan la puesta en marcha y el desarrollo de cada uno de los tres tipos de mantenimiento de elementos, máquinas, y sistemas industriales, que se han estudiado (mantenimiento correctivo, mantenimiento preventivo, y mantenimiento predictivo).

### Ventajas e inconvenientes del mantenimiento correctivo

<b>VENTAJAS</b>	<b>INCONVENIENTES</b>
Bajo coste de implantación	No previene el fallo
No se necesita planificación, solamente se requiere disponer de los repuestos necesarios	Produce muy elevados costes a medio y largo plazo y disminuye mucho los beneficios
	Provoca paradas de plantas e instalaciones incontroladas e imprevistas (debido a fallos y averías)
Bajo coste a corto plazo si se aplica bien	Requiere disponer de grandes equipos de intervención
	Daños secundarios, y reparaciones largas
	Necesidad de tener un gran stock de repuestos
	Peligrosidad para el personal

### Ventajas e inconvenientes del mantenimiento preventivo

<b>VENTAJAS</b>	<b>INCONVENIENTES</b>
Pocos fallos	Elevado coste
Eficacia en el coste de la mano de obra	Provoca mantenimiento innecesario e invasivo
Mantenimiento bien planificado	Aplicable solamente para prevenir deterioro por la edad (envejecimiento)
	Puede inducir fallos por mortalidad infantil

### Ventajas e inconvenientes del mantenimiento predictivo

<b>VENTAJAS</b>	<b>INCONVENIENTES</b>
Máxima disponibilidad del equipo	Elevado coste inicial para su implantación, aunque a largo plazo se da una disminución y minimización de costes y se logra una maximización de beneficios, usando este tipo de mantenimiento
Algunas de las técnicas son económicas	Se tiene la necesidad de que haya técnicos y analistas que estén bien formados para llevar a cabo las medidas y los análisis de éstas usando las técnicas predictivas necesarias
Permite detener la máquina antes de que sufra un daño severo	
La producción puede modificarse para extender la vida del equipo o maquinaria	
Permite planificar el mantenimiento	
La intervención es organizada	
Los repuestos pueden ser reparados	
Permite determinar el origen del fallo o avería	
Se logra una minimización de costes a medio y largo plazo; y se aumenta el beneficio obtenido	

*Tabla 2: Comparación entre los mantenimientos de tipo correctivo, preventivo, y predictivo.*

# 5. Metodología de implantación de un sistema de mantenimiento predictivo

## 5.1. Mantenimiento predictivo

El mantenimiento predictivo permite detectar los fallos antes de que sucedan, para dar tiempo a corregirlos sin perjuicio a la producción. Además, es una técnica que puede ser llevada a cabo durante el funcionamiento normal del equipo y permite planificar de forma óptima las acciones de mantenimiento. El mantenimiento predictivo se basa en varias disciplinas o técnicas, tales como análisis de vibraciones, análisis de aceites lubricantes, inspecciones boroscópicas, termografías, análisis de ultrasonidos, etc. Éstas son llamadas técnicas predictivas. La más importante con gran diferencia es el análisis periódico de vibraciones, que permite detectar el 80 % de los problemas presentados por la maquinaria industrial. En el análisis de vibraciones, en el análisis de aceites lubricantes, en las termografías, en el análisis de ultrasonidos, etc.; los datos de monitoreados y obtenidos son presentados en forma de gráficas al analista quien a través de su entrenamiento es capaz de identificar anomalías en los patrones que siguen las gráficas, así como valores anormales o alarmas. El análisis y estudio mediante el uso de técnicas predictivas consta, por tanto, de dos partes: la adquisición y el análisis e interpretación de los datos de los parámetros físicos y/o químicos que son monitoreados, y observados. Para realizar el análisis se posible apoyarse en varios criterios de referencia según se muestra en el siguiente esquema, figura 42.

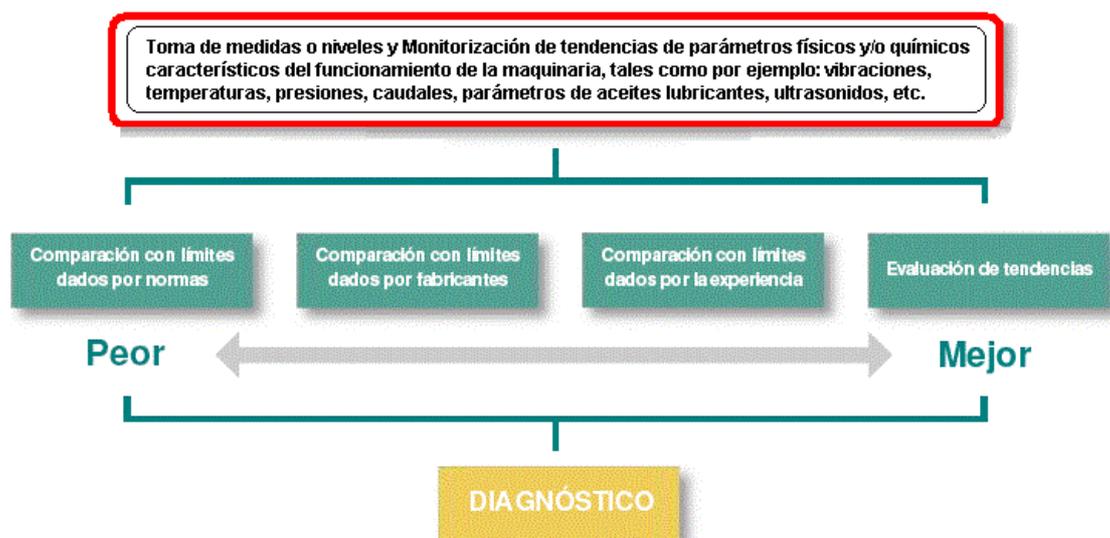


Figura 42: Criterios de referencia para aplicar un mantenimiento de tipo predictivo.

Para llevar a cabo la interpretación y el análisis de los datos adquiridos cuando se miden variables físicas y/o químicas, así como de otra clase, del funcionamiento de una

máquina (que sirven para una interpretación del funcionamiento y fiabilidad de los sistemas y maquinaria industrial) se utilizan varios criterios que sirven como referencia para realizar dicho análisis de forma correcta. Se pueden exponer, al menos, cuatro tipos de criterios para el análisis. En primer lugar, se pueden comparar los datos obtenidos de la monitorización o medición en la maquinaria con respecto a límites dados por normas, por ejemplo normas ISO, UNE, DIN, etc. En segundo lugar, se pueden comparar las medidas con respecto a límites dados por los fabricantes de los sistemas y máquinas que se quieren mantener. También se puede añadir un tercer caso, siendo éste un criterio muy experimental, y no es más que la comparación de las medidas de los niveles de las variables físicas, o químicas, etc. que se han hallado con respecto a límites dados por la experiencia; es decir, límites que la experiencia a lo largo de mucho tiempo de funcionamiento ha demostrado que son límites aceptables para el correcto funcionamiento de la maquinaria. En cuarto y último lugar es necesario añadir que uno de los criterios o métodos más importantes en el análisis e interpretación de los datos y valores que se han conseguido con la monitorización y/o medición en la maquinaria o en los sistemas industriales, es la evaluación de tendencias de dichas medidas. Éste es el llamado monitoreo de tendencias, en el que se observa la evolución y tendencia que adquiere el valor de la medida de un cierto parámetro característico a lo largo del tiempo de funcionamiento de un máquina. Se podría decir que el mejor método o criterio de análisis e interpretación de las medidas obtenidas en las máquinas (para comprobar y diagnosticar si dicha maquinaria funciona correctamente y para decidir que piezas o partes es necesario repararlas o sustituirlas) es el de la evaluación de tendencias (monitoreo de tendencias) porque aplicándolo se observa perfectamente cuál es la evolución del funcionamiento a lo largo del tiempo de servicio de la máquina o sistema industrial que se está intentando mantener adecuadamente aplicando técnicas predictivas.

Además se debe decir que lo mejor es aplicar un criterio que utilice un análisis en conjunto de los distintos cuatro criterios explicados anteriormente con el fin de conseguir la mejor interpretación de las medidas obtenidas, y obtener el mejor diagnóstico posible. De esta forma, se podría utilizar una evaluación de tendencias, utilizando además unos límites máximos de funcionamiento que se ajusten a las normas de manera adecuada y que además sean un compendio entre los límites dados por los fabricantes y los límites dados por la experiencia de los técnicos y analistas de las máquinas. Así, se hará un monitoreo de tendencias (evaluación de tendencias) de las medidas de los niveles que se están obteniendo de forma periódica y/o continua; y se aceptará que no hay ningún problema y la maquinaria funciona de forma correcta hasta que los valores de las medidas alcancen unos valores límites, (que han sido acordados como adecuados anteriormente, utilizando normas, datos de fabricantes, y experiencia), y una vez que salta el nivel de alarma o nivel máximo (límite de alarma) se debe parar el funcionamiento y tras la realización de un diagnóstico adecuado se debe reparar y/o cambiar los elementos de la máquina que se están monitoreando, con el fin de minimizar los tiempos muertos improductivos, e intentando evitar las paradas imprevistas en la producción.

## 5.2. Metodología de trabajo para implantar un sistema de mantenimiento predictivo

El fundamento del mantenimiento predictivo es la medida y valoración periódica de una serie de variables de estado (parámetros de control) lo que implica el manejo de una ingente cantidad de datos que requieren medios:

- Físicos (hardware).
- De gestión (software).
- Humanos.

Los medios físicos son los instrumentos de medida y de captura y registro de datos. Los programas de gestión informáticos manejan los datos captados elaborando informes y gráficos de evolución. Finalmente los medios humanos incluyen el personal que hace las medidas rutinarias, que deben ser profesionales cualificados y con conocimientos específicos del tipo de equipos a tratar y, además, el personal técnico que es altamente cualificado capaz de desarrollar análisis y diagnóstico de averías.

La implantación requiere unos pasos sucesivos:

- Diseño, preparación inicial e instalación.
- Implantación y operación.
- Revisión de resultados.

### Diseño, preparación inicial, e instalación

El diseño y la preparación inicial suponen desarrollar las siguientes tareas:

- Definición de las máquinas: Identificación y estudio de sus características; y calificación de su importancia en el proceso productivo. Se realiza una clasificación de los equipos según su criticidad en el funcionamiento de la instalación industrial y según su criticidad en el proceso productivo.
- Determinar los parámetros de operación y técnicas de medidas: Para cada máquina crítica en particular y para cada familia de máquinas genéricas se determinan y configuran los parámetros de operación (variables físicas y/o químicas que deben medirse) y las técnicas predictivas más adecuados a utilizar para llevar a cabo el control.
- Estructurar la base de datos. Para cada máquina se decide y cargan los siguientes datos: Frecuencia de chequeo o medida; alcance de las medidas de cada parámetro; definición de rutas; definición y establecimiento de alarmas para cada parámetro (límites máximos admisibles); formación del personal, etc.
- Localización de los puntos de medida de los valores de los parámetros de estudio en cada máquina; y si es necesario, en algunos casos, definir la dirección de medida.
- Instalación de placas de localización de puntos.

- Instalación de sensores fijos.
- Instalación de sistemas on-line.

### Implantación y operación

Supone, una vez realizada toda la preparación, llevar a cabo las medidas periódicas acordadas, con las rutas y frecuencias previstas; lo que implica:

- Chequeos y medidas periódicas; y/o continuas.
- Registro y volcado de datos en el sistema.
- Valoración de niveles que indican un comportamiento anómalo.
- Análisis y diagnóstico de anomalías.
- Descripción de las acciones específicas que deben desarrollarse.
- Definición de una lista de responsabilidades.

### Revisión de resultados

Una vez implantado todo el sistema se debería llevar a cabo periódicamente (al menos anualmente) un análisis crítico de resultados:

- Historial de medidas rutinarias y averías.
- Análisis de resultados y dispersión de datos.
- Cambio de parámetros o niveles de alarma así como de las frecuencias de chequeo, si es necesario.

## **5.2.1. Implantación de un sistema de mantenimiento predictivo**

La metodología de trabajo para implantar un sistema de mantenimiento predictivo para sistemas industriales sigue los pasos que se indican a continuación:

- 1) Análisis del sistema bajo estudio. El inventario de equipos consiste en la elaboración de un listado de máquinas e instalaciones que van a incluirse en el programa de mantenimiento predictivo. Se realiza una clasificación de los equipos según su criticidad en el funcionamiento de la instalación industrial y según su criticidad en el proceso productivo. En una primera etapa de la implantación del sistema predictivo, es muy conveniente tener bajo control predictivo sólo un pequeño grupo de los equipos más representativos, e ir trabajando sobre ellos hasta consolidar las técnicas aplicadas. Con posterioridad, el programa se extenderá progresivamente al resto de equipos hasta incluir todos los del inventario.
- 2) Selección adecuada de parámetros de operación. Una vez recopilada la información técnica disponible de cada máquina se procederá a la selección de los puntos y de los parámetros predictivos de medida (variables físicas y/o químicas que deben medirse). Se seleccionarán en cada punto las direcciones de medida más adecuadas, que dependerán de los tipos de problemas que se pretendan detectar. Por último se deberán definir unos límites de condición

aceptables (límites máximos aceptables) para los parámetros de operación físicos y/o químicos medidos. Si estos están muy bajos, habrá muchas falsas alarmas, reduciendo la confianza de los resultados del analista. Mientras que, si los límites de alarma están establecidos muy altos, muchas averías pasarán desapercibidas.

- 3) Adquisición de datos. Los datos obtenidos con un sensor (o con medidas e inspecciones visuales, o con inspecciones boroscópicas, o con medidores de ultrasonido, o con analizadores de otro tipo (de aceites, de vibraciones, de gases de escape, termografías, etc.), etc.), son la materia prima de un programa de monitoreo de condición. Se debe garantizar que los datos sean de la máxima calidad. Es conocida la frase "entra basura, sale basura" y describe claramente, lo que sucede, si los datos recogidos no corresponden fielmente a lo que ocurre en la máquina.
- 4) Análisis e interpretación de datos. Después de realizar las medidas es conveniente generar un informe de las mismas. La finalidad de este tipo de informes es filtrar la gran cantidad de información adquirida en campo, de forma que permita reducir el número de puntos que se va a analizar en profundidad, ya que sería inviable estudiar toda la información punto por punto. Los programas informáticos especializados ayudan en gran medida y reducen el tiempo necesario para emitir un diagnóstico, lo que hace del ordenador una herramienta imprescindible para el mantenimiento predictivo.
- 5) Evaluación del estado del equipo. Una vez que se ha filtrado la gran cantidad de información de la que se dispone, y se ha decidido cuales son los puntos que se van a analizar más en profundidad, se debe realizar un análisis y una interpretación adecuada de los mismos, utilizando una serie de criterios precisos, con el objetivo de conseguir establecer un diagnóstico adecuado de la maquinaria. Así, con este diagnóstico se ha conseguido una evaluación correcta del estado del equipo o maquinaria en estudio, determinando cual es su salud. Por ejemplo, en el caso del uso de las técnicas predictivas de análisis de vibraciones; el análisis frecuencial, es sin duda, la técnica más utilizada para determinar la salud de las máquinas. Permite determinar la gran mayoría de posibles averías en la maquinaria rotativa. Los espectros muestran frecuencias asociadas al desequilibrio de rotor y desalineación entre ejes o poleas. También, los espectros muestran daños en rodamientos, bandas, acoplamientos, engranajes y holguras o desgastes entre otras muchas.
- 6) Generación de avisos y toma de decisiones. La información obtenida del sistema, deberá estar al alcance de todo el personal encargado de la operación y mantenimiento de la planta. La toma de decisiones oportuna marcará la gran diferencia que hay entre: que una avería progrese, su reparación sea costosa y se convierta en un riesgo para la operación del equipo o proceso, o que se actúe con rapidez, para evitar que la avería o averías avancen y se logre ahorrar grandes cantidades de recursos, tanto económicos y materiales como humanos.
- 7) Órdenes de trabajo y retroalimentación. Una vez realizado el diagnóstico de un problema, se emite una orden de trabajo en la que conviene especificar el

nombre del equipo, la anomalía detectada y la intervención que debe realizarse, así como un código de prioridad de la intervención. Tras la ejecución del trabajo es muy importante la retroalimentación del sistema, que consiste en comprobar el estado de los elementos o partes del equipo sustituidas y hacer una medición posterior a la reparación.

8) = 3) Adquisición de datos. → 4) Análisis e interpretación de datos. → 5) Evaluación del estado del equipo. → 6) Generación de avisos y toma de decisiones. → 7) Órdenes de trabajo y retroalimentación. → 3), ...



*Figura 43: Metodología de trabajo para implantar un sistema de mantenimiento predictivo.*

### **5.3. Informe tras una inspección predictiva y puesta en práctica de sus conclusiones**

El responsable de una instalación industrial contrata o pone en marcha un servicio de mantenimiento predictivo para obtener un informe que detalle el estado exacto en que se encuentra su/s equipo/s. Hay que tener en cuenta que la mayor parte de las técnicas predictivas son técnicas que evalúan la evolución de una máquina, por lo que no es conveniente ni práctico contratar o llevar a cabo un servicio de inspección predictiva para una sola medida puntual, sino que es conveniente que pueda estudiarse la

evolución a lo largo del tiempo. Las conclusiones del informe tendrán mayor rigor y validez si analizan esta evolución de los parámetros analizados a lo largo del tiempo de funcionamiento de la máquina/s industriales o sistemas en estudio. Este informe y sus conclusiones deben ser precisos y exactos. No debe contemplar vaguedades o dibujar una situación de forma imprecisa. Un buen informe debería reflejar todos los hallazgos de funcionamiento incorrecto encontrados, sus causas y qué debe hacer el responsable de la instalación para corregirlo. Así, un mal informe detallaría, por ejemplo, que una máquina presenta un nivel de vibraciones superior al aceptable, y que hay que parar la máquina y revisarla. En cambio, un buen informe indicaría, por ejemplo, que en un punto determinado, el nivel de vibraciones es alto, además diría cuál ha sido la evolución de ese parámetro en las últimas mediciones efectuadas, así como cuales son las posibles causas que pueden provocar esa situación. Así mismo, a la vista de los datos estudiados, señalaría cuál es la causa exacta, de entre las expuestas, que se corresponde con las observaciones y medidas obtenidas, descartando el resto. Y por último, indicaría qué debe hacer el responsable de la instalación industrial para corregirla. Por todo esto, se debe concluir que los informes deben ser realizados por un analista experto, y no debe confiarse en los análisis automáticos que hacen determinados equipos, por muy buen software que posea el equipo.

Las técnicas de mantenimiento predictivo, contrariamente a lo que muchos piensan, no mantienen una planta industrial. Sólo señalan una serie de anomalías que es necesario corregir. Por supuesto, si después de los hallazgos (obtenidos gracias a la aplicación de estas técnicas) no se corrigen los posibles fallos y averías, y no se llevan a la práctica los resultados de los informes, estas técnicas no tienen ninguna utilidad. Esto es obvio, pero la realidad demuestra como en muchas ocasiones se contrata un servicio de mantenimiento predictivo o se compran las herramientas y se forma a los especialistas, se realizan las mediciones en los equipos que se van a vigilar y después las conclusiones que se obtienen no se llevan a la práctica. Así, por ejemplo, en demasiadas ocasiones se identifica un rodamiento en mal estado, un defecto en un álabe, un contaminante en un aceite que indica un fallo en un cojinete, etc.; el especialista determina que hay que llevar a cabo una determinada intervención, lo refleja así en su informe y esta intervención de reparación, sustitución, etc. nunca se produce. Por todo esto, se debe explicar que si no se tiene intención de llevar a la práctica las conclusiones de los informes es mejor no aplicar estas técnicas predictivas.

Sin lugar a dudas, para facilitar la puesta en práctica de las conclusiones de un informe tras una inspección predictiva es necesario tener la firme voluntad de hacerlo, y tener confianza en la valoración que realiza el técnico. Por ello, una vez más es necesario destacar que los especialistas que llevan a cabo las mediciones predictivas deben estar muy formados en la técnica que están aplicando, para poder fundamentar sus conclusiones y generar confianza en el responsable de mantenimiento o en quien deba tomar la decisión para realizar una intervención en un equipo. Así mismo, se deben realizar informes claros y precisos, sin ambigüedades, y sin múltiples opciones (que dificulten la toma de decisiones) que puedan ser causantes de equívocos, y que podrían

provocar la realización de diferentes actuaciones a las que se proponen. Además los informes deben estar bien fundamentados. Así, por ejemplo, un informe no podría indicar que un problema de vibraciones puede ser debido a desalineamiento, a desequilibrio o a excentricidad del eje; y lo que sí debería indicar es cuál es el problema concreto y fundamentarlo correctamente y de forma clara y concisa.

Como conclusión, se debe exponer que las técnicas predictivas en sí mismas son inútiles, y sólo tienen utilidad si se llevan a cabo correctamente por los técnicos que las realizan en las máquinas y en los puntos indicados; y si se aplican las conclusiones que proponen los especialistas tras analizar los datos obtenidos que se han extraído de la monitorización de la maquinaria de manera adecuada. Si con ayuda de estas técnicas se detecta un fallo, se propone una intervención y no se realiza, se habrá perdido tiempo y dinero.

## **5.4. Claves del éxito del mantenimiento predictivo**

Existen una serie de factores que pueden representar el éxito o el fracaso de un programa de mantenimiento predictivo, y que deben ser considerados:

- Es necesario destinar recursos y atención a cada uno de los pasos de la metodología de implantación y desarrollo del programa de mantenimiento predictivo que se ha explicado en el apartado anterior. La falta de cumplimiento de cualquiera de estos pasos puede implicar que no se alcance satisfactoriamente el objetivo.
- Es necesario realizar un análisis financiero con estimaciones de los ahorros para cada diagnóstico realizado y su acción correctiva, evaluando una serie de factores, entre ellos el factor Coste-Beneficio (en inglés ROI, Return Of Investment). En función de la experiencia estos beneficios deberían ser, en promedio, mayores a 10 veces lo invertido.
- Es necesario tener personal cualificado o proporcionarle la formación adecuada. Los sistemas proporcionan simplemente datos y es imprescindible que esos datos se traduzcan en información útil para la toma de decisiones mediante el análisis.
- Apoyo de la organización para realizar el análisis. Es preciso que no nos encontremos con muchos datos y poco análisis.
- Con personal dedicado de forma continua, los problemas encontrados en una fase incipiente o temprana son fácilmente corregidos y el coste es menor. Los diagnósticos tardíos implican mayores costes de reparación.
- Disminuir el espaciado entre mediciones, lo que previene huecos en las mediciones o tendencias. Este problema es muy habitual cuando se toman mediciones con equipos portátiles.
- Para poder comparar mediciones es necesario adquirir los datos en el mismo lugar y condición. Este problema sólo se plantea en los sistemas portátiles, ya que en los sistemas en continuo los sensores están conectados de forma permanente.

- Tienen gran relevancia los límites de alarma. Si los límites son muy bajos se generarán falsas alarmas. Si los límites son muy altos, no se detectarán fallos en su fase inicial, cuando su reparación es menos costosa.

El incumplimiento de uno o más de los puntos anteriores, hará que los beneficios del programa de mantenimiento se vean limitados.

## **5.5. Conclusiones**

Cuando un programa de mantenimiento predictivo es incorporado a la industria, es imprescindible conocer y evaluar la rentabilidad de dicho programa para poder justificar su existencia y garantizar su continuidad dentro de la empresa. El éxito del programa de mantenimiento depende de la implicación de la organización en su conjunto. No es suficiente con tomar mediciones o valores de niveles de parámetros, sino que es necesario estar seguros de que hayan sido adquiridos correctamente y disponer de personal capacitado para analizar dicha información, para realizar un diagnóstico adecuado que permita evaluar correctamente el estado del equipo o maquinaria, y para que se tomen las decisiones adecuadas y se actúe sobre las máquinas de forma idónea (reparándolas, cambiando piezas, etc.), emitiendo de forma concisa las órdenes de trabajo que se deben realizar. Además es necesario que la información obtenida sea en tiempo real para que las decisiones sean tomadas oportunamente. Por otro lado, es muy importante la retroalimentación de la información y de las acciones que se deben realizar de nuevo, volviendo a tomar otra vez medidas tras haber realizado las intervenciones adecuadas con el fin de que la maquinaria vuelva a funcionar de manera correcta.

No se debe olvidar guardar un historial de todas las averías que se han producido, de todas las mediciones de los parámetros que se han realizado, de todos los análisis que se han llevado a cabo, de todos los diagnósticos emitidos, y de todas las acciones correctoras, reparadoras, etc. que se han hecho sobre los sistemas y máquinas en estudio que se quieren mantener con un programa de mantenimiento predictivo. En el futuro este historial será muy importante para el mantenimiento de la maquinaria porque sus datos podrán volverse a utilizar ayudando a los analistas para otras evaluaciones, otros diagnósticos, otra toma de decisiones, otras órdenes de trabajo, etc. cuando se necesiten de nuevo.

Por último se debe concluir que siempre es necesaria una revisión de resultados, que consista en que una vez implantado todo el sistema de mantenimiento predictivo, incluida la programación y la puesta en servicio, se debería llevar a cabo periódicamente (al menos anualmente) un análisis crítico de los resultados obtenidos, en el que se utilice el historial de medidas rutinarias realizadas y de las averías que hayan sucedido en los sistemas y maquinaria en funcionamiento que se está manteniendo. En el que se realice un análisis de resultados y una dispersión y análisis estadístico de los datos obtenidos. Y en el que por último se concluya, si es necesario (no lo es siempre), con un cambio de parámetros o niveles de alarma así como de las frecuencias de chequeo, si se considera oportuno tras todo el estudio, análisis y revisión de resultados.

## 6. Fallos en turbogeneradores a gas (turbina de gas, reductor, alternador,...)

Un turbogenerador a gas se compone básicamente de los siguientes sistemas: turbina de gas (compresor, cámara de combustión, y turbina de expansión), reductor de velocidad, alternador generador de electricidad, sistema de admisión de aire, sistema de lubricación, sistema de alimentación de combustible (por ejemplo, sistema de alimentación de gas natural), envolvente acústica, sistemas auxiliares, y sistema de control. Cada uno de ellos precisa de un programa de mantenimiento acorde a sus funciones y a los posibles fallos que pueda tener. Cuando se hace referencia al mantenimiento de turbinas de gas, implícitamente se está considerando el mantenimiento de todos los elementos que componen el turbogenerador, siendo los principales la turbina de gas, el reductor de velocidad y el generador eléctrico.

La mayor parte de los fallos en motores de gas tienen cuatro orígenes principales, y estos son: los fallos de diseño. La competencia comercial entre fabricantes, que lleva a que éstos garanticen prestaciones, que no se corresponden con el desarrollo de la técnica. Las duras condiciones de uso de algunos de los equipos, obligados a producir al 100% de su capacidad (en muchos casos, realmente por encima de ese 100% real). Y las negligencias graves de operación.

### 6.1. Factores que influyen directamente en la vida útil de las partes críticas de las turbinas de gas

- Ciclos de arranque: El arranque es uno de los momentos más críticos donde todo debe estar funcionando perfectamente, ya que si hay algo mal puede acarrear problemas como por ejemplo un desequilibrado que provoque un exceso de vibraciones, en caso de arranques y paradas cada poco tiempo. Es decir, la realización de forma continuada de muchos arranques y paradas en un corto espacio de tiempo son negativas para mantener un correcto funcionamiento en la turbina de gas y además acortará su vida útil. La fatiga mecánica por temperatura será un limitador de vida importante, ya que los materiales se resentirán al enfriarse y calentarse mucho cada poco tiempo.
- Temperatura de llama: Una alta temperatura de llama degradará más rápidamente el recubrimiento cerámico y los metales.
- Funcionamiento correcto del sistema de admisión y filtración de aire: Se debe tener especial cuidado con los sistemas de admisión y filtración de aire. Deben estar en un estado adecuado y funcionar bien, ya que su deterioro con el paso del tiempo y con la exposición a los elementos atmosféricos provoca ensuciamientos bruscos y averías en el compresor, y en otras partes de la turbina de gas.

## **6.2. Técnicas predictivas más utilizadas durante el mantenimiento y las revisiones de las turbinas de gas para comprobar posibles fallos**

- Inspecciones y revisiones boroscópicas: Inspección visual de partes internas con el boroscopio, sin tener que desmontar la turbina de gas.
- Análisis de aceites y lubricantes (Espectrometrías del aceite): Consiste en analizar el aceite para ver el contenido en metales y así comprobar si se está produciendo desgaste en las zonas lubricadas de la turbina de gas.
- Análisis de vibraciones, para comprobar que todo está con un nivel de vibraciones adecuado a un funcionamiento normal; y en caso contrario ver dónde está el desequilibrio y el fallo que lo produce.
- Análisis de gases de escape.
- Medidas de temperatura, presión, caudal de gases, etc.
- Termografías.
- Análisis de ultrasonidos.
- Pruebas con líquidos penetrantes y radiografías, para detectar posibles grietas.
- Inspecciones generales de todos los sistemas y del exterior de la turbina para buscar posibles daños estructurales.
- Revisión de los parámetros de funcionamiento de la turbina, y compararlos con el histórico para comprobar la condición actual respecto a la referencia.

Si en las revisiones se encuentra algún defecto admisible o alguna degradación, se deberá adelantar la siguiente revisión para comprobar si ha empeorado o se mantiene constante. En el caso de que el fallo o avería sea peligroso para el funcionamiento de la turbina de gas o de la central, se deberá parar para actuar sobre ella y solucionarlo reparando todo lo que sea necesario. De paso se revisarán todas las piezas que están alrededor o conectadas con la pieza o parte dañada para ver si el fallo se ha podido extender o si el fallo detectado es consecuencia de otro.

## **6.3. Averías y problemas en la entrada de aire (sistemas de admisión y filtración de aire)**

La entrada de aire comburente requiere de un complejo sistema para acondicionarlo a las necesidades de la turbina de gas y obtener un buen rendimiento. El sistema de aire de admisión tiene principalmente dos funciones: filtrar el aire, de manera que el polvo ambiental o cualquier otro residuo nocivo no entre a la turbina de gas y cause diversos problemas; y aumentar la densidad del aire enfriándolo y/o humedeciéndolo. Los sistemas de admisión de aire se deterioran con el paso del tiempo y con la exposición a los elementos atmosféricos. Esto provoca ensuciamientos bruscos y averías en el compresor de la turbina, generalmente por erosión y/o por impacto de partículas, siendo las causas más comunes los desprendimientos de parte de la pintura interior de los conductos, partículas de metal oxidado, material procedente de los atenuadores de ruido,

parte de sellos y juntas de los conductos y la ingestión de aire contaminado, procedente de las infiltraciones y/o de los filtros excesivamente sucios.

Las averías que se detectan en el sistema de aire de admisión son las siguientes:

- Corrosión en la estructura que soporta los filtros (casa de filtros).
- Incendios en filtros, ya que son un material altamente inflamable. Los trabajos de soldadura o corte, o negligencias diversas (como fumar en este espacio) suelen estar detrás de este grave problema.
- Pérdida de estanqueidad, de forma que parte del aire que ingresa a la turbina lo hace sin atravesar los filtros.
- Rotura de filtros.
- Bloqueo de los filtros, por obstrucción total de sus poros. Una falta de caudal de aire de entrada puede provocar a su vez otros problemas, como la entrada en bombeo del compresor o el colapso de la casa de filtros por excesivo vacío.

#### **6.4. Averías y problemas en el sistema de alimentación de combustible**

En las turbinas de gas se utiliza normalmente gas natural como combustible, aunque es posible utilizar también gasóleo y GLP en general.

El gas natural, suele proceder de gasoductos dotados con estaciones de compresión, en los cuales pueden producirse fugas de aceite en los cierres mecánicos de los compresores de gas de la línea. También ocurre el mismo evento cuando se requiere la instalación de un compresor de gas, aguas arriba de la turbina, si la presión de la red de gas natural es insuficiente. Puede ocurrir también que se precise la instalación de reguladores de presión, cuando la presión de la red de distribución de gas es demasiado elevada, y se produzcan condensaciones al reducir bruscamente la misma. En estas condiciones puede existir la presencia de hidrocarburos líquidos, que provocan daños y erosión térmica en la cámara de combustión y en la zona de las toberas de la primera etapa. El depósito de carbón en los inyectores de combustible, provoca una mayor presión en los inyectores no taponados y en consecuencia un desplazamiento de la llama en la dirección del primer estadio de turbina, acortando la vida útil de la misma. Una buena prevención es la instalación de filtros en la línea de alimentación de combustible y cuando se requiera una disminución brusca de presión, la instalación de precalentadores de gas, posteriores a los reguladores. También es preciso realizar periódicamente boroscopias de la cámara de combustión y las etapas de potencia, para poder detectar con prontitud posibles anomalías y evitar así paros o roturas previsibles de la máquina.

#### **6.5. Averías y problemas en el sistema de lubricación**

El aceite lubricante tiene dos funciones básicas en una turbina de gas, lubricar los cojinetes y refrigerarlos. Dada la gran velocidad de giro de estos equipos, de unas

10.000 rpm a unas 15.000 rpm (aproximadamente), un fallo o anomalía en el sistema de lubricación provoca daños rápidamente. El método más utilizado para el control del aceite lubricante es el de utilizar el aceite especificado por el fabricante, mantener el nivel de lubricante adecuado, verificar el sistema de refrigeración, efectuar el control periódico de los diversos componentes para detectar posibles fugas y/o infiltraciones, así como la realización de análisis periódicos del aceite lubricante que cubran la viscosidad, la presencia de agua, el número total de acidez, la concentración de metales, etc.

## 6.6. Averías típicas en el compresor

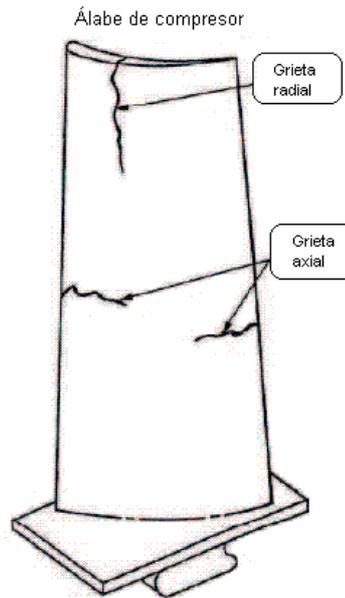


Figura 44: Compresor de una turbina de gas aeroderivada durante su reparación [16].

Los problemas más usuales en los compresores de las turbinas de gas son los siguientes:

- Entrada en bombeo (*compressor surge*).
- Suciedad (*fouling*). Las partículas que atraviesan el sistema de filtrado se pueden depositar en los álabes y provocar dos efectos: cambian la aerodinámica del álabes, y por tanto, afectan negativamente al rendimiento del compresor, y desequilibran la turbina de gas. El ensuciamiento se refiere a la acumulación de materiales indeseables en las superficies sólidas causando asperezas. En el compresor de una turbina de gas, esto se traduce en el deterioro de la forma aerodinámica de los álabes, resultando en la reducción del flujo de aire, menor tasa de presión y menor eficiencia. La pérdida de rendimiento es indicada por la menor producción de energía y la mayor de tasa de calor, causando pérdidas económicas y provocando un mayor daño al medio ambiente. Por ello, las turbinas de gas deben ir dotadas de sistemas de limpieza automáticos, que periódicamente introduzcan una mezcla de agua y detergente en el compresor y retiren esta suciedad. Este es el denominado lavado del compresor en línea, y fuera de línea.

- Fracturas en álabes (cracking).



*Figura 45: Fisuras en un álabe que terminarán provocando una fractura.*

- Daños provocados por la entrada de un objeto extraño (FOD) o rotura de elemento interno (DOD).
- Congelación de agua en las primeras filas de álabes fijos.
- Roces entre álabes móviles y estátor (rubbing).

## 6.7. Averías típicas en la cámara de combustión

Los fallos que suceden de manera más usual en la cámara de combustión son los siguientes:

- Temperatura excesiva (Overfiring), por un deficiente control de la temperatura en cámaras o de la longitud de la llama. Hay que tener en cuenta que la temperatura de la llama puede alcanzar los 3.000 K, mientras que los materiales utilizados rara vez pueden soportar temperaturas superiores a 1.500 K, así que la atenuación de la temperatura jugando con el exceso de aire de admisión es vital para la cámara de combustión y para los álabes de la turbina de expansión.
- Pulsación de llama (Flame pulsation). La vibración puede provocar daños estructurales, además de producir una disminución evidente del rendimiento y un aumento de las emisiones de CO.
- Apagado de llama (flameout).
- Fallos en ignitores.
- Fallos en los sensores de detección de llama.

## 6.8. Averías típicas en la turbina de expansión

- Rotura de álabes. Por problemas estructurales, de materiales, de refrigeración, de fabricación, etc., los álabes pueden sufrir grietas que terminan evolucionando a

roturas. El caso más grave se presenta cuando la rotura termina afectando a todos los álabes, como una reacción en cadena. Los técnicos suelen denominar a esta gravísima avería Ensalada de Paletas, figura 46.



Figura 46: Ensalada de Paletas. Rotura de álabes [16].

- FOD y DOD. El impacto por objetos propios o extraños afecta a los álabes de la misma forma ya indicada para los álabes del compresor.
- Temperatura excesiva (Overfiring). Afecta por igual a los álabes de la primera etapa de la turbina de expansión y a los diversos elementos de la cámara de combustión (quemadores, recubrimientos). Tiene su origen en una alta temperatura a la salida de los quemadores y entrada a turbina de expansión.
- Pérdida de material cerámico (TBC spallation).

## 6.9. Vibraciones en las turbinas de gas

Además de los problemas anteriormente mencionados, en este tipo de equipos, debido a su elevada velocidad de rotación, cualquier desalineamiento o anomalía mecánica se traduce en un aumento del nivel de vibración. Éste es el motivo por el que se utilizan sistemas de control de vibraciones en continuo, para la turbina de gas, y en los casos en que ésta funcione como turbogenerador de electricidad a gas; también se deben controlar el reductor y el generador. La vibración es uno de los problemas más habituales en turbinas de gas, puesto que la mayoría de los problemas de la turbina se refleja en el espectro de vibración de la turbina. Las grandes turbinas suelen ir equipadas con un complejo sistema tanto de medición de amplitud como de medición de espectro, para poder determinar con rapidez y claridad la causa que origina la vibración. Sin embargo, se debe explicar que por sí sola la vibración en una turbina de gas no es una avería, sino un síntoma de un problema que existe en la turbina y que puede derivar en graves consecuencias.

## **6.10. Vibraciones en el reductor**

El reductor no es más que un conjunto de engranajes de diferentes diámetros y número de dientes cuya función es reducir y/o adaptar el número de revoluciones por minuto de la turbina de gas (ya sea del generador de gases o de una turbina libre o de potencia) y el alternador, u otros elementos como por ejemplo una hélice en un turbohélice). Esto es así porque la velocidad de rotación del eje de potencia suele ser muy superior a la necesaria para el accionamiento de un alternador o de un compresor y suele necesitarse una caja reductora para reducir el número de revoluciones. Por tanto, cualquiera de las causas que provocan vibración en una máquina rotativa puede provocar la vibración del reductor, que puede transmitirse a la turbina y provocar la parada de ésta.

## **6.11. Vibraciones en el alternador**

El alternador o generador es el elemento que consume la energía mecánica aportada por la turbina y el que genera la corriente eléctrica. El alternador es una máquina muy sencilla, y por tanto, el número de problemas que suele dar es también pequeño. Sin embargo suele producirse un nivel considerable de vibraciones debido a diversos motivos

# 7. Mantenimiento predictivo basado en las condiciones de funcionamiento de una turbina de gas

## 7.1. Suposiciones básicas

El fenómeno de degradación de las turbinas de gas es tan complicado que un solo método de diagnóstico y pronóstico no puede cubrir todos los escenarios. Por lo tanto, para llevar a cabo de manera adecuada el diagnóstico y la realización de pronósticos descritos en este Proyecto Fin de Carrera, se debe suponer que:

- a) En este estudio sólo se analiza una suave degradación de la turbina de gas asociada a cambios en su funcionamiento debidos a diversos motivos, tales como ensuciamiento (suciedad) y erosión que se desarrollan gradualmente con el tiempo de funcionamiento de la turbina de gas. El ensuciamiento se refiere a la acumulación de materiales indeseables en las superficies sólidas causando asperezas. En el compresor de una turbina de gas, esto se traduce en el deterioro de la forma aerodinámica de los álabes, dando lugar a una reducción del flujo de aire, a una menor tasa de presión y a una disminución de la eficiencia. Debido a esto se produce una pérdida de rendimiento, que es indicada por una menor producción de energía y una mayor tasa de calor, causando pérdidas en las ganancias económicas y produciéndose un mayor daño al medio ambiente. El lavado regular del compresor, tanto en línea como fuera de línea, es la mejor manera de eliminar los depósitos de suciedad y es el método especificado por los fabricantes de turbinas de gas.
- b) El motor de turbina de gas funciona bajo condiciones ambientales según el estándar ISO y a máxima potencia durante toda su vida útil.
- c) El deterioro del funcionamiento y del rendimiento del motor sigue un patrón de tasa de fallos que se muestra en la figura 47, donde se puede observar que existe una tasa de fallos constante que dura un cierto periodo de tiempo de funcionamiento y posteriormente va seguido de una tasa de fallo cada vez mayor (tasa de fallo creciente) a lo largo del tiempo. Este supuesto también abarca la situación donde únicamente existe una tasa de fallo constante o una tasa de fallo creciente durante todo el tiempo de funcionamiento. Las acciones periódicas de mantenimiento, tales como el lavado del compresor en línea y fuera de línea, no cambian los patrones de degradación del motor, ni su tasa de fallos.
- d) La incertidumbre asociada al análisis de pronósticos de la vida útil de la turbina de gas sigue una distribución normal (es normalmente distribuida) en torno a su verdadero estado de funcionamiento o “salud” y dicha incertidumbre de

pronósticos se hace más grande en el futuro a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento.

- e) En el análisis sólo se incluyen las principales degradaciones de los componentes del motor de turbina de gas, tales como los deterioros del compresor y de la turbina de expansión. Dicha degradación es descrita por la desviación, en porcentaje, de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo desde su valor adecuado de funcionamiento (sin degradados, cuando el funcionamiento es normal o como si fuese un motor nuevo).
- f) El análisis del funcionamiento de la turbina de gas se lleva a cabo de manera continua desde el inicio de su operación o funcionamiento. Sin embargo, la frecuencia de tales análisis depende de la frecuencia de la toma de muestras de los datos de medición de las condiciones de funcionamiento físicas y/o químicas que sirven para describir el estado verdadero del funcionamiento (o “salud”) de dicho motor de turbina de gas.

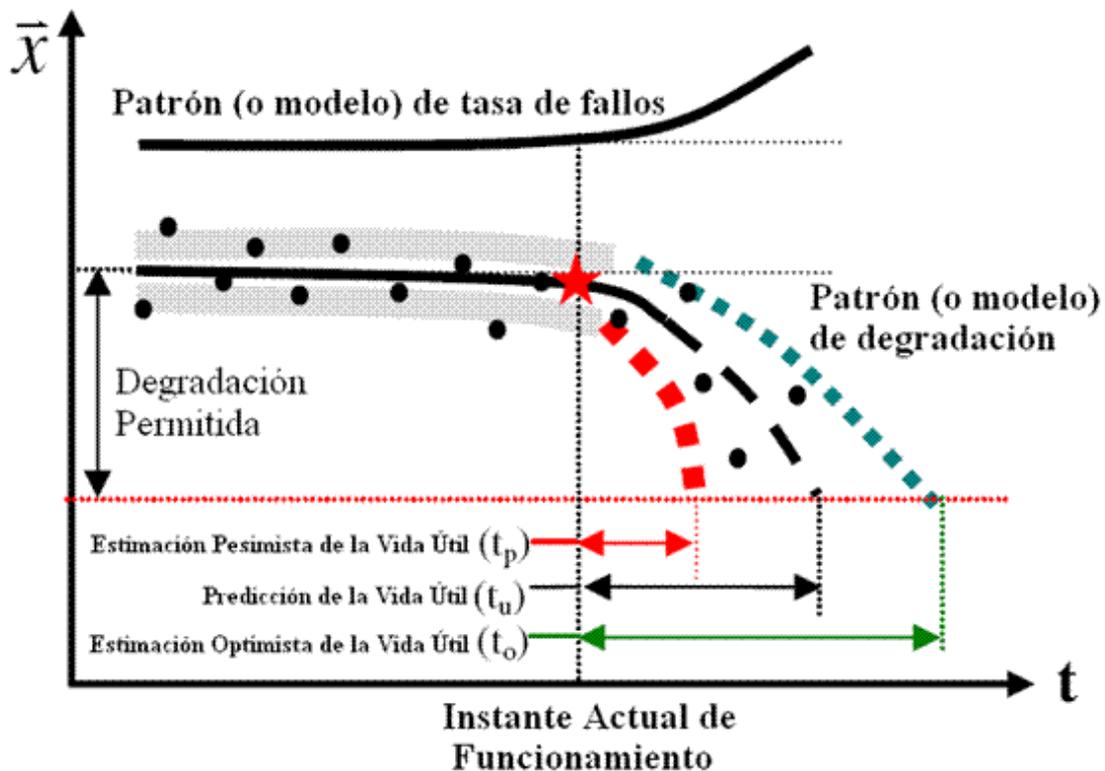


Figura 47: Modelo o patrón de degradación y de tasa de fallos [18].

## 7.2. Diagnóstico del paso de gases

La degradación del funcionamiento de la turbina de gas puede ser reconocida como la desviación de dicho funcionamiento desde los valores normales cuando el motor estaba nuevo. El enfoque utilizado en este estudio es un diagnóstico no-lineal, GPA (Análisis del Paso de Gases); y es el desarrollado por Escher y Singh [19] y Li y Singh [20]. Para

ayudar a la comprensión de este enfoque de diagnóstico, se proporciona a continuación una breve descripción del método.

Se tiene que empezar explicando que en un punto de trabajo dado y en un determinado momento durante la operación o el funcionamiento de la turbina de gas, se puede obtener una relación lineal entre la desviación de la medición de los gases de paso dado por un vector  $\Delta\vec{z}$  y la desviación de los parámetros físicos y/o químicos característicos del estado de funcionamiento de los componentes del motor de turbina de gas (“parámetros de salud”), dada por un vector  $\Delta\vec{x}$ , ecuación (1); a partir del modelo de funcionamiento del motor,  $\vec{z} = f(\vec{x})$ , mediante un desarrollo en serie de Taylor.

$$\Delta\vec{z} = H \cdot \Delta\vec{x} \quad \text{ecuación (1)}$$

Donde H se llama a la "Matriz de Coeficientes de Influencia" (ICM).

Por lo tanto, la degradación del funcionamiento y del rendimiento de la turbina de gas representada por  $\Delta\vec{x}$  se puede obtener con la ecuación (2), si el número de medidas es igual al número de los parámetros de funcionamiento (“parámetros de salud”), o con la ecuación (3), si el número de mediciones es mayor que el número de “parámetros de salud”.

$$\Delta\vec{x} = H^{-1} \cdot \Delta\vec{z} \quad \text{ecuación (2)}$$

$$\Delta\vec{x} = (H^T H)^{-1} \cdot H^T \cdot \Delta\vec{z} \quad \text{ecuación (3)}$$

El método anterior se llama Análisis del Paso de Gases lineal (GPA). Sin embargo, debido a que el funcionamiento y el rendimiento del motor rara vez se desvía de forma lineal con la degradación, el enfoque lineal puede dar lugar a errores de predicción bastante significativos en el análisis de diagnóstico. Esto conduce a la elaboración de un modelo no-lineal GPA; en el cual, el modelo lineal GPA, es usado de forma iterativa hasta que se obtiene una solución convergente (método de Newton-Raphson).

Una predicción exacta de la degradación del motor de turbina de gas con el enfoque del GPA depende de una información a priori de los componentes deteriorados y por lo tanto se pueden obtener soluciones confusas si se presupone la degradación de los diferentes componentes debido a la falta de dicha información. Con el fin de aislar realmente los componentes degradados, se define un índice o parámetro del GPA,  $\lambda$ , cuya determinación viene se expresa en la ecuación (4). Este índice se utiliza para evaluar la exactitud de la solución prevista (solución de la predicción).

$$\lambda = \frac{1}{1 + \varepsilon} \quad \text{ecuación (4)}$$

Donde  $\varepsilon$  es una medida de las desviaciones de la diferencia entre el valor de la medida real de las mediciones del paso de gases del motor y las previstas (predicciones).

Todos los componentes constituyentes del paso de gases de las turbinas de gas se pueden deteriorar durante su operación o funcionamiento. Así, para aislar de forma

efectiva el componente más gravemente degradado, se supone cada uno de los casos de fallos de los componentes (CFC), que representan y cubren todas las posibles combinaciones de los fallos de los componentes deteriorados y se aplica el diagnóstico GPA a cada uno de dichos casos de fallos posibles. Así, los casos de fallos con índices altos GPA indican la degradación más probable del motor de turbina de gas.

### 7.3. Análisis de pronósticos utilizando el modelo de Regresión Lineal

En primer lugar se ha estudiado individualmente con el uso del análisis no-lineal GPA el estado del funcionamiento (“de la salud”) del motor de turbina de gas en todos los instantes pasados del tiempo de operación. Es decir, se ha conseguido obtener un historial del estado de funcionamiento de la turbina de gas hasta el instante actual de operación o funcionamiento. Tras este análisis, se puede predecir el estado de funcionamiento (“la salud”) del motor en cualquier instante de tiempo futuro posterior al instante actual de funcionamiento; y dicho estado del motor de turbina de gas podría ser previsto usando los datos históricos obtenidos del funcionamiento del motor. En el contexto de este estudio, los métodos de predicción que se utilizarán son los métodos estadísticos de regresión simple, tales como regresiones lineales y regresiones cuadráticas. El análisis de regresión es una herramienta estadística que puede proveernos de predicciones adecuadas y proporcionarnos una explicación o descripción de los datos en estudio.

Partiendo del supuesto que los motores de turbina de gas pueden experimentar un largo período de degradación suave desde el inicio de su operación o funcionamiento con una tasa de fallos constante, figura 47; se va a aplicar en primer lugar una regresión lineal a los datos históricos que describen el funcionamiento de la turbina de gas hasta el instante actual de funcionamiento para producir una línea de regresión con el propósito de utilizarla para llevar a cabo un análisis de pronósticos. Es decir, con el uso de esta línea recta de regresión lineal se podrá calcular una serie de predicciones, tales como la predicción de la vida útil restante o remanente, y como las estimaciones pesimista y optimista de dicha vida útil de la turbina de gas.

Supuesto que la verdadera relación entre el parámetro físico y/o químico que describe el estado de funcionamiento o “de la salud” del motor de turbina de gas,  $x_i$ , y el tiempo de operación o funcionamiento,  $t$ , es una línea recta; y que cada  $x_{i,k}$  para cada  $t_k$  es una variable aleatoria. Se tiene que el valor esperado de  $x_i$  para cada valor de  $t$  es presentado por la ecuación (5).

$$E(x_i|t) = \beta_{i,0} + \beta_{i,1} \cdot t \quad \text{ecuación (5)}$$

Donde  $\beta_{i,0}$  y  $\beta_{i,1}$  son los coeficientes de la regresión simple lineal, y son desconocidos. Debido a esto, se asume que cada  $x_{i,k}$  puede ser descrito por la ecuación (6).

$$x_{i,k} = \beta_{i,0} + \beta_{i,1} \cdot t_k + \varepsilon_{i,k} , \quad k = 1,2, \dots, n \quad \text{ecuación (6)}$$

Donde  $\varepsilon_{i,k}$  son errores aleatorios con media cero y varianza  $\sigma_i^2$ . Se asume también que dichos errores aleatorios,  $\varepsilon_{i,k}$ , correspondientes a cada diferente valor de  $x_{i,k}$  son incorrelacionados y además son normalmente distribuidos.

La figura 48 muestra un gráfico de dispersión típica de los datos históricos de los parámetros que muestran el funcionamiento del motor (datos históricos “de salud” del motor) con el tiempo de operación o funcionamiento; y también presenta una estimación de una línea de regresión lineal. Los valores de los coeficientes de regresión lineal,  $\beta_{i,0}$  y  $\beta_{i,1}$ , pueden ser estimados con el método de mínimos cuadrados para obtener un mejor ajuste a los datos  $x_{i,k}$  ( $k = 1,2,\dots,n$ ) donde la suma  $L$  de los cuadrados de las desviaciones de  $x_{i,k}$  (ecuación (7)), desde la línea de regresión verdadera es minimizada. Es decir, se trata de minimizar la suma del cuadrado de cada residuo.

$$L = \sum_{k=1}^n \varepsilon_{i,k}^2 = \sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \beta_{i,0} - \beta_{i,1} \cdot t_k)^2 \quad \text{ecuación (7)}$$

La solución a la ecuación (7) resulta dando lugar a los estimadores de mínimos cuadrados  $\hat{\beta}_{i,0}$  y  $\hat{\beta}_{i,1}$ . Por lo tanto, la línea de regresión estimada es representada por la ecuación (8).

$$\hat{x}_i = \hat{\beta}_{i,0} + \hat{\beta}_{i,1} \cdot t \quad \text{ecuación (8)}$$

Se debe tener en cuenta que cada par de valores experimentales ( $x_{i,k}$ ,  $t_k$ ) satisface la relación mostrada en la ecuación (9).

$$x_{i,k} = \hat{\beta}_{i,0} + \hat{\beta}_{i,1} \cdot t_k + e_{i,k}, \quad k = 1,2, \dots, n \quad \text{ecuación (9)}$$

Donde  $e_{i,k} = x_{i,k} - \hat{x}_{i,k}$  es el residuo que describe el error en el ajuste del modelo para cada  $x_{i,k}$ . Así, se puede definir residuo,  $e_{i,k}$ , en cada instante de tiempo, como la diferencia entre el valor del dato experimental del funcionamiento de la turbina que se dispone para cada instante de tiempo de operación o funcionamiento, y el valor que resulta del ajuste de la recta de regresión lineal también para cada instante de tiempo.

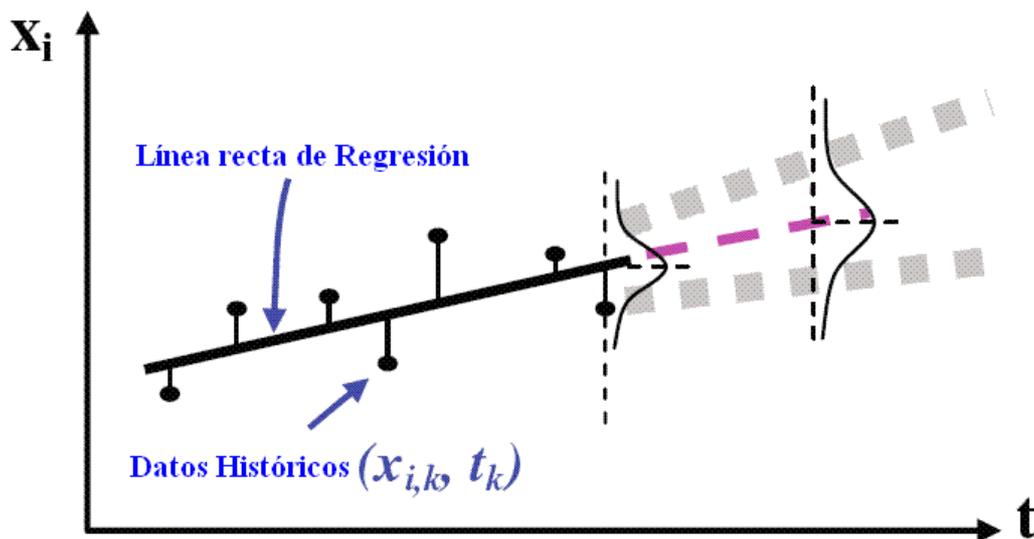


Figura 48: Modelo de regresión lineal [18].

Es preciso analizar brevemente el proceso de cálculo de los estimadores de la recta de regresión que se utiliza en la aplicación del modelo de regresión lineal. Así, se puede presentar el siguiente método de cálculo.

Consiste en determinar aquellos estimadores de  $\beta_0$  y  $\beta_1$  que minimizan la suma de los cuadrados de los errores, o residuos,  $e_{i,k}$ . Es decir, los estimadores  $\hat{\beta}_{i,0}$ , y  $\hat{\beta}_{i,1}$  de  $\beta_0$  y  $\beta_1$  respectivamente deben ser tales que:

$$L = \sum_{k=1}^n e_{i,k}^2 \quad \text{sea mínima.}$$

Del modelo lineal simple:  $x_{i,k} = \hat{\beta}_{i,0} + \hat{\beta}_{i,1} \cdot t_k + e_{i,k}$

De donde:  $e_{i,k} = x_{i,k} - \hat{x}_{i,k} = x_{i,k} - \hat{\beta}_{i,0} - \hat{\beta}_{i,1} \cdot t_k$

Elevando al cuadrado:  $\sum_{k=1}^n e_{i,k}^2 = \sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \hat{\beta}_{i,0} - \hat{\beta}_{i,1} \cdot t_k)^2$

Según el método de mínimos cuadrados, los estimadores de  $\beta_0$  y  $\beta_1$  deben satisfacer las ecuaciones:

$$\frac{\partial}{\partial \beta_0} \sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \beta_{i,0} - \beta_{i,1} \cdot t_k)^2 = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \beta_1} \sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \beta_{i,0} - \beta_{i,1} \cdot t_k)^2 = 0$$

Al derivar se obtiene un sistema de dos ecuaciones denominadas “ecuaciones normales”:

$$\sum_{k=1}^n x_{i,k} = n \cdot \beta_{i,0} + \beta_{i,1} \cdot \sum_{k=1}^n t_k$$

$$\beta_{i,0} \cdot \sum_{k=1}^n t_k + \beta_{i,1} \cdot \sum_{k=1}^n t_k^2 = \sum_{k=1}^n t_k \cdot x_{i,k}$$

Cuya solución es:

$$\hat{\beta}_{i,1} = \frac{\sum_{k=1}^n (t_k - \bar{t}) \cdot (x_{i,k} - \bar{x}_i)}{\sum_{k=1}^n (t_k - \bar{t})^2}$$

$$\hat{\beta}_{i,0} = \bar{x}_i - \hat{\beta}_{i,1} \cdot \bar{t}$$

Y el modelo de regresión lineal ajustado resultante es:

$$\hat{x}_{i,k} = \hat{\beta}_{i,0} + \hat{\beta}_{i,1} \cdot t_k = \bar{x}_i + \hat{\beta}_{i,1} \cdot (t_k - \bar{t})$$

Con estas ecuaciones se puede estimar la recta de regresión lineal que se ajusta a los datos experimentales de los parámetros físicos y/o químicos que describen el funcionamiento de la turbina de gas. Se puede decir que cada parámetro de operación es el correspondiente a cada variable  $x_{i,k}$ ; donde  $i$  es cada parámetro en sí, y  $k$  es el número de dato correspondiente de los que se disponen. Por otro lado, la variable  $t$  describe las horas de funcionamiento u operación de la turbina de gas. Es decir, se tienen  $n$  pares de datos para cada parámetro de funcionamiento de la turbina de gas en estudio. De cada par de datos, uno será el correspondiente al valor del parámetro operativo de la turbina de gas en sí mismo, y el otro será el correspondiente al instante de tiempo de funcionamiento (horas) de la turbina de gas. Por último añadir que en este estudio se van a analizar dos parámetros que describen el funcionamiento de la turbina de gas. Uno es la eficiencia isentrópica del compresor de la turbina de gas y el otro es la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, es decir el flujo que admite el compresor de la turbina de gas. Así en este caso  $i = 2$ .

## 7.4. Análisis de pronósticos utilizando el modelo de Regresión Cuadrática

En una situación de funcionamiento del motor de turbina de gas en la que se da una tasa y una probabilidad de fallos cada vez mayor; ya no es correcta la aplicación de una regresión simple lineal para obtener la estimación de la recta de regresión que sirva para predecir el estado de funcionamiento de la turbina de gas y de su vida útil. Por lo tanto, en este tipo de casos, la aplicación de una regresión cuadrática podría ser una solución mejor para la predicción de pronósticos. La figura 49 muestra un gráfico de dispersión típico de los datos de los parámetros físicos y/o químicos que ofrecen información del estado de funcionamiento del motor a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento y también presenta una línea de regresión cuadrática para ajustar dichos datos.

Al igual que en la regresión lineal, se supone que la verdadera relación existente entre los parámetros característicos “de la salud” de la turbina de gas,  $x_{i,k}$ , y el tiempo de funcionamiento,  $t$ , es una línea cuadrática; y que cada  $x_{i,k}$  correspondiente a cada  $t_k$  es una variable aleatoria. Con estas premisas se puede exponer que el valor esperado de una  $x_i$  para cada valor de  $t$  se representa por la ecuación (10).

$$E(x_i|t) = \beta_{i,0} + \beta_{i,1} \cdot t + \beta_{i,2} \cdot t^2 \quad \text{ecuación (10)}$$

Donde  $\beta_{i,0}$ ,  $\beta_{i,1}$ , y  $\beta_{i,2}$  son coeficientes de regresión desconocidos que tendrían que ser estimados. Se supone que cada  $x_{i,k}$  se puede describir por la ecuación (11).

$$x_{i,k} = \beta_{i,0} + \beta_{i,1} \cdot t_k + \beta_{i,2} \cdot t_k^2 + \varepsilon_{i,k} , \quad k = 1, 2, \dots, n \quad \text{ecuación (11)}$$

Donde  $\varepsilon_{i,k}$  son errores aleatorios con media cero y varianza  $\sigma_i^2$ . Se debe añadir que se supone también que los errores aleatorios,  $\varepsilon_{i,k}$ , correspondientes a diferentes  $x_{i,k}$  se distribuyen normalmente y no son correlacionados. Para encontrar los coeficientes ( $\beta_{i,0}$ ,  $\beta_{i,1}$ , y  $\beta_{i,2}$ ) de la línea de regresión cuadrática para  $n$  pares de datos ( $(x_{i,k}, t_k)$ ,  $k = 1, \dots, n$ )

los estimadores de mínimos cuadrados  $\beta_{i,0}$ ,  $\beta_{i,1}$ , y  $\beta_{i,2}$  son aquellos valores que minimicen el operador  $L$ , que está descrito en la ecuación (12).

$$L = \sum_{k=1}^n \varepsilon_{i,k}^2 = \sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \beta_{i,0} - \beta_{i,1} \cdot t_k - \beta_{i,2} \cdot t_k^2)^2 \quad \text{ecuación (12)}$$

Por lo tanto, la línea de regresión cuadrática estimada se convierte en la ecuación (13).

$$\hat{x}_i = \hat{\beta}_{i,0} + \hat{\beta}_{i,1} \cdot t + \hat{\beta}_{i,2} \cdot t^2 \quad \text{ecuación (13)}$$

Se debe tener en cuenta que cada par de valores  $(x_{i,k}, t_k)$  satisface la relación mostrada en la ecuación (14).

$$x_{i,k} = \hat{\beta}_{i,0} + \hat{\beta}_{i,1} \cdot t_k + \hat{\beta}_{i,2} \cdot t_k^2 + e_{i,k}, \quad k = 1, 2, \dots, n \quad \text{ecuación (14)}$$

Donde al igual que el caso de la regresión lineal,  $e_{i,k} = x_{i,k} - \hat{x}_{i,k}$  es el residuo que describe el error en el ajuste del modelo para cada  $x_{i,k}$ .

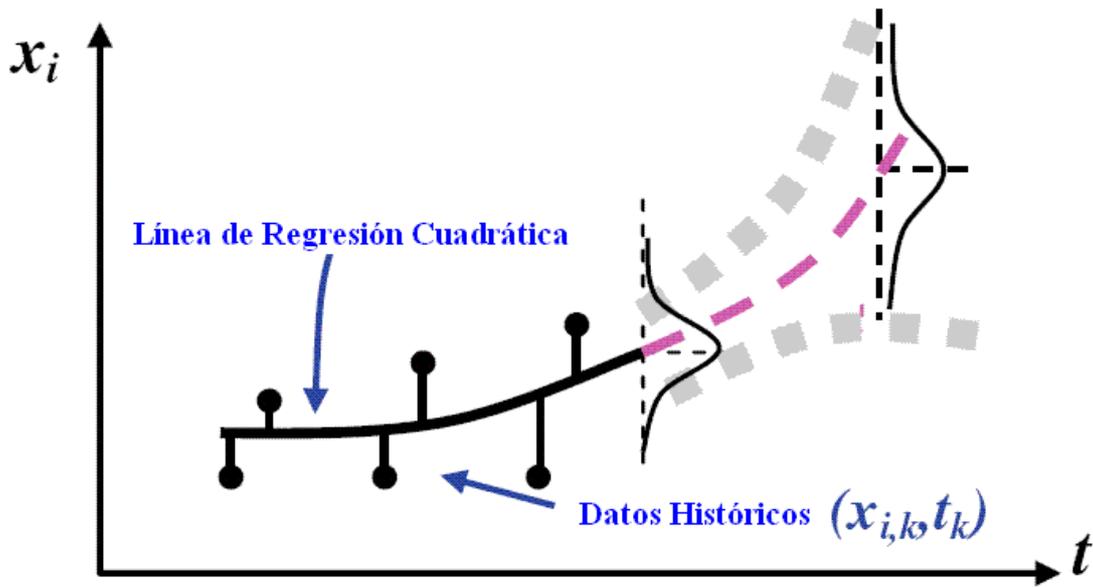


Figura 49: Modelo de regresión cuadrática [18].

Para la resolución del método descrito, habitualmente se escribe el modelo en forma matricial de la siguiente manera:

$$X_i = T_i \cdot \hat{\beta}_i + E_i$$

Donde:

$$X_i = \begin{pmatrix} x_{i,1} \\ x_{i,2} \\ \dots \\ x_{i,n} \end{pmatrix}, \quad \hat{\beta}_i = \begin{pmatrix} \hat{\beta}_{i,0} \\ \hat{\beta}_{i,1} \\ \hat{\beta}_{i,2} \end{pmatrix}, \quad T_i = \begin{pmatrix} 1 & t_1 & t_1^2 \\ 1 & t_2 & t_2^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ 1 & t_n & t_n^2 \end{pmatrix}, \quad E_i = \begin{pmatrix} e_{i,1} \\ e_{i,2} \\ \dots \\ e_{i,n} \end{pmatrix}$$

Y por lo tanto la resolución para calcular los estimadores  $\hat{\beta}_{i,0}$ ,  $\hat{\beta}_{i,1}$ , y  $\hat{\beta}_{i,2}$  del modelo de regresión cuadrática, es de la siguiente forma:

$$\hat{\beta}_i = (T_i^T \cdot T_i)^{-1} \cdot T_i^T \cdot X_i$$

La solución del ajuste del modelo de regresión cuadrática resulta de la siguiente manera:

$$\hat{X}_i = T_i \cdot \hat{\beta}_i$$

$$\hat{X}_i = T_i \cdot \hat{\beta}_i = T_i \cdot (T_i^T \cdot T_i)^{-1} \cdot T_i^T \cdot X_i$$

Al igual que en el caso del uso del modelo de regresión lineal, con estas ecuaciones resultantes del método matricial, se puede estimar el ajuste al modelo de regresión cuadrática que se ajusta a los datos experimentales de los parámetros físicos y/o químicos que describen el funcionamiento de la turbina de gas. Se debe añadir que cada parámetro de operación es el correspondiente a cada variable  $x_{i,k}$ ; donde  $i$  es cada parámetro en sí, y  $k$  es el número de dato correspondiente de los que se disponen. Además, la variable  $t$  describe las horas de funcionamiento u operación de la turbina de gas. Por lo tanto se tienen  $n$  pares de datos para cada parámetro de funcionamiento de la turbina de gas en estudio. De cada par de datos, uno será el correspondiente al valor del parámetro operativo de la turbina de gas en sí mismo, y el otro es el correspondiente al instante de tiempo de funcionamiento (horas) de la turbina de gas. Como se expresó anteriormente, en este estudio se van a utilizar dos parámetros que describen el funcionamiento de la turbina de gas, la eficiencia isentrópica del compresor y la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas ( $i = 2$ ).

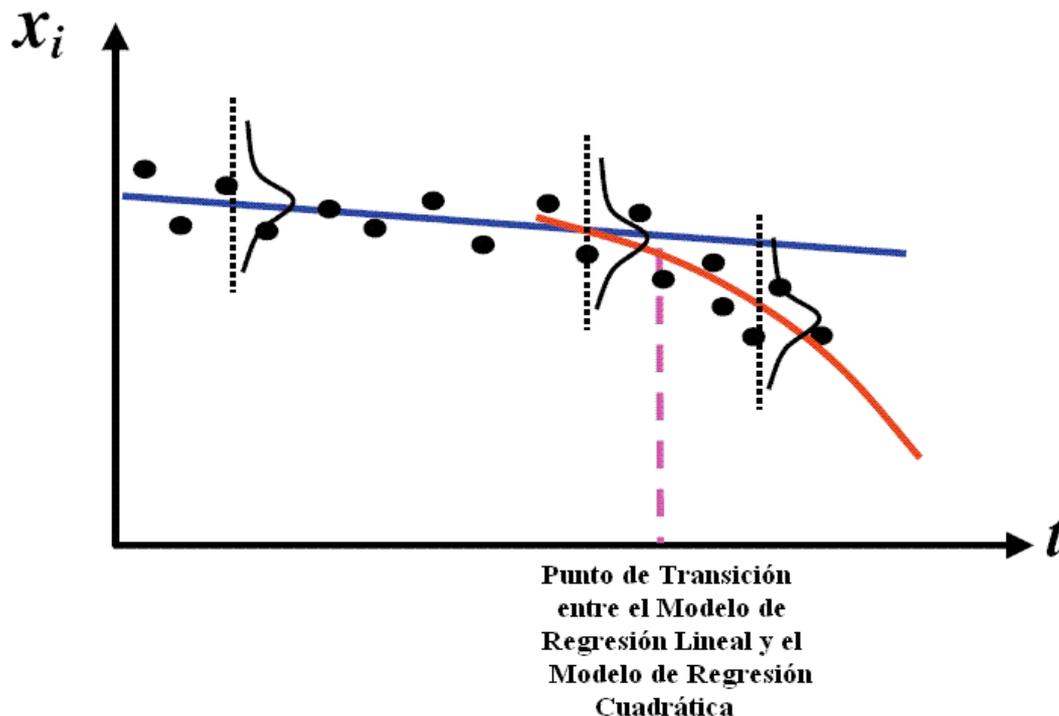
Para ambos modelos de regresión que se van a utilizar en este Proyecto Fin de Carrera, tanto regresiones lineales como regresiones cuadráticas; los coeficientes de regresión determinan la calidad de las líneas de regresión, descritas en las ecuaciones (8) y (13). Así mismo, la fiabilidad de las líneas de regresión que representan los verdaderos valores de los parámetros de funcionamiento o “de salud” de la turbina de gas, depende de la exactitud de la medición de las muestras tomadas, del número de las muestras de medición y de la precisión del análisis de diagnóstico del paso de gases, GPA.

## 7.5. Transición entre ambos modelos de regresión

En las aplicaciones de las turbinas de gas, el patrón o modelo de degradación de un motor de turbina de gas a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento es desconocido. Podría ser lineal, no lineal o la combinación de ambos. Por lo tanto, se puede decir que uno de los patrones de degradación típicos de los motores de turbina de gas es el que se muestra en la figura 47, donde se presenta un patrón o modelo con una tasa de fallos combinada.

Para un proceso típico de funcionamiento de una turbina de gas en el que se produce un deterioro progresivo, la degradación del motor se desarrolla linealmente con una tasa de fallos constante durante un primer período de funcionamiento, y en este caso el

deterioro de los motores es suave y gradual. Tras este primer período de funcionamiento, un segundo período de operación se desarrolla con una tasa de fallos cada vez mayor; es decir, dicha tasa de fallos es creciente. Por lo tanto, el proceso de realización de pronósticos se debe iniciar usando el modelo de regresión lineal. Posteriormente es necesario realizar una comprobación de compatibilidad de seguimiento de los puntos experimentales en torno a las líneas de regresión; y éste se debe llevar a cabo de forma continua para determinar si el modelo de regresión cuadrática se debe utilizar para sustituir al modelo de regresión lineal. Se puede observar esta transición entre ambos modelos de regresión en la figura 50. Además se debe añadir que es muy importante la precisión para determinar un punto de transición donde el modelo de pronóstico cambia desde un modelo de regresión lineal hacia un modelo de regresión cuadrática; con el objetivo de tener una evaluación precisa del pronóstico de funcionamiento y de la vida útil de la turbina de gas.



*Figura 50: Test de compatibilidad para comprobar el punto de transición entre ambos modelos de regresión [18].*

En el caso de que sólo suceda una degradación lineal del funcionamiento de la turbina de gas, se debe utilizar únicamente de forma continua un modelo de regresión lineal. Por otro lado, cuando se desarrolle solamente la degradación de una forma no lineal, el análisis de pronósticos se transformará en un modelo de regresión cuadrática inmediatamente después de que la prueba de compatibilidad precise que es necesario el cambio de modelo de regresión desde un modelo de regresión lineal a un modelo de regresión cuadrática.

Para determinar el punto de transición en el que se produce el paso de la regresión lineal a la regresión cuadrática, en este estudio se propone una comprobación de

compatibilidad en el que se analiza el comportamiento de los residuos de la regresión. Los test de compatibilidad de los modelos de regresión se llevan a cabo de forma continuada en el análisis de pronósticos para evaluar si el modelo de regresión actual propuesto se ajusta al modelo o patrón de tasa de fallo real y a la degradación que se desarrolla en el momento actual de funcionamiento de la turbina de gas.

Si el modelo de regresión propuesto es válido, la varianza de las nuevas observaciones de los parámetros operativos de funcionamiento o “de salud” debe seguir siendo constante alrededor de la línea de regresión lineal. Además los residuos de las nuevas observaciones que se van obteniendo alrededor de los valores de ajuste a la línea de regresión actual deben seguir una distribución normal de media cero, y con una varianza  $\sigma^2$  constante. De lo contrario, se debe aplicar un modelo de tasa de fallo diferente y su correspondiente modelo de regresión; es decir, es necesario pasar de un modelo de regresión lineal a otro modelo de regresión cuadrática.

Por lo tanto las perturbaciones o residuos del ajuste de regresión lineal deben cumplir lo siguiente:

- El valor medio de los residuos debe ser cero:

$$E(e_{i,k}) = 0 \quad (\text{Homogeneidad}).$$

- La varianza de los residuos debe ser constante:

$$\text{Var}(e_{i,k}) = \sigma_i^2 = \text{constante} \quad (\text{Homocedasticidad}).$$

- Los residuos deben ser independientes entre sí. Deben ser residuos incorrelados (no correlacionados):

$$E(e_{i,k}e_{j,k}) = 0, \quad \text{para } i \neq j \quad (\text{No correlación}).$$

- Los residuos deben seguir una distribución normal con media cero, y varianza  $\sigma_i^2$  constante:

$$e_{i,k} \sim N(0, \sigma_i^2) \quad (\text{Normalidad})$$

Por lo tanto, para comprobar que se cumplen todos los criterios anteriores y poder aceptar que el modelo de regresión lineal, que se ha usado para ajustar los datos experimentales, es adecuado; se deben llevar a cabo una serie de comprobaciones de compatibilidad, y de análisis de residuos. A continuación se describen brevemente los distintos test de compatibilidad y análisis que se van a usar.

En la comprobación de compatibilidad propuesta del modelo de regresión, se utilizan en este estudio dos parámetros estadísticos, y una serie de gráficos para analizar los residuos. Los parámetros estadísticos de contraste son, en primer lugar un nivel significativo o de importancia (usando el concepto de p-valor) para el uso del test de normalidad de Shapiro-Wilk que permite comprobar si los residuos que se obtienen del ajuste de la regresión lineal se distribuyen siguiendo una normal con media cero y

varianza constante. Y en segundo lugar se utiliza un estudio de la asimetría (skewness) de los residuos. Por otro lado se presentan una serie de gráficos con el objetivo de comprobar que los residuos tienen una varianza constante a lo largo de todas las horas de estudio (horas de funcionamiento de la turbina de gas), y se distribuyen alrededor de un valor nulo. Además se grafican los residuos frente a los valores de predicción, y frente a los verdaderos valores experimentales.

Se debe añadir que es muy importante recalcar que se debe definir un valor crítico para el nivel de significación (nivel significativo) del test de normalidad (test de Shapiro-Wilk) que se desea realizar a los residuos y otro valor crítico para la asimetría o sesgo (skewness) con el fin de determinar el punto de transición entre los dos modelos de regresión (de lineal a cuadrático). Sin embargo, la comprobación de la compatibilidad se basa en información estadística. Por lo tanto la frecuencia de muestreo en el tiempo y el número total de las muestras disponibles de los datos de los parámetros físicos y/o químicos característicos del funcionamiento de la turbina de gas tienen una influencia significativa en los valores calculados del p-valor para el test de Shapiro-Wilk y de la asimetría (skewness). El criterio para la transición sólo es certero, nítido y significativo cuando se determina una adecuada frecuencia de muestreo a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento de la turbina de gas y una correcta cantidad de datos de las muestras recogidas.

### 7.5.1. Test de Normalidad de Shapiro-Wilk

El test de Shapiro-Wilk forma parte de un grupo de pruebas destinadas a comprobar la normalidad de una distribución [21]. Este test es un análisis de la varianza semiparamétrico (o no-paramétrico) que detecta un amplio abanico de alejamientos de la normalidad en una muestra de datos entre 3 y 2000. No requiere conocer de antemano la media o la varianza de la distribución normal hipotética. Como en otros muchos casos, constituye una parte de las pruebas, pero no es una prueba absoluta o definitiva. El test de Shapiro-Wilk proporciona pruebas de ciertos tipos de apartamiento de la normalidad, pero no garantiza la normalidad de la distribución, aunque sí es extremadamente útil.

El test de normalidad de Shapiro & Wilk contempla los siguientes pasos:

- Ordenar en forma ascendente las n observaciones para la variable que se estudia.
- Calcular  $\sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \bar{x}_i)^2$  a partir de los valores ordenados de los residuos para cada parámetro de funcionamiento, i (degradación de eficiencia, y degradación de la capacidad de flujo).
- Calcular el estadístico del test:  $W = \frac{(\sum_{k=1}^n a_{i,k} \cdot x_{i,k})^2}{\sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \bar{x}_i)^2}$  donde:
  - $x_{i,k}$  es la observación que ocupa la i-ésima posición en la muestra ordenada.
  - $\bar{x}_i = \frac{\sum_{k=1}^n x_{i,k}}{n}$ , es la media muestral.

- Las constantes  $a_{i,k}$  se calculan  $(a_{i,1}, \dots, a_{i,n}) = \frac{m^T \cdot V^{-1}}{((m^T \cdot V^{-1}) \cdot (V^{-1} \cdot m^T))^{1/2}}$

Donde  $m = (m_1, \dots, m_n)^T$  es el vector (traspuesto) de los valores esperados del estadístico de orden en una muestra independiente y distribuida igualmente procedente de la distribución normal.  $V^{-1}$  es la inversa de la matriz de dispersión (matriz de varianzas y covarianzas) de estos estadísticos de orden.

- $W$  mide la fuerza del diagrama de probabilidad. La hipótesis nula, de que los residuos se distribuyen con una distribución normal, se rechazará si  $W$  es demasiado pequeño. Es decir, un estadístico del test,  $W$ , con un p-valor muy pequeño (p-valor  $< 0.05$  ó  $0.1$  ó  $0.2$  (el valor que se elija)) rechazará la hipótesis de normalidad y disuadirá de utilizar métodos paramétricos de análisis estadísticos en esta población.

Para entender el concepto de nivel de significación (nivel significativo), se supone una hipótesis nula, en la que los residuos resultantes del ajuste por mínimos cuadrados de la regresión lineal utilizando los parámetros de funcionamiento o “de salud” tienen una distribución normal. Una vez fijado esto, se puede decir que la probabilidad de tomar la decisión de rechazar la hipótesis nula cuando es verdadera se denomina nivel significativo. El nivel significativo puede variar de 0 a 1. La decisión se toma a menudo utilizando el valor  $P$  (o p-valor): si el p-valor es inferior al nivel de significación (que se debe fijar para cada caso concreto), entonces la hipótesis nula debe ser rechazada. Cuanto menor sea el p-valor, más significativo será el resultado. Un valor muy bajo p-valor indicaría que la hipótesis nula debe ser rechazada y viceversa.

El nivel significativo es comúnmente representado por el símbolo griego  $\alpha$  (alpha). Son comunes los niveles de significación del 0.01, 0.05 y 0.1. Si un contraste de hipótesis proporciona un p-valor inferior a  $\alpha$ , la hipótesis nula es rechazada, siendo tal resultado denominado “estadísticamente significativo”. Cuanto menor sea el nivel de significación, más fuerte será la evidencia de que un hecho no se debe a una mera coincidencia (al azar).

El valor crítico del nivel significativo (nivel de significación) depende de la aplicación y debe ser determinado en base a las estadísticas de cada tipo de uso o aplicación concreta y a la experiencia pasada. De esta forma, un valor demasiado pequeño permitiría que un motor de turbina de gas se degradara demasiado mientras un valor demasiado grande haría que se reparara un motor de turbina de gas cuando todavía funciona bien o “de manera saludable”. En este estudio, se ha elegido un valor crítico para el nivel significativo de 0.2, con el fin de determinar si la hipótesis nula debe ser rechazada o no. El test utilizado para comprobar si los residuos obtenidos de la regresión lineal siguen una distribución normal con media cero y varianza constante es el test estadístico de Shapiro-Wilk (S-W).

En el caso de que los datos de nueva observación abandonen y se alejen de la recta de regresión lineal actual; los residuos se harán cada vez más grandes, ya que están definidos como la resta del valor observado menos el valor de ajuste obtenido de la línea de regresión para cada instante de tiempo de funcionamiento. Además si el p-valor del test de Shapiro-Wilk se hace cada vez más pequeño hasta llegar a ser inferior al límite establecido del nivel de significación (0.2); esto indicaría que se debe rechazar la hipótesis nula de que los residuos se distribuyen normalmente con media cero y varianza constante. Por lo tanto se puede llegar a la conclusión que cuando esto sucede, el modelo de regresión actual (modelo de regresión lineal) ya no es válido y debe ser aplicado un modelo de regresión diferente (modelo de regresión cuadrática) para ajustar los datos.

### 7.5.2. Asimetría, sesgo o skewness

Por otro lado la asimetría o sesgo (Skewness) es la medida de la simetría de los datos en un sentido estadístico. Los datos simétricos deben tener un valor de Skewness cercano a cero. Un valor negativo de Skewness (asimetría o sesgo a la derecha) indica que los datos son agrupados juntos por encima de la media pero con una larga cola por debajo de la media; mientras que un valor positivo (asimetría o sesgo a la izquierda) indica que los datos están agrupados juntos debajo de la media pero con una cola larga por encima de la media. La figura 51 ilustra el concepto de asimetría donde ambas funciones de densidad de probabilidad de los datos tienen la misma esperanza y la misma varianza. La distribución de la izquierda tiene un sesgo positivo y la de la derecha está negativamente sesgada.

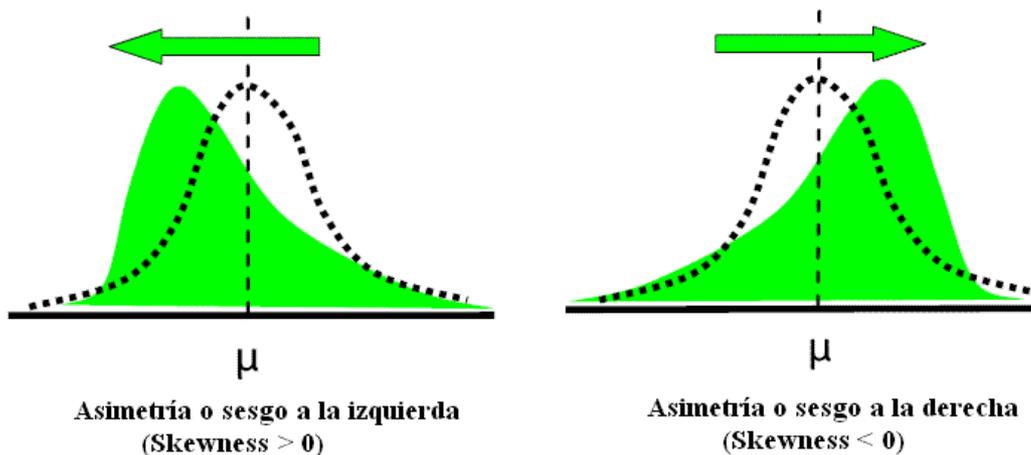


Figura 51: Demostración esquemática de la asimetría (skewness) de una distribución de datos.

La asimetría o sesgo (Skewness) de la variable aleatoria,  $x_i$ , se denota como  $skew(x_i)$  y es definida en la ecuación (15).

$$skew(x_i) = \frac{E[(x_i - \mu_i)^3]}{\sigma_i^3} \quad \text{ecuación (15)}$$

Donde  $\mu_i$  y  $\sigma_i$  son el valor medio y la desviación estándar de los datos  $x_i$ , respectivamente.

Por lo tanto, un valor alto del skewness, sesgo o asimetría de los valores de los residuos obtenidos del ajuste de regresión lineal, indica que dichos residuos tienen mucha asimetría y por lo tanto no se distribuyen conforme a una distribución normal.

Es muy útil establecer un estadístico de contraste para la asimetría. Este estadístico es el llamado Standard Skewness, que se define de la siguiente forma:

$$\text{Standard Skewness} = \frac{\text{Skewness}}{SES}$$

SES, es el error estándar de la asimetría o skewness; y se define:

$$SES = \sqrt{\frac{6 \cdot n \cdot (n - 1)}{(n - 2) \cdot (n + 1) \cdot (n + 3)}}$$

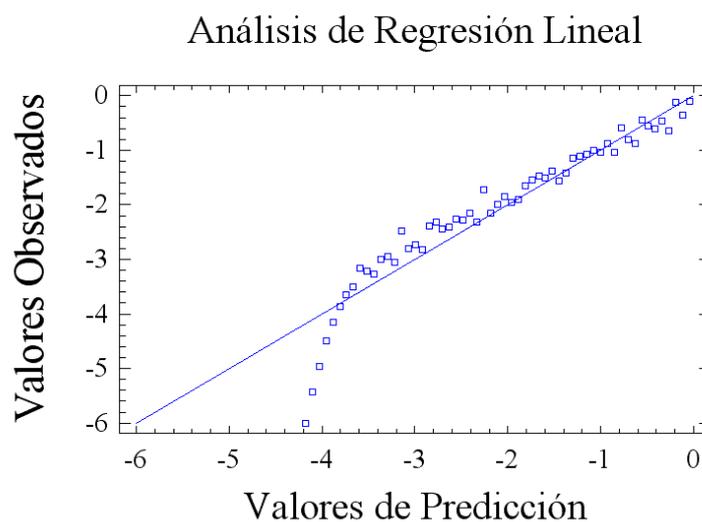
Donde n es el número de datos u observaciones de cada parámetro de funcionamiento o “de salud” de la turbina de gas.

Se debe decir que es aceptado un valor crítico de 2 (con un nivel de confianza del 95 %) para el estadístico de la asimetría. Así, cuando el estadístico Standard Skewness es menor que -2, o es mayor que 2, la distribución de los datos estudiados (residuos de la regresión) es fuertemente asimétrica, y por lo tanto la distribución no es normal. Mientras que si el Standard Skewness tiene un valor entre -2 y 2, no hay una clara evidencia para aceptar que la distribución es asimétrica. [22]. Por último añadir que en el caso de que una línea de regresión no coincida con el patrón o modelo de tasa de fallos real; la diferencia entre los datos experimentales del estado de funcionamiento de la turbina de gas y la línea de regresión ajustada  $((x_{i,k} - \beta_{i,0} - \beta_{i,1} \cdot t_k)$  en el caso de un modelo de regresión lineal o  $(x_{i,k} - \beta_{i,0} - \beta_{i,1} \cdot t_k - \beta_{i,2} \cdot t_k^2)$  en el caso de un modelo de regresión cuadrática) debe ser positiva cuando los datos se muestran distribuidos de forma general en la parte superior de la línea de regresión o negativa cuando los datos se muestran primordialmente en la parte inferior de la línea de regresión. Por lo tanto, una continua disminución o aumento del valor de asimetría (skewness), ya sea positivo o negativo indica que se debe utilizar un modelo de regresión diferente al que se está utilizando actualmente para ajustar los datos.

### 7.5.3. Gráficos de Residuos

En este estudio se van a exponer tres tipos de gráficos que muestran en qué medida es bueno el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos experimentales que se tienen.

En primer lugar, se dibujará un gráfico en el que se muestran, en el eje Y, los valores observados verdaderos de los parámetros operativos de funcionamiento de la turbina de gas frente a los valores de dichos parámetros de “salud” de la turbina de gas que se predicen con el ajuste mediante el modelo de regresión lineal, en el eje X. Para que el ajuste del modelo de regresión lineal sea adecuado es necesario que la dispersión de los datos esté alrededor de una línea de pendiente positiva y de valor de pendiente aproximadamente 1. Por lo tanto, cuanto más se ajusten los datos a esa línea recta de pendiente positiva y de valor de pendiente aproximadamente 1, mayor será la evidencia de que el ajuste mediante la regresión lineal es correcto, ya que los valores de predicción se aproximarán en mayor medida a los valores verdaderos. En la figura 52 se puede contemplar un ejemplo de este tipo de gráfico.



*Figura 52: Gráfico de análisis de regresión lineal. (Valores observados vs Valores de predicción).*

En segundo lugar se expone un gráfico de dispersión de valores donde en el eje Y se sitúan los valores de los residuos obtenidos en el ajuste mediante el modelo de regresión lineal. Y en el eje X se posicionan los valores de predicción ajustados mediante la regresión lineal de los parámetros de funcionamiento o “de salud”. Se debe decir que este tipo de gráfico es muy clarificador para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante. Por lo tanto, para que el modelo de regresión lineal ajustado sea correcto, es necesario que los residuos se distribuyan de forma homocedástica (varianza constante) alrededor del valor cero, para cualquier valor de la predicción que se ha ajustado con el modelo de regresión lineal. Así, para que se pueda concluir que los residuos de la regresión lineal siguen una distribución normal, es una condición necesaria que en el gráfico se observe a los residuos distribuyéndose con una variabilidad constante (homocedástica) alrededor de una línea recta de valor cero para cualquier valor previsto de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas. En la figura 53 se puede observar un ejemplo de este tipo de gráfico.

### Gráfico de Residuos para Análisis de Regresión Lineal

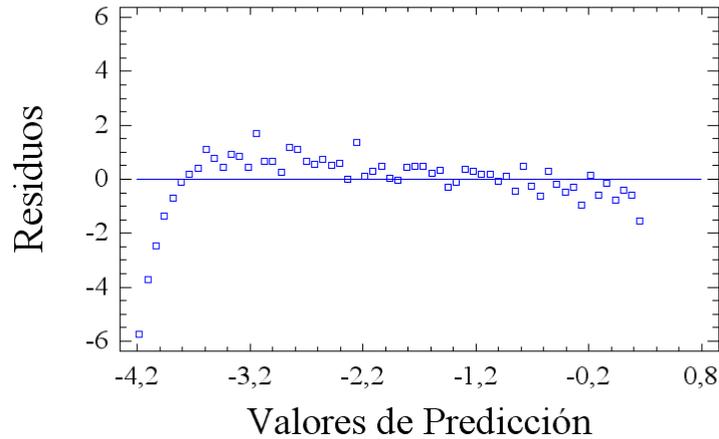


Figura 53: Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal. (Residuos vs Valores de Predicción).

En último lugar se presenta un tercer gráfico que es muy similar al anterior. La única diferencia es que en el eje X se presentan los valores del instante de operación o funcionamiento, expresado en horas, de la turbina de gas. Así, el uso de este gráfico es otro medio para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante. Así, para que se pueda concluir que los residuos de la regresión lineal siguen una distribución normal, es una condición necesaria que no existan tendencias en la distribución de los residuos. Es decir, es necesario que en el gráfico los residuos se distribuyan con una varianza constante, es decir que haya homocedasticidad, en torno de una línea recta de valor cero para cualquier valor del instante de funcionamiento u operación (horas de funcionamiento) del motor de turbina de gas. Es decir, es necesario que no se muestren tendencias en la disposición de los residuos (valores alrededor de cero sin tendencias). Por último, en la figura 54 se presenta un ejemplo de este tipo de gráfico.

### Gráfico de Residuos para Análisis de Regresión Lineal

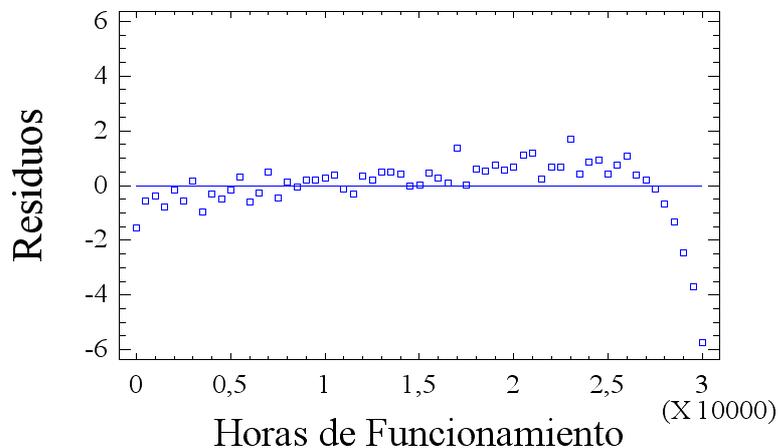


Figura 54: Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal. (Residuos vs Horas de funcionamiento).

## 7.6. Incertidumbre del pronóstico (Límites de Predicción)

Una vez que se ha establecido de manera adecuada una línea de regresión, ecuación (8) o (13), puede utilizarse dicha ecuación o línea de regresión para realizar previsiones y poder predecir los diferentes parámetros de funcionamiento o “de salud” de la turbina de gas en instantes de funcionamiento u operación futuros. Es decir, con la regresión que se ha establecido es posible predecir el comportamiento, y la degradación del funcionamiento de la turbina de gas en un instante de tiempo posterior al momento actual de funcionamiento, y además podrá ser posible estimar la vida útil o el tiempo de vida en servicio restante o remanente de la turbina de gas en estudio. Sin embargo, aunque es posible efectuar diferentes predicciones de forma bastante aproximada, es necesario añadir que se comete un cierto error al realizarlas. Este error de predicción se puede representar con la siguiente ecuación.

$$\psi_i = x_i - \hat{x}_i \quad \text{ecuación (6)}$$

El error de predicción, también llamado incertidumbre de pronóstico, está fuertemente asociado con el tiempo futuro a partir del instante actual de funcionamiento en el que se hace la predicción. Así, cuanto mayor sea el intervalo de tiempo hasta el instante futuro que se quiere pronosticar desde el momento en el que se hace la predicción, más grande será la incertidumbre que se tenga en dicho pronóstico, y por lo tanto mayor será el error de predicción que se cometa. Además, esta incertidumbre de pronóstico puede ser considerada como una variable aleatoria distribuida normalmente con media cero y con una cierta varianza alrededor del estado de funcionamiento previsto en el instante de tiempo futuro que es de interés. Además se debe añadir que la varianza del error de predicción es creciente desde el momento actual en el que se calcula la predicción hasta el instante futuro de funcionamiento donde se quiere obtener dicha predicción. Tal incertidumbre en el pronóstico es muy difícil de estimar, ya que podría verse afectada por muchos factores, tales como los márgenes de seguridad en el diseño del motor de turbina de gas, la tolerancia de fabricación, las condiciones del ambiente de trabajo, las condiciones del medio ambiente en general, las condiciones concretas de funcionamiento, el tipo de funcionamiento en servicio, el calendario o programa de mantenimiento, etc. Por ejemplo, una turbina de gas tiene que trabajar con mayor temperatura de funcionamiento (en cámara de combustión,...) en los días de calor que en los días fríos, cuando se requiere la misma potencia en ambos casos. Por lo tanto el rendimiento y el correcto funcionamiento del motor de turbina de gas puede disminuir o degradarse más rápidamente en los días de calor. Así mismo, la calidad de fabricación de los motores de turbina de gas de la misma categoría, clase o velocidad también pueden ser diferentes debido a la tolerancia de fabricación. Con lo que algunos motores sufren una degradación en su funcionamiento más lento que otros motores debido a que en muchos casos dependiendo del ambiente de trabajo, se requieren diferentes temperaturas de funcionamiento (por ejemplo, en la cámara de combustión) para proporcionar la misma potencia. De esta forma, debido a la complejidad de la incertidumbre de la degradación verdadera que sufren los elementos, y el funcionamiento de las turbinas de gas, los datos de campo de los parámetros de

funcionamiento u operación del motor y la experiencia de los operarios, técnicos y analistas, pueden proveer una buena información para la estimación de la incertidumbre del pronóstico.

Para ayudar al estudio de las predicciones que se realizan y para demostrar la validez de la totalidad del sistema de pronóstico, se adopta un modelo de incertidumbre de pronóstico basado en la varianza de los datos históricos de los parámetros de funcionamiento de un motor de turbina de gas; y éste se muestra a continuación.

En primer lugar se define  $x_{i,k}$ , que es la observación futura de un parámetro “de salud” de la turbina de gas en el tiempo de funcionamiento  $t$ . Además la estimación de dicho parámetro de funcionamiento de la turbina de gas,  $\hat{x}_{i,k}$ , es dada por el modelo de regresión lineal ajustado de la ecuación (8) o por el modelo de regresión cuadrática ajustado expresado en la ecuación (13). Se supone que la incertidumbre de pronóstico  $\psi_i = x_i - \hat{x}_i$  tiene una media de valor cero y una varianza que puede ser estimada, para el caso del uso del modelo de regresión lineal, por la siguiente ecuación (17).

$$V(\psi_i) = \hat{\sigma}_i^2 \cdot \left[ 1 + \frac{1}{n} + \frac{(t - t_0)^2}{S_{tt}} \right] \quad \text{ecuación (17)}$$

$$S_{tt} = \sum_{k=1}^n t_k^2 - \frac{1}{n} \cdot \left( \sum_{k=1}^n t_k \right)^2 \quad \text{ecuación (18)}$$

Donde  $\hat{\sigma}_i^2$  es la estimación de la varianza de la estimación  $\hat{x}_{i,k}$ .

$$\hat{\sigma}_i^2 = \frac{\sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \hat{x}_{i,k})^2}{n - 2}$$

Se define en la ecuación (19) la estimación y sus límites de predicción inferior y superior de una observación futura,  $x_{i,k}$ , en el tiempo de funcionamiento  $t$  y con un error de predicción del  $100 \cdot \alpha$  % y por lo tanto con una fiabilidad (nivel de confianza) en la estimación del  $100 \cdot (1 - \alpha)$  %. El intervalo de predicción es el grado de certidumbre de la difusión de la  $x_{i,k}$  estimada,  $\hat{x}_{i,k}$ , para puntos individuales  $t_k$ . En general, el  $100 \cdot (1 - \alpha)$  % de los puntos individuales (provenientes de la población sobre la que se basa la línea de regresión), se encontrarán dentro de la banda.

$$\hat{x}_{i,k} \pm t_{\frac{\alpha}{2}, n-2} \cdot \sqrt{\hat{\sigma}_i^2 \cdot \left[ 1 + \frac{1}{n} + \frac{(t - t_0)^2}{S_{tt}} \right]} \quad \text{ecuación (19)}$$

Donde  $n$  es el número de muestras de medición utilizadas en la estimación de la predicción de cada parámetro de funcionamiento de la turbina de gas;  $t_{\alpha/2, n-2}$  es el valor de una distribución  $t$  de Student con  $n - 2$  grados de libertad y  $\alpha/2$  es el punto superior de dicha distribución, mientras que  $\alpha$  es la probabilidad de la cola acumulada de la distribución  $t$  de Student. Este error de predicción dado por la banda de predicción (límites de predicción) que delimita la estimación inferior y la estimación superior de la

predicción de la degradación de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas, se utiliza como la estimación de la incertidumbre (acotada por los límites de predicción) en el pronóstico futuro.

La incertidumbre en el pronóstico es mínima en el inicio del tiempo ( $t = t_0$ ) a partir del instante en el que se empieza a implantar la línea de regresión obtenida con el modelo de regresión que se haya utilizado (regresión lineal o cuadrática) y va aumentando el error de predicción a medida que el valor del tiempo (horas de trabajo o funcionamiento) se incrementa desde el momento actual hacia un instante futuro. Es decir, para el tiempo  $t = t_0$  las bandas de predicción son lo más estrechas posible, debido a que la incertidumbre en el pronóstico es mínima. Sin embargo, a medida que el tiempo aumenta, y se aleja del instante inicial en el que se ha hecho la predicción de los parámetros de funcionamiento del motor, las bandas de predicción se hacen más grandes, y se alejan los límites de predicción el uno del otro, debido a que la incertidumbre de la predicción va aumentando. La estimación de la incertidumbre del pronóstico descrita anteriormente se basa en la incertidumbre histórica de los datos experimentales de los parámetros de funcionamiento o “de salud” del motor de turbina de gas existentes. Dicha incertidumbre histórica de los datos obtenidos se refleja debido a los diferentes factores influyentes en el funcionamiento, en el rendimiento y en la degradación de la turbina de gas, tales como el diseño y la calidad de fabricación del motor; el ambiente externo de trabajo y las condiciones ambientales; la misión concreta y los perfiles de funcionamiento; las acciones de mantenimiento, etc. Si alguno de estos factores influyentes cambia en el futuro, en consecuencia la incertidumbre en el pronóstico y los errores de predicción también pueden verse alterados y tales variaciones no se consideran en este estudio.

A continuación se muestran las ecuaciones que deben usarse para estimar los límites de predicción (banda de predicción) en el caso de la aplicación del modelo de regresión cuadrática ( $c = 2$ ). Un análisis más extenso del método utilizado se puede observar en el libro de Daniel Peña Sánchez de Rivera, “Regresión y Diseño de Experimentos”. Alianza Editorial, S.A. [23].

$$\hat{\sigma}_{ei}^2 = \frac{\sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \hat{x}_{i,k})^2}{n - (c + 1)} = \frac{\sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \hat{x}_{i,k})^2}{n - 3} = \frac{X_i^T \cdot X_i - \hat{\beta}_i^T \cdot T_i^T \cdot X_i}{n - 3}$$

$$\hat{\sigma}_i^2 = \hat{\sigma}_{ei}^2 \cdot [1 + T_{pi}^T \cdot (T_i^T \cdot T_i)^{-1} \cdot T_{pi}]$$

$$\hat{x}_{i,k} \pm t_{\alpha/2, n-3} \cdot \sqrt{\hat{\sigma}_i^2}$$

Donde  $n$  es el número de muestras utilizadas en la estimación de la predicción de cada parámetro de funcionamiento de la turbina de gas, y  $t_{\alpha/2, n-3}$  es el valor de una distribución  $t$  de Student con  $n - 3$  grados de libertad. Por último, es preciso añadir que en ambos casos es necesario el uso de la tabla de valores críticos de la distribución  $t$  de Student, y por lo tanto se presenta dicha tabla en el anexo del Proyecto Fin de Carrera.

## 7.7. Determinación de la vida útil (tiempo en servicio) remanente de la turbina de gas

Sobre la base de datos histórica hasta el momento actual de operación o funcionamiento de una turbina de gas, se puede predecir la degradación de la turbina de gas en el futuro con el uso de los modelos de regresión lineal y/o cuadrática, con unos límites superior e inferior de la incertidumbre en el pronóstico (límites de predicción) determinados por la ecuación (19), y que se pueden observar en la figura 47. Con el objetivo de la seguridad en motores de turbina de gas, los operarios, técnicos y analistas de la turbina de gas sólo podrán utilizar el límite inferior o el límite superior para determinar el resto de la vida útil dependiendo del sentido de la variación de los parámetros de salud a lo largo del tiempo. Así, para los parámetros “de salud” o de funcionamiento de la turbina de gas que disminuyen con el tiempo, el límite inferior de la incertidumbre en el pronóstico (límite inferior de la predicción) proporciona la predicción pesimista y se utiliza para determinar la vida útil restante. Al contrario sucede si los parámetros de funcionamiento aumentan con el tiempo en servicio, siendo el límite superior de la incertidumbre (límite superior de la predicción) el que da la predicción pesimista. Por lo tanto, el procedimiento de predicción del tiempo restante o remanente de vida útil del motor de turbina de gas es el siguiente:

- Debe determinarse la degradación máxima permitida de los parámetros de funcionamiento (o de salud) de la turbina de gas; y debe fijarse los umbrales adecuados para las condiciones de trabajo y criticidad de dicha turbina de gas.
- El período de tiempo desde el momento actual de funcionamiento hasta el punto de intersección entre la línea de predicción de la degradación del motor y la línea de degradación máxima permitida es la estimación de la predicción de la vida útil restante o remanente ( $t_u$  restante).
- El período de tiempo desde el momento actual de funcionamiento hasta el punto de intersección entre el límite inferior de la incertidumbre de pronóstico de la línea de predicción (límite inferior de la predicción) de la degradación del motor (en el caso de los parámetros “de salud” o de funcionamiento de la turbina de gas disminuyendo con el tiempo), y la línea de degradación máxima permitida es la estimación pesimista de la vida útil restante ( $t_p$  restante).
- Del mismo modo, una predicción optimista de la vida útil restante ( $t_o$ ) puede ser obtenida, pero interesa relativamente poco a los usuarios de turbina de gas.
- Si la predicción obtenida es satisfactoria, la vida útil restante (o remanente) real del motor debe tener un valor que esté entre la estimación pesimista de la vida útil remanente ( $t_p$ ) y la predicción de la vida útil remanente ( $t_u$ ) ( $t_p < t_u$ ).

$$t_p \leq \text{Vida útil real de la turbina de gas} \leq t_u$$

## **7.8. Diagnóstico y pronóstico integrados del funcionamiento de la turbina de gas**

Para aplicar las técnicas anteriores de diagnóstico y de pronóstico en el estudio del funcionamiento y de la degradación de las turbinas de gas, se propone un enfoque de diagnóstico y pronóstico integrados, figura 55, que se desarrolla llevando a cabo los siguientes pasos:

Paso 1: Aplicar el enfoque de diagnóstico del GPA para detectar la degradación del funcionamiento del motor de turbina de gas hasta el momento actual de funcionamiento con las mediciones disponibles del paso de gases a través de la turbina de gas. Tal enfoque de diagnóstico GPA es capaz de analizar los principales componentes de paso de gases en el motor de turbina de gas, tales como el compresor y la turbina de expansión.

Las medidas tomadas seleccionadas para la realización del diagnóstico deben ser mediciones del paso del gas no correlacionadas, y que sean sensibles a la degradación de estos componentes por los que discurre el paso de los gases a través suyo. Debido a la naturaleza estadística de este enfoque, cuanto más grande sea la cantidad de muestras tomadas de medición de parámetros de funcionamiento, mejores serán los resultados de los pronósticos que se pueden lograr.

Paso 2: Aplicar el modelo de regresión lineal para ajustar los datos históricos hasta el momento actual de operación de los parámetros de funcionamiento y de rendimiento del motor. Una vez realizado este ajuste con la regresión lineal, se procederá a elaborar las predicciones futuras de los parámetros que describen el funcionamiento del motor de turbina de gas en instantes de operación futuros.

Paso 3: Posteriormente se deben llevar a cabo una serie de controles de compatibilidad para determinar si el modelo de regresión utilizado (modelo de regresión lineal) es compatible con el patrón de la tasa de fallos real del motor.

Paso 4: (a) Si se demuestra una buena compatibilidad, el modelo lineal de regresión se seguirá utilizando. (b) De lo contrario, si no existe una correcta compatibilidad con la regresión lineal, se debe utilizar en su lugar la ecuación del modelo de regresión cuadrática. Es decir, se debe aplicar el modelo de regresión cuadrática.

Paso 5: La incertidumbre en el pronóstico (límites de predicción), a lo largo del tiempo futuro de funcionamiento de la turbina de gas, se estima con el fin de determinar los límites máximos superior e inferior de la línea de predicción de la degradación del funcionamiento del motor, que describen los errores máximos de la predicción. A estos límites se les llaman bandas de predicción y vienen determinados por la fiabilidad (nivel de confianza) en la estimación de la predicción de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas en instantes de tiempo futuros.

Paso 6: La degradación máxima admisible del funcionamiento de la turbina de gas se debe seleccionar adecuadamente y es necesario especificarlo mediante un umbral para cada parámetro “de salud” del motor. Una vez elegido el límite máximo admisible de la

degradación de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas, se puede obtener la estimación de la vida útil restante o remanente del motor, incluyendo una estimación pesimista de dicha vida útil.

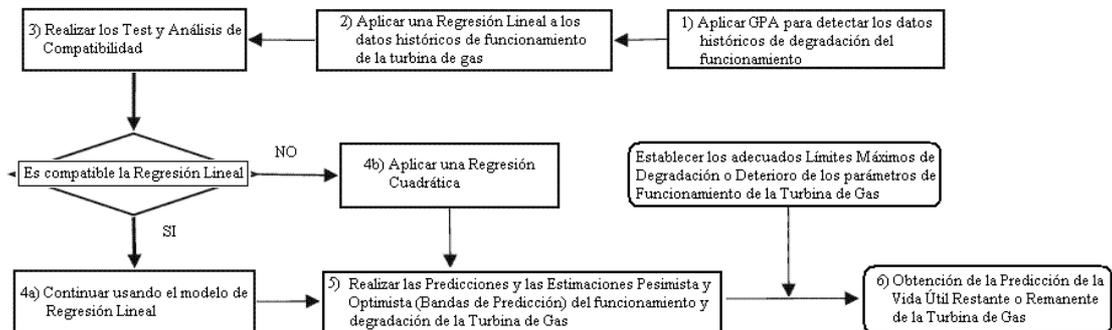


Figura 55: Sistema de diagnóstico y pronóstico integrados del funcionamiento de una turbina de gas [18].

## 7.9. Aplicación y análisis

El enfoque integrado de diagnóstico y pronóstico del funcionamiento de la turbina de gas descrito en el apartado anterior se va a aplicar a un modelo de motor de turbina de gas industrial que ha sido desarrollado con un software de simulación de funcionamiento de turbinas de gas, con el fin de demostrar la eficacia de estos análisis del funcionamiento de la turbina de gas.

### 7.9.1. Simulación del funcionamiento y diagnóstico de un motor modelo de turbina de gas

El modelo de motor de turbina de gas que se va a utilizar en este estudio es una turbina de gas industrial de dos ejes, similar a una industrial marca Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535. En la figura 56 se presenta un dibujo que muestra su estructura básica.

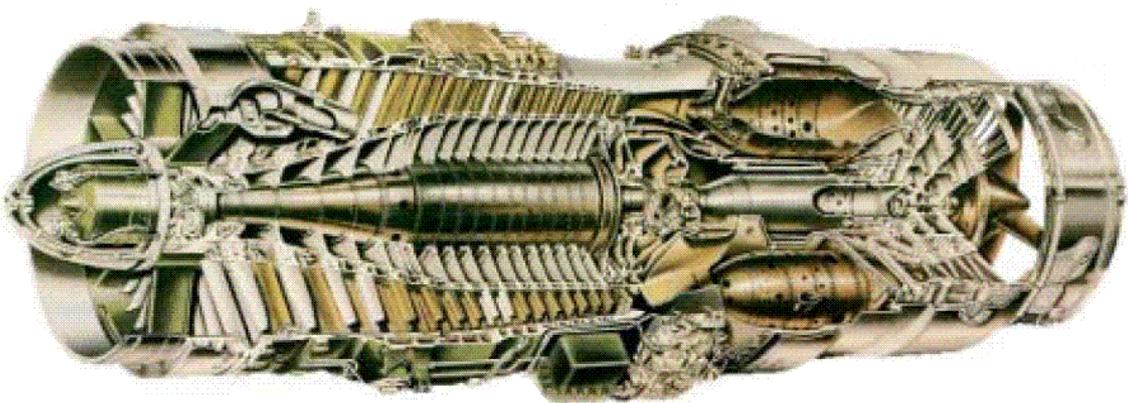


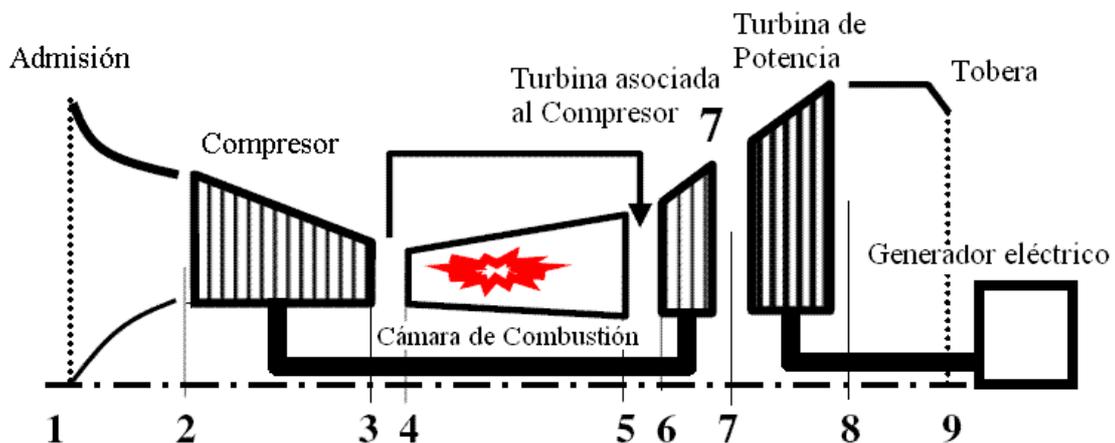
Figura 56: Figura esquemática de una turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535.

Esta turbina de gas posee un compresor, una cámara de combustión, una turbina asociada al compresor y una turbina de potencia. Los parámetros de funcionamiento básicos son los siguientes que se exponen en la tabla 3.

<b>Ratio de Presión Total</b>	<b>3.33</b>
<b>Temperatura de Entrada a la Turbina</b>	<b>869 (°C)</b>
<b>Flujo Másico de Gases de Escape</b>	<b>77.3 (kg/s)</b>
<b>Potencia de Salida</b>	<b>15 (MW)</b>
<b>Heat Rate</b>	<b>12258 (kJ/kWh)</b>

*Tabla 3: Parámetros de funcionamiento básicos de la turbina de gas Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535 [18].*

Los datos, que se van a utilizar para la realización y aplicación de los modelos de regresión con el fin de obtener la vida útil de funcionamiento del modelo de la turbina de gas; se han obtenido de la universidad inglesa, Cranfield University [20]. Dicha universidad ha desarrollado un software que simula el funcionamiento de turbinas de gas y ofrece diagnósticos sobre dicho funcionamiento. En este caso se ha utilizado para simular y diagnosticar el funcionamiento de una turbina de gas Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535. Así, la Cranfield University utiliza el software que ha diseñado con el fin de utilizarlo para crear un modelo de funcionamiento del motor de turbina de gas que se ha especificado anteriormente. Este software, llamado “Cranfield University gas turbine performance and diagnostic software”, ha sido utilizado para crear un modelo de funcionamiento del motor y simular un funcionamiento constante sin ninguna degradación a lo largo del tiempo y también simular un funcionamiento en el que se produce un deterioro en los parámetros de funcionamiento del proceso a lo largo del tiempo de operación de la turbina de gas. La configuración del modelo del motor de turbina de gas se muestra en la figura 57.



*Figura 57: Configuración del motor de turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535 [18].*

Tal y como se ha explicado, la Cranfield University ha desarrollado un software para la obtención de datos que describen el funcionamiento de la turbina de gas a lo largo del tiempo de operación. Para ello se han tenido en cuenta una serie de supuestos, que son:

- El patrón de la tasa de fallos del motor de turbina de gas sigue un modelo similar al que se muestra en la figura 47.
- La degradación en el funcionamiento de la turbina de gas se produce debido a un significativo deterioro del compresor de la turbina de gas. Dicha degradación de la turbina de gas es representada por la desviación negativa respecto a los valores normales de funcionamiento de la capacidad de flujo del compresor (debido a ensuciamiento en el paso de gases y en los álabes, a erosiones, a corrosiones etc.) y de la eficiencia isentrópica del compresor. Debido a que estos dos parámetros, que describen el funcionamiento o “salud” del compresor, son independientes el uno del otro, se simula en este estudio un caso particular de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas donde el deterioro de la capacidad de flujo es el doble del que sufre la eficiencia isentrópica del compresor.
- El motor se degrada a un ritmo constante (tasa de fallos constante) desde el principio del funcionamiento hasta las 20.000 horas de operación de la turbina de gas, y a continuación aparece una tasa de fallo creciente que se hace cada vez mayor con el tiempo de funcionamiento. De esta forma, el motor alcanza una degradación que se ve reflejada por un descenso relativo desde los valores normales que el compresor tendría cuando el motor de turbina de gas está nuevo y sin ninguna degradación hasta un  $-3\%$  en la eficiencia isentrópica del compresor y un  $-6\%$  en la capacidad de flujo del compresor a las 30.000 horas de operación o funcionamiento de la turbina de gas.
- Las evaluaciones de diagnóstico de los parámetros de funcionamiento del motor se realizan cada 500 horas de operación o funcionamiento de la turbina de gas. Sin embargo, debido a la naturaleza estadística del análisis que se está realizando, un muestreo de datos más frecuente mejoraría la precisión de la predicción. Esto se debe al hecho de que la medición del ruido puede ser evaluado con más facilidad y precisión; y la línea de regresión obtenida proporcionará una mejor predicción que se aproxime más a los verdaderos valores de los parámetros de salud.
- Los errores de las medidas de los diferentes parámetros de funcionamiento, que se han simulado, siguen un determinado patrón que se puede resumir como una distribución normal con una media situada en el intervalo adecuado de medición de los parámetros de funcionamiento. Además dichas medidas poseen un nivel máximo de incertidumbre o error determinado por el error típico para cada diferente parámetro del paso de gases del motor de turbina de gas. Esto se muestra en la tabla 4.

Parámetro de Medida	Rango	Error Típico
Presión	3–45 psia	0.5%
	8–460 psia	±0.5% or 0.125 psia
Temperatura	–65–290 °C	±3.3 °C
	290–1000 °C	$\pm\sqrt{2.5^2 + (0.0075 \cdot T)^2}$
	1000–1300 °C	$\pm\sqrt{3.5^2 + (0.0075 \cdot T)^2}$
Flujo Másico de Combustible	Up to 250 kg/h	41.5 kg/h
	Up to 450 kg/h	34.3 kg/h
	Up to 900 kg/h	29.4 kg/h
	Up to 1360 kg/h	23.7 kg/h
	Up to 1815 kg/h	20.8 kg/h
	Up to 2270 kg/h	23.0 kg/h
	Up to 2725 kg/h	25.9 kg/h
	Up to 3630 kg/h	36.2 kg/h
	Up to 5450 kg/h	63.4 kg/h
	Up to 12,260 kg/h	142.7 kg/h

Tabla 4: Errores máximos de medida de parámetros de funcionamiento de la turbina de gas [18].

- El motor de turbina de gas debe ser retirado para realizar una revisión general (*overhaul*) cuando la degradación en la eficiencia alcanza un descenso relativo del -3 %, o cuando la degradación de la capacidad de flujo alcanza un descenso relativo del -6 %, con respecto a los valores normales de funcionamiento de la turbina gas cuando no ha sufrido ningún deterioro (cuando está nueva).

Las mediciones disponibles del paso de gases a través de la turbina de gas, obtenidas de la simulación del funcionamiento de la turbina de gas, se utilizan para el análisis del diagnóstico y para la realización de pronósticos con dichos datos obtenidos. Estas medidas son las que se debería obtener con un equipo o set de instrumentación que tomara datos de las medidas localizadas en los puntos de la turbina de gas que se exponen en la tabla 5.

#### Equipo de Instrumentación

Medida	Significado
P3	Presión Total en la Salida del Compresor (kPa)
P7	Presión Total en la Salida de la Turbina asociada al Compresor (kPa)
T7	Temperatura Total en la Salida de la Turbina asociada al Compresor (K)
P8	Presión Total en la Salida de la Turbina de Potencia (kPa)
T8	Temperatura Total en la Salida de la Turbina de Potencia (K)
mf	Flujo Másico de Combustible (kg/s)
N	Velocidad de giro del Generador de Gas con respecto a la máxima (%)

Tabla 5: Medidas que se deberían tomar con un set de instrumentación [18].

Con el objetivo de demostrar el método de pronóstico que se ha propuesto (en el que se utiliza modelos estadísticos de regresión lineal y cuadrática), se implanta en el modelo del motor de turbina de gas (línea continua en las figuras 58 y 59) una degradación

típica en el compresor de la turbina de gas que se desarrolla a lo largo del tiempo de funcionamiento. Para ello se simula el funcionamiento del motor en el que se produce una degradación en las condiciones generales de dicho funcionamiento y de su rendimiento a lo largo del tiempo de operación. Así mismo, se deben simular las consiguientes mediciones del paso de gases. Posteriormente se asume que la degradación implantada para el sistema de diagnóstico es desconocida, y el sistema de diagnóstico de análisis GPA, se utiliza para aislar y cuantificar la degradación a lo largo del tiempo de funcionamiento de los componentes del motor de turbina de gas. De esta forma se obtiene una nube de puntos (dispersión de puntos en las figuras 58 y 59) que representa la simulación de la degradación prevista de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor en función del tiempo de funcionamiento de la turbina de gas, y que representa una simulación de la historia de la degradación del motor. Esta serie de datos obtenidos de la simulación del funcionamiento de la turbina de gas a lo largo del tiempo de operación, en el que se produce una degradación de las características, y del funcionamiento del motor, se utiliza en el análisis de pronósticos para estimar la potencial vida útil restante de funcionamiento del motor de turbina de gas. La realización de predicciones se realiza mediante el uso de las técnicas estadísticas de regresión lineal y cuadrática. Además se utiliza una serie de análisis de los residuos obtenidos en las regresiones (test de normalidad de Shapiro-Wilk, análisis de la asimetría o sesgo,...) en los que se comprueba la compatibilidad de los modelos de regresión utilizados.

### **7.9.2. Análisis de los componentes de la turbina de gas utilizando el enfoque del GPA**

En el análisis de diagnóstico y pronóstico, el análisis de gases de paso no-lineal (GPA no-lineal) se aplica a todos los datos históricos del motor de turbina de gas hasta el momento actual de funcionamiento para analizar la historia de la degradación del rendimiento y del funcionamiento en general del motor. Esto incluye el aislamiento de los componentes del motor deteriorados a lo largo del tiempo de funcionamiento, utilizando el concepto de los casos de fallo y del índice GPA (GPA Index). Con el uso de estos se consigue cuantificar la degradación de cada componente en particular. Debido a que el análisis de diagnóstico no es el foco de este Proyecto Fin de Carrera, se supone que el aislamiento y la cuantificación detallada de los fallos de los componentes se han hecho adecuadamente y con éxito, mientras que se puede consultar a [20] para obtener más información del proceso. Una vez que el análisis de la degradación de la turbina de gas se hace para todos los puntos individuales, se consigue obtener una previsión de la degradación de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas a lo largo del tiempo de operación. Estos datos previstos de la degradación de la eficiencia y del flujo se pueden trazar hasta el momento actual de funcionamiento. Las figuras 58 y 59 muestran los resultados previstos del diagnóstico, en los que aparecen una serie de puntos dibujados en términos de la degradación prevista de la eficiencia isentrópica del compresor y de la capacidad de flujo del compresor, respectivamente. El GPA no-lineal es capaz de proporcionar información precisa y correcta de los resultados

del diagnóstico si las medidas del paso de gases del motor son precisas. Por lo tanto la dispersión de los puntos se debe a los efectos del ruido de la medida que contribuye a los errores de predicción de diagnóstico, y el nivel cuantitativo de tales errores de predicción es más o menos similar al ruido de la medición de la toma de datos o mediciones del paso de gases a través de la turbina de gas. Debido a la naturaleza estadística del método de pronóstico, la cantidad y la exactitud de las mediciones en la toma de muestras, así como la exactitud del análisis de diagnóstico tienen un gran impacto en la veracidad y precisión de los análisis de pronósticos. Una vez que se dispone de la información histórica de diagnóstico, a continuación se utiliza el enfoque de pronóstico que se propone en este trabajo, y éste se puede describir de la siguiente manera.

### **7.9.3. Aplicación del modelo de regresión lineal para la realización de pronósticos**

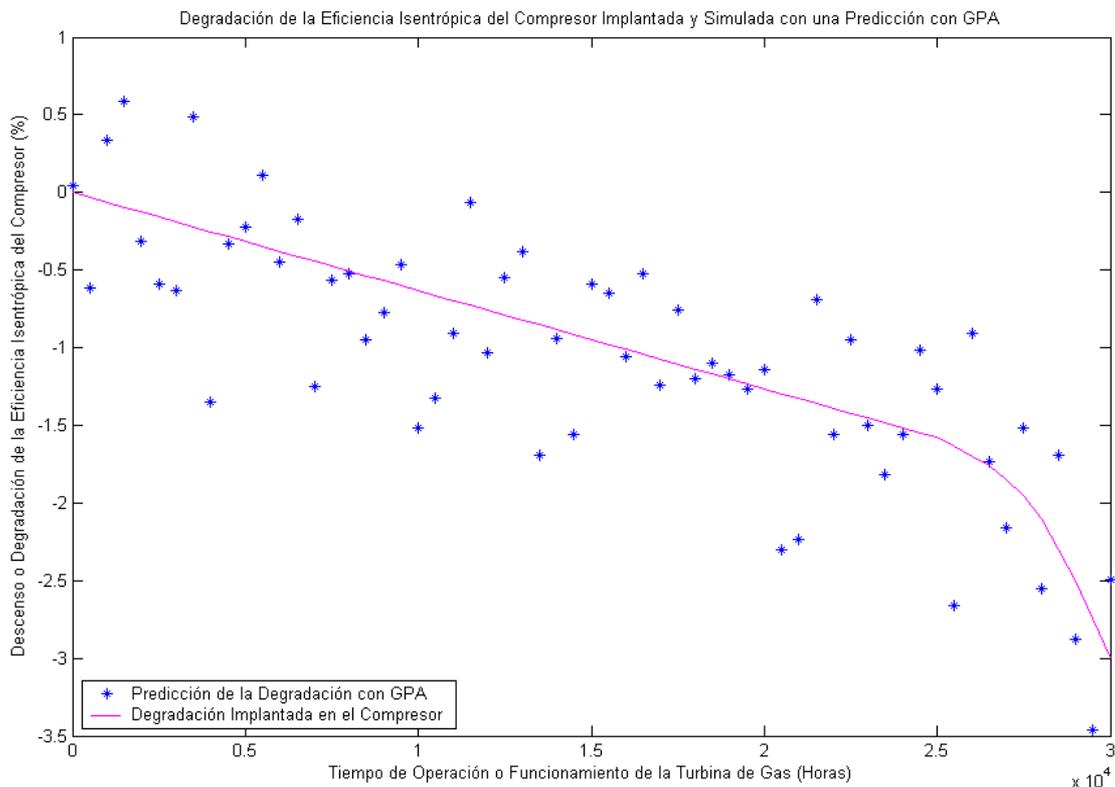
En primer lugar es necesario precisar que los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor y de la degradación de la capacidad de flujo del compresor del modelo de motor de turbina de gas, Rolls-Royce modelo AVON Mk 1535, han sido obtenidos del estudio científico “Gas turbine performance prognostic for condition-based maintenance” realizado por Y.G. Li, y P. Nilkitsaranont [18]. Los datos experimentales simulados de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas se presentan en unas tablas en el anexo A.

Además se debe añadir que una vez que se dispone de los datos de funcionamiento del motor de turbina de gas, se ha procedido a desarrollar varios programas informáticos con el software MATLAB que son capaces de reproducir y realizar todas las estimaciones necesarias sobre las predicciones de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas, y sobre la predicción de la vida útil restante o remanente, realizando también una estimación pesimista de ella. Así, se han programado dichos códigos informáticos con el objetivo de obtener una predicción adecuada de la degradación de la turbina de gas, y una estimación correcta de la vida útil restante de la turbina de gas, llevando a cabo todos los pasos que se han descrito anteriormente.

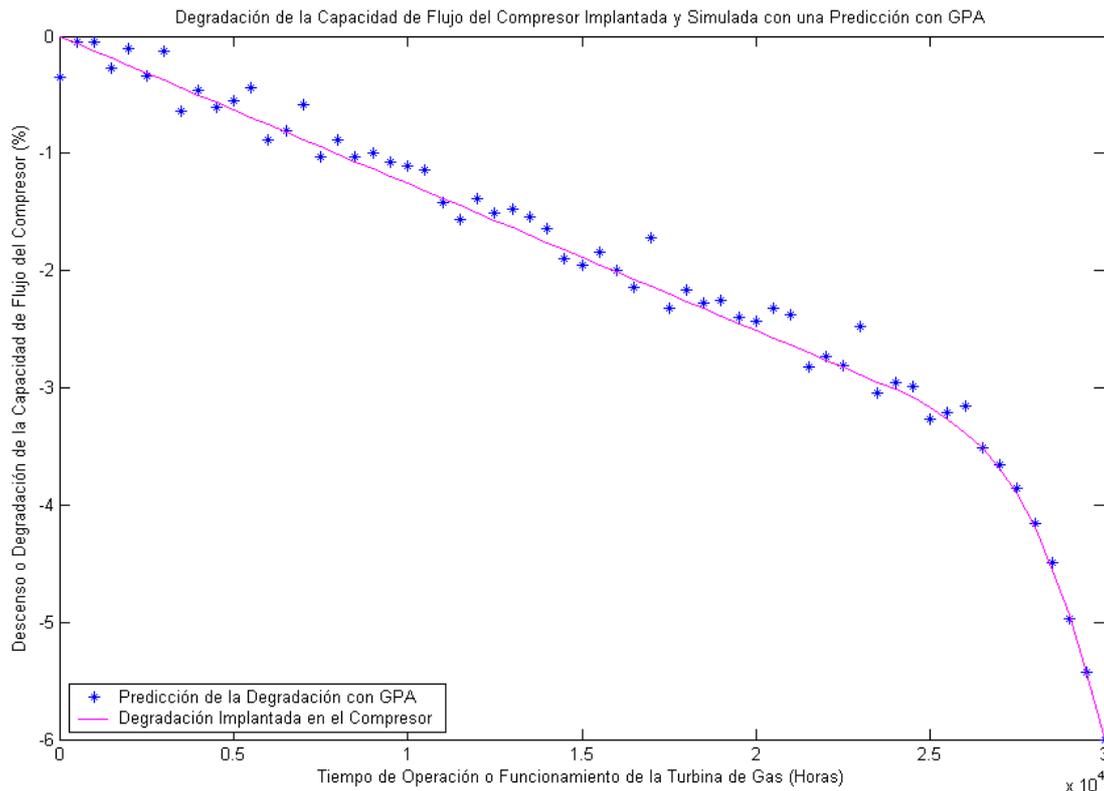
A partir de los datos simulados del funcionamiento de la turbina de gas que nos ha proporcionado el estudio científico [18], se aplican los modelos de regresión lineal y cuadrática para ajustar los datos experimentales de la degradación de la turbina de gas con el tiempo de funcionamiento. Para encontrar el punto en el que es necesario pasar de la aplicación del modelo de regresión lineal a la aplicación del modelo de regresión cuadrática, se realizan una serie de test de compatibilidad. Los test de compatibilidad que se utilizan son el test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos obtenidos del ajuste de regresión lineal; el análisis de la asimetría (skewness) de la distribución de los residuos obtenidos del ajuste de regresión lineal; y el estudio de gráficos de residuos. Una vez que se conoce el momento a partir del cual es necesario usar el modelo de regresión cuadrática, se procederá a predecir la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor y la degradación de la capacidad de flujo del

compresor. Además una vez establecidos los límites máximos admisibles de degradación para ambos parámetros de funcionamiento en estudio, se puede calcular la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas. Se calculan también los límites inferiores de las predicciones de la degradación, y es posible realizar una estimación pesimista de la vida útil restante de la turbina de gas. Esta estimación pesimista de la vida útil es la condición más restrictiva que ofrece el programa informático desarrollado. Los programas informáticos que se han desarrollado con el software MATLAB para predecir el funcionamiento de la turbina de gas y estimar su potencial vida útil se exponen en los anexos D, E y F de la presente memoria del Proyecto Fin de Carrera.

Las figuras 58 y 59 muestran los valores (dados por [18] y que se presentan en el anexo A) de la simulación del funcionamiento de la turbina de gas en términos de la degradación prevista de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, respectivamente.



*Figura 58: Degradación de la eficiencia isentrópica del compresor implantada y simulada con una previsión con GPA.*



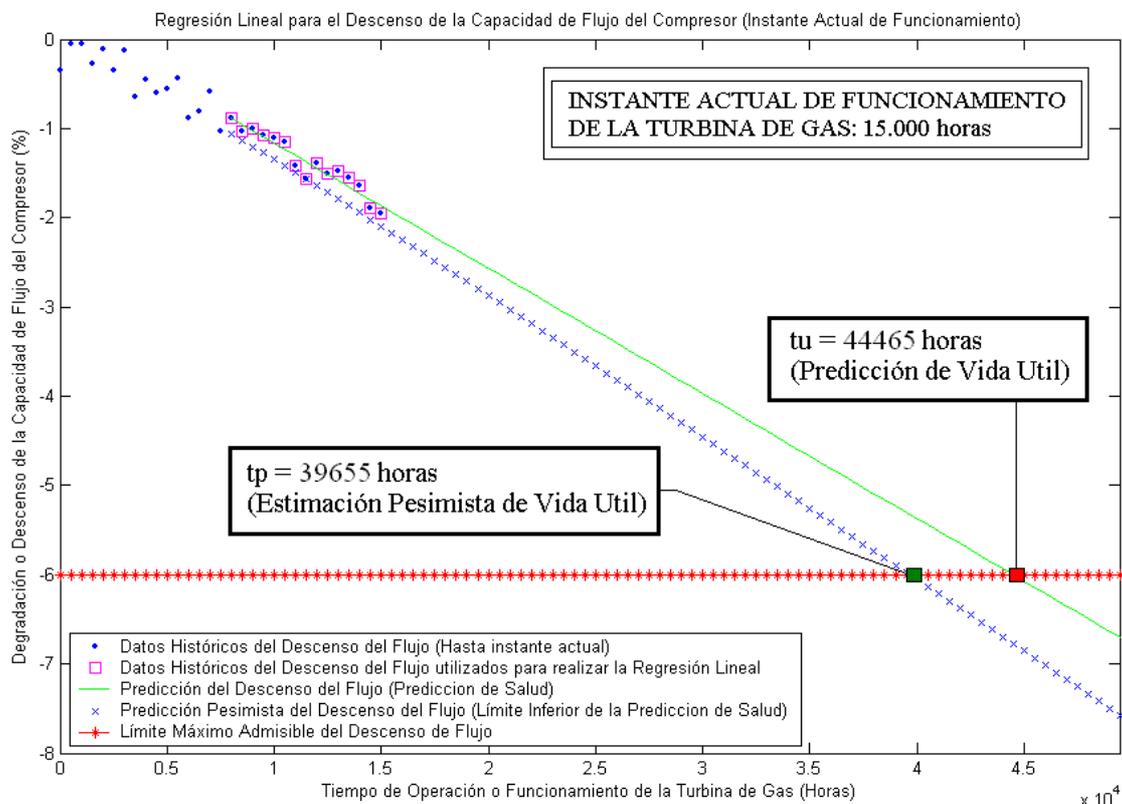
*Figura 59: Degradación de la capacidad de flujo del compresor implantada y simulada con una previsión con GPA.*

Como primer paso del análisis de pronósticos, se aplica el modelo de regresión lineal desde el inicio de la operación a los datos dispersos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor y de la degradación de la capacidad de flujo del compresor, que se han obtenido de la simulación del funcionamiento con degradación de la turbina de gas. Las figuras 60 y 61 son un ejemplo de aplicación de la regresión lineal sobre los datos dispersos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor, cuando se supone que el instante actual de operación son 15.000 horas desde el inicio y puesta en marcha del funcionamiento de la turbina de gas. Además es necesario explicar que para la determinación de las bandas de predicción (incertidumbre en el pronóstico o límites de predicción) se ha utilizado una fiabilidad (nivel de confianza) del 90 %. Este nivel de confianza se podría cambiar por otros valores, tales como 80 %, 95 %, 97,5%, 98 %, ó 99 %, ya que el diseño que se ha simulado en el programa realizado con el software MATLAB permite llevar a cabo la elección de la fiabilidad de las predicciones con estos distintos niveles de confianza. El programa desarrollado como apoyo para la elección de la fiabilidad se presenta en el anexo E.

Se debe añadir que debido a la alta dispersión o variabilidad de los datos históricos experimentales simulados de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, para que el ajuste a la recta de regresión lineal sea adecuada y no sufra desviaciones incorrectas se han utilizado todos los valores disponibles desde el inicio del funcionamiento de la turbina de gas (0 horas), hasta el instante actual de operación, 15.000 horas.



regresión lineal, se realiza una predicción de la degradación futura de la eficiencia isentrópica del compresor, la estimación pesimista de la vida útil,  $t_p$ , es alrededor de 24.611 horas y la predicción de la vida útil,  $t_u$ , es alrededor de 41.353 horas. Por lo tanto, con el análisis de pronósticos que tiene lugar a las 15.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, y sobre la base de los datos históricos de la eficiencia del compresor, la predicción de la vida útil restante del motor es aproximadamente entre 9.611 y 26.353 horas. Del mismo modo en la figura 61, donde mediante el uso de una regresión lineal se prevé la degradación futura de la capacidad de flujo del compresor; la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 39.655 horas y la predicción de la vida útil,  $t_u$ , es alrededor de 44.465 horas. Por lo tanto, teniendo en cuenta que el instante actual de funcionamiento es de 15.000 horas, la predicción de vida útil restante del motor de turbina de gas es aproximadamente entre 24.655 y 29.465 horas.



*Figura 61: Regresión Lineal para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas.*

Se puede observar la comparación de los resultados obtenidos en la tabla 6. Así, se puede añadir que la predicción de la vida útil restante sobre la base de datos de la eficiencia isentrópica del compresor proporciona un resultado más conservador, entre otras cosas debido a la mayor dispersión de los datos históricos. La disparidad significativa entre la predicción de vida útil restante sobre la base de datos de la eficiencia y sobre la base de datos de la capacidad de flujo se debe a la diferencia significativa de incertidumbres en el pronóstico, ya que al haber más dispersión en los

datos históricos del descenso de eficiencia que en los del descenso de capacidad de flujo, también hay más incertidumbre en el pronóstico (la banda de predicción es más grande) al utilizar los datos de eficiencia.

Vida útil del motor de turbina de gas restante o remanente cuando se llevan 15.000 horas de operación o funcionamiento

	Estimación Pesimista considerando incertidumbre en el pronóstico con un nivel de confianza del 90 % (tp - 15.000 horas)	Predicción con el modelo de Regresión Lineal (tu - 15.000 horas)
Con datos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor (figura 60)	9.611 horas	26.353 horas
Con datos del descenso de la capacidad de flujo del compresor (figura 61)	24.655 horas	29.465 horas
Teniendo en cuenta la degradación del funcionamiento de la turbina de gas que se ha implantado y simulado su comportamiento	15.000 horas	

*Tabla 6: Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de Regresión Lineal (instante actual de funcionamiento 15.000 horas).*

A pesar de que se haya hecho de forma adecuada la aplicación del modelo de regresión lineal, (figuras 60 y 61), es muy probable que la predicción de vida útil pueda ser no fiable (no adecuada) debido a que el modelo de regresión lineal no tiene en cuenta la situación en la que el patrón de degradación real del funcionamiento de la turbina de gas varía y cambia en el futuro a lo largo del tiempo de operación de la turbina de gas, cambiando también el patrón de la tasa de fallos de dicha turbina de gas. Por lo tanto hay que tener cuidado y comprobar hasta que instante es adecuada la utilización del modelo de regresión lineal, para que en cuanto no sea válido dejar de usarlo, y aplicar un modelo de regresión cuadrática en lugar del usado anteriormente. Para hallar el instante de tiempo en el que se da el paso de un modelo a otro se lleva a cabo la realización de una serie de test de compatibilidad y de análisis de residuos. Esto se explica en el siguiente apartado.

#### **7.9.4. Controles y test de compatibilidad del modelo de regresión lineal**

Una vez que el análisis de pronósticos se ha iniciado, se llevan a cabo de forma continua las comprobaciones de compatibilidad de los puntos de observación nuevos que van apareciendo con el paso del tiempo de funcionamiento de la turbina de gas, para determinar si el modelo de regresión lineal sigue siendo compatible con el patrón real de la tasa de fallos del motor de turbina de gas, y de la consiguiente degradación de su funcionamiento. Si el modelo de regresión lineal se ajusta todavía a la realidad de los nuevos datos experimentales; es decir, sigue siendo adecuado, apto, y funciona bien, entonces los puntos de observación nuevos se distribuyen normalmente (siguen una

distribución normal) alrededor de la línea de regresión lineal. Y además los residuos del ajuste también siguen una distribución normal con media cero y varianza constante. Sin embargo, si el modelo de regresión lineal no se ajusta correctamente, es necesario cambiar dicho modelo por otro modelo de regresión cuadrática. Una vez que esto sucede, con el nuevo modelo de regresión cuadrática se deberá proceder a realizar las predicciones oportunas de degradación del funcionamiento y de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas.

### **Test de Normalidad de Shapiro-Wilk**

En primer lugar es necesario explicar que para llevar a cabo los análisis mediante el test de normalidad de Shapiro-Wilk, se ha desarrollado un programa informático con el software MATLAB que sirve de apoyo al programa general que se ha desarrollado para predecir la degradación de la eficiencia y de la capacidad de flujo del compresor; y para predecir la vida útil de la turbina de gas. Este programa que realiza el test de Shapiro-Wilk, está basado en el algoritmo "Algorithm AS R94", ideado por Royston P. [24]. El programa desarrollado se presenta en el anexo F.

La figura 62 muestra los niveles de significancia del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos que se obtienen del ajuste de regresión lineal de los datos de degradación de la eficiencia del compresor y de la capacidad de flujo del compresor. Así, se ha ido realizando, con los residuos que se van obteniendo para los dos casos, una serie de test Shapiro-Wilk desde el inicio de funcionamiento (0 horas) hasta las 25.000 horas de operación de la turbina de gas, con el fin de comprobar que los residuos obtenidos siguen una distribución normal de media de cero y varianza constante. Tal y como ya se ha explicado, se define residuo como el valor experimental de dispersión real menos el valor del ajuste a la recta de regresión para cada instante de tiempo de funcionamiento.

El nivel de significación (p-valor del test de Shapiro-Wilk) de los datos de degradación de la capacidad de flujo del compresor y de la eficiencia isentrópica del compresor disminuye con el tiempo, y esto quiere decir que los nuevos datos experimentales que van apareciendo después de 15.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, poco a poco van dejando de ajustarse adecuadamente a la recta de regresión que ha sido ajustada con el modelo de regresión lineal que se ha aplicado cuando iban 15.000 horas de operación. Así, se puede llegar a una primera conclusión, y ésta es que aproximadamente en el punto de análisis posterior a las 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas, la disminución es muy importante en el nivel de significación (p-valor del test de Shapiro-Wilk) tanto para los datos de descenso de eficiencia del compresor como para los de descenso de capacidad de flujo. Por lo tanto después de 22.500 horas de operación el p-valor del test de Shapiro-Wilk cae en ambos casos por debajo del umbral mínimo predefinido del nivel significativo, que es de 0,2. Por lo tanto, esto indica que el patrón o modelo de la tasa de fallos ha cambiado, pasando de ser una tasa de fallos de valor constante a una tasa de fallos creciente a lo largo del

tiempo de funcionamiento. Y consiguientemente, desde el punto de vista del análisis de normalidad utilizando el test de Shapiro-Wilk para los residuos del ajuste de la regresión lineal, se llega a la conclusión que a partir de unas 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas (realmente entre unas 22.500 horas y unas 25.000 horas) el modelo de regresión lineal ajustado deja de ser válido para los dos casos en estudio.

Es necesario añadir que para el caso de los datos de la degradación de la capacidad de flujo dejaría de ser válido es supuesto de normalidad de los residuos incluso antes de ese valor, para entre unas 17.500 y unas 20.000 horas de funcionamiento, ya que el p-valor ya es menor que el límite mínimo establecido (0,2). Sin embargo, ya que lo que se busca es un estudio en conjunto de los dos parámetros de funcionamiento del compresor del motor de turbina de gas, definidos por la eficiencia isentrópica y la capacidad de flujo del compresor, se puede exponer que el análisis conjunto muestra que el ajuste al modelo de regresión lineal aplicado a los parámetros operativos del compresor de la turbina de gas, es válido desde el inicio del funcionamiento hasta unas 22.500 horas de operación de la turbina de gas. Por lo tanto, desde el punto de vista del análisis de la normalidad de los residuos, realizado con el test de Shapiro-Wilk, se puede concluir que se debe dejar de aplicar el modelo de regresión lineal y pasar a utilizar el modelo de regresión cuadrática a partir de unas 22.500 horas de funcionamiento del motor de turbina de gas.

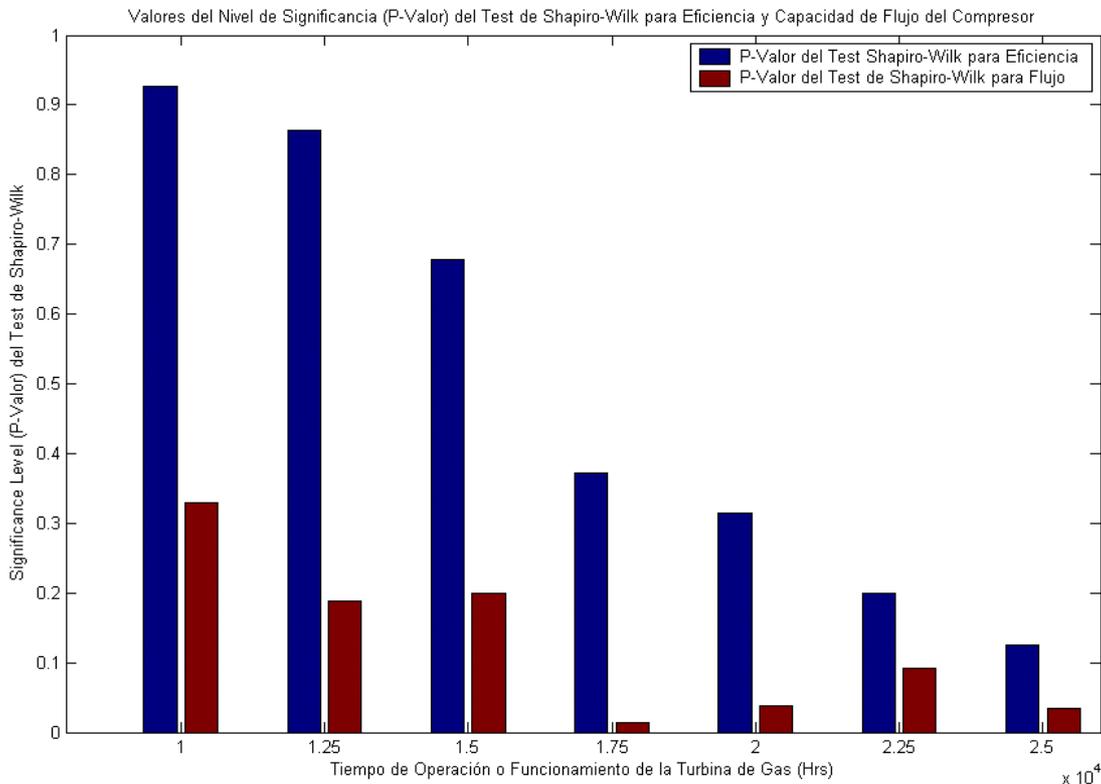


Figura 62: Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal.

### Asimetría, sesgo o skewness

Por otro lado, en la figura 63 se muestra un gráfico de la asimetría, sesgo u oblicuidad (Skewness) de los residuos de la regresión lineal desde el inicio de la operación hasta las 25.000 horas de operación de la turbina de gas. En este caso, se demuestra que el valor absoluto de la asimetría (definida por el Standard Skewness) de la degradación de la capacidad de flujo del compresor y de la eficiencia isentrópica del compresor aumenta de forma continuada a lo largo del tiempo de funcionamiento de la turbina de gas. Sin embargo, el nivel máximo de la asimetría que se alcanza en el análisis de los residuos que se obtienen de la realización de la regresión lineal usando los datos de degradación de la eficiencia del compresor no es tan alto y significativo como en el caso del cálculo utilizando los datos de degradación de la capacidad de flujo del compresor, en el cual se supera holgadamente el valor máximo fijado como límite aceptable que es de 2 para el valor absoluto del Standard Skewness. Esto puede ser debido a la gran dispersión de los datos históricos simulados del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor que se muestran en la figura 58.

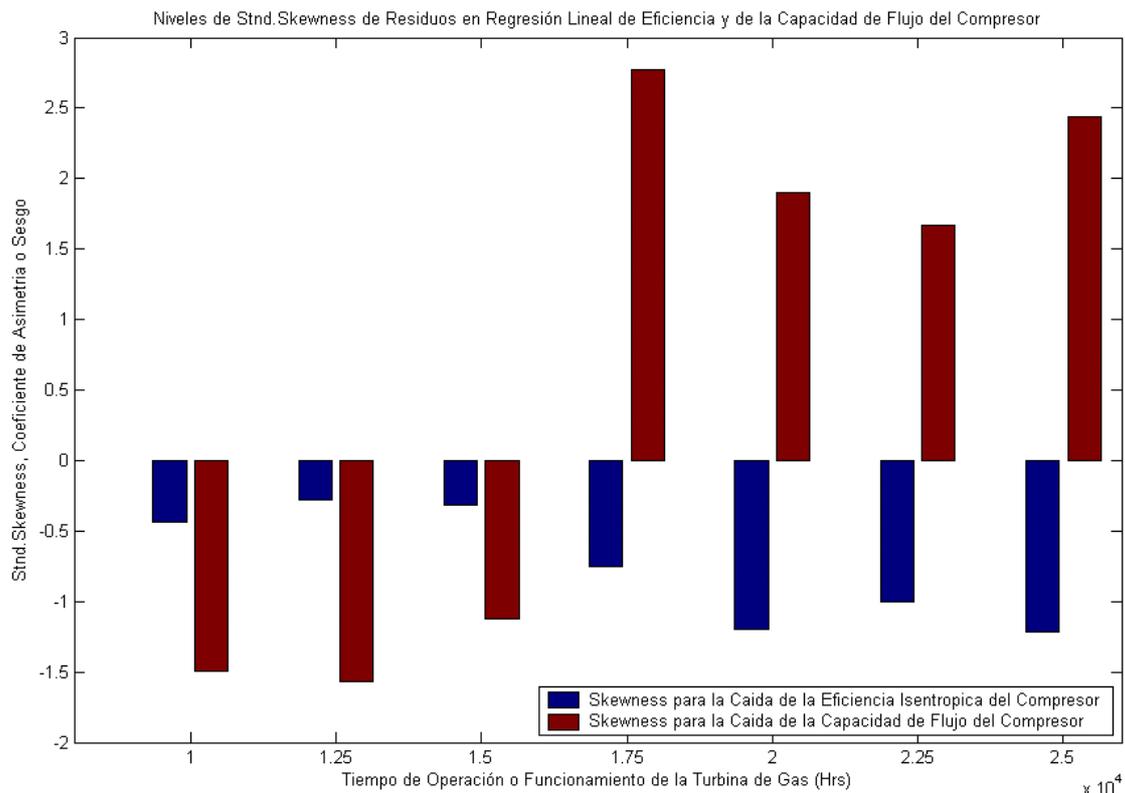


Figura 63: Niveles del Stnd. Skewness de la distribución de los residuos de la regresión lineal.

El continuo aumento en el valor absoluto del nivel de asimetría (Std.Skewness) que sucede en el caso de los datos de degradación de la eficiencia del compresor, y también el elevado valor absoluto que alcanza la asimetría en el caso de los datos de degradación de la capacidad de flujo; indican el estado de asimetría que va alcanzando la distribución de los residuos de los nuevos datos experimentales a lo largo del funcionamiento del motor de la turbina de gas.

Además los valores obtenidos de la asimetría, definida por Standard Skewness, muestran que se va ampliando el estado de incompatibilidad a una distribución normal, a lo largo del tiempo de funcionamiento, de la distribución de los nuevos residuos de la regresión lineal y de los nuevos datos experimentales de degradación que van apareciendo con el tiempo de operación de la turbina de gas. Por ello al alcanzarse un nivel del valor absoluto del Std.Skewness elevado (por encima de 2) y también debido a un aumento continuo de él, se puede concluir que el modelo de regresión lineal ya no se ajusta a los nuevos datos experimentales que aparecen después de unas 22.500 a unas 25.000 horas de operación de la turbina de gas, cuando la asimetría (Std.Skewness) ha aumentado de forma significativa.

Así, basado tanto en el análisis de la asimetría (skewness), como en el análisis del nivel de significación o significativo (p-valor) del test de normalidad de Shapiro-Wilk; se puede concluir que el patrón o modelo de tasa de fallos pasa de ser constante a ser creciente en algún momento entre las 22.500 y las 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas. Por lo tanto, el modelo de regresión cuadrática se debe utilizar para sustituir al modelo de regresión lineal para la predicción de pronósticos después de aproximadamente unas 22.500 horas de operación.

### **Gráficos de Residuos**

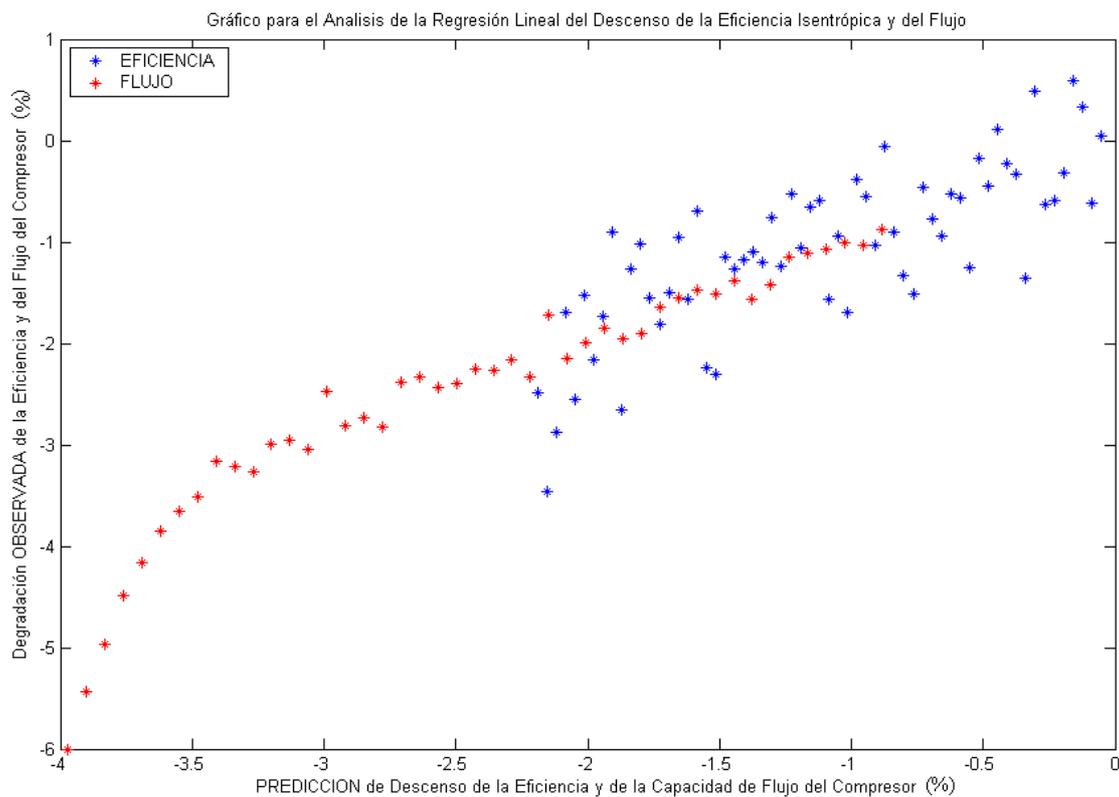
En este estudio se van a llevar a cabo tres tipos de gráficos que muestran en qué medida es bueno el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos experimentales que se tienen.

**En primer lugar** se presenta un gráfico en el que se muestran, en el eje Y, los valores observados verdaderos de los parámetros operativos de funcionamiento de la turbina de gas frente a los valores de dichos parámetros de “salud” de la turbina de gas que se predicen con el ajuste mediante el modelo de regresión lineal, en el eje X. Se presentan en la misma gráfica los valores de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor de la turbina de gas, y los valores de la degradación de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. Para que el ajuste del modelo de regresión lineal sea adecuado es necesario que la dispersión de los datos esté alrededor de una línea de pendiente positiva y de valor de pendiente aproximadamente 1. Por lo tanto, cuanto más se ajusten los datos a esa línea recta de pendiente positiva y de valor de pendiente aproximadamente 1, mayor será la evidencia de que el ajuste mediante la regresión

lineal es correcto, ya que los valores de predicción se aproximarán en mayor medida a los valores verdaderos. En la figura 64 se puede contemplar este gráfico.

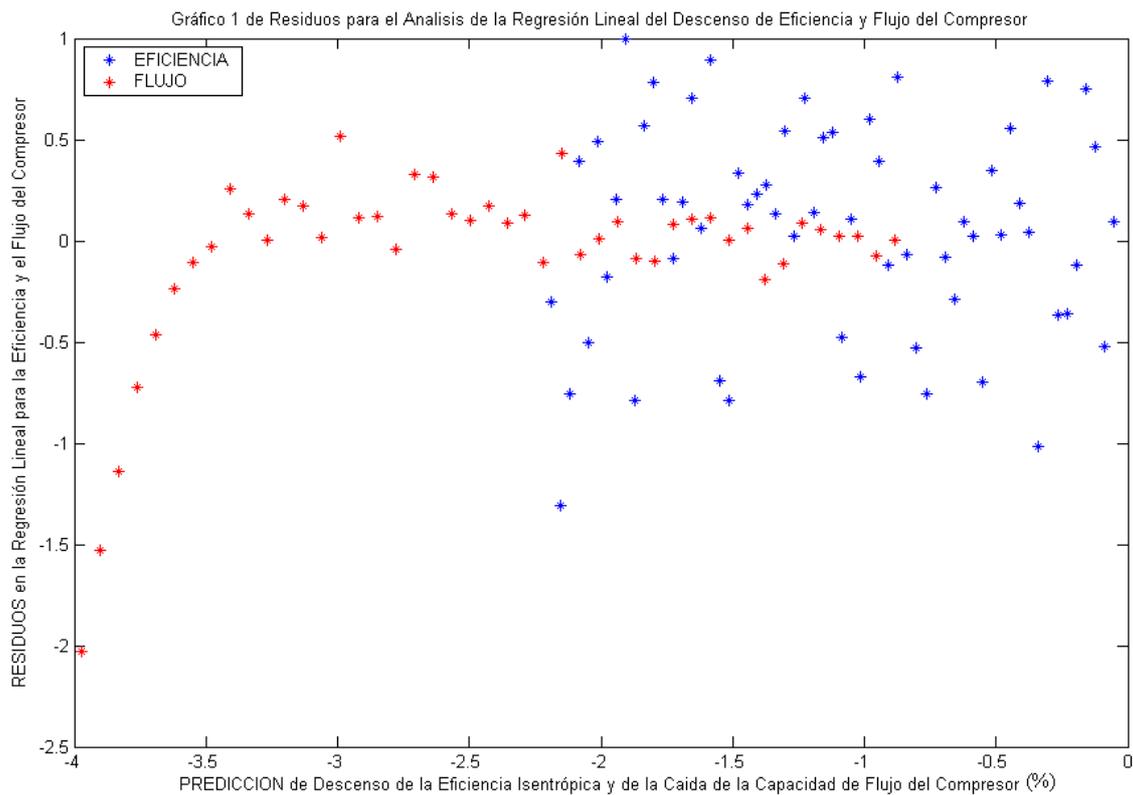
En este caso, para los datos de la degradación de la eficiencia parece que se ajustan correctamente al modelo de regresión lineal hasta un valor de la observación y de la predicción de aproximadamente -1,5 %. Si se comprueba para qué instante de funcionamiento corresponde esta situación límite de ajuste a la regresión lineal, se puede decir que ese instante se da entre unas 22.500 horas y 25.000 horas de operación de la turbina de gas. Por otro lado, para el caso de la degradación de la capacidad de flujo del compresor, se puede decir que el ajuste al modelo de regresión lineal parece adecuado hasta un descenso relativo de dicho parámetro de aproximadamente -2,75 %. Además, si se comprueba para qué instante de funcionamiento de la turbina de gas se produce este descenso es para unas 22.500 horas.

Por lo tanto, desde el punto de vista del análisis de este gráfico, se puede decir que el modelo de regresión lineal se ajusta de forma adecuada a la estructura de los datos experimentales obtenidos del funcionamiento de la turbina de gas, hasta unas 22.500 horas de operación o funcionamiento del motor de turbina de gas.



*Figura 64: Gráfico de análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Valores observados vs Valores de predicción).*

**En segundo lugar**, se expone un gráfico de dispersión de valores donde en el eje Y se sitúan los valores de los residuos obtenidos en el ajuste mediante el modelo de regresión lineal. Y en el eje X se posicionan los valores de predicción ajustados mediante la regresión lineal de los parámetros de funcionamiento o “de salud”. Este tipo de gráfico es muy clarificador para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante. Para que el modelo de regresión lineal ajustado sea correcto, es necesario que los residuos se distribuyan de forma homocedástica (varianza constante) alrededor del valor cero, para cualquier valor de la predicción que se ha ajustado con el modelo de regresión lineal.



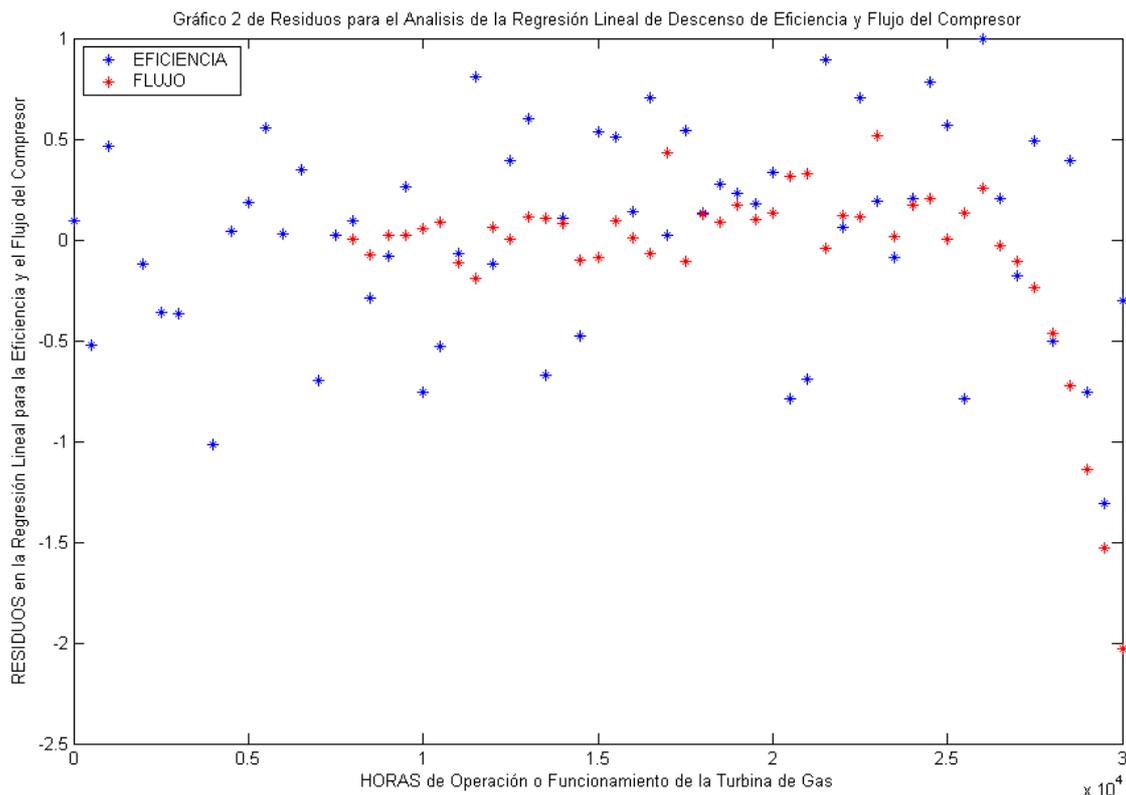
*Figura 65: Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Valores de Predicción).*

En este caso, los residuos obtenidos del ajuste del modelo de regresión lineal a los datos experimentales de la degradación de la eficiencia del compresor, se distribuyen alrededor del valor cero desde el inicio del funcionamiento de la turbina de gas (cuando no hay degradación de la eficiencia) hasta un valor de degradación de aproximadamente el -1,5 %. Si se comprueba el instante de funcionamiento de la turbina de gas correspondiente a esta degradación, se puede concluir que los residuos obtenidos de la regresión lineal siguen una distribución normal de media cero y varianza constante desde el instante inicial del ajuste con regresión lineal hasta aproximadamente entre unas 22.500 y 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas. Sin embargo, desde el punto de vista de la degradación del parámetro de funcionamiento de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, se puede apreciar que los residuos se

distribuyen conforme a una distribución normal de media cero y varianza constante entre el instante inicial del ajuste al modelo de regresión lineal y aproximadamente unas 25.000 horas de funcionamiento (cuando la degradación relativa de la capacidad de flujo es alrededor de un -3 %).

Por lo tanto, desde el punto de vista de la distribución de los residuos que se aprecia en este gráfico, se puede concluir que los residuos generados del ajuste del modelo de regresión lineal siguen una distribución normal con una variabilidad constante (homocedástica) alrededor del valor cero para cualquier dato previsto de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas desde el instante inicial de funcionamiento (0 horas) hasta aproximadamente entre 22.500 y 25.000 horas de operación. En la figura 65 se puede observar este gráfico de residuos.

**En último lugar**, se muestra un tercer gráfico que es muy similar al anterior. La única diferencia es que en el eje X se presentan los valores del instante de operación o funcionamiento, expresado en horas, de la turbina de gas. Este gráfico de dispersión de residuos es otro medio para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante.



*Figura 66: Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Horas de funcionamiento).*

Desde el punto de vista de este gráfico se puede decir que para el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos experimentales de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, los residuos se distribuyen con una distribución normal de media cero y

varianza aproximadamente constante desde el inicio de la operación de la turbina de gas (0 horas de funcionamiento) hasta un instante de tiempo entre 22.500 y 25.000 horas de funcionamiento del motor. Por otro lado, si se analizan los residuos obtenidos del ajuste del modelo de regresión lineal a los valores experimentales de la degradación de la capacidad de flujo de la turbina de gas, se puede exponer que los residuos siguen una distribución normal de media cero y varianza aproximadamente constante entre el instante del inicio del ajuste de regresión lineal, y unas 25.000 horas de funcionamiento del motor de turbina de gas. En la figura 66 se presenta este gráfico de dispersión de residuos.

Para que se pueda concluir que los residuos de la regresión lineal siguen una distribución normal es una condición necesaria que no existan tendencias en la distribución de los residuos (es decir, es necesario que no se muestren tendencias en la disposición de los residuos (valores alrededor de cero sin tendencias)). Por lo tanto, se puede concluir diciendo que desde el punto de vista de este gráfico de dispersión de los residuos aplicando el modelo de regresión lineal, el ajuste es adecuado desde el instante inicial de funcionamiento de la turbina de gas hasta un momento de operación del motor de turbina de gas entre unas 22.500 horas y unas 25.000 horas.

Como conclusión de los tres gráficos que se han mostrado, es necesario decir que desde el punto de vista del análisis de los residuos, el ajuste de los datos experimentales de la degradación del funcionamiento del motor de turbina de gas mediante un modelo de regresión lineal es correcto desde el instante inicial hasta aproximadamente entre unas 22.500 horas y unas 25.000 horas de funcionamiento u operación de la turbina de gas. Por lo tanto, se puede asegurar que será necesario sustituir el modelo de regresión lineal por el modelo de regresión cuadrática para el ajuste de los datos experimentales de funcionamiento del motor de turbina de gas a partir de aproximadamente unas 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas.

#### **7.9.5. Aplicación del modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos**

Basado en el análisis anterior, se lleva a cabo el análisis de pronósticos y la realización de predicciones de los parámetros de funcionamiento (“de salud”) del motor de turbina de gas y de su vida útil restante utilizando el modelo de regresión cuadrática desde las 22.500 horas de operación en adelante. Las figuras 67 y 68 muestran un ejemplo de la aplicación del modelo de regresión cuadrática a los datos de la degradación de la capacidad de flujo y de la eficiencia isentrópica del compresor cuando se supone que las 22.500 horas de operación es el instante actual de funcionamiento y que los últimos 30 puntos de los datos antes del momento actual (incluido éste) se utilizan para producir las líneas de regresión cuadrática en el caso del descenso de eficiencia, y sin embargo sólo se utilizan los 15 últimos puntos para los datos de degradación de la capacidad de flujo, ya que sus datos tienen una dispersión mucho más pequeña, y esto favorece la utilización de menos puntos experimentales de dispersión para la realización de la regresión cuadrática.

Como se acaba de decir, las figuras 67 y 68 muestran la aplicación de la regresión cuadrática sobre los datos dispersos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor, cuando el instante actual de operación son 22.500 horas desde el inicio y puesta en marcha del funcionamiento de la turbina de gas. Además es necesario explicar que para la determinación de las bandas de predicción (incertidumbre en el pronóstico o límites de predicción) se ha utilizado una fiabilidad (nivel de confianza) del 90 %. Este nivel de confianza se podría cambiar por otros valores, tales como 80 %, 95 %, 97,5%, 98 %, ó 99 %, ya que el diseño que se ha simulado en el programa realizado con el software MATLAB permite llevar a cabo la elección de la fiabilidad de las predicciones con estos distintos niveles de confianza. Este programa que se ha desarrollado se puede ver en el anexo E de la presente memoria del Proyecto Fin de Carrera.

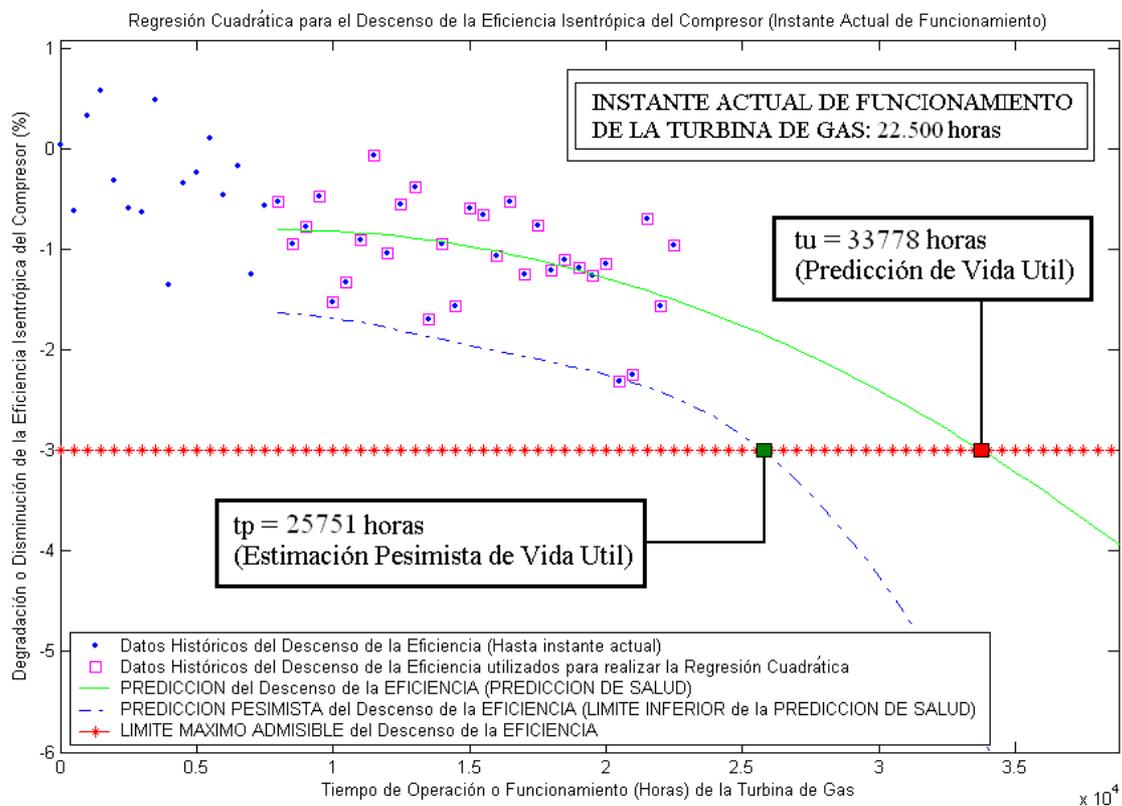
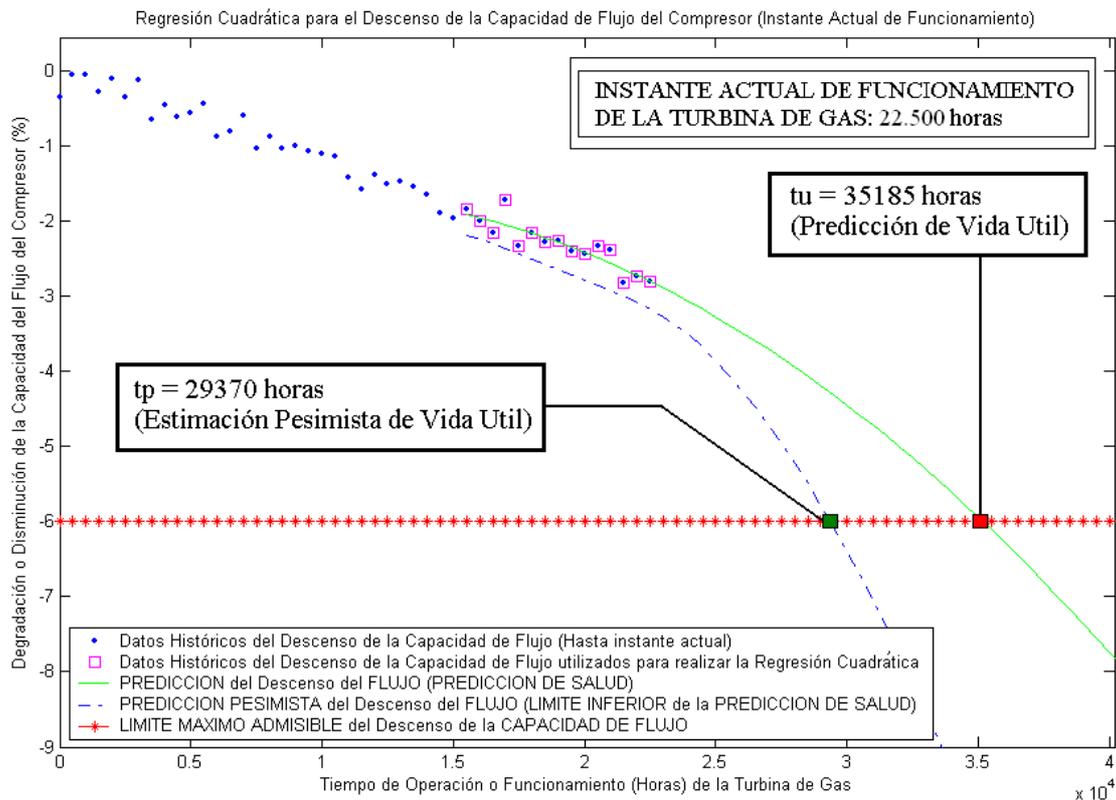


Figura 67: Regresión Cuadrática para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas.

Al igual que se hizo utilizando el modelo de regresión lineal, con el modelo de regresión cuadrática se puede estimar en consecuencia la vida útil restante o remanente del motor. En la figura 67 donde se predice la degradación futura de la eficiencia del compresor, la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 25.751 horas y la predicción de vida útil de la turbina de gas,  $t_u$ , es aproximadamente 33.778 horas. Por lo tanto, la predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas basada en los datos de descenso de la eficiencia del compresor tiene un valor aproximado entre 3.251 y 11.278 horas. Del mismo modo en la figura 68,

donde se predice la degradación futura de la capacidad de flujo del compresor; la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 29.370 horas y la predicción de la vida útil de la turbina de gas,  $t_u$ , es aproximadamente 35.185 horas. De esta forma, se tiene que la predicción de la vida útil restante del motor de turbina de gas, basada en los datos de descenso de la capacidad de flujo, tiene un valor aproximado entre 6.870 horas y 12.685 horas. Se presenta en la tabla 7 una comparación de las predicciones calculadas de la vida útil remanente o restante junto con la vida útil restante que teóricamente se debería tener ya que se ha implantado una degradación que es conocida para la realización de la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas.



*Figura 68: Regresión Cuadrática para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. Predicción de vida útil de la turbina de gas.*

La predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas de ambos casos se puede observar en las figuras 67 y 68. Según la simulación implantada del funcionamiento, el motor debería tener una revisión y reparación general (*overhaul*) a las 30.000 horas de funcionamiento, con lo que la vida útil restante en el instante actual (22.500 horas) es de 7.500 horas. Por lo tanto, las predicciones realizadas con la regresión cuadrática son consideradas adecuadas, ya que en ambos casos, el punto de fallo implantado en la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas está situado correctamente entre los puntos de fallo previstos utilizando el modelo de regresión cuadrática con una incertidumbre de pronóstico (límites de predicción) adecuada a un nivel de confianza (fiabilidad) para las bandas de predicción del 90 %, tabla 7.

$$t_p \leq \text{Vida útil "real", simulada, de la turbina de gas} = 30.000 \text{ horas} \leq t_u$$

Sin embargo, se debe añadir que la predicción basada en los datos de la degradación de la capacidad de flujo del compresor proporciona un intervalo de incertidumbre más estrecho que la basada en los datos de la degradación de eficiencia del compresor, teniendo el mismo nivel de confianza en los dos casos (90 %). Esto es así, ya que del análisis de diagnóstico usando el análisis GPA resultan niveles diferentes de dispersión de los datos históricos, teniendo menos dispersión de datos los correspondientes al descenso de la capacidad de flujo del compresor, y por el contrario teniendo una gran dispersión de los datos los del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor.

Vida útil del motor de turbina de gas restante o remanente cuando se llevan 22.500 horas de operación o funcionamiento

	Estimación Pesimista considerando incertidumbre en el pronóstico con un nivel de confianza del 90 % (tp - 22.500 horas)	Predicción con el modelo de Regresión Cuadrática (tu - 22.500 horas)
Con datos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor (figura 67)	3.251 horas	11.278 horas
Con datos del descenso de la capacidad de flujo del compresor (figura 68)	6.870 horas	12.685 horas
Teniendo en cuenta la degradación del funcionamiento de la turbina de gas que se ha implantado y simulado su comportamiento		7.500 horas

*Tabla 7: Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de Regresión Cuadrática (instante actual de funcionamiento 22.500 horas).*

A la vista de todos los resultados obtenidos, se podría decir que la predicción más conservadora de la vida útil de funcionamiento restante o remanente del motor de turbina de gas, es la del resultado basado en los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, debido entre otros motivos a que su dispersión de datos es más grande. De esta forma, se debería concluir que en el instante actual de funcionamiento, 22.500 horas, las predicciones más restrictivas y por lo tanto las que se deben elegir para la estimación pesimista de la vida útil restante de la turbina de gas, con un nivel de confianza del 90 %, es de 3.251 horas ( $t_p - 22.500$  horas). Y para la predicción de la vida útil restante o remanente de la turbina de gas es de 11.278 horas ( $t_u - 22.500$  horas).

Si se tiene en cuenta el caso más restrictivo y por lo tanto de más seguridad, con una fiabilidad (nivel de confianza) del 90 %, se puede llegar a la conclusión de que la vida útil de la turbina de gas es de 25.751 horas de funcionamiento. Así, debido a que el instante actual en el que se hace el análisis es de 22.500 horas de operación de la turbina de gas; se concluye que la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas es

de 3.251 horas, con una fiabilidad del 90 %. Por lo tanto se debería proceder a realizar una revisión general (*overhaul*) justo antes de que llegue este momento, con el fin de maximizar la vida útil de la turbina de gas (reduciendo al máximo los tiempos improductivos, y maximizando los tiempos productivos), y a la vez sin poner en riesgo el funcionamiento de dicha turbina de gas, evitando que se produzcan fallos catastróficos.

Es necesario exponer que el análisis anterior de diagnóstico y pronóstico de funcionamiento de la turbina de gas debe llevarse a cabo de forma continua durante todo el proceso de funcionamiento del motor de turbina de gas. Además, la predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas debe ser actualizada cuando estén disponibles nuevas mediciones del paso de gases y se obtengan nuevos datos del funcionamiento o “de la salud” del motor. De esta forma, la información de estos pronósticos que se realizan puede y debe ser usada como información complementaria de gran utilidad por los operadores, técnicos y analistas de la turbina de gas para sus planes de mantenimiento y para la toma de decisiones con el fin de definir el momento de tiempo más exacto y adecuado para las paradas de la planta, para la programación de las actividades de mantenimiento, y para los pedidos de piezas de repuesto a largo plazo de tiempo.

## **8. Simulación del funcionamiento de una turbina de gas y predicción de su vida útil**

### **8.1. Simulación de parámetros de funcionamiento de la turbina de gas**

Con el fin de poder comprobar que los programas que se han desarrollado con el software MATLAB funcionan de manera adecuada para la realización de pronósticos sobre la degradación del funcionamiento de una turbina de gas y para la obtención de estimaciones sobre su vida útil (y con estos poder obtener un método para implantar un sistema de mantenimiento predictivo en las turbinas de gas); se va a simular la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. Debido a que no se dispone de más datos experimentales del funcionamiento del motor de turbina de gas (además de los usados en el apartado anterior del Proyecto Fin de Carrera, apartado 7). Por lo tanto se simula una degradación de la turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535, similar a la utilizada en el apartado anterior, y que ha sido proporcionada por el artículo científico [18] (tabla de datos del anexo A).

El funcionamiento de la turbina de gas se desarrolla con una tasa de fallos constante en primer lugar y a continuación se produce un cambio en la tasa de fallos pasando de ser

constante a ser creciente a lo largo del tiempo de funcionamiento. Así, el funcionamiento simulado con una degradación implantada en la turbina de gas se describe, al igual que anteriormente, de la siguiente forma:

- El patrón de la tasa de fallos del motor de turbina de gas sigue un modelo similar al que se muestra en la figura 47.
- La degradación en el funcionamiento de la turbina de gas se produce debido a un significativo deterioro del compresor de la turbina de gas. Dicha degradación de la turbina de gas es representada por la desviación negativa respecto a los valores normales de funcionamiento de la capacidad de flujo del compresor (debido a ensuciamiento en el paso de gases y en los álabes, a erosiones, a corrosiones etc.) y de la eficiencia isentrópica del compresor. Debido a que estos dos parámetros, que describen el funcionamiento o “salud” del compresor, son independientes el uno del otro, se simula en este estudio un caso particular de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas donde el deterioro de la capacidad de flujo es el doble del que sufre la eficiencia isentrópica del compresor.
- El motor se degrada a un ritmo constante (tasa de fallos constante) desde el principio del funcionamiento hasta las 20.000 horas de operación de la turbina de gas, y a continuación aparece una tasa de fallos creciente que se hace cada vez mayor con el tiempo de funcionamiento. De esta forma, el motor alcanza una degradación que se ve reflejada por un descenso relativo desde los valores normales que el compresor tendría cuando el motor de turbina de gas está nuevo y sin ninguna degradación hasta un  $-3\%$  en la eficiencia isentrópica del compresor y un  $-6\%$  en la capacidad de flujo del compresor a las 30.000 horas de operación o funcionamiento de la turbina de gas.
- El motor de turbina de gas debe ser retirado para realizar una revisión general (“overhaul”) cuando la degradación en la eficiencia alcanza un descenso relativo del  $-3\%$ , o cuando la degradación de la capacidad de flujo alcanza un descenso relativo del  $-6\%$ , con respecto a los valores normales de funcionamiento de la turbina gas cuando no ha sufrido ningún deterioro (cuando está nueva).

No se dispone de otra lista de datos distinta a la dada por [18] (anexo A), en la que se presentan datos históricos experimentales de la degradación de la turbina de gas. Por lo tanto, se van a generar una serie de datos mediante el método de Box-Muller [25] para la generación de variables aleatorias normales. Las variables aleatorias que se van a generar siguen una distribución normal alrededor de la línea de implantación que simula la degradación de la turbina de gas, de forma similar a la del estudio científico [18]. Los datos “históricos” de la degradación que se van a generar siguiendo una distribución normal alrededor de la degradación implantada, van a ser datos de los parámetros de funcionamiento del motor generados cada 500 horas de operación o funcionamiento de la turbina de gas. Sin embargo, debido a la naturaleza estadística del análisis que se está realizando, un muestreo de datos más frecuente mejoraría la precisión de la previsión, y

proporcionaría una mejor predicción que se aproxime más a los verdaderos valores de los parámetros de salud.

El procedimiento general para obtener números aleatorios distribuidos según una normal es en primer lugar generar números aleatorios que se originen a partir de la distribución uniforme y luego se les aplica una transformación que los convierta en los números aleatorios deseados (con distribución normal) para que puedan ser utilizados en la simulación del funcionamiento de la turbina de gas. Se puede describir el Método de Box - Muller de la siguiente manera:

- Paso 1: Generar dos números aleatorios  $U_1$  y  $U_2$ .
- Paso 2:  $R^2 = -2 \cdot \log(U_1)$ , y entonces  $R^2$  es exponencial con media 2.  
Sea  $\theta = 2 \cdot \pi \cdot U_2$ , y entonces  $\theta$  es uniforme entre 0 y  $2\pi$ .
- Paso 3: Sean X e Y las variables buscadas.

$$X = R \cdot \cos\theta = \sqrt{-2 \cdot \log(U_1)} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot U_2)$$

$$Y = R \cdot \sin\theta = \sqrt{-2 \cdot \log(U_1)} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot U_2)$$

Las transformaciones dadas por las ecuaciones en el paso 3, se conocen como transformaciones de Box - Muller. El uso de las transformaciones de Box – Muller para generar un par de normales unitarias independientes no es totalmente eficiente desde el punto de vista computacional, y la razón está en la necesidad de calcular funciones trigonométricas seno y coseno. Sin embargo, hay una manera casual de evadir esta dificultad mediante un cálculo indirecto del seno y el coseno de un ángulo (opuesto a un cálculo directo, el cual genera U y luego el seno y el coseno de  $2\pi U$ ). Es decir, haciendo uso del Método de Marsaglia. Aún así, para el cálculo sencillo que se quiere realizar, con el método de Box – Muller es más que suficiente para conseguir unos resultados adecuados. La distribución normal es una de las más utilizadas porque ciertos fenómenos tienen un comportamiento que sigue esta distribución que se presenta en la figura 69.

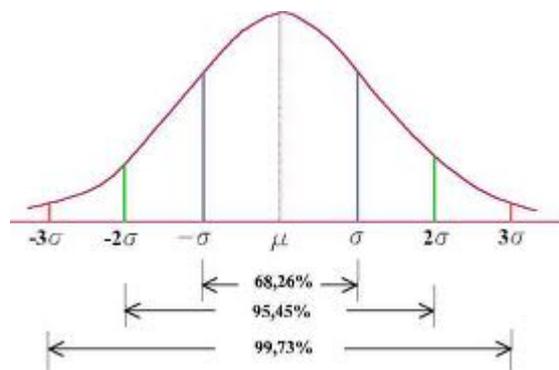


Figura 69: Distribución normal.

Por lo tanto el método para la generación de variables aleatorias, en el caso que sigan una Distribución Normal (basado en el método de Box-Muller), se define a continuación.

Los parámetros que se utilizan para describir esta distribución son la media, que viene definida por la degradación implantada de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas (eficiencia isentrópica del compresor, y capacidad de flujo del compresor) obtenida de forma similar a la dada por [18],  $\mu$  y la desviación estándar,  $\sigma$ , que se definirá para generar unos datos simulados que se parezcan a los presentados en el apartado anterior, y que ha proporcionado el artículo científico [18].

Para generar la variable aleatoria,  $X$ , que utilice estos parámetros se usa la ecuación:

$$X = \mu + \sigma \cdot C$$

Donde  $C$  es un valor aleatorio que se deduce con la siguiente fórmula dada por el método de Box - Muller:

$$C = \sqrt{-2 \cdot \log(r_1)} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot r_2)$$

Donde  $r_1$  y  $r_2$  son números aleatorios uniformemente distribuidos entre 0 y 1.

De esta forma, el algoritmo de cálculo para generar un número aleatorio  $X$  con distribución normal sigue el algoritmo que se expone a continuación:

- Se definen las constantes media,  $\mu$ , y desviación típica estándar,  $\sigma$ .
- Se genera 2 números aleatorios  $r_1$  y  $r_2$  con distribución uniforme [0,1].
- Se evalúa  $r_1$  y  $r_2$  en la fórmula,  $C = \sqrt{-2 \cdot \log(r_1)} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot r_2)$ , para calcular  $C$ .
- Se evalúa  $C$  en la ecuación,  $X = \mu + \sigma \cdot C$ , y como resultado se tiene un número  $X$  aleatorio con distribución normal.

Se debe decir que el valor medio que se va a utilizar para la generación de números aleatorios, que sigan una distribución normal, es el valor de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo que se ha implantado de forma similar a la del apartado anterior para todas las horas de funcionamiento del motor de turbina de gas y que viene dado por el estudio científico “Gas turbine performance prognostic for condition-based maintenance” realizado por Y.G. Li, y P. Nilkitsaranont [18].

Por otro lado, la desviación típica estándar que se va a utilizar para los casos de la generación de valores aleatorios de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, es tal que simule un funcionamiento de la turbina de gas que venga dado por una dispersión de la nube de puntos de los datos “históricos” generados tal que sea lo más parecida posible a las descritas en las figuras 58 y 59 que representa la simulación de la degradación prevista de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor en función del tiempo de funcionamiento de la turbina de gas, y que viene dada por un análisis GPA mostrado en [18]. Por lo tanto, se quiere conseguir que la dispersión y varianza de los datos generados sea lo más parecido posible a los presentados en [18].

De esta forma teniendo en cuenta la dispersión y la varianza de la nube de puntos para ambos casos (eficiencia y flujo), figuras 58 y 59, y teniendo en cuenta que en una distribución normal el 95,45 % de los puntos deben estar comprendidos entre el valor medio,  $\mu$ , y dos veces la desviación típica  $\pm 2 \cdot \sigma$ ; se elige un valor de la desviación típica,  $\sigma$ , acorde con esto.

*95,45 % de datos de la distribución normal en el intervalo  $\mu \pm 2 \cdot \sigma$*

Debido a lo explicado, para simular de la mejor manera posible el funcionamiento del motor con una degradación de su funcionamiento que sea lo más parecido posible al del apartado anterior dado por el estudio científico [4], se ha elegido una desviación típica para la degradación relativa de la eficiencia isentrópica del compresor de valor  $\sigma_{\text{efic}} = 0,30$  %. Y para el caso de la degradación relativa de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas se ha elegido un valor de la desviación típica de valor  $\sigma_{\text{flujo}} = 0,15$  %. Así, con estos valores que se han seleccionado se procederá a generar una serie de datos de funcionamiento a lo largo del tiempo de operación tales que sean similares a los usados en el apartado anterior y dados por [18].

Con el fin de generar una serie de datos históricos que simulen el funcionamiento y la degradación del compresor de la turbina de gas, realizándola tal y como se acaba de explicar, se ha desarrollado un programa informático con el software MATLAB, y éste se presenta en el anexo del Proyecto Fin de Carrera.

Con el programa que se ha desarrollado, se ha simulado una degradación implantada en el compresor similar a la dada por [18] en la que existe una degradación constante desde el inicio de operación hasta las 20.000 horas, y posteriormente sucede una degradación cuadrática hasta las 30.000 horas de funcionamiento. También se han generado dos series de datos aleatorios, distribuidos normalmente, que simulan el funcionamiento de la turbina de gas de forma similar a [18].

En los 2 siguientes apartados se presenta el estudio de la predicción de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas y también se realiza la predicción de la vida útil de funcionamiento restante o remanente de la turbina de gas, utilizando cada una de las dos series de datos que se han generado. Las 2 series de datos que se han generado se presentan en las tablas del anexo.

## **8.2. Simulación 1 del funcionamiento de la turbina de gas y cálculo de su vida útil restante**

Las degradaciones de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, que describen el funcionamiento de dicha turbina de gas, han sido simuladas mediante la generación de datos aleatorios que siguen una distribución normal en torno a la degradación implantada en el apartado anterior y dada por [18] y que han sido obtenidas con el uso de un código informático que ha sido desarrollado con el software MATLAB, y que se presenta en el anexo G de este Proyecto Fin de Carrera.

La primera lista de datos generada como simulación de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas a lo largo de su funcionamiento u operación se expone en las tablas del anexo B. A partir de estas degradaciones simuladas, a continuación se procede a realizar una serie de predicciones de las degradaciones del funcionamiento y de la vida útil del motor de turbina de gas.

### 8.2.1. Aplicación del modelo de regresión lineal para la realización de pronósticos

A partir de los datos generados para la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas, se van a utilizar los programas informáticos que se han desarrollado con el software MATLAB y que son capaces de reproducir y realizar todas las estimaciones necesarias sobre los pronósticos de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas, y sobre la predicción de la vida útil restante o remanente. Además realizan una estimación pesimista de la vida útil del motor de turbina de gas. La degradación implantada de la eficiencia y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas a lo largo de su funcionamiento, y la dispersión de los datos de la primera lista de valores que se han generado para ambos casos se presentan en las figuras 70 y 71. Así, a partir de los datos que se han generado en el apartado anterior y que están basados en los datos por el estudio científico [18], se aplican los modelos de regresión lineal y cuadrática para ajustar los datos generados de la degradación de la turbina de gas con el tiempo de funcionamiento.

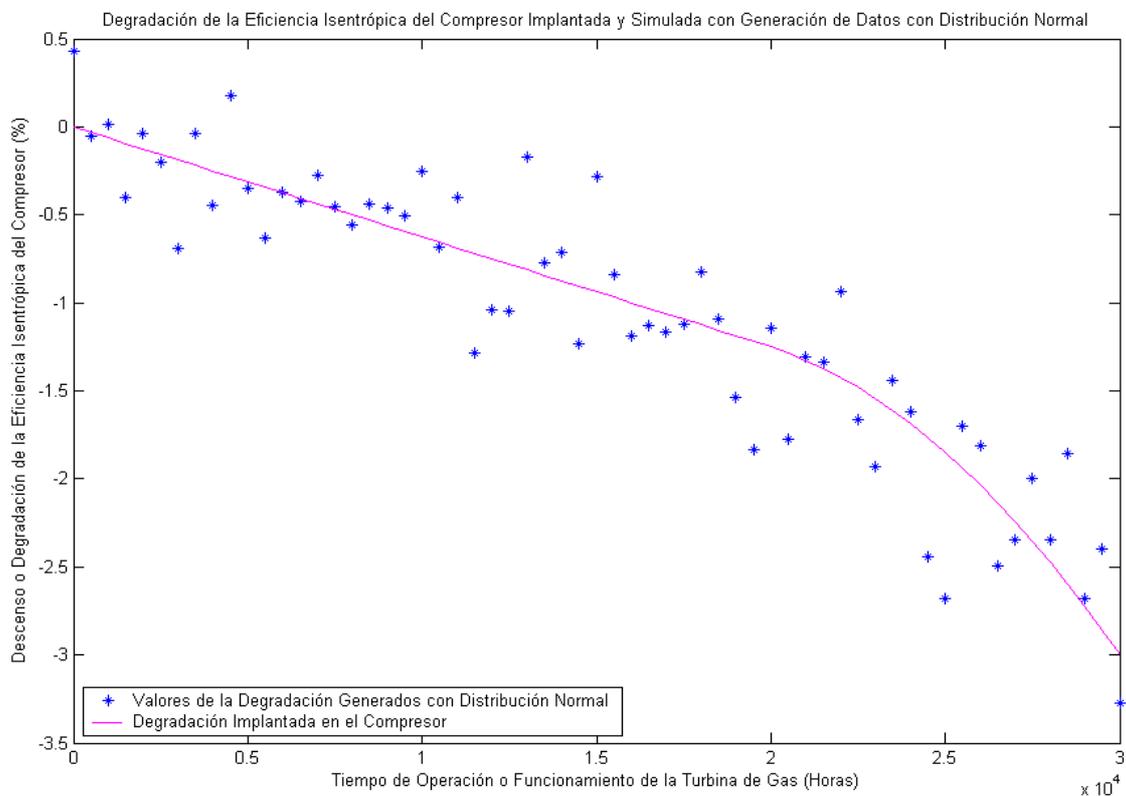
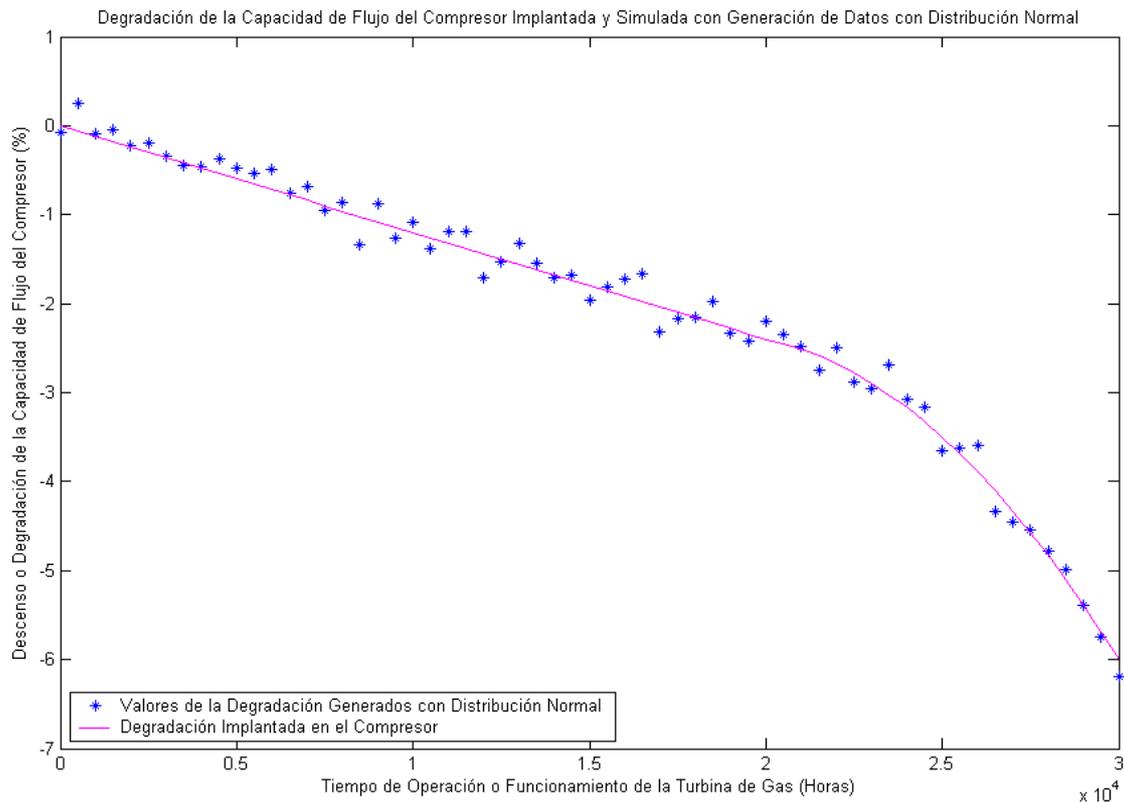


Figura 70: Degradación de la eficiencia isentrópica del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).



*Figura 71: Degradación de la capacidad de flujo del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).*

Para encontrar el punto en el que es necesario pasar de la aplicación del modelo de regresión lineal a la aplicación del modelo de regresión cuadrática, se llevan a cabo una serie de test de compatibilidad. Una vez que se conoce el momento a partir del cual es necesario usar el modelo de regresión cuadrática, se procederá a predecir la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor. Además una vez establecidos los límites máximos admisibles de degradación para ambos parámetros de funcionamiento en estudio, se puede calcular la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas. Los programas informáticos que se han desarrollado con el software MATLAB para predecir el funcionamiento de la turbina de gas se exponen en los anexos D, E y F.

En primer lugar se aplica el modelo de regresión lineal desde el inicio de la operación a los datos dispersos del descenso de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, que se han generado para simular el funcionamiento de la turbina de gas.

Las figuras 72 y 73 se presentan como aplicación del modelo de regresión lineal sobre los datos dispersos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor, cuando asume que el instante actual de funcionamiento son 15.000 horas desde el inicio y puesta en marcha del funcionamiento de la turbina de gas. Se debe añadir que para determinar de las bandas de predicción (límites de predicción) se

ha utilizado una fiabilidad o nivel de confianza del 90 %. Tal y como se explicó anteriormente, la fiabilidad se podría cambiar por otros valores distintos a éste, tales como 80 %, 95 %, 97,5%, 98 %, ó 99 %, debido a que el diseño que se ha realizado en el programa desarrollado con el software MATLAB permite seleccionar el nivel de confianza de las predicciones que se desean hacer.

Debido a la alta dispersión de los datos históricos que se han generado sobre la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, para que el ajuste a la recta de regresión lineal sea precisa y no haya desviaciones incorrectas se han usado todos los valores de los que se dispone desde el inicio de la operación de la turbina de gas (0 horas de funcionamiento), hasta el instante actual de funcionamiento, 15.000 horas. Por otro lado, debido a la pequeña dispersión o variabilidad de los datos históricos simulados de la degradación de la capacidad de flujo del compresor, para el ajuste a la recta de regresión lineal han sido usados solamente la mitad de los valores disponibles que están más próximos al momento actual de funcionamiento, 15.000 horas. Esto se ha realizado así para conseguir un mejor ajuste de los datos al modelo de regresión lineal, ya que la dispersión o variabilidad de los datos simulados de la degradación de la capacidad de flujo es muy pequeña, lo que favorece la utilización de pocos datos para el ajuste. Por lo tanto se han utilizado para la regresión lineal, los datos de la degradación de flujo entre las 8.000 horas de funcionamiento y las 15.000 horas de operación de la turbina de gas.

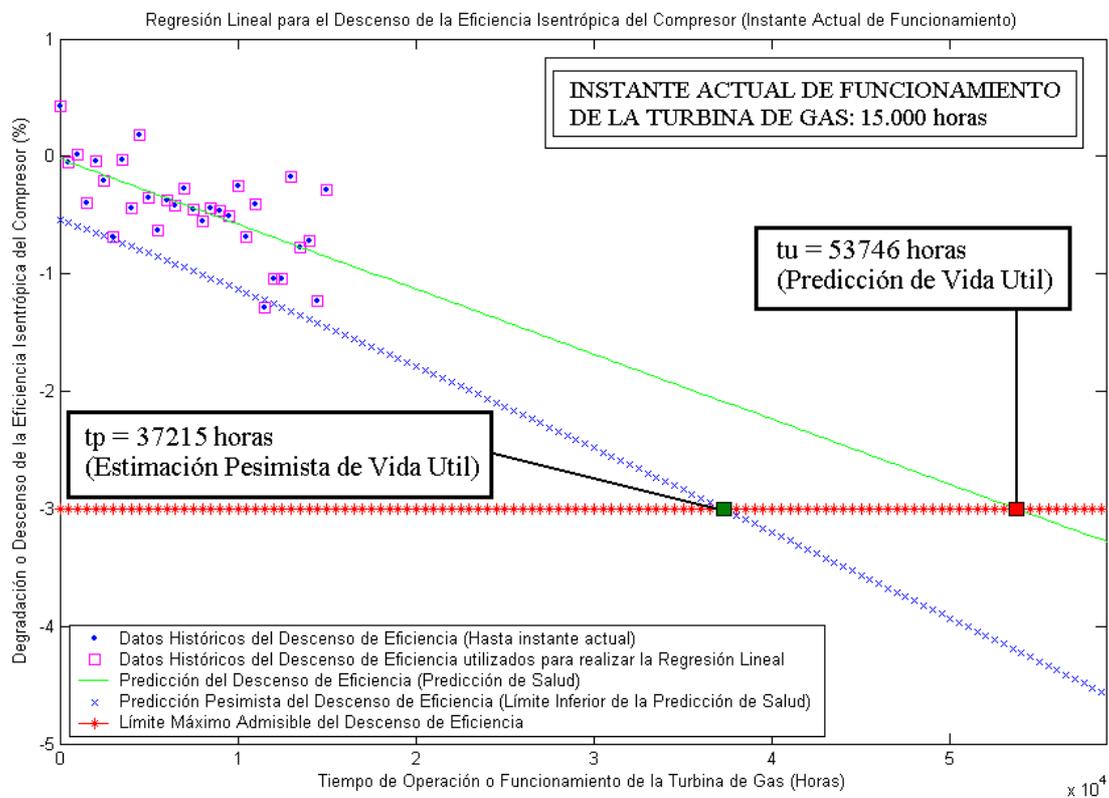
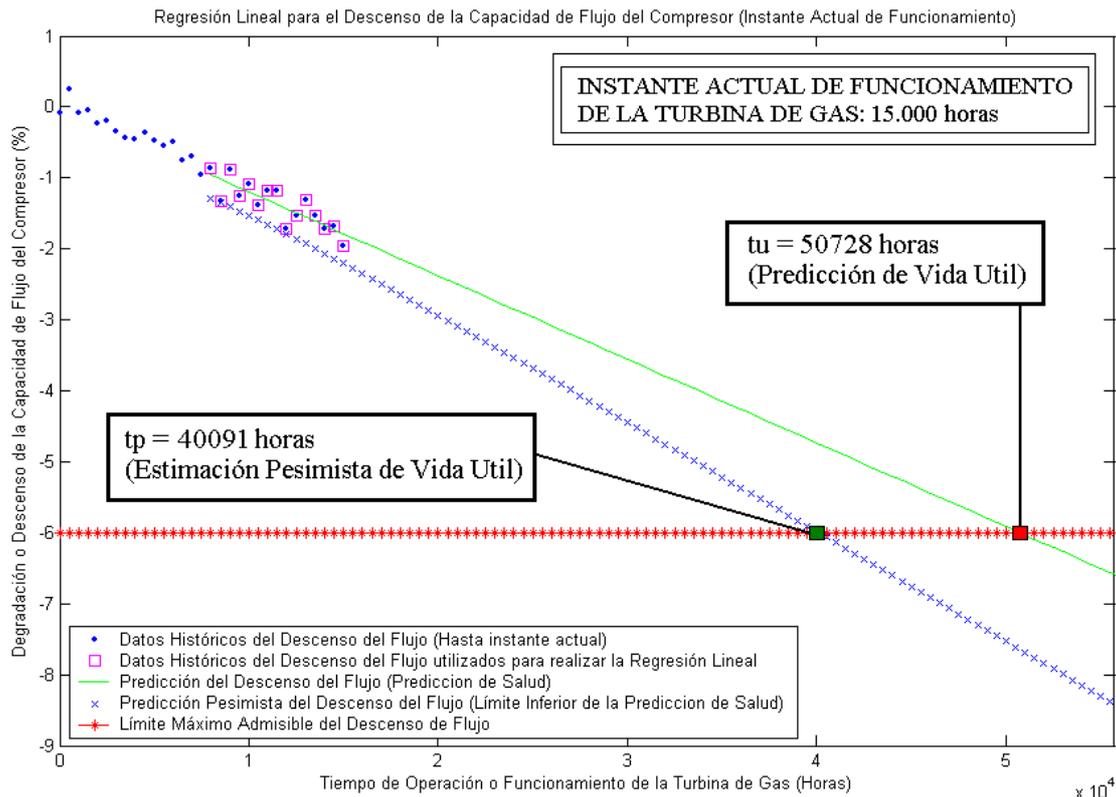


Figura 72: Regresión Lineal para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.



*Figura 73: Regresión Lineal para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.*

Teniendo en cuenta que el límite máximo aceptable de la degradación relativa para la eficiencia del compresor es del - 3 % y / o es del - 6 % para la capacidad de flujo del compresor antes de una revisión general o principal (“overhaul”). Con el modelo de regresión lineal que se ha asumido es posible determinar la estimación pesimista de la vida útil del motor ( $t_p$ ) y la predicción del tiempo de vida útil del motor ( $t_u$ ). Además debe establecerse la fiabilidad de la predicción; es decir, es necesario fijar el nivel de confianza de las bandas de predicción (límites de predicción) que muestran el error máximo en la predicción. En el caso en estudio se va a fijar una fiabilidad o nivel de confianza en la predicción del 90 %. En la figura 72, mediante el uso del modelo de regresión lineal se lleva a cabo la predicción de la degradación futura de la eficiencia isentrópica del compresor, y se realiza la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , siendo ésta alrededor de 37.215 horas. Además, la predicción de la vida útil,  $t_u$ , es alrededor de 53.746 horas. De esta forma, con el análisis de pronósticos que tiene lugar a las 15.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, y sobre la base de los datos “históricos” generados de la degradación de la eficiencia del compresor, la predicción de la vida útil restante del motor es aproximadamente entre 22.215 y 38.746 horas. De la misma forma, en la figura 73, donde mediante el uso del ajuste con el modelo de regresión lineal se prevé la degradación futura de la capacidad de flujo del compresor; la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 40.091 horas y la predicción de la vida útil,  $t_u$ , es alrededor de 50.728

horas. Teniendo en cuenta que el instante actual de operación de la turbina de gas es de 15.000 horas, la predicción de vida útil restante del motor es aproximadamente entre 25.091 y 35.728 horas.

En la tabla 8 se pueden ver los resultados obtenidos. Se puede añadir que la predicción de la vida útil restante sobre la base de datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor proporciona un resultado más conservador de la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas. Esto es debido, entre otras cosas, a la mayor dispersión de los datos generados. La disparidad entre la predicción de la vida útil utilizando datos de degradación de eficiencia y utilizando datos de degradación de capacidad de flujo se debe a la diferencia significativa de incertidumbres en la predicción, ya que al haber más dispersión en los datos del descenso de la eficiencia que en los del descenso de la capacidad de flujo, también existe más incertidumbre en el pronóstico (la banda de predicción es más grande) al usar los datos generados de eficiencia.

Vida útil del motor de turbina de gas restante o remanente cuando se llevan 15.000 horas de operación o funcionamiento

	Estimación Pesimista considerando incertidumbre en el pronóstico con un nivel de confianza del 90 % (tp - 15.000 horas)	Predicción con el modelo de Regresión Lineal (tu - 15.000 horas)
Con datos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor (figura 72)	22.215 horas	38.746 horas
Con datos del descenso de la capacidad de flujo del compresor (figura 73)	25.091 horas	35.728 horas
Teniendo en cuenta la degradación del funcionamiento de la turbina de gas que se ha implantado y simulado su comportamiento	15.000 horas	

*Tabla 8: Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de Regresión Lineal (instante actual de funcionamiento 15.000 horas). (Con serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).*

Sin embargo, a pesar de que se haya realizado de forma correcta la aplicación del modelo de regresión lineal, figuras 72 y 73, es muy probable que las predicciones y pronósticos de la degradación de los parámetros de funcionamiento y de la vida útil puedan ser no fiables (no adecuadas) debido a que el ajuste con el modelo de regresión lineal no tiene en cuenta la situación en la que el patrón de degradación real del funcionamiento de la turbina de gas es variable a lo largo del tiempo y por lo tanto cambia en el futuro a lo largo del tiempo de operación de la turbina de gas, variando también el patrón de la tasa de fallos de dicha turbina de gas. Debido a esto hay que tener mucho cuidado y comprobar hasta qué momento es adecuado el uso del modelo de regresión lineal. En el instante en el que deje de ser válido el modelo de regresión lineal, se debe dejar de usarlo, y pasar a aplicar el modelo de regresión cuadrática. El instante

de tiempo de funcionamiento de la turbina de gas en el que sucede el paso de un modelo a otro se calcula mediante la realización de una serie de test de normalidad y de análisis de residuos que se explican en el apartado siguiente.

### **8.2.2. Controles y test de compatibilidad**

Cuando que el análisis de pronósticos se ha comenzado, se deben realizar de forma continua las comprobaciones de compatibilidad de los nuevos puntos de observación que van sucediéndose con el paso del tiempo de funcionamiento de la turbina de gas, para dilucidar si el modelo de regresión lineal sigue siendo compatible con el patrón real de la tasa de fallos del motor de turbina de gas, y de la consiguiente degradación de su funcionamiento. De esta forma, si el modelo de regresión lineal se ajusta todavía a la realidad de los nuevos datos experimentales; es decir, sigue siendo adecuado, apto, y funciona bien, entonces los puntos de observación nuevos se distribuyen normalmente (siguen una distribución normal) alrededor de la línea de regresión lineal que se ha ajustado. Por otro lado, los residuos del ajuste también siguen una distribución normal con media cero y varianza constante. Sin embargo, en el caso de que el modelo de regresión lineal no se ajuste correctamente, se debe cambiar ese modelo de regresión lineal por otro modelo de regresión cuadrática. De esta forma, una vez que ocurre esto, se deberá proceder a realizar las predicciones oportunas de la degradación del funcionamiento y de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas con el nuevo modelo de regresión cuadrática que se debe utilizar para el ajuste de los datos.

#### **Test de Normalidad de Shapiro-Wilk**

Tal y como se explicó anteriormente, para llevar a cabo los análisis mediante el test de normalidad de Shapiro-Wilk, se ha desarrollado un programa informático con el software MATLAB que sirve de apoyo al programa general que se ha desarrollado para predecir la degradación de la eficiencia y de la capacidad de flujo del compresor; para predecir la vida útil de la turbina de gas. Este programa que realiza el test de Shapiro-Wilk, está basado en el algoritmo "Algorithm AS R94", ideado por Royston P. [24]. El programa desarrollado se presenta en el anexo F.

La figura 74 presenta los niveles del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos que se obtienen del ajuste de regresión lineal de los datos de degradación de la eficiencia del compresor y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. Se ha ido realizando, con los residuos que se van obteniendo para los dos casos, una serie de test Shapiro-Wilk desde el inicio de funcionamiento (0 horas) hasta las 25.000 horas de operación de la turbina de gas para comprobar que los residuos obtenidos se distribuyen conforme una normal de media de cero y varianza constante.

El nivel de significación (p-valor del test de Shapiro-Wilk) disminuye con el tiempo, y esto quiere decir que los nuevos datos experimentales que van sucediéndose después de

15.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, van dejando de ajustarse adecuadamente a la recta de regresión lineal que ha sido ajustada con el modelo de regresión lineal que se ha aplicado cuando iban 15.000 horas de operación. Por lo tanto se puede llegar a una primera conclusión, y ésta es que aproximadamente en el punto de análisis posterior a las 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas, la disminución es muy importante en el nivel de significación (p-valor del test de Shapiro-Wilk) tanto para los datos de degradación de la eficiencia isentrópica del compresor como para los de descenso de capacidad de flujo.

Así, después de 22.500 horas de operación el p-valor del test de Shapiro-Wilk cae en ambos casos por debajo del umbral mínimo predefinido del nivel significativo, que es de 0,2. Esto indica que el patrón o modelo de la tasa de fallos ha cambiado, pasando de ser constante a ser una tasa de fallos creciente a lo largo del tiempo de funcionamiento. Por lo tanto, desde el punto de vista del test de normalidad de Shapiro-Wilk para los residuos del ajuste de la regresión lineal, se puede llegar a la conclusión que a partir de unas 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas, el modelo de regresión lineal ajustado deja de ser válido para los dos casos en estudio. Con lo que se debe dejar de aplicar el modelo de regresión lineal y pasar a utilizar el modelo de regresión cuadrática a partir de unas 22.500 horas de funcionamiento del motor de turbina de gas.

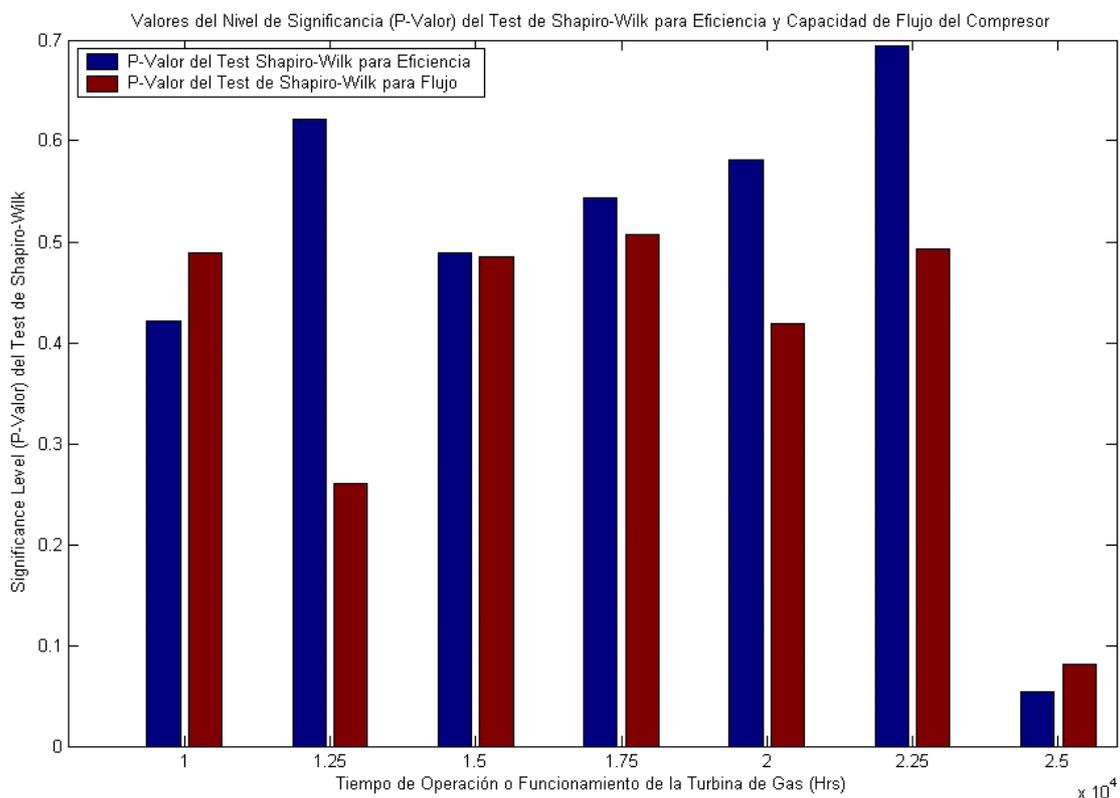


Figura 74: Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal.

### Asimetría, sesgo o skewness

En la figura 75 se expone un gráfico de la asimetría (Skewness) de los residuos del ajuste de la regresión lineal desde el inicio del funcionamiento hasta las 25.000 horas de operación de la turbina de gas. Se demuestra que el valor absoluto de la asimetría (definida por el Standard Skewness) de la degradación de la capacidad de flujo del compresor y de la eficiencia isentrópica del compresor alcanza valores muy altos en las 25.000 horas de funcionamiento. En ese instante de tiempo, 25.000 horas de operación de la turbina de gas, el valor absoluto del Standard Skewness supera el valor máximo fijado como límite aceptable, que es 2. Además los valores obtenidos de la asimetría, definida por Standard Skewness, muestran el estado de incompatibilidad a una distribución normal de la distribución de los nuevos residuos de la regresión lineal y de los nuevos datos experimentales de degradación que van apareciendo con el tiempo de operación de la turbina de gas. Así mismo muestra la gran asimetría de los residuos analizados. Por ello al alcanzarse un nivel de Stnd.Skewness elevado (por encima de 2), se puede concluir que el modelo de regresión lineal ya no se ajusta a los nuevos datos que aparecen después de unas 22.500 horas de operación de la turbina de gas, cuando la asimetría (Stnd.Skewness) ha aumentado de forma significativa.

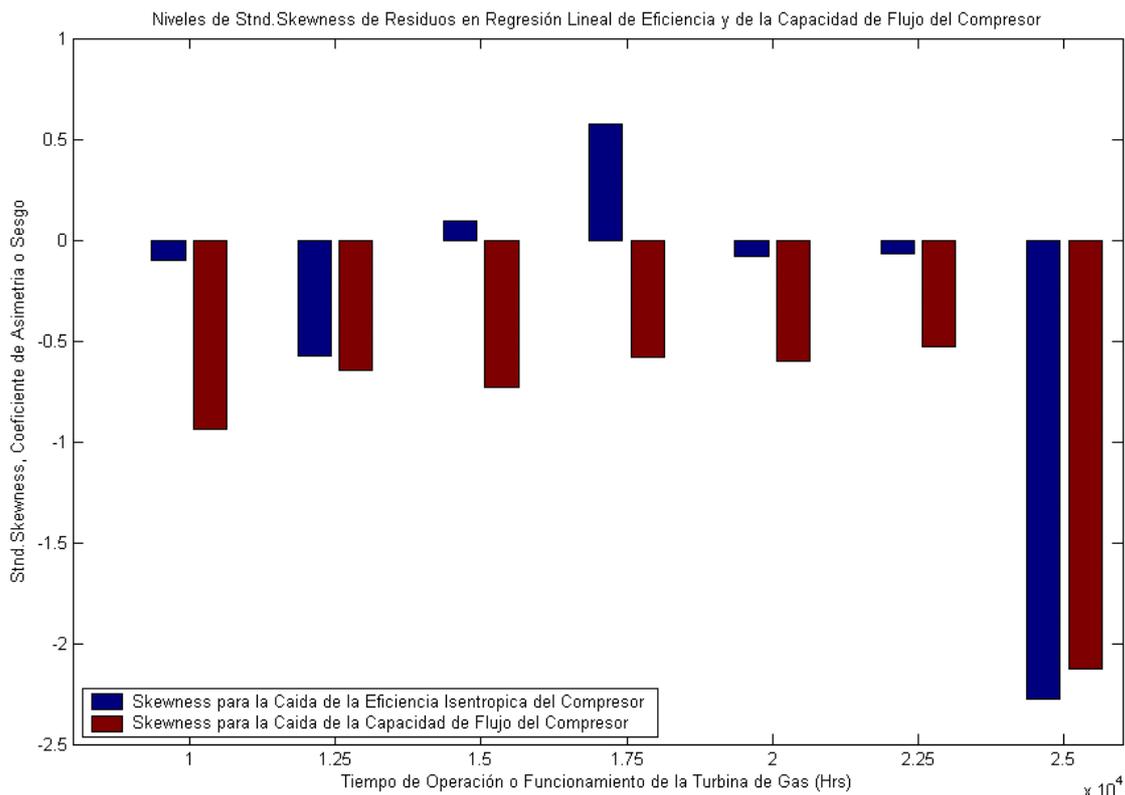


Figura 75: Niveles del Stnd. Skewness de la distribución de los residuos de la regresión lineal.

Por lo tanto, basado tanto en el análisis de la asimetría (skewness) como en el análisis del nivel de significación o significativo (p-valor) del test de normalidad de Shapiro-Wilk, se puede concluir que el patrón o modelo de tasa de fallos real pasa de

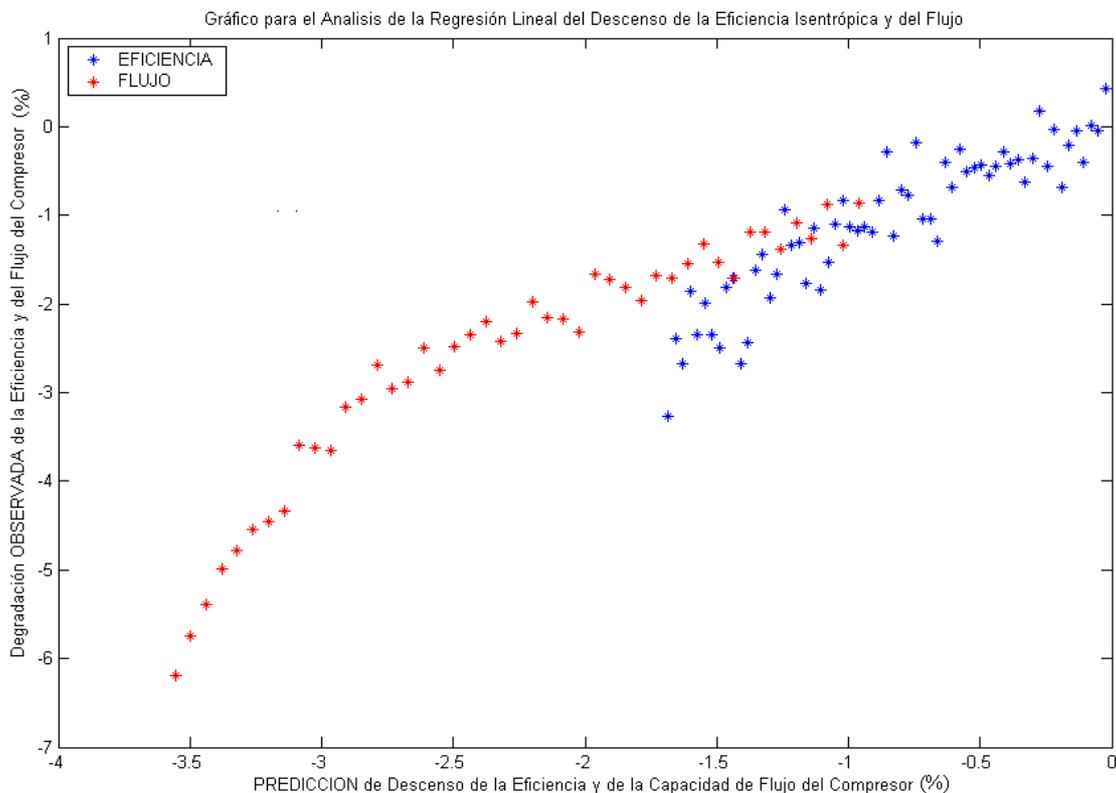
ser constante a ser creciente en algún momento entre las 22.500 y las 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas. De esta forma, después de unas 22.500 horas de operación se debe sustituir el modelo de regresión lineal por el modelo de regresión cuadrática para la predicción de pronósticos de degradación del funcionamiento y de estimación de la vida útil de la turbina de gas.

### **Gráficos de Residuos**

Se exponen tres gráficos que muestran en qué medida es bueno el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos que se tienen del funcionamiento de la turbina de gas.

**En primer lugar** se presenta un gráfico en el que se muestran, en el eje Y, los valores observados verdaderos de los parámetros operativos de funcionamiento de la turbina de gas frente a los valores de dichos parámetros de “salud” de la turbina de gas que se predicen con el ajuste mediante el modelo de regresión lineal, en el eje X.

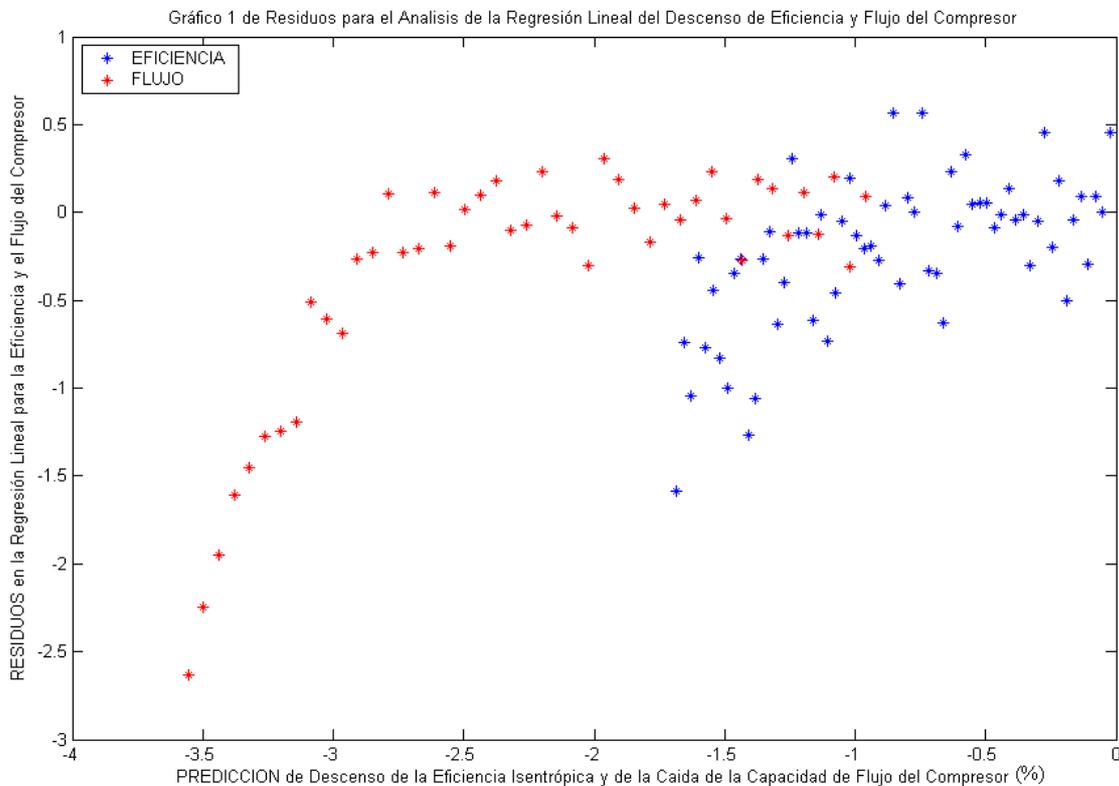
En la misma gráfica se muestran los valores de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. En este caso, para que el ajuste del modelo de regresión lineal sea adecuado es necesario que la dispersión de los datos esté alrededor de una línea recta de pendiente positiva y de valor de pendiente aproximadamente 1. Por lo tanto, cuanto más se ajusten los datos a esa línea, mayor será la evidencia de que el ajuste mediante la regresión lineal es correcto ya que los valores de predicción se aproximarán en mayor medida a los valores verdaderos. En la figura 76 se puede contemplar este gráfico.



*Figura 76: Gráfico de análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Valores observados vs Valores de predicción).*

En este caso, los datos de la degradación de la eficiencia parece que se ajustan correctamente al modelo de regresión lineal hasta un valor de la observación y de la predicción de aproximadamente -1,4 %. Si se comprueba el instante de funcionamiento correspondiente a esta situación límite de ajuste a la regresión lineal, se puede decir que ese instante se da entre alrededor de unas 22.500 horas de operación de la turbina de gas. Por otro lado, para el caso de la degradación de la capacidad de flujo del compresor, se puede decir que el ajuste al modelo de regresión lineal parece adecuado hasta un descenso relativo de dicho parámetro de aproximadamente -2,8 %. Además, si se comprueba para qué instante de funcionamiento de la turbina de gas se produce este descenso, este instante resulta ser para unas 22.500 horas. Por lo tanto, desde el punto de vista del análisis de este gráfico, se puede decir que el modelo de regresión lineal se ajusta de forma adecuada a la estructura de los datos generados del funcionamiento de la turbina de gas, hasta unas 22.500 horas de operación o funcionamiento del motor de turbina de gas.

**En segundo lugar**, se presenta un gráfico de dispersión de valores donde en el eje Y se sitúan los valores de los residuos obtenidos en el ajuste mediante el modelo de regresión lineal. En el eje X se posicionan los valores de predicción ajustados mediante la regresión lineal de los parámetros de funcionamiento o “de salud” de la turbina de gas. Este tipo de gráfico es muy explicativo para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante.



*Figura 77: Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Valores de Predicción).*

Por lo tanto, para que el modelo de regresión lineal ajustado sea correcto, es necesario que los residuos se distribuyan de forma homocedástica (varianza constante) alrededor del valor cero, para cualquier valor de la predicción que se ha ajustado con el modelo de regresión lineal. En la figura 77 se puede observar este gráfico de residuos.

En este caso los residuos, obtenidos del ajuste del modelo de regresión lineal a los datos experimentales de la degradación de la eficiencia del compresor, se distribuyen alrededor del valor cero desde el inicio del funcionamiento de la turbina de gas (cuando no hay degradación de la eficiencia) hasta un valor de degradación de aproximadamente el -1,25 %. Si se comprueba el momento temporal de funcionamiento de la turbina de gas correspondiente a esta degradación, se puede concluir que los residuos obtenidos de la regresión lineal siguen una distribución normal de media cero y varianza constante desde el instante inicial del ajuste con regresión lineal hasta aproximadamente entre unas 20.000 y 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas.

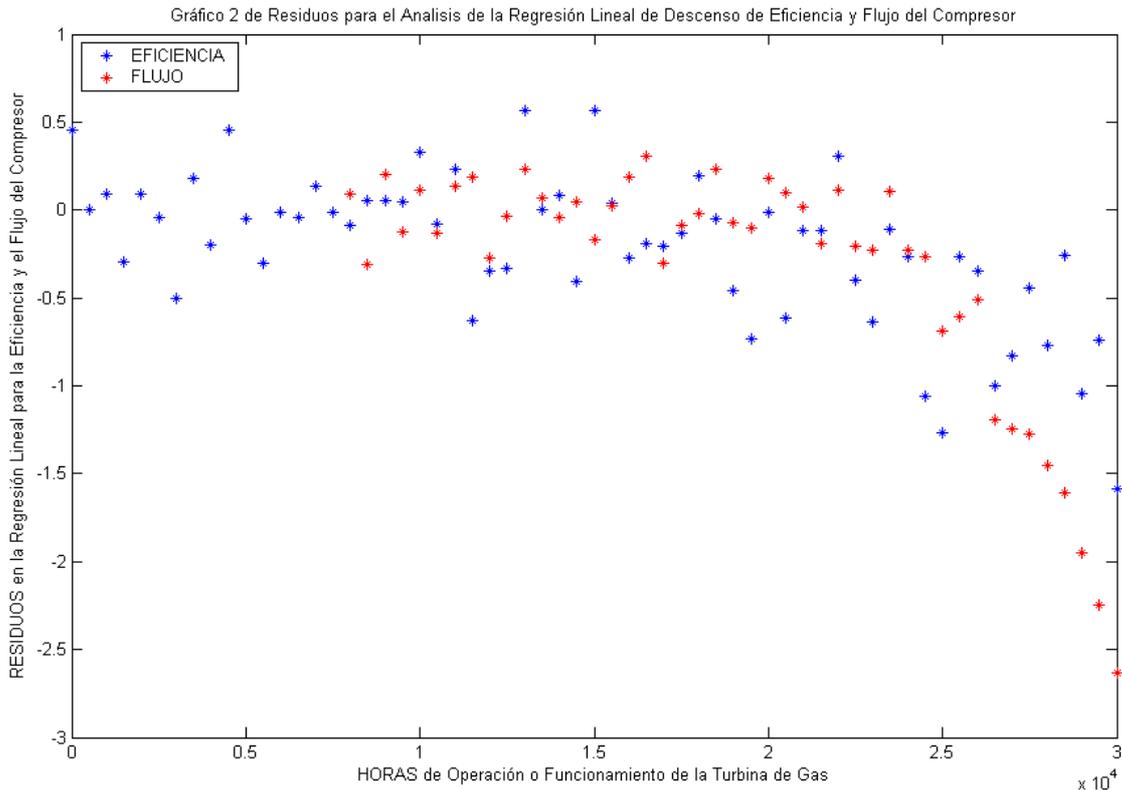
Desde el punto de vista de la degradación de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, se puede apreciar que los residuos se distribuyen conforme a una distribución normal de media cero y varianza constante entre el instante inicio del ajuste al modelo de regresión lineal y aproximadamente unas 22.500 horas de funcionamiento (cuando la degradación relativa de la capacidad de flujo es alrededor de un -2,8 %). Por lo que desde el punto de vista de la distribución de los residuos que se aprecia en este gráfico, se puede decir que los residuos generados del ajuste del modelo de regresión lineal siguen una distribución normal con una variabilidad constante (homocedástica) alrededor del valor cero para cualquier dato previsto de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas desde el instante inicial de funcionamiento (0 horas) hasta aproximadamente entre 20.000 y 22.500 horas de operación.

**En último lugar**, se muestra un tercer gráfico que es muy similar al anterior. La única disparidad es que en el eje X se presentan los valores del instante de operación, expresado en horas de funcionamiento, de la turbina de gas. Además, este gráfico de dispersión de residuos es otro medio para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante. En la figura 78 se muestra este gráfico de dispersión de residuos.

Desde el punto de vista de este gráfico de residuos se puede decir que para el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, los residuos se distribuyen con una distribución normal de media cero y varianza aproximadamente constante desde el inicio de la operación de la turbina de gas (0 horas de funcionamiento) hasta un instante de tiempo entre 20.000 y 22.500 horas de funcionamiento del motor.

Por otro lado, si se analizan los residuos obtenidos del ajuste del modelo de regresión lineal a los valores experimentales de la degradación de la capacidad de flujo de la turbina de gas, se puede exponer que los residuos siguen una distribución normal de media cero y varianza aproximadamente constante entre el instante del inicio del ajuste de regresión lineal, y unas 22.500 horas de funcionamiento del motor de turbina de gas.

Como para que se pueda concluir que los residuos de la regresión lineal siguen una distribución normal, es una condición necesaria que no existan tendencias en la distribución de los residuos (es decir, es necesario que no se muestren tendencias en la disposición de los residuos) se puede exponer que desde el punto de vista de este gráfico de dispersión de los residuos obtenidos aplicando el modelo de regresión lineal, el ajuste es adecuado desde el instante inicial de funcionamiento de la turbina de gas hasta un momento de operación del motor de turbina de gas entre unas 20.000 horas y unas 22.500 horas.



*Figura 78: Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Horas de funcionamiento).*

Como conclusión de los tres gráficos que se han presentado, se puede exponer que desde el punto de vista del análisis de los residuos, el ajuste de los datos experimentales de la degradación del funcionamiento del motor de turbina de gas mediante un modelo de regresión lineal es correcto desde el instante inicial hasta aproximadamente entre unas 20.000 horas y unas 22.500 horas de funcionamiento u operación de la turbina de gas.

Por lo tanto, teniendo en cuenta tanto los gráficos de análisis de residuos como el test de normalidad de Shapiro-Wilk y el análisis de la asimetría de la distribución de los residuos, se puede asegurar que será necesario sustituir el modelo de regresión lineal por el modelo de regresión cuadrática para el ajuste de los datos generados de funcionamiento del motor de turbina de gas a partir de aproximadamente unas 22.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas.

### 8.2.3. Aplicación del modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos

Se debe realizar el análisis de pronósticos y la realización de predicciones de los parámetros de funcionamiento (“de salud”) del motor de turbina de gas y de su vida útil utilizando el modelo de regresión cuadrática a partir de 22.500 horas de operación en adelante. Las figuras 79 y 80 presentan la aplicación del modelo de regresión cuadrática a los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas cuando se supone que 22.500 horas de operación es el instante actual de funcionamiento y que se utilizan para producir las líneas de regresión cuadrática en el caso del descenso de eficiencia, los últimos 30 puntos de los datos antes del momento actual (incluido éste), y sin embargo sólo se utilizan los 15 últimos puntos para los datos de degradación de la capacidad de flujo, ya que sus datos tienen una dispersión mucho más pequeña, y esto favorece la utilización de menos puntos de dispersión para la realización de la regresión cuadrática.

Además se debe explicar que para la determinación de las bandas de predicción (límites de predicción) se ha utilizado una fiabilidad del 90 %. Este nivel de confianza se podría cambiar por otros valores, tales como 80 %, 95 %, 97,5%, 98 %, ó 99 %, ya que el programa realizado con el software MATLAB permite elegir la fiabilidad de las predicciones con estos distintos niveles de confianza. Este programa desarrollado se puede ver en el anexo del Proyecto Fin de Carrera.

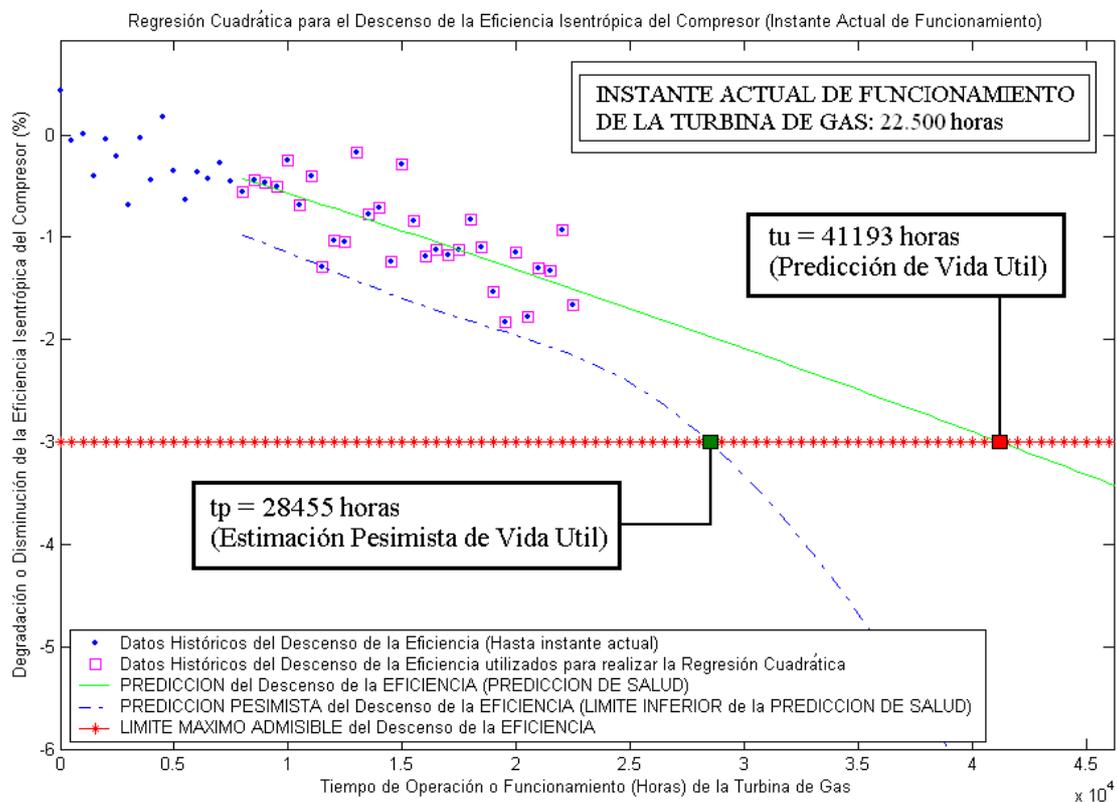


Figura 79: Regresión Cuadrática para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.

De la misma forma que se realizó con el modelo de regresión lineal, se puede estimar la vida útil restante o remanente del motor utilizando el modelo de regresión cuadrática. En la figura 79 donde se predice la degradación futura de la eficiencia del compresor, la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 28.455 horas y la predicción de vida útil de la turbina de gas,  $t_u$ , es aproximadamente 41.193 horas. Por lo tanto, la predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas basada en los datos de degradación la eficiencia del compresor tiene un valor aproximado entre 5.955 y 18.693 horas.

Del mismo modo en la figura 80, donde se predice la degradación futura de la capacidad de flujo del compresor; la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 29.532 horas y la predicción de la vida útil de la turbina de gas,  $t_u$ , es aproximadamente 40.074 horas. De esta forma, se tiene que la predicción de la vida útil restante del motor de turbina de gas, basada en los datos de degradación de la capacidad de flujo, tiene un valor aproximado entre 7.032 horas y 17.574 horas.

En la tabla 9 se muestra una comparación de las predicciones calculadas de la vida útil restante junto con la vida útil restante que teóricamente se debería tener ya que se ha implantado una degradación que es conocida para la realización de la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas.

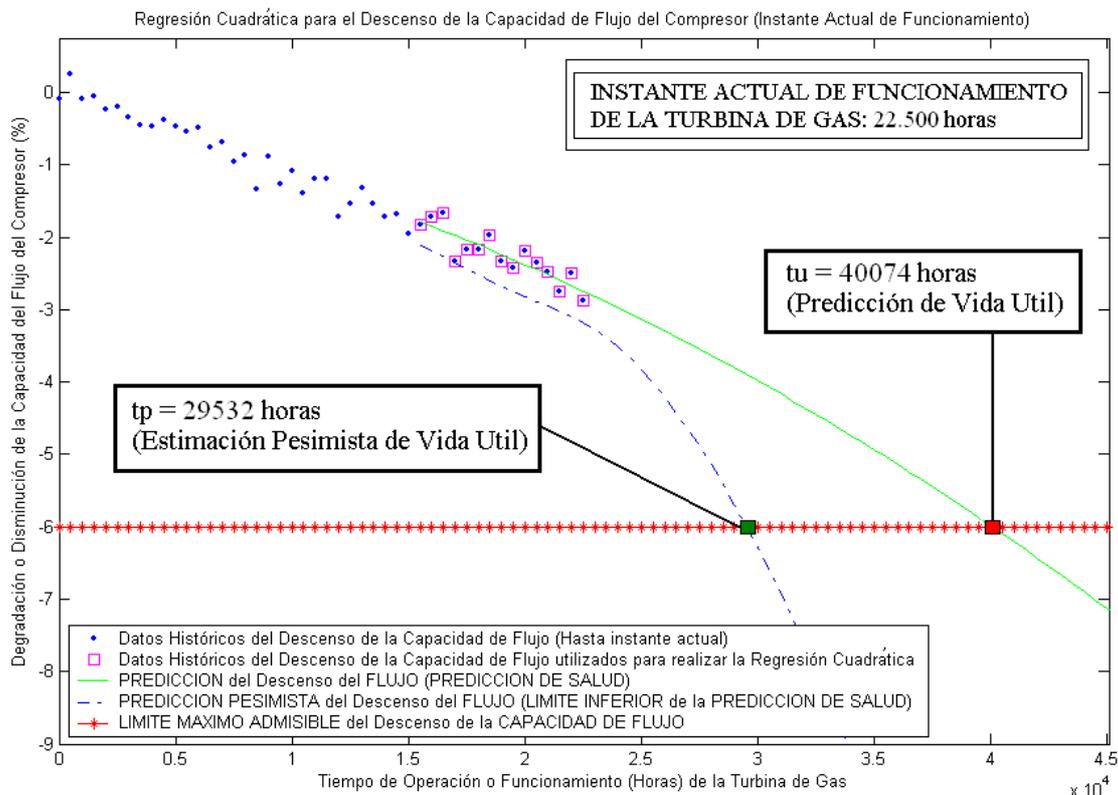


Figura 80: Regresión Cuadrática para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.

La predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas de ambos casos se puede observar en las figuras 79 y 80. Según la simulación implantada del funcionamiento, el motor debería tener una revisión y reparación general (*overhaul*) a las 30.000 horas de funcionamiento, con lo que la vida útil restante en el instante actual (22.500 horas) es de 7.500 horas. Debido a esto, las predicciones realizadas con la regresión cuadrática son consideradas adecuadas, ya que en ambos casos, el punto de fallo implantado en la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas está situado de manera correcta entre los puntos de fallo previstos utilizando el modelo de regresión cuadrática con una incertidumbre de pronóstico (límites de predicción) adecuada a un nivel de confianza (fiabilidad) para las bandas de predicción del 90 %, tabla 9.

Vida útil del motor de turbina de gas restante o remanente cuando se llevan 22.500 horas de operación o funcionamiento

	Estimación Pesimista considerando incertidumbre en el pronóstico con un nivel de confianza del 90 % ( $t_p$ - 22.500 horas)	Predicción con el modelo de Regresión Cuadrática ( $t_u$ - 22.500 horas)
Con datos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor (figura 79)	5.955 horas	18.693 horas
Con datos del descenso de la capacidad de flujo del compresor (figura 80)	7.032 horas	17.574 horas
Teniendo en cuenta la degradación del funcionamiento de la turbina de gas que se ha implantado y simulado su comportamiento	7.500 horas	

Tabla 9: Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de Regresión Cuadrática (instante actual de funcionamiento 22.500 horas). (Con serie de Datos 1 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).

$$t_p \leq \text{Vida útil "real", simulada, de la turbina de gas} = 30.000 \text{ horas} \leq t_u$$

Además es preciso añadir que la predicción basada en los datos de la degradación de la capacidad de flujo del compresor proporciona un intervalo de incertidumbre (banda de predicción) más estrecho que la basada en los datos de la degradación de eficiencia del compresor, teniendo el mismo nivel de confianza en los dos casos (90 %). Esto es así, ya que la dispersión es menor para el caso de los datos generados correspondientes al descenso de la capacidad de flujo del compresor. Por el contrario tienen más dispersión (varianza) los datos generados del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se debe exponer que la estimación pesimista de la predicción de vida útil de funcionamiento remanente del motor de turbina de gas más conservadora, es la del resultado basado en los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, debido entre otros motivos a que su dispersión de datos es más grande. De esta forma, se debería concluir que en el

instante actual de funcionamiento, 22.500 horas, las predicciones más restrictivas y por lo tanto las que se deben elegir para la estimación pesimista de la vida útil restante de la turbina de gas, con un nivel de confianza del 90 %, es de 5.955 horas ( $t_p - 22.500$  horas). Y para la predicción de la vida útil restante o remanente de la turbina de gas es de 17.574 horas ( $t_r - 22.500$  horas) (este último valor está basado en los datos de degradación de la capacidad de flujo del compresor).

Si se tiene en cuenta el caso más restrictivo y por lo tanto más conservador y de más seguridad, se puede llegar a la conclusión que la vida útil de la turbina de gas es de 28.455 horas de funcionamiento, con una fiabilidad (nivel de confianza) del 90 %. Así, debido a que el instante actual de funcionamiento de la turbina de gas en el que se hace el análisis son las 22.500 horas de operación; se concluye que la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas es de 5.955 horas, con un nivel de confianza del 90 %. Por lo tanto se debería proceder a realizar una revisión general (*overhaul*) justo antes de que llegue este momento, con el fin de maximizar la vida útil de la turbina de gas (reduciendo al máximo los tiempos improductivos, y maximizando los tiempos productivos), y a la vez sin poner en riesgo el funcionamiento de dicha turbina de gas, evitando que se produzcan fallos catastróficos.

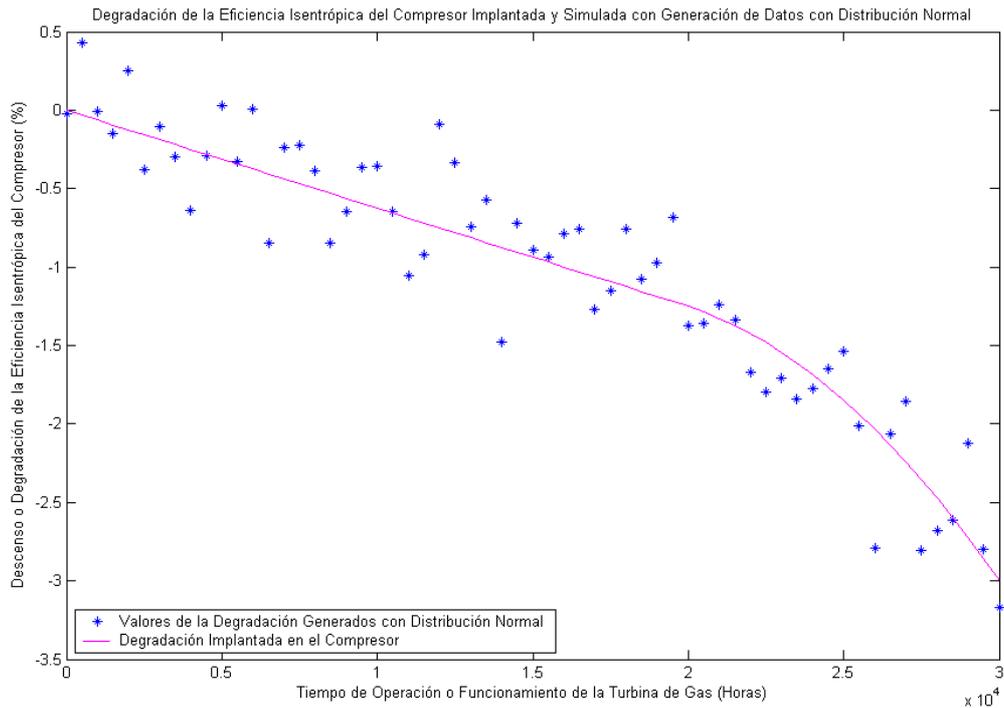
El análisis anterior de diagnóstico y pronóstico del funcionamiento de la turbina de gas debe llevarse a cabo de forma continua durante todo el proceso de operación del motor de turbina de gas. Además, la predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas debe ser actualizada cuando estén disponibles nuevas mediciones del paso de gases y se obtengan nuevos datos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas.

### **8.3. Simulación 2 del funcionamiento de la turbina de gas y cálculo de su vida útil restante**

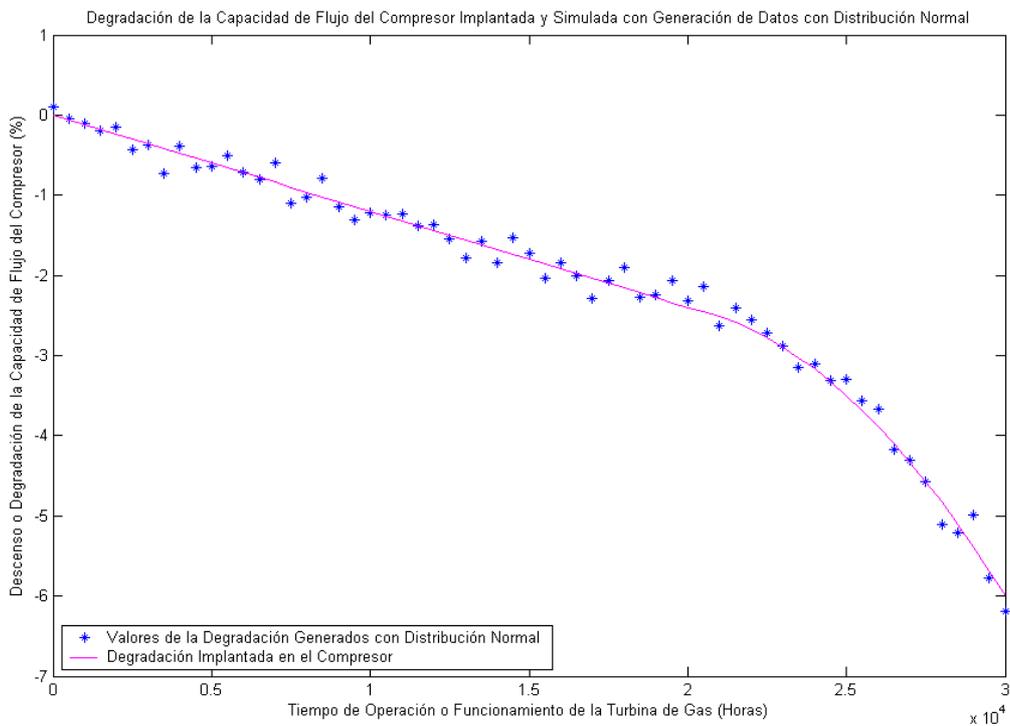
La segunda lista de datos generada sobre la simulación de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas a lo largo de su funcionamiento u operación se exponen en las tablas del anexo B. A partir de estas degradaciones simuladas se procederá, a continuación, a llevar a cabo una serie de predicciones de las degradaciones del funcionamiento y de la vida útil del motor de turbina de gas.

#### **8.3.1. Aplicación del modelo de regresión lineal para la realización de pronósticos**

La degradación implantada de la eficiencia y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas a lo largo de su funcionamiento, y la dispersión de los datos de la segunda lista de valores que se han generado para ambos casos se presentan en las figuras 81 y 82.



*Figura 81: Degradación de la eficiencia isentrópica del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).*



*Figura 82: Degradación de la capacidad de flujo del compresor implantada y simulada con generación de datos con distribución normal (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).*

Se debe aplicar el modelo de regresión lineal desde el inicio de la operación a los datos dispersos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, que han sido generados para simular el funcionamiento de la turbina de gas. En las figuras 83 y 84 se muestra la aplicación del modelo de regresión lineal sobre los datos dispersos del deterioro de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor, cuando se fija el instante actual de funcionamiento en las 15.000 horas desde la puesta en marcha de la turbina de gas. Es preciso añadir que para determinar de las bandas de predicción (límites de predicción) se ha establecido una fiabilidad o nivel de confianza del 90 %.

Para el ajuste a la recta de regresión lineal se han usado todos los valores de los que se dispone de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor desde el inicio de la operación de la turbina de gas (0 horas de funcionamiento), hasta el instante actual de funcionamiento, 15.000 horas. Por otro lado, debido a la pequeña dispersión de los datos históricos simulados de la degradación de la capacidad de flujo del compresor, han sido usados solamente la mitad de los valores disponibles que están más próximos al momento actual de funcionamiento, 15.000 horas. De esta forma se han utilizado para la regresión lineal, los datos del descenso de la capacidad de flujo entre las 8.000 y las 15.000 horas de operación de la turbina de gas.

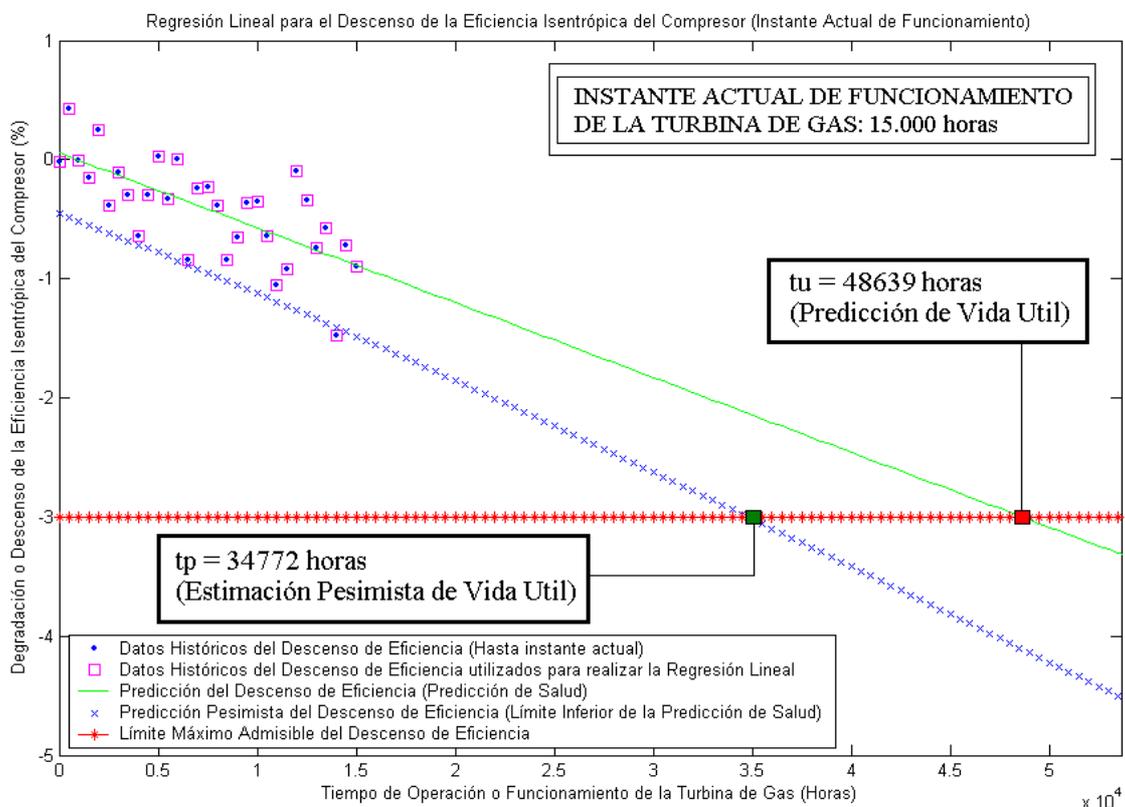


Figura 83: Regresión Lineal para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.

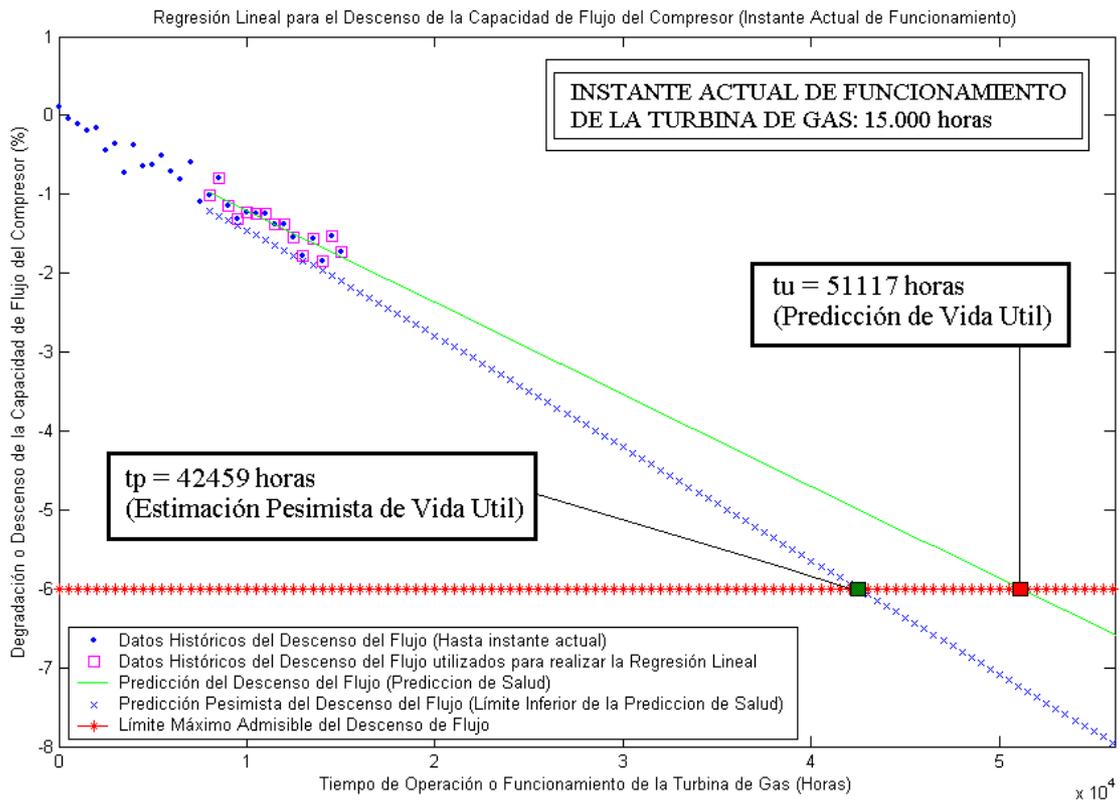


Figura 84: Regresión Lineal para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.

Debe establecerse la fiabilidad de la predicción; es decir, es necesario fijar el nivel de confianza de las bandas de predicción (límites de predicción) que muestran el error máximo en la predicción. En el caso en estudio se ha fijado una fiabilidad o nivel de confianza en la predicción del 90 %. En la figura 83, con el uso del modelo de regresión lineal se realiza la predicción de la degradación futura de la eficiencia isentrópica del compresor, y se calcula la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , siendo ésta alrededor de 34.772 horas. Además, la predicción de la vida útil,  $t_u$ , es alrededor de 48.639 horas. Por lo tanto con el análisis de pronósticos que tiene lugar a las 15.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, y sobre la base de los datos “históricos” generados de la degradación de la eficiencia del compresor, la predicción de la vida útil restante del motor es aproximadamente entre 19.772 y 33.639 horas. De la misma forma, en la figura 84, donde mediante el uso del ajuste con el modelo de regresión lineal se prevé la degradación futura de la capacidad de flujo del compresor; la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es de 42.459 horas y la predicción de la vida útil,  $t_u$ , es de 51.117 horas. Teniendo en cuenta que el instante actual de operación de la turbina de gas es de 15.000 horas, la predicción de vida útil restante del motor es aproximadamente entre 27.459 y 36.117 horas.

En la tabla 10 se pueden ver los resultados obtenidos. Se puede añadir que la predicción de la vida útil restante sobre la base de datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor proporciona resultados más conservadores de la predicción de

la vida útil de la turbina de gas. Esto es debido, entre otras cosas, a la mayor dispersión de los datos generados. La disparidad entre la predicción de la vida útil utilizando datos de degradación de eficiencia y utilizando datos de degradación de capacidad de flujo se debe a la diferencia significativa de incertidumbres en la predicción, ya que al haber más dispersión en los datos del descenso de la eficiencia que en los del descenso de la capacidad de flujo, también existe más incertidumbre en el pronóstico (la banda de predicción es más grande) al usar los datos generados de eficiencia.

Vida útil del motor de turbina de gas restante o remanente cuando se llevan 15.000 horas de operación o funcionamiento

	Estimación Pesimista considerando incertidumbre en el pronóstico con un nivel de confianza del 90 % (tp - 15.000 horas)	Predicción con el modelo de Regresión Lineal (tu - 15.000 horas)
Con datos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor (figura 83)	19.772 horas	33.639 horas
Con datos del descenso de la capacidad de flujo del compresor (figura 84)	27.459 horas	36.117 horas
Teniendo en cuenta la degradación del funcionamiento de la turbina de gas que se ha implantado y simulado su comportamiento	15.000 horas	

*Tabla 10: Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de Regresión Lineal (instante actual de funcionamiento 15.000 horas). (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).*

A pesar de que se haya hecho de forma correcta la aplicación del modelo de regresión lineal, figuras 83 y 84, es muy probable que puedan ser no fiables (no adecuadas) las predicciones y los pronósticos de la degradación de los parámetros de funcionamiento y de la vida útil debido a que el ajuste con el modelo de regresión lineal no tiene en cuenta la situación en la que el patrón de degradación real del funcionamiento de la turbina de gas es variable a lo largo del tiempo y por lo tanto cambia en el futuro a lo largo del tiempo de operación de la turbina de gas, variando también el patrón de la tasa de fallos de dicha turbina de gas. Debido a esto hay que tener mucho cuidado y comprobar hasta qué momento es adecuado el uso del modelo de regresión lineal. En el instante en el que deje de ser válido el modelo de regresión lineal, se debe dejar de usarlo, y pasar a aplicar el modelo de regresión cuadrática.

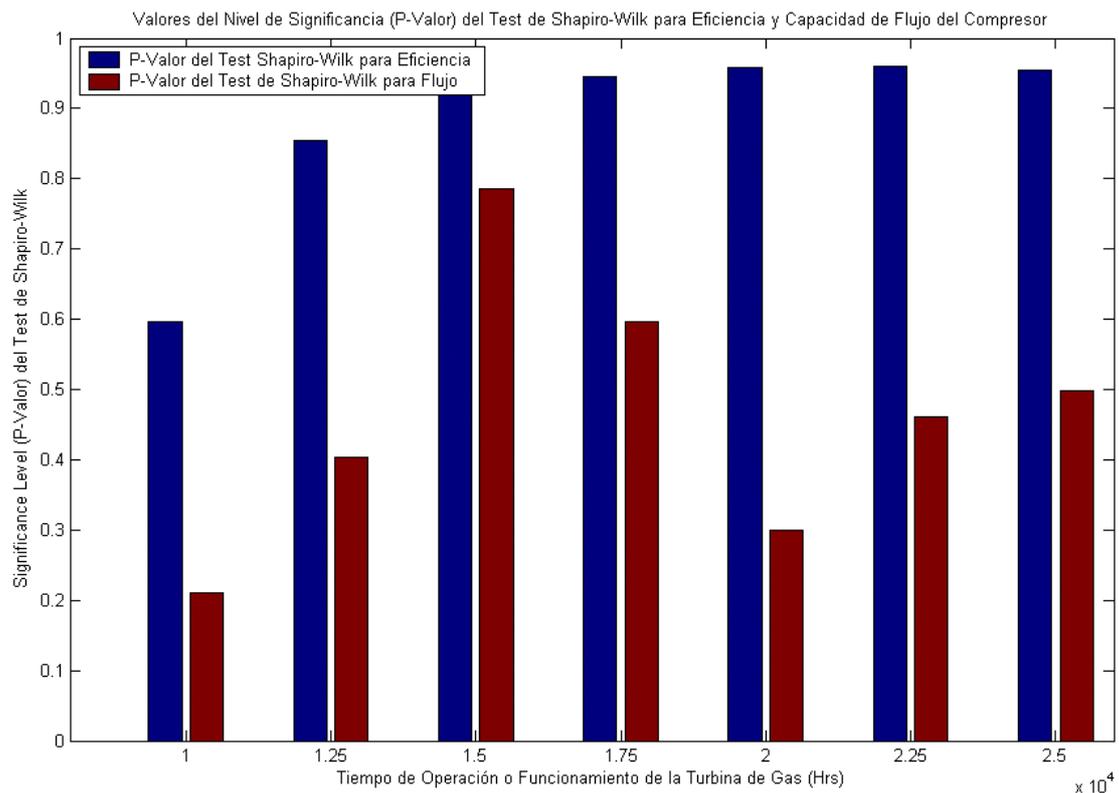
### **8.3.2. Controles y test de compatibilidad**

Una vez que se comienza el análisis de pronósticos, es necesario realizar de forma continua las comprobaciones de compatibilidad de los nuevos puntos de observación que van apareciendo con el paso del tiempo de funcionamiento de la turbina de gas, para dilucidar si el modelo de regresión lineal sigue siendo compatible con el patrón real de la tasa de fallos del motor de turbina de gas, y de la consiguiente degradación de su

funcionamiento. En el caso de que el modelo de regresión lineal no se ajuste correctamente, se debe cambiar ese modelo de regresión lineal por otro modelo de regresión cuadrática. De esta forma, una vez que ocurre esto, se deberá proceder a realizar las predicciones oportunas de la degradación del funcionamiento y de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas con el nuevo modelo de regresión cuadrática que se debe utilizar para el ajuste de los datos.

### **Test de Normalidad de Shapiro-Wilk**

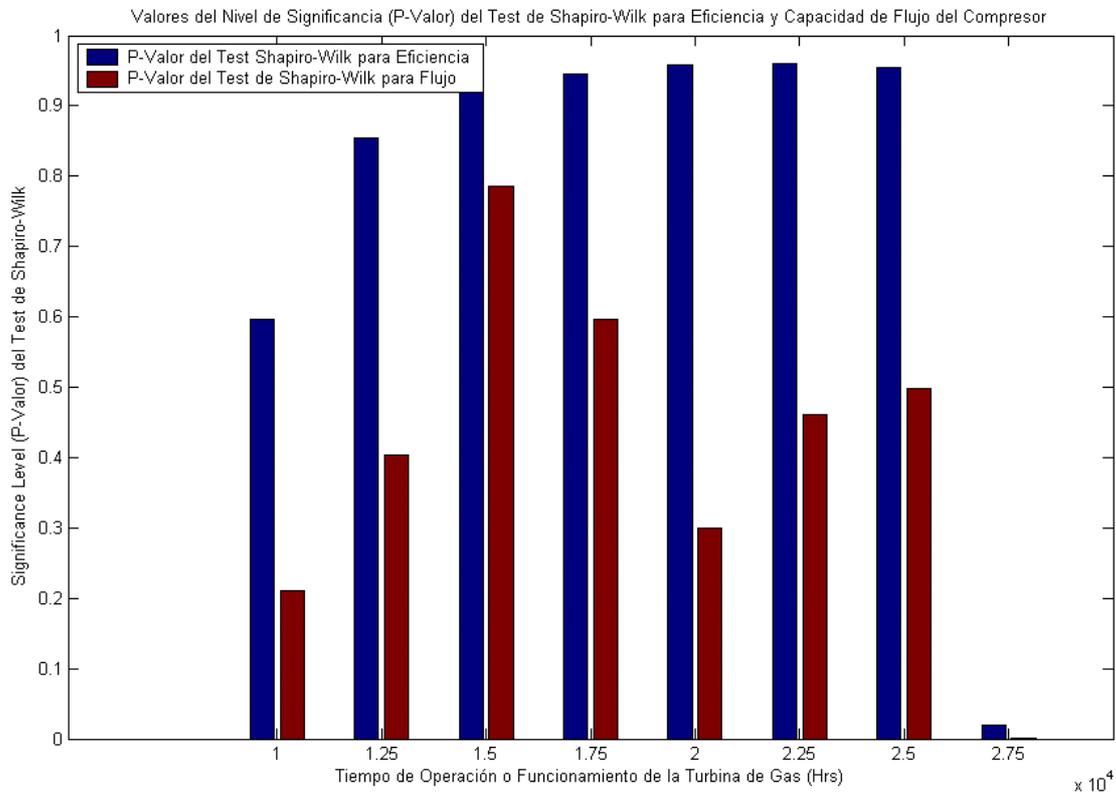
La figura 85 muestra los niveles del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos que se obtienen del ajuste de regresión lineal de los datos de degradación de la eficiencia del compresor y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. Se ha ido realizando, con los residuos que se van obteniendo para los dos casos, una serie de test Shapiro-Wilk desde el inicio de funcionamiento (0 horas) hasta las 25.000 horas de operación de la turbina de gas para comprobar que los residuos obtenidos se distribuyen conforme una normal de media de cero y varianza constante.



*Figura 85: Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal (Hasta 25.000 horas).*

Hasta el instante de funcionamiento de 25.000 horas no se aprecia ninguna disminución en el valor del nivel de significación (p-valor) del test de Shapiro-Wilk. De esta forma debido a que no existe ningún patrón de disminución en el p-valor de Shapiro-Wilk a lo largo del tiempo de funcionamiento desde la puesta en marcha de la turbina de gas (0 horas) hasta las 25.000 horas, no se puede llegar a ninguna conclusión que rechace la

hipótesis nula de que el modelo de regresión lineal aplicado es correcto hasta las 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas. Por lo tanto se puede proceder a exponer el mismo gráfico de la figura 39, pero ampliando el rango de los análisis hasta las 27.500 horas de funcionamiento. Así, en la figura 86 se expone el nuevo gráfico de los test de Shapiro-Wilk ampliado hasta las 27.500 horas.



*Figura 86: Valores del p-valor del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos de la regresión lineal (Hasta 27.500 horas).*

En este gráfico que presenta el nivel de significación, p-valor, del test de Shapiro-Wilk se puede comprobar cómo disminuye muy bruscamente para un valor del tiempo de funcionamiento de 27.500 horas. Esto quiere decir que los nuevos datos experimentales que van sucediéndose después de 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, dejan de ajustarse correctamente a la recta de regresión lineal que ha sido ajustada con el modelo de regresión lineal que se ha aplicado cuando iban 15.000 horas de operación. Por lo tanto se puede llegar a la conclusión de que aproximadamente en el punto de análisis posterior a las 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, la disminución es muy importante en el nivel de significación (p-valor del test de Shapiro-Wilk) tanto para los datos de degradación de la eficiencia isentrópica del compresor como para los de descenso de capacidad de flujo.

Así, después de 25.000 horas de operación el p-valor del test de Shapiro-Wilk cae en ambos casos por debajo del umbral mínimo predefinido del nivel significativo, que es de 0,2. Esto indica que el patrón o modelo de la tasa de fallos ha cambiado, pasando de ser constante a ser una tasa de fallos creciente a lo largo del tiempo de funcionamiento.

Por lo tanto, desde el punto de vista del test de normalidad de Shapiro-Wilk para los residuos del ajuste de la regresión lineal, se puede llegar a la conclusión que a partir de unas 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, el modelo de regresión lineal ajustado deja de ser válido para los dos casos en estudio. Con lo que se debe dejar de aplicar el modelo de regresión lineal y pasar a utilizar el modelo de regresión cuadrática a partir de 25.000 horas de funcionamiento del motor de turbina de gas.

### Asimetría, sesgo o skewness

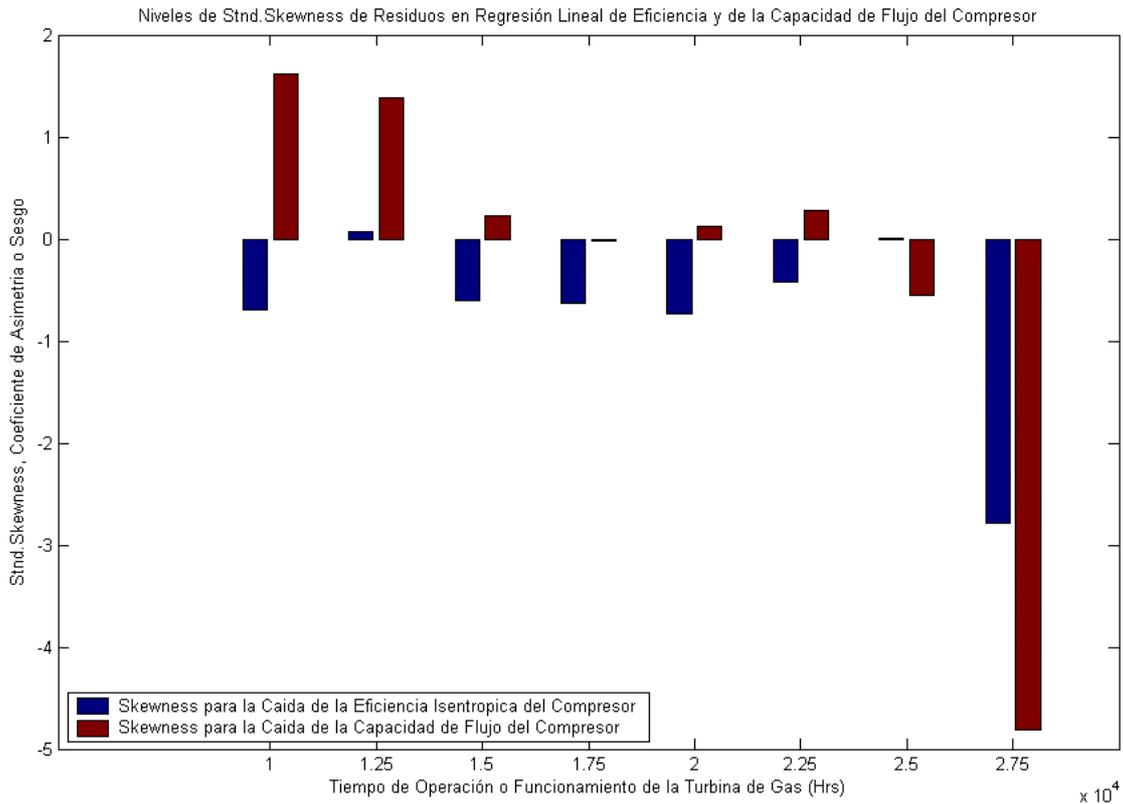


Figura 87: Niveles del Std. Skewness de la distribución de los residuos de la regresión lineal.

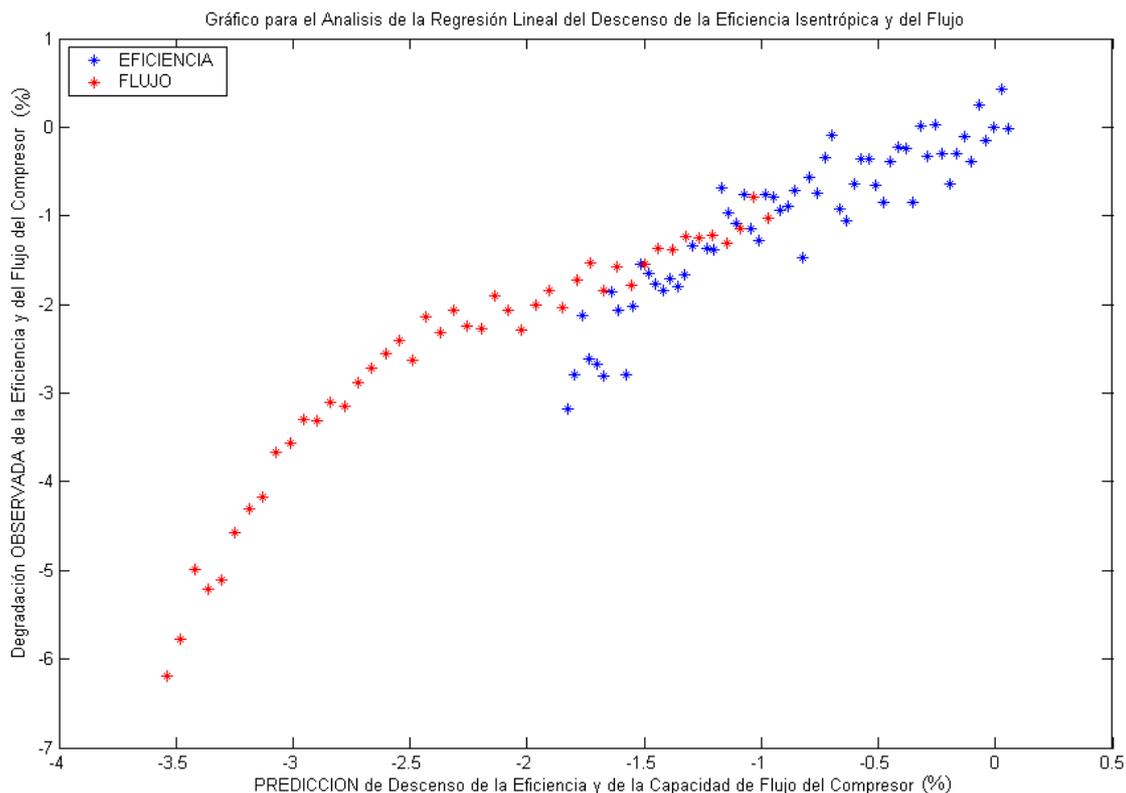
En la figura 87 se presenta un gráfico de la asimetría (skewness) de los residuos del ajuste de la regresión lineal desde el inicio del funcionamiento hasta las 27.500 horas de operación de la turbina de gas. Se demuestra que el valor absoluto de la asimetría (definida por el Standard Skewness) de la degradación de la capacidad de flujo del compresor y de la eficiencia isentrópica del compresor alcanza valores muy altos para las 27.500 horas de funcionamiento. En ese instante de tiempo, 27.500 horas de operación de la turbina de gas, en ambos casos el valor absoluto del Standard Skewness supera ampliamente el valor máximo fijado como límite aceptable, que es 2. Además los valores obtenidos de la asimetría, definida por Standard Skewness, muestran el estado de incompatibilidad a una distribución normal de la distribución de los nuevos residuos de la regresión lineal y de los nuevos datos experimentales de degradación que van apareciendo con el tiempo de operación de la turbina de gas. Así mismo muestra la gran asimetría de los residuos analizados. Por ello al alcanzarse un nivel de

Std.Skewness elevado (por encima de 2), se puede concluir que el modelo de regresión lineal ya no se ajusta a los nuevos datos que aparecen después de unas 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas, cuando la asimetría (Std.Skewness) ha aumentado de forma significativa.

Por lo tanto, basado tanto en el análisis de la asimetría (skewness), como en el análisis del nivel de significación o significativo, p-valor, del test de normalidad de Shapiro-Wilk; se puede concluir que el patrón o modelo de tasa de fallos real pasa de ser constante a ser creciente en algún momento entre las 25.000 y las 27.500 horas de funcionamiento de la turbina de gas. De esta forma, después de unas 25.000 horas de operación se debe sustituir el modelo de regresión lineal por el modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos de degradación del funcionamiento y de estimación de la vida útil de la turbina de gas.

### Gráficos de Residuos

Se exponen tres gráficos que muestran en qué medida es bueno el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos que se tienen del funcionamiento de la turbina de gas.

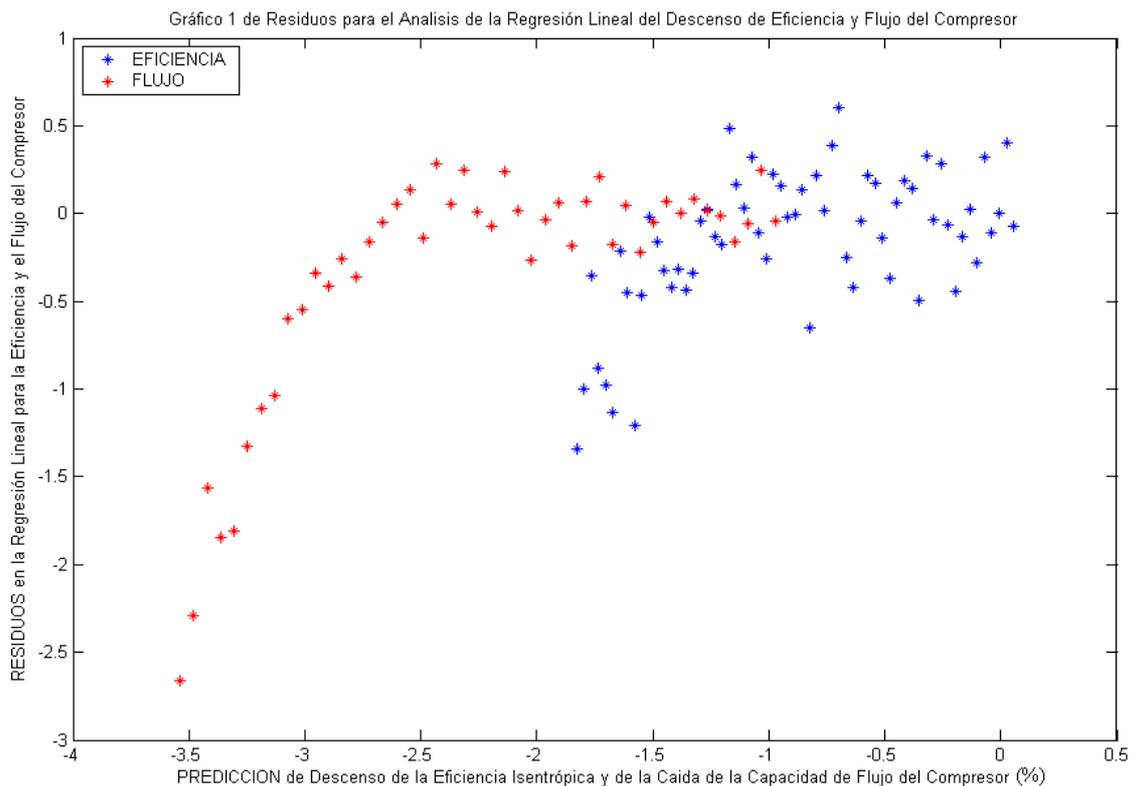


*Figura 88: Gráfico de análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Valores observados vs Valores de predicción).*

**En primer lugar** se presenta un gráfico en el que se muestran, en el eje Y, los valores observados verdaderos de los parámetros operativos de funcionamiento de la turbina de gas frente a los valores de dichos parámetros de “salud” de la turbina de gas que se predicen con el ajuste mediante el modelo de regresión lineal, en el eje X. En la misma

gráfica se muestran los valores de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. En la figura 88 se puede observar este gráfico.

En este caso, los datos de la degradación de la eficiencia parece que se ajustan correctamente al modelo de regresión lineal hasta un valor de la observación y de la predicción de aproximadamente -1,6 %. Si se comprueba el instante de funcionamiento correspondiente a esta situación límite de ajuste a la regresión lineal, se puede decir que ese instante se da entre alrededor de unas 25.000 horas de operación de la turbina de gas. Por otro lado, para el caso de la degradación de la capacidad de flujo del compresor, se puede decir que el ajuste al modelo de regresión lineal parece adecuado hasta un descenso relativo de dicho parámetro de aproximadamente -2,75 %. Además, si se comprueba para qué instante de funcionamiento de la turbina de gas se produce este descenso, este instante resulta ser para unas 22.500 horas. Por lo tanto, desde el punto de vista del análisis de este gráfico, se puede decir que el modelo de regresión lineal se ajusta de forma adecuada a la estructura de los datos generados del funcionamiento de la turbina de gas, hasta un momento dado entre unas 22.500 y 25.000 horas de operación o funcionamiento del motor de turbina de gas.



*Figura 89: Gráfico 1 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Valores de Predicción).*

**En segundo lugar,** se presenta un gráfico de dispersión de valores donde en el eje Y se sitúan los valores de los residuos obtenidos en el ajuste mediante el modelo de regresión lineal. En el eje X se posicionan los valores de predicción ajustados mediante la

regresión lineal de los parámetros de funcionamiento o “de salud” de la turbina de gas. Este tipo de gráfico es muy explicativo para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante. En la figura 89 se puede observar este gráfico de residuos.

En este caso los residuos, obtenidos del ajuste del modelo de regresión lineal a los datos experimentales de la degradación de la eficiencia del compresor, se distribuyen alrededor del valor cero desde el inicio del funcionamiento de la turbina de gas (cuando no hay degradación de la eficiencia) hasta un valor de degradación de aproximadamente el -1,5 %. Si se comprueba el instante temporal de funcionamiento de la turbina de gas correspondiente a esta degradación, se puede concluir que los residuos obtenidos de la regresión lineal siguen una distribución normal de media cero y varianza constante desde el instante inicial del ajuste con regresión lineal hasta aproximadamente unas 24.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas.

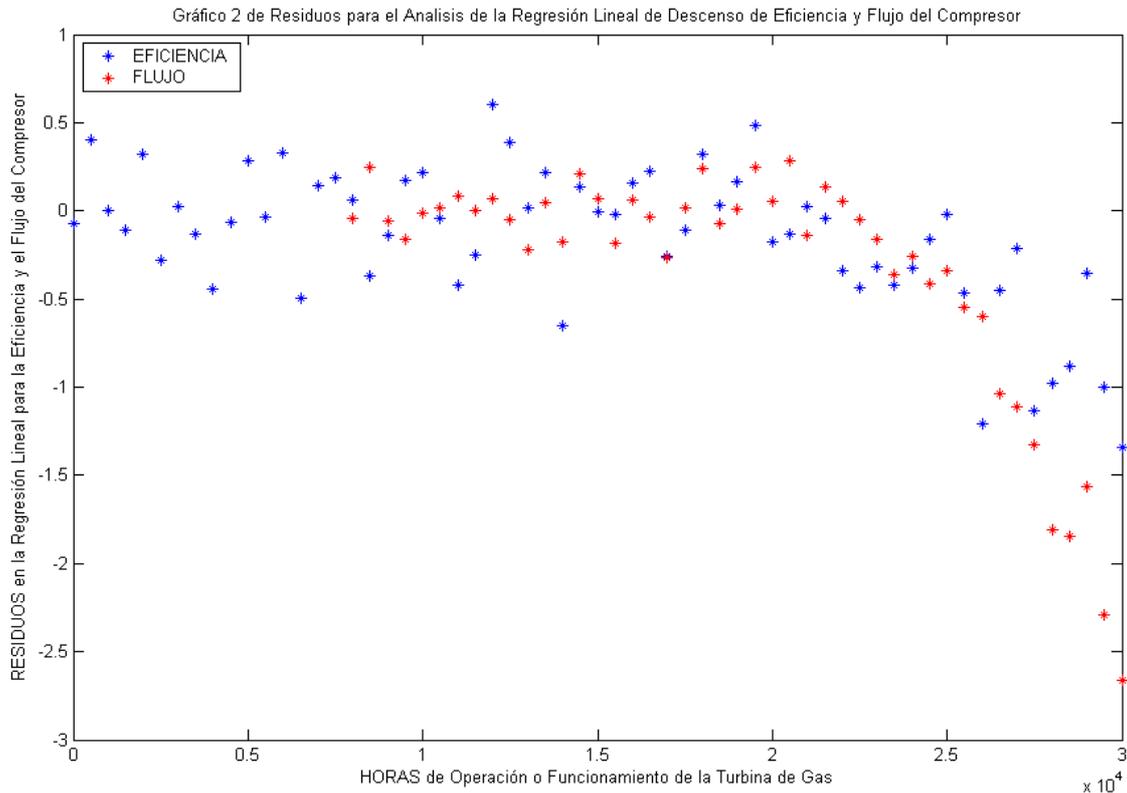
Desde el punto de vista de la degradación de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, se puede apreciar que los residuos se distribuyen conforme a una distribución normal de media cero y varianza constante entre el instante inicio del ajuste al modelo de regresión lineal y aproximadamente unas 22.500 horas de funcionamiento (cuando la degradación relativa de la capacidad de flujo es alrededor de un -2,75 %). Por lo que desde el punto de vista de la distribución de los residuos que se aprecia en este gráfico, se puede decir que los residuos generados del ajuste del modelo de regresión lineal siguen una distribución normal con una variabilidad constante (homocedástica) alrededor del valor cero para cualquier dato previsto de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas desde el instante inicial de funcionamiento (0 horas) hasta aproximadamente entre 22.500 y 24.000 horas de operación.

**En último lugar**, se muestra un tercer gráfico que es muy similar al anterior. La única disparidad es que en el eje X se presentan los valores del instante de operación, expresado en horas de funcionamiento, de la turbina de gas. Además, este gráfico de dispersión de residuos es otro medio para determinar si los residuos obtenidos de la regresión lineal se distribuyen mediante una distribución normal de media cero y varianza constante. En la figura 90 se muestra este gráfico de dispersión de residuos.

Desde el punto de vista de este gráfico de residuos se puede decir que para el ajuste del modelo de regresión lineal a los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, los residuos se distribuyen con una distribución normal de media cero y varianza aproximadamente constante desde el inicio de la operación de la turbina de gas (0 horas de funcionamiento) hasta un instante de tiempo de unas 25.000 horas de funcionamiento del motor.

Por otro lado, si se analizan los residuos obtenidos del ajuste del modelo de regresión lineal a los valores generados de la degradación de la capacidad de flujo de la turbina de gas, se puede exponer que los residuos siguen una distribución normal de media cero y varianza aproximadamente constante entre el instante del inicio del ajuste de regresión lineal, y unas 22.500 horas de funcionamiento del motor de turbina de gas. Además una

condición necesaria es que no existan tendencias en la distribución de los residuos (es decir, es necesario que no se muestren tendencias en la disposición de los residuos). Por lo tanto, se puede exponer que desde el punto de vista de este gráfico de dispersión de los residuos obtenidos aplicando el modelo de regresión lineal, el ajuste es adecuado desde el instante inicial de funcionamiento de la turbina de gas hasta un momento de operación del motor de turbina de gas entre unas 22.500 horas y unas 25.000 horas.



*Figura 90: Gráfico 2 de residuos para análisis de regresión lineal con datos de degradación de eficiencia y de flujo. (Residuos vs Horas de funcionamiento).*

Como conclusión de los tres gráficos que se han presentado, se puede exponer que desde el punto de vista del análisis de los residuos, el ajuste de los datos experimentales de la degradación del funcionamiento del motor de turbina de gas mediante un modelo de regresión lineal es correcto desde el instante inicial hasta aproximadamente entre unas 22.500 horas y unas 25.000 horas de funcionamiento u operación de la turbina de gas.

Por lo tanto, teniendo en cuenta tanto los gráficos de análisis de residuos como el test de normalidad de Shapiro-Wilk y el análisis de la asimetría de la distribución de los residuos, se puede asegurar que será necesario sustituir el modelo de regresión lineal por el modelo de regresión cuadrática para el ajuste de los datos generados de funcionamiento del motor de turbina de gas a partir de aproximadamente unas 25.000 horas de funcionamiento de la turbina de gas.

### 8.3.3. Aplicación del modelo de regresión cuadrática para la realización de pronósticos

Se debe realizar el análisis de pronósticos de los parámetros de funcionamiento del motor de turbina de gas y de su vida útil utilizando el modelo de regresión cuadrática a partir de 25.000 horas de operación en adelante. Las figuras 91 y 92 presentan la aplicación del modelo de regresión cuadrática a los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas cuando se supone que 25.000 horas de operación es el instante actual de funcionamiento y que se utilizan para producir las líneas de regresión cuadrática en el caso del descenso de eficiencia, los últimos 30 puntos de los datos antes del momento actual (incluido éste), y sin embargo sólo se utilizan los 15 últimos puntos para los datos de degradación de la capacidad de flujo, ya que sus datos tienen una dispersión mucho más pequeña, y esto favorece la utilización de menos puntos de dispersión para la realización de la regresión cuadrática.

Como se acaba de decir, las figuras 91 y 92 muestran la aplicación del modelo de regresión cuadrática sobre los datos dispersos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor, cuando el instante actual de operación son 25.000 horas desde el inicio y puesta en marcha del funcionamiento de la turbina de gas. Además se debe explicar que para la determinación de las bandas de predicción (límites de predicción) se ha utilizado una fiabilidad del 90 %.

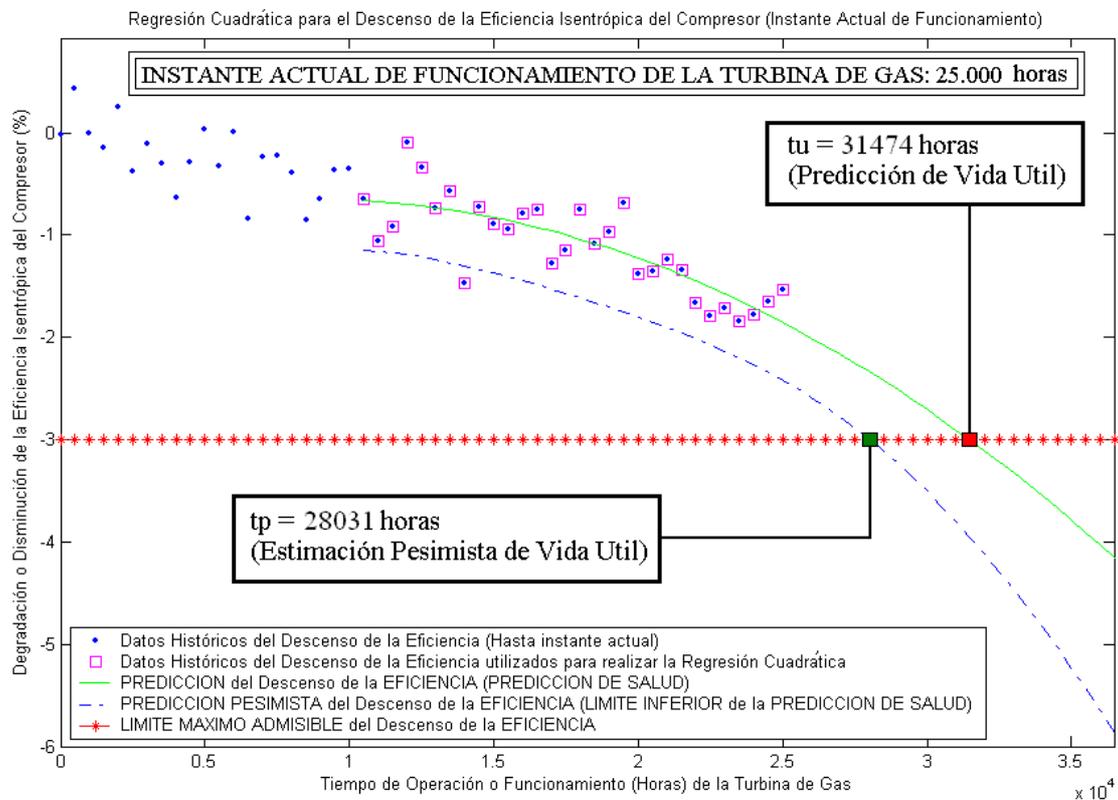


Figura 91: Regresión Cuadrática para la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.

De la misma forma que con el modelo de regresión lineal, se puede estimar la vida útil restante o remanente del motor utilizando el modelo de regresión cuadrática. En la figura 91 donde se predice la degradación futura de la eficiencia del compresor, la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 28.031 horas y la predicción de vida útil de la turbina de gas,  $t_u$ , es aproximadamente 31.474 horas. Por lo tanto, la predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas basada en los datos de degradación la eficiencia del compresor tiene un valor aproximado entre 3.031 y 6.474 horas.

Del mismo modo en la figura 92, donde se predice la degradación futura de la capacidad de flujo del compresor; la estimación pesimista de la vida útil de la turbina de gas,  $t_p$ , es alrededor de 29.515 horas y la predicción de la vida útil de la turbina de gas,  $t_u$ , es aproximadamente 31.403 horas. De esta forma, se tiene que la predicción de la vida útil restante del motor de turbina de gas, basada en los datos de degradación de la capacidad de flujo, tiene un valor aproximado entre 4.515 horas y 6.403 horas.

En la tabla 11 se muestra una comparación de las predicciones calculadas de la vida útil restante junto con la vida útil restante que teóricamente se debería tener ya que se ha implantado una degradación que es conocida para la realización de la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas.

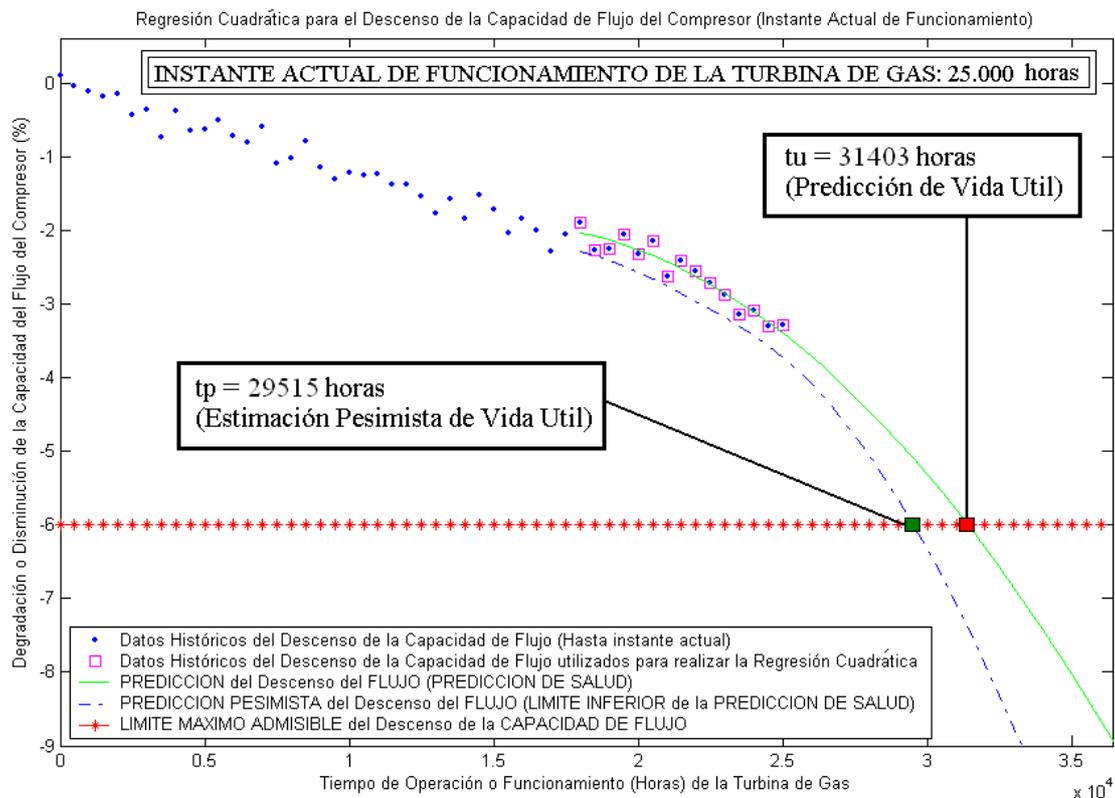


Figura 92: Regresión Cuadrática para la degradación de la capacidad de flujo del compresor. (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas). Predicción de vida útil de la turbina de gas.

La predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas de ambos casos se puede observar en las figuras 91 y 92. Según la simulación implantada del funcionamiento, el motor debería tener una revisión y reparación general (*overhaul*) a las 30.000 horas de funcionamiento, con lo que la vida útil restante en el instante actual (25.000 horas) es de 5.000 horas. Debido a esto, las predicciones realizadas con la regresión cuadrática son consideradas adecuadas, ya que en ambos casos, el punto de fallo implantado en la simulación del funcionamiento del motor de turbina de gas está situado de manera correcta entre los puntos de fallo previstos utilizando el modelo de regresión cuadrática con una incertidumbre de pronóstico (límites de predicción) adecuada a un nivel de confianza (fiabilidad) para las bandas de predicción del 90 %, tabla 11.

$$t_p \leq \text{Vida útil "real", simulada, de la turbina de gas} = 30.000 \text{ horas} \leq t_u$$

Vida útil del motor de turbina de gas restante o remanente cuando se llevan 25.000 horas de operación o funcionamiento

	Estimación Pesimista considerando incertidumbre en el pronóstico con un nivel de confianza del 90 % ( $t_p - 25.000$ horas)	Predicción con el modelo de Regresión Cuadrática ( $t_u - 25.000$ horas)
Con datos del descenso de la eficiencia isentrópica del compresor (figura 91)	3.031 horas	6.474 horas
Con datos del descenso de la capacidad de flujo del compresor (figura 92)	4.515 horas	6.403 horas
Teniendo en cuenta la degradación del funcionamiento de la turbina de gas que se ha implantado y simulado su comportamiento	5.000 horas	

*Tabla 11: Predicciones de vida útil de la turbina de gas aplicando modelo de Regresión Cuadrática (instante actual de funcionamiento 25.000 horas). (Serie de Datos 2 generados para simular funcionamiento de la turbina de gas).*

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se debe exponer que la estimación pesimista de la predicción de vida útil remanente del motor de turbina de gas más conservadora, es la del resultado basado en los datos de la degradación de la eficiencia isentrópica del compresor, debido entre otros motivos a que su dispersión de datos es más grande. De esta forma, se debería concluir que en el instante actual de funcionamiento, 25.000 horas, las predicciones más restrictivas y por lo tanto las que se deben elegir para la estimación pesimista de la vida útil restante de la turbina de gas, con un nivel de confianza del 90 %, es de 3.031 horas ( $t_p - 25.000$  horas). Y para la predicción de la vida útil restante o remanente de la turbina de gas es de 6.403 horas ( $t_u - 25.000$  horas) (este último valor está basado en los datos de degradación de la capacidad de flujo del compresor).

Si se tiene en cuenta el caso más restrictivo y por lo tanto más conservador y de más seguridad, se puede llegar a la conclusión que la vida útil de la turbina de gas es de 28.031 horas de funcionamiento, con una fiabilidad (nivel de confianza) del 90 %. Así, debido a que el instante actual de funcionamiento de la turbina de gas en el que se hace el análisis son las 25.000 horas de operación; se concluye que la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas es de 3.031 horas, con un nivel de confianza del 90 %. Por lo tanto se debería proceder a realizar una revisión general (*overhaul*) justo antes de que llegue este momento, con el fin de maximizar la vida útil de la turbina de gas (reduciendo al máximo los tiempos improductivos, y maximizando los tiempos productivos), y a la vez sin poner en riesgo el funcionamiento de dicha turbina de gas, evitando que se produzcan fallos catastróficos.

Por último es necesario exponer que el análisis anterior de diagnóstico y pronóstico del funcionamiento de la turbina de gas debe llevarse a cabo de forma continua durante todo el proceso de funcionamiento del motor de turbina de gas. Además, la predicción de la vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas debe ser actualizada cuando estén disponibles nuevas mediciones del paso de gases y se obtengan nuevos datos del funcionamiento del motor. De esta forma, la información de estos pronósticos que se realizan puede y debe ser usada como información complementaria de gran utilidad por los operadores, técnicos y analistas de la turbina de gas para sus planes de mantenimiento y para la toma de decisiones con el fin de definir el momento de tiempo más exacto y adecuado para las paradas de la planta, para la programación de las actividades de mantenimiento, y para los pedidos de piezas de repuesto a largo plazo de tiempo.

## 9. Conclusiones

En este Proyecto Fin de Carrera se ha desarrollado un método para implantar un sistema de mantenimiento predictivo en un motor de turbina de gas que es capaz de realizar pronósticos sobre la degradación de su funcionamiento a lo largo de su vida útil. Para ello se han utilizado una serie de modelos estadísticos de diagnóstico y de regresión. También se ha efectuado un análisis técnico para predecir en un instante dado del funcionamiento, la potencial vida útil restante o remanente del motor de turbina de gas. Así, para comprobar que el sistema de mantenimiento predictivo que se ha propuesto es adecuado, este estudio ha simulado el funcionamiento de una turbina de gas con una degradación del compresor a lo largo del tiempo de funcionamiento de dicha turbina de gas, basándose en datos experimentales dados por [18]. El modelo de turbina de gas utilizado es uno semejante a una turbina de gas industrial Rolls-Royce, modelo AVON 1535. Para realizar la simulación, los cálculos de las previsiones de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas, y las estimaciones de su vida útil restante, se han desarrollado varios programas informáticos con el software MATLAB. Estos programas informáticos que se han realizado usan diversas técnicas estadísticas.

La predicción de la degradación de una turbina de gas y el pronóstico de su funcionamiento y de su vida útil es muy difícil realizarlo de forma correcta debido a la gran incertidumbre asociada con el diseño de las turbinas de gas, con su fabricación, con las condiciones ambientales, con las condiciones de funcionamiento, con las acciones de mantenimiento, etc. Sin embargo, con un adecuado sistema de mantenimiento predictivo, que utilice una monitorización correcta de una serie de parámetros de funcionamiento que representen las condiciones de funcionamiento o “de salud” de la turbina de gas, es posible controlar en todo momento el funcionamiento. Así, se utilizan los datos históricos de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas para hacer las previsiones de la degradación del funcionamiento y la predicción de su potencial vida útil. Además, para realizar unas correctas predicciones es necesario establecer unos límites máximos de degradación en la turbina de gas que permitan un funcionamiento adecuado en condiciones de seguridad. Los límites establecidos de la degradación no pueden ser tan elevados como para poner en riesgo el funcionamiento de la turbina de gas y que provoquen fallos catastróficos. Ni tampoco pueden ser unos límites de degradación muy pequeños porque si no se estaría sobredimensionando la seguridad del sistema y se tendría que parar el funcionamiento de la turbina de gas cuando todavía está en unas condiciones de funcionamiento correctas.

En este estudio se han utilizado dos parámetros de funcionamiento, y estos son la degradación relativa de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas. Además, se han elegido unos límites de alarma y de parada de la instalación dados por un descenso relativo máximo de la eficiencia del compresor del  $-3\%$  y de la capacidad de flujo del compresor del  $-6\%$  con respecto al funcionamiento normal cuando la turbina de gas está nueva. Con todas estas premisas,

se lleva a cabo la predicción de la potencial vida útil de la turbina de gas en cada instante de funcionamiento que se crea adecuado (ya sea de forma continua o de forma periódica). Este cálculo es extremadamente importante porque basado en él se debería realizar una revisión general (*overhaul*) justo antes de que llegue este momento de previsión de vida útil. Esto se haría así para intentar maximizar la vida útil real y efectiva de la turbina de gas, reduciéndose al máximo los tiempos improductivos y de paradas para revisiones y reparaciones. Con ello se reducirían los costes de mantenimiento y de operación, y además se maximizarían los beneficios obtenidos del funcionamiento de la instalación (turbina de gas para generación eléctrica) ya que se conseguiría aumentar de forma sustancial los tiempos productivos. Además, todo esto se realizaría sin poner en riesgo el correcto funcionamiento del motor de turbina de gas y evitando que se produzcan fallos catastróficos.

Es importante señalar que con estrategias convencionales de mantenimiento (mantenimiento preventivo), las revisiones y las reparaciones de un motor de turbina de gas son normalmente llevadas a cabo de una manera prevista (preprogramada) independientemente de la diferencia existente en la salud de cada motor de turbina de gas en particular y sin estudiar de forma individual sus condiciones de funcionamiento y su rendimiento. Como consecuencia de tal estrategia de mantenimiento, el funcionamiento de los motores de turbina de gas puede ser parado para realizar revisiones y reparaciones innecesarias cuando dichas turbinas de gas están todavía en una condición de funcionamiento (o “estado de salud”) óptima, o incluso lo que es más peligroso, las turbinas de gas pueden tener fallos catastróficos en su funcionamiento antes de una revisión y reparación prevista. Por lo tanto, la disponibilidad del motor puede disminuir produciéndose en las turbinas de gas más paradas y arranques de los estrictamente necesarios. Y además, los costes de mantenimiento y operación correspondientes pueden elevarse considerablemente. De esta forma, si sólo se utiliza un sistema de mantenimiento preventivo, los beneficios económicos de la instalación industrial de generación eléctrica con el motor de turbina de gas podrían disminuir de forma muy notable, con respecto al uso de un sistema de mantenimiento predictivo. Debido a esto, para los motores de turbina de gas, una de las formas más eficientes para mejorar la disponibilidad de ellos (reduciéndose los tiempos improductivos y de paradas innecesarias para revisiones y reparaciones) y para reducir los costes de su mantenimiento es pasar de un mantenimiento preprogramado (mantenimiento preventivo) a un mantenimiento basado en las condiciones de funcionamiento (mantenimiento predictivo) mediante el uso de información histórica del estado de su funcionamiento proporcionada por diagnósticos de sus componentes y usando posteriormente análisis y modelos estadísticos con los que se realizan pronósticos que permiten obtener una estimación o predicción adecuada de la vida útil en servicio restante o remanente de la turbina de gas, en condiciones de funcionamiento correctas o aceptables.

Por lo tanto, de forma ideal para maximizar el tiempo productivo de las turbinas de gas para generación eléctrica y por lo tanto para aumentar las ganancias económicas, lo más

correcto es usar un sistema de mantenimiento en dichas turbinas de gas que utilice de manera combinada un mantenimiento de tipo preventivo y de tipo predictivo que use un sistema con técnicas predictivas de mantenimiento basado en las condiciones de su funcionamiento. Sin embargo, para obtener de forma práctica un mayor beneficio económico sin poner en riesgo el funcionamiento de la instalación de generación eléctrica, se podría pactar con el fabricante que nos vendiera la/s turbina/s de gas sin la adquisición del servicio de mantenimiento preventivo que suelen proporcionar de forma conjunta al comprarla, ya que será nuestra propia empresa la que se encargue del mantenimiento de las turbinas de gas adquiridas usando técnicas predictivas.

Es necesario decir que el mantenimiento predictivo aumenta los tiempos productivos de la instalación industrial de generación eléctrica (reduciéndose los tiempos improductivos, y de parada por reparaciones y averías), y por lo tanto se consigue maximizar los beneficios. Esto es así aunque se debe señalar que a corto plazo es necesaria una inversión económica elevada en la compra de los sistemas que efectúan las técnicas predictivas (por ejemplo los análisis de vibraciones, las inspecciones boroscópicas, los análisis de aceites lubricantes, las medidas de caudal, de temperatura, etc.), y en la correcta formación de los operarios, de los técnicos y de los analistas que deben llevar a cabo y controlar las correspondientes operaciones de mantenimiento. Los distintos costes del sistema de mantenimiento preventivo que el fabricante de turbinas de gas proporciona al venderlas son muy altos, y posiblemente a lo largo de todo el ciclo de vida de las turbinas de gas son incluso superiores al coste de la compra de las propias turbinas de gas. Por lo tanto, si al comprar una turbina de gas no se adquiere el servicio de mantenimiento preventivo asociado a ella, se consigue un importante ahorro económico al suprimirse el coste que supone la contratación de este servicio proporcionado por el fabricante de la turbina de gas, y el aumento de beneficios será considerable teniendo en cuenta todo el ciclo de vida útil de dicha turbina de gas.

Como ya se ha explicado, también es importante recalcar que para poner en marcha un sistema de mantenimiento predictivo se deberá invertir a corto plazo bastante dinero para la formación de los técnicos y analistas encargados de este mantenimiento, y para la compra de los sistemas que realizan las técnicas predictivas. Esto último hay que tenerlo muy en cuenta, aunque lo cierto es que a largo plazo usando un correcto sistema de mantenimiento predictivo el ahorro económico es muy importante.

Una óptima gestión de mantenimiento dependerá del funcionamiento eficiente de las instalaciones industriales, lo que ayuda a conseguir el control de su ciclo de vida sin elevar mucho los costes destinados a mantenerlas. La técnica empleada por las empresas en el pasado, que consistía en reparar los equipos cuando estos se estropeaban, ya no sirve pues conlleva unos costes demasiado elevados, como son los debidos a la pérdida de producción y a una calidad deficiente de los productos o servicios generados. Ahora, las únicas técnicas de mantenimiento que sirven y que deben ser utilizadas son aquellas destinadas a aumentar la disponibilidad y la eficacia de los equipos productivos, así como a disminuir los costes de mantenimiento. Es necesario que todo el personal de la

empresa tenga conocimiento de las nuevas tecnologías de gestión de mantenimiento porque su implantación requiere que todas las áreas de la empresa se involucren en el proceso para tener el éxito esperado. Mediante el establecimiento de un óptimo sistema de mantenimiento de tipo predictivo, las empresas pueden tener en todo momento una visión y un conocimiento oportuno del estado de sus equipos, de los fallos o averías que presentan o del deterioro de sus componentes.

Se puede definir el mantenimiento predictivo como el conjunto de actividades de seguimiento y diagnóstico continuo (monitorización) de un sistema o elemento, que permiten una intervención correctora inmediata como consecuencia de la detección de algún síntoma de fallo. El mantenimiento predictivo se basa en el hecho de que la mayoría de los fallos se producen lentamente y previamente, en algunos casos, arrojan indicios evidentes de un futuro fallo, bien a simple vista o mediante la monitorización, es decir mediante la elección y la medición de algunos parámetros relevantes que representen el buen funcionamiento del equipo analizado. Por ejemplo, estos parámetros pueden ser la temperatura, la presión, el caudal de algún fluido de trabajo, los ruidos, las vibraciones, las impurezas y los contaminantes en aceites lubricantes, etc. En otras palabras, con este método se trata de seguir la evolución de los futuros fallos. Este sistema tiene la ventaja que el seguimiento permite contar con un registro histórico de la característica en análisis y éste es sumamente útil ante fallos repetitivos.

De forma resumida se puede explicar que las ventajas más importantes del mantenimiento predictivo son que los fallos se detectan en sus etapas iniciales, por lo que se cuenta con suficiente tiempo para hacer la planificación y la programación de las acciones correctivas en paradas programadas y bajo condiciones controladas que minimicen los tiempos muertos y el efecto negativo sobre la producción y que además garanticen una mejor calidad de las reparaciones. Además, las técnicas de detección del mantenimiento predictivo son en su mayor parte técnicas "*on-condition*" que significa que las inspecciones se pueden realizar con la maquinaria en operación a su velocidad máxima. Se debe añadir que el mantenimiento predictivo es un mantenimiento proactivo ya que permite administrar los fallos antes de que ocurran en operación y no después como lo hace el mantenimiento reactivo.

Las técnicas predictivas no son herramientas generalistas que se deban usar en todo tipo de maquinaria independientemente de su tipo o uso. Sólo se aplicarán cuando un equipo lo justifique económicamente, o en aquellos equipos cuyos fallos sean catalogados como críticos o importantes en una planta (por ejemplo, en los motores de turbinas de gas para generación eléctrica). Por tanto, aún siendo las técnicas predictivas de gran importancia y que además han supuesto un paso muy importante en el desarrollo del mantenimiento, no es posible afirmar que todo el mantenimiento de cualquier planta industrial deba basarse únicamente en tareas condicionales dependiendo del resultado de las inspecciones predictivas, es decir, sólo usando un mantenimiento predictivo. Así, en la mayor parte de las instalaciones industriales lo más adecuado será el uso de un

sistema de mantenimiento predictivo en combinación con la aplicación de un mantenimiento preventivo de tipo sistemático y planificado.

Es indudable que enfocar la actividad de mantenimiento hacia el uso de técnicas predictivas ha supuesto un gran avance, y además representa una alternativa muy útil y real al mantenimiento preventivo sistemático o al mantenimiento correctivo. Sin embargo afirmar que en todos los equipos o máquinas de cualquier tipo de instalación industrial, el mantenimiento predictivo puede sustituir completamente al mantenimiento sistemático o preventivo y que puede utilizarse por sí solo como única alternativa para elaborar un plan de mantenimiento es bastante arriesgado. Decir eso tiene tan poco rigor como afirmar que todos los equipos de cualquier tipo de instalación industrial hay que mantenerlos con técnicas reactivas o correctivas o que en todos los equipos hay que hacer un mantenimiento preventivo sistemático planificado. Es imperante que las organizaciones realicen procesos de prevención de fallos y averías mediante un adecuado programa de gestión de mantenimiento predictivo y preventivo. Hoy en día, la gestión del mantenimiento representa una parte importante del presupuesto de las empresas ya que es fundamental para lograr un funcionamiento eficiente de los equipos y por lo tanto del proceso productivo.

Como conclusión final se expone a continuación un resumen general de todo el proceso que se ha desarrollado en este Proyecto Fin de Carrera:

Este Proyecto Fin de Carrera establece un sistema de realización de pronósticos aplicando el modelo de regresión lineal y el modelo de regresión cuadrática, de forma combinada para la predicción del deterioro potencial del funcionamiento y del rendimiento en el futuro de la turbina de gas en estudio, teniendo en cuenta los cambios posibles de los patrones de degradación y de la tasa de fallos a lo largo del tiempo de operación o funcionamiento de dicha turbina de gas. Además, una vez que se ha llevado a cabo la predicción de la degradación del funcionamiento de la turbina de gas, se procederá a estimar la potencial vida útil restante o remanente de dicha turbina de gas. La información obtenida de la predicción de la vida útil de la turbina de gas es muy importante ya que es muy recomendable proceder a realizar una revisión general (*overhaul*) justo antes de que llegue este instante de tiempo, con el fin de maximizar la vida útil real de la turbina de gas reduciendo al máximo los tiempos improductivos y maximizando los tiempos productivos sin poner en riesgo su funcionamiento al evitar que se produzcan fallos catastróficos.

En este estudio se ha realizado una aproximación a los pronósticos del funcionamiento de turbinas de gas basados en una serie de análisis estadísticos y se han aplicado a un modelo similar a una turbina de gas industrial fabricada por Rolls-Royce, modelo AVON Mk 1535, que funciona en un ambiente constante y con unas condiciones de funcionamiento simuladas tales que se desarrolla un deterioro de su compresor a lo largo del tiempo de funcionamiento mediante un patrón o modelo de tasa de fallos que

varía con el tiempo de operación. Se considera en la realización del análisis de pronósticos que puede ocurrir a lo largo del tiempo de funcionamiento una variación lineal y una variación no-lineal de los patrones o modelos de la degradación y de la tasa de fallos de la turbina de gas. Debido a esto, se aplican unos modelos de regresión lineal y cuadrática combinados, realizando con ellos el análisis de predicciones con el fin de que los datos experimentales de degradación del motor se adapten y ajusten a los modelos de regresión aplicados en cada momento justo de funcionamiento de la turbina de gas. De esta forma, si se consigue un correcto ajuste de los datos experimentales obtenidos, será adecuada y satisfactoria la predicción que se haga de la degradación del motor de turbina de gas en un instante de funcionamiento futuro.

En este caso que es objeto de estudio, en primer lugar la degradación del motor sigue un patrón de tasa de fallos (porcentaje de averías), donde se da desde el principio del funcionamiento una tasa de fallos constante, seguido posteriormente de un aumento continuo de dicha tasa de fallos; es decir hay una tasa de fallos creciente. Por lo tanto, se debe aplicar en primer lugar el modelo de regresión lineal para el ajuste de los datos que describen el funcionamiento con degradación de la turbina de gas y posteriormente cuando la tasa de fallos se hace creciente, se debe aplicar el modelo de regresión cuadrática. Este cambio de un modelo de regresión a otro se debe hacer en el momento preciso en el que se produce el cambio en el patrón de la degradación y de la tasa de fallos del motor de turbina de gas. Para hallar el instante justo de tiempo cuando la tasa de fallos pasa de ser constante a ser creciente, y por lo tanto se debe pasar de utilizar el modelo de regresión lineal a utilizar el modelo de regresión cuadrática, se debe realizar una comprobación continua de compatibilidad (test de compatibilidad) usando el nivel de significación ( $p$ -valor) del test de normalidad de Shapiro-Wilk aplicado a los residuos producidos en la regresión lineal y también analizando en todo momento la asimetría (skewness) de la distribución de dichos residuos de la regresión lineal y de los datos nuevos que van apareciendo en torno a la recta de regresión lineal de forma continua a lo largo del funcionamiento del motor de turbina de gas. Además también se analizan una serie de gráficos de los residuos donde se representan estos frente a otras variables, tales como el tiempo de funcionamiento, los valores ajustados por la recta de regresión o los verdaderos valores de los datos experimentales de los parámetros que describen el funcionamiento de la turbina de gas. Con estos criterios se consigue la determinación del punto de transición de un modelo de regresión lineal a un modelo de regresión cuadrática, lo que ayudará en gran medida a que las predicciones futuras que se realicen sean adecuadas y se ajusten bien a la realidad.

Es necesario decir que para la realización de los pronósticos de la degradación de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de gas, así como para la estimación de la vida útil potencial de la turbina de gas se aplica un modelo de incertidumbre de pronósticos basado en la estimación de la varianza de los datos históricos del funcionamiento y de “la salud” del motor. Estas incertidumbres de los pronósticos se consideran en la realización de las previsiones y en la obtención de las bandas de predicción (límites de predicción) de los parámetros de funcionamiento

del motor, determinando además el nivel de confianza o fiabilidad de dichas predicciones. Por último, se determina la vida útil o tiempo en servicio del motor de turbina de gas, que es calculado cuando la predicción de la degradación de la eficiencia isentrópica, y/o de la capacidad de flujo del compresor alcanzan unos límites máximos de deterioro que han sido prefijados de manera adecuada, teniendo en cuenta el desempeño y la criticidad de la turbina de gas en estudio.

La aplicación del enfoque de pronóstico que se ha propuesto para el modelo de motor de turbina de gas, de la cual se ha estudiado su funcionamiento, muestra que el modelo de regresión combinado (lineal y cuadrática) es capaz de proporcionar un buen ajuste a los datos históricos de funcionamiento o “de salud” del motor con diferentes patrones de degradación y con diferentes modelos de tasa de fallos o averías; es decir con modelos variables. Además proporciona una predicción satisfactoria de la degradación futura del funcionamiento del motor de turbina de gas y de la potencial vida útil restante o remanente del motor, realizando también un examen y ponderación de la incertidumbre de las previsiones, obteniendo dichas predicciones con una fiabilidad (nivel de confianza) que se elige dependiendo del nivel de seguridad que sea deseado en el pronóstico. El estudio que se ha desarrollado muestra que el enfoque de diagnóstico y de pronóstico que se ha utilizado tiene un gran potencial para proporcionar una valiosa estimación de la vida útil (tiempo de servicio) restante o remanente del motor de turbina de gas, y por lo tanto para ayudar a los usuarios (operarios, técnicos, y analistas) de las turbinas de gas en sus actividades de mantenimiento basadas en las condiciones de funcionamiento (“mantenimiento predictivo”).

# 10. Referencias

- [1]: Moubray J. Reliability-centred maintenance. 2nd ed. Oxford (UK). Butterworth-Heinemann. 1997.
- [2]: Saravaramuttoo HIH, Maclsaac BD. Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics. ASME J Eng Power 1983(October):105.
- [3]: Brotherton T, Jahns G, Jacobs J, Wroblewski D. Prognosis of fault in gas turbine engines. In: Aerospace conference proceedings, 2000 IEEE, vol. 6; 2000. p. 163–71.
- [4]: Claudio Mataix. Turbomáquinas térmicas. (Turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores). Ed. Dossat 2000.
- [5]: Antonio Lecuona N., José I. Nogueira G. Turbomáquinas. (Procesos, análisis y tecnología). Ed. Ariel Ciencia y Tecnología.
- [6]: Gregorio L. Juste. Apuntes E.T.S. de Ingenieros Aeronáuticos. Universidad Politécnica de Madrid.
- [7]: Edder Martín Gutiérrez Mojica. Tesis de Grado en Ingeniería Microeléctrica. Instituto Politécnico Nacional de México.
- [8]: Siemens. <http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/gas-turbines/>
- [9]: Jesús Andrés Álvarez Flórez. Máquinas térmicas motoras, volumen 2. Ed.UPC.
- [10]: Pedro Fernández Díez. Apuntes de Turbinas de gas. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria.
- [11]: <http://es.wikipedia.org/wiki/Turbofan>.
- [12]: F. Monchy. Teoría y Práctica del Mantenimiento industrial. MASSON, S. A. Barcelona (1990).
- [13]: M<sup>a</sup> Belén Muñoz Abella. Mantenimiento Industrial. Universidad Carlos III. Área de Ingeniería Mecánica.
- [14]: Susana López Lumbierres. Implantación de un programa de inspección de termografía en centrales de ciclo combinado. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Pontificia Comillas. Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI). 2007.
- [15]: Santiago García Garrido. Mantenimiento predictivo. Ed. RENOVETEC (2009).

[16]: Santiago García Garrido y Diego Fraile Chico. Cogeneración: Diseño, Operación y Mantenimiento de Plantas. Ed. Díaz de Santos, 2008.

[17]: V. Narayan. Effective Maintenance Management (pg.28).

[18]: Y.G. Li, P. Nilkitsaranont. Gas turbine performance prognostic for condition-based maintenance. School of Engineering, Cranfield University, UK. Chevron Thailand Exploration and Production, SCB Park Plaza, Chatuchak, Bangkok 10900, Thailand.

[19]: Escher PC, Singh R. An object-oriented diagnostics computer program suitable for industrial gas turbines. In: 21st (CIMAC) international congress of combustion engines, Switzerland; 15–18 May 1995.

[20]: Li, YG, Singh R. An advanced gas turbine gas path diagnostic system – PYTHIA. ISABE-2005-1284, ISABE, Munich, Germany; September 2005.

[21]: Shapiro, S. S.; Wilk, M. B. (1965). An analysis of variance test for normality (complete samples). *Biometrika* 52 (3-4): pp. 591–611.

[22]: Cramer, Duncan. Basic Statistics for Social Research (Routledge, 1997), pg.85.

[23]: Daniel Peña Sánchez de Rivera. Regresión y Diseño de Experimentos. Alianza Editorial, S.A.

[24]: Royston P. "Algorithm AS R94", *Applied Statistics* (1995) Vol. 44, No. 4.

[25]: G. E. P. Box and Mervin E. Müller, A Note on the Generation of Random Normal Deviates, *The Annals of Mathematical Statistics* (1958), Vol. 29, No. 2 pp. 610-611.

# 11. Anexos

## **Anexo A:**

TABLAS DE DATOS DE LA DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA Y DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR QUE MUESTRAN EL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS INDUSTRIAL ROLLS-ROYCE, MODELO AVON Mk 1535, PROPORCIONADOS POR EL ESTUDIO CIENTÍFICO “GAS TURBINE PERFORMANCE PROGNOSTIC FOR CONDITION-BASED MAINTENANCE” REALIZADO POR Y. G. LI, Y P. NILKITSARANONT, [18].

## **Anexo B:**

TABLAS DE DATOS SOBRE LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS GENERADOS CON UNA DISTRIBUCIÓN NORMAL PARA SIMULAR EL COMPORTAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS ROLLS-ROYCE AVON Mk 1535, EMULANDO EL FUNCIONAMIENTO DADO POR [18].

## **Anexo C:**

TABLA DE VALORES CRÍTICOS DE LA DISTRIBUCIÓN T DE STUDENT.

## **Anexo D:**

PROGRAMA INFORMÁTICO, DESARROLLADO CON EL SOFTWARE MATLAB, PARA LA REALIZACIÓN DE PRONÓSTICOS SOBRE LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS, Y PARA LA PREDICCIÓN DE SU VIDA ÚTIL.

## **Anexo E:**

PROGRAMA INFORMÁTICO, DESARROLLADO CON EL SOFTWARE MATLAB, PARA EL CÁLCULO DE LOS VALORES CRÍTICOS DE LA DISTRIBUCIÓN T DE STUDENT QUE SIRVEN PARA OBTENER LOS LÍMITES DE PREDICCIÓN (BANDA DE PREDICCIÓN) CON DISTINTOS GRADOS DE FIABILIDAD.

## **Anexo F:**

PROGRAMA INFORMÁTICO DESARROLLADO CON EL SOFTWARE MATLAB PARA EL CÁLCULO DEL TEST DE NORMALIDAD DE SHAPIRO-WILK.

## **Anexo G:**

PROGRAMA INFORMÁTICO, DESARROLLADO CON EL SOFTWARE MATLAB, PARA GENERAR DATOS QUE SIMULAN LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS ROLLS-ROYCE, MODELO AVON Mk 1535, EMULANDO LOS DATOS POR [18].

**A) TABLAS DE DATOS SOBRE LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS INDUSTRIAL ROLLS-ROYCE, MODELO AVON Mk 1535, PROPORCIONADOS POR EL ESTUDIO CIENTÍFICO [18].**

**1.- DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA IMPLANTADA EN EL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,000000	15500	-0,928571
500	-0,014286	16000	-0,964286
1000	-0,035714	16500	-0,985714
1500	-0,071429	17000	-1,014286
2000	-0,114286	17500	-1,047143
2500	-0,142857	18000	-1,071429
3000	-0,171429	18500	-1,107143
3500	-0,214286	19000	-1,142857
4000	-0,250000	19500	-1,171429
4500	-0,264286	20000	-1,190000
5000	-0,285714	20500	-1,237143
5500	-0,314286	21000	-1,271429
6000	-0,342857	21500	-1,300000
6500	-0,380000	22000	-1,332857
7000	-0,414286	22500	-1,380000
7500	-0,442857	23000	-1,414286
8000	-0,464286	23500	-1,442857
8500	-0,500000	24000	-1,500000
9000	-0,522857	24500	-1,557143
9500	-0,557143	25000	-1,585714
10000	-0,585714	25500	-1,628571
10500	-0,618571	26000	-1,700000
11000	-0,657143	26500	-1,761429
11500	-0,678571	27000	-1,885714
12000	-0,714286	27500	-1,985714
12500	-0,742857	28000	-2,094286
13000	-0,771429	28500	-2,300000
13500	-0,808571	29000	-2,500000
14000	-0,842857	29500	-2,742857
14500	-0,871429	30000	-3,000000
15000	-0,900000		

**2.- DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO IMPLANTADA EN EL  
COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,00000	15500	-1,86250
500	-0,06250	16000	-1,91625
1000	-0,12500	16500	-1,98750
1500	-0,18750	17000	-2,04125
2000	-0,25000	17500	-2,09375
2500	-0,29125	18000	-2,16625
3000	-0,36250	18500	-2,20750
3500	-0,41625	19000	-2,28125
4000	-0,45750	19500	-2,33250
4500	-0,52500	20000	-2,40625
5000	-0,61250	20500	-2,46875
5500	-0,66625	21000	-2,53125
6000	-0,72500	21500	-2,60000
6500	-0,77500	22000	-2,66625
7000	-0,83250	22500	-2,75000
7500	-0,91625	23000	-2,82500
8000	-0,95750	23500	-2,91625
8500	-1,02500	24000	-2,96875
9000	-1,06250	24500	-3,08125
9500	-1,15625	25000	-3,18750
10000	-1,20000	25500	-3,26250
10500	-1,26250	26000	-3,38750
11000	-1,32500	26500	-3,51250
11500	-1,38750	27000	-3,73750
12000	-1,43750	27500	-3,98750
12500	-1,50000	28000	-4,18750
13000	-1,58250	28500	-4,56250
13500	-1,62500	29000	-4,93750
14000	-1,66625	29500	-5,43750
14500	-1,73750	30000	-6,00000
15000	-1,80000		

**3.- DATOS HISTÓRICOS DE LA DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS PREVISTOS CON UN ANÁLISIS GPA**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,043	15500	-0,651
500	-0,614	16000	-1,056
1000	0,337	16500	-0,527
1500	0,59	17000	-1,243
2000	-0,317	17500	-0,758
2500	-0,593	18000	-1,204
3000	-0,631	18500	-1,096
3500	0,487	19000	-1,178
4000	-1,353	19500	-1,263
4500	-0,334	20000	-1,143
5000	-0,227	20500	-2,304
5500	0,107	21000	-2,238
6000	-0,45	21500	-0,694
6500	-0,17	22000	-1,56
7000	-1,247	22500	-0,953
7500	-0,567	23000	-1,5
8000	-0,526	23500	-1,817
8500	-0,948	24000	-1,558
9000	-0,776	24500	-1,014
9500	-0,467	25000	-1,267
10000	-1,519	25500	-2,657
10500	-1,328	26000	-0,908
11000	-0,906	26500	-1,736
11500	-0,064	27000	-2,157
12000	-1,03	27500	-1,521
12500	-0,55	28000	-2,553
13000	-0,378	28500	-1,69
13500	-1,69	29000	-2,876
14000	-0,943	29500	-3,466
14500	-1,561	30000	-2,493
15000	-0,588		

**4.- DATOS HISTÓRICOS DE LA DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS PREVISTOS CON UN ANÁLISIS GPA**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>
0	-0,35	15500	-1,845
500	-0,05	16000	-1,994
1000	-0,05	16500	-2,145
1500	-0,276	17000	-1,717
2000	-0,106	17500	-2,325
2500	-0,345	18000	-2,162
3000	-0,125	18500	-2,271
3500	-0,644	19000	-2,256
4000	-0,457	19500	-2,399
4500	-0,606	20000	-2,435
5000	-0,552	20500	-2,325
5500	-0,44	21000	-2,381
6000	-0,881	21500	-2,822
6500	-0,811	22000	-2,731
7000	-0,587	22500	-2,806
7500	-1,032	23000	-2,472
8000	-0,882	23500	-3,045
8500	-1,029	24000	-2,954
9000	-1	24500	-2,994
9500	-1,069	25000	-3,269
10000	-1,107	25500	-3,209
10500	-1,145	26000	-3,156
11000	-1,421	26500	-3,507
11500	-1,569	27000	-3,656
12000	-1,384	27500	-3,857
12500	-1,51	28000	-4,157
13000	-1,474	28500	-4,487
13500	-1,547	29000	-4,967
14000	-1,642	29500	-5,432
14500	-1,899	30000	-6
15000	-1,954		

**B) TABLAS DE DATOS SOBRE LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS GENERADOS CON UNA DISTRIBUCIÓN NORMAL PARA SIMULAR EL COMPORTAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS ROLLS-ROYCE AVON Mk 1535, EMULANDO EL FUNCIONAMIENTO DADO POR [18].**

**1.- DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA IMPLANTADA EN EL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,00000	15500	-0,96875
500	-0,03125	16000	-1,00000
1000	-0,06250	16500	-1,03130
1500	-0,09375	17000	-1,06250
2000	-0,12500	17500	-1,09380
2500	-0,15625	18000	-1,12500
3000	-0,18750	18500	-1,15630
3500	-0,21875	19000	-1,18750
4000	-0,25000	19500	-1,21880
4500	-0,28125	20000	-1,25000
5000	-0,31250	20500	-1,28530
5500	-0,34375	21000	-1,32600
6000	-0,37500	21500	-1,37230
6500	-0,40625	22000	-1,42400
7000	-0,43750	22500	-1,48130
7500	-0,46875	23000	-1,54400
8000	-0,50000	23500	-1,61230
8500	-0,53125	24000	-1,68600
9000	-0,56250	24500	-1,76530
9500	-0,59375	25000	-1,85000
10000	-0,62500	25500	-1,94030
10500	-0,65625	26000	-2,03600
11000	-0,68750	26500	-2,13720
11500	-0,71875	27000	-2,24400
12000	-0,75000	27500	-2,35630
12500	-0,78125	28000	-2,47400
13000	-0,81250	28500	-2,59720
13500	-0,84375	29000	-2,72600
14000	-0,87500	29500	-2,86030
14500	-0,90625	30000	-3,00000
15000	-0,93750		

**2.- DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO IMPLANTADA EN EL  
COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,000	15500	-1,860
500	-0,060	16000	-1,920
1000	-0,120	16500	-1,980
1500	-0,180	17000	-2,040
2000	-0,240	17500	-2,100
2500	-0,300	18000	-2,160
3000	-0,360	18500	-2,220
3500	-0,420	19000	-2,280
4000	-0,480	19500	-2,340
4500	-0,540	20000	-2,400
5000	-0,600	20500	-2,447
5500	-0,660	21000	-2,508
6000	-0,720	21500	-2,583
6500	-0,780	22000	-2,672
7000	-0,840	22500	-2,775
7500	-0,900	23000	-2,892
8000	-0,960	23500	-3,023
8500	-1,020	24000	-3,168
9000	-1,080	24500	-3,327
9500	-1,140	25000	-3,500
10000	-1,200	25500	-3,687
10500	-1,260	26000	-3,888
11000	-1,320	26500	-4,103
11500	-1,380	27000	-4,332
12000	-1,440	27500	-4,575
12500	-1,500	28000	-4,832
13000	-1,560	28500	-5,103
13500	-1,620	29000	-5,388
14000	-1,680	29500	-5,687
14500	-1,740	30000	-6,000
15000	-1,800		

**3.- PRIMERA SERIE DE DATOS GENERADOS PARA SIMULAR LA  
DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA Y DE LA  
CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

**3.1- DATOS DE LA DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA EFICIENCIA  
ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,427350	15500	-0,839890
500	-0,050227	16000	-1,186000
1000	0,011875	16500	-1,126600
1500	-0,401020	17000	-1,169000
2000	-0,041682	17500	-1,124200
2500	-0,204240	18000	-0,826840
3000	-0,691960	18500	-1,094900
3500	-0,034734	19000	-1,536700
4000	-0,442740	19500	-1,835000
4500	0,178580	20000	-1,144400
5000	-0,353210	20500	-1,775300
5500	-0,628710	21000	-1,304300
6000	-0,370280	21500	-1,334600
6500	-0,424710	22000	-0,932380
7000	-0,278750	22500	-1,665900
7500	-0,452200	23000	-1,931600
8000	-0,554880	23500	-1,437000
8500	-0,438020	24000	-1,616000
9000	-0,464630	24500	-2,439100
9500	-0,502840	25000	-2,677500
10000	-0,249680	25500	-1,702100
10500	-0,681710	26000	-1,813000
11000	-0,404370	26500	-2,490800
11500	-1,288200	27000	-2,347800
12000	-1,038300	27500	-1,993600
12500	-1,045100	28000	-2,344100
13000	-0,174720	28500	-1,857200
13500	-0,772950	29000	-2,677300
14000	-0,715460	29500	-2,395200
14500	-1,235100	30000	-3,274200
15000	-0,285170		

**3.2- DATOS DE LA DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>
0	-0,082466	15500	-1,818500
500	0,255220	16000	-1,718000
1000	-0,089041	16500	-1,658100
1500	-0,045134	17000	-2,322100
2000	-0,228990	17500	-2,169000
2500	-0,197840	18000	-2,160700
3000	-0,342850	18500	-1,971200
3500	-0,439870	19000	-2,327800
4000	-0,459800	19500	-2,423300
4500	-0,370100	20000	-2,193700
5000	-0,472460	20500	-2,340100
5500	-0,542590	21000	-2,480600
6000	-0,489840	21500	-2,747100
6500	-0,757270	22000	-2,500300
7000	-0,691040	22500	-2,874600
7500	-0,955050	23000	-2,961800
8000	-0,870060	23500	-2,681700
8500	-1,330300	24000	-3,076700
9000	-0,876470	24500	-3,169600
9500	-1,259600	25000	-3,658300
10000	-1,086500	25500	-3,628400
10500	-1,387300	26000	-3,596900
11000	-1,182300	26500	-4,336600
11500	-1,185600	27000	-4,447400
12000	-1,709000	27500	-4,537200
12500	-1,526600	28000	-4,776500
13000	-1,316100	28500	-4,985100
13500	-1,538800	29000	-5,384400
14000	-1,713500	29500	-5,744900
14500	-1,681900	30000	-6,189400
15000	-1,956000		

**4.- SEGUNDA SERIE DE DATOS GENERADOS PARA SIMULAR LA  
DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA Y DE LA  
CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

**4.1.- DATOS DE LA DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA EFICIENCIA  
ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR (%)</b>
0	-0,019626	15500	-0,938880
500	0,426300	16000	-0,789460
1000	-0,005562	16500	-0,754280
1500	-0,149690	17000	-1,273200
2000	0,251560	17500	-1,151300
2500	-0,380710	18000	-0,755380
3000	-0,107360	18500	-1,078700
3500	-0,297760	19000	-0,970410
4000	-0,637800	19500	-0,686750
4500	-0,293970	20000	-1,375300
5000	0,027361	20500	-1,360700
5500	-0,325100	21000	-1,242700
6000	0,006046	21500	-1,338400
6500	-0,846530	22000	-1,667900
7000	-0,241590	22500	-1,796000
7500	-0,226280	23000	-1,709100
8000	-0,388030	23500	-1,841800
8500	-0,847750	24000	-1,773100
9000	-0,647830	24500	-1,646000
9500	-0,365430	25000	-1,538900
10000	-0,356500	25500	-2,013300
10500	-0,644400	26000	-2,787600
11000	-1,054500	26500	-2,061700
11500	-0,919690	27000	-1,856600
12000	-0,093407	27500	-2,805700
12500	-0,338530	28000	-2,678900
13000	-0,744100	28500	-2,614600
13500	-0,572530	29000	-2,124200
14000	-1,474600	29500	-2,799000
14500	-0,719120	30000	-3,171900
15000	-0,893120		

**4.2.- DATOS DE LA DEGRADACIÓN O DESCENSO DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR DE LA TURBINA DE GAS**

<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>	<b>TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS (HORAS)</b>	<b>DEGRADACIÓN DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR (%)</b>
0	0,1069	15500	-2,0310
500	-0,0501	16000	-1,8466
1000	-0,1061	16500	-2,0006
1500	-0,1907	17000	-2,2889
2000	-0,1529	17500	-2,0650
2500	-0,4381	18000	-1,9004
3000	-0,3683	18500	-2,2713
3500	-0,7302	19000	-2,2494
4000	-0,3843	19500	-2,0666
4500	-0,6488	20000	-2,3166
5000	-0,6329	20500	-2,1463
5500	-0,5088	21000	-2,6285
6000	-0,7135	21500	-2,4107
6500	-0,8082	22000	-2,5498
7000	-0,5999	22500	-2,7159
7500	-1,0938	23000	-2,8810
8000	-1,0187	23500	-3,1456
8500	-0,7872	24000	-3,0987
9000	-1,1457	24500	-3,3073
9500	-1,3069	25000	-3,2954
10000	-1,2222	25500	-3,5626
10500	-1,2512	26000	-3,6718
11000	-1,2398	26500	-4,1666
11500	-1,3817	27000	-4,3007
12000	-1,3716	27500	-4,5701
12500	-1,5452	28000	-5,1125
13000	-1,7794	28500	-5,2092
13500	-1,5700	29000	-4,9871
14000	-1,8494	29500	-5,7739
14500	-1,5246	30000	-6,1976
15000	-1,7238		

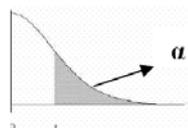
**C) TABLA DE VALORES CRÍTICOS DE LA DISTRIBUCIÓN T DE STUDENT.**

**Tabla de valores críticos de la distribución t de Student**



**Niveles de Significancia DOS COLA**

	0.500	0.250	0.200	0.100	0.050	0.025	0.020	0.010	0.005
1	1.00	2.41	3.08	6.31	12.71	25.45	31.82	63.66	127.32
2	0.82	1.60	1.89	2.92	4.30	6.21	6.96	9.92	14.09
3	0.76	1.42	1.64	2.35	3.18	4.18	4.54	5.84	7.45
4	0.74	1.34	1.53	2.13	2.78	3.50	3.75	4.60	5.60
5	0.73	1.30	1.48	2.02	2.57	3.16	3.36	4.03	4.77
6	0.72	1.27	1.44	1.94	2.45	2.97	3.14	3.71	4.32
7	0.71	1.25	1.41	1.89	2.36	2.84	3.00	3.50	4.03
8	0.71	1.24	1.40	1.86	2.31	2.75	2.90	3.36	3.83
9	0.70	1.23	1.38	1.83	2.26	2.69	2.82	3.25	3.69
10	0.70	1.22	1.37	1.81	2.23	2.63	2.76	3.17	3.58
11	0.70	1.21	1.36	1.80	2.20	2.59	2.72	3.11	3.50
12	0.70	1.21	1.36	1.78	2.18	2.56	2.68	3.05	3.43
13	0.69	1.20	1.35	1.77	2.16	2.53	2.65	3.01	3.37
14	0.69	1.20	1.35	1.76	2.14	2.51	2.62	2.98	3.33
15	0.69	1.20	1.34	1.75	2.13	2.49	2.60	2.95	3.29
16	0.69	1.19	1.34	1.75	2.12	2.47	2.58	2.92	3.25
17	0.69	1.19	1.33	1.74	2.11	2.46	2.57	2.90	3.22
18	0.69	1.19	1.33	1.73	2.10	2.45	2.55	2.88	3.20
19	0.69	1.19	1.33	1.73	2.09	2.43	2.54	2.86	3.17
20	0.69	1.18	1.33	1.72	2.09	2.42	2.53	2.85	3.15
21	0.69	1.18	1.32	1.72	2.08	2.41	2.52	2.83	3.14
22	0.69	1.18	1.32	1.72	2.07	2.41	2.51	2.82	3.12
23	0.69	1.18	1.32	1.71	2.07	2.40	2.50	2.81	3.10
24	0.68	1.18	1.32	1.71	2.06	2.39	2.49	2.80	3.09
25	0.68	1.18	1.32	1.71	2.06	2.38	2.49	2.79	3.08
26	0.68	1.18	1.31	1.71	2.06	2.38	2.48	2.78	3.07
27	0.68	1.18	1.31	1.70	2.05	2.37	2.47	2.77	3.06
28	0.68	1.17	1.31	1.70	2.05	2.37	2.47	2.76	3.05
29	0.68	1.17	1.31	1.70	2.05	2.36	2.46	2.76	3.04
30	0.68	1.17	1.31	1.70	2.04	2.36	2.46	2.75	3.03
31	0.68	1.17	1.31	1.70	2.04	2.36	2.45	2.74	3.02
32	0.68	1.17	1.31	1.69	2.04	2.35	2.45	2.74	3.01
33	0.68	1.17	1.31	1.69	2.03	2.35	2.44	2.73	3.01
34	0.68	1.17	1.31	1.69	2.03	2.35	2.44	2.73	3.00
35	0.68	1.17	1.31	1.69	2.03	2.34	2.44	2.72	3.00
36	0.68	1.17	1.31	1.69	2.03	2.34	2.43	2.72	2.99
37	0.68	1.17	1.30	1.69	2.03	2.34	2.43	2.72	2.99
38	0.68	1.17	1.30	1.69	2.02	2.33	2.43	2.71	2.98
39	0.68	1.17	1.30	1.68	2.02	2.33	2.43	2.71	2.98
40	0.68	1.17	1.30	1.68	2.02	2.33	2.42	2.70	2.97



**Niveles de Significancia UNA COLA**

## D) PROGRAMA INFORMÁTICO DESARROLLADO CON EL SOFTWARE MATLAB PARA LA REALIZACIÓN DE PRONÓSTICOS DE LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS, Y PARA LA PREDICCIÓN DE SU VIDA ÚTIL.

```

% INGENIERIA INDUSTRIAL
% ESPECIALIDAD: TECNOLOGIAS ENERGETICAS

% PROYECTO FIN DE CARRERA
% MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE TURBINAS DE GAS

% (APLICACION DE MODELOS DE REGRESION LINEAL Y CUADRATICA PARA EL ESTUDIO DE TENDENCIAS DE
% LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS. PREDICION DE LA DEGRADACION Y
% ESTIMACION DE LA VIDA UTIL DE LA TURBINA DE GAS)

% Autor: DANIEL HUERTOS CASTELLANOS

% Nombre del programa informático: PFC_Daniel_Huertos_Castellanos.m

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% A) INTRODUCCION DE DATOS

% Las listas de datos de la degradación (%) de la eficiencia isentrópica y de la capacidad de flujo del compresor de la turbina de
% gas, así como del tiempo de funcionamiento (horas) de la turbina de gas se deben añadir en distintos archivos de texto, *.txt en la
% misma carpeta en la que se sitúe este programa informático.

horas = load('tiempo.txt');
eficienciacaída = load('descenso_eficiencia.txt');
flujocaída = load('descenso_flujo.txt');
eficienciacaída_implantada = load('descenso_eficiencia_implantado.txt');
flujocaída_implantada = load('descenso_flujo_implantado.txt');

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% B) GRAFICAS de INICIO

% Se observan las nubes de puntos de los datos "históricos" simulados de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas

% B.1) DESCENSO O DEGRADACION DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR

figure(1);
% Degradación de la Eficiencia Isentrópica del Compresor Implantada en
% función de las horas de operación de la turbina de gas
plot(horas,eficienciacaída_implantada,'m-');
hold on
% Datos del Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% en función de las horas de funcionamiento de la turbina de gas
% (Nube de Puntos)
plot(horas,eficienciacaída,'b*');
title('Degradación de la Eficiencia del Compresor Implantada y Previsión de la Degradación con GPA');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento de la turbina de gas (Horas)');
ylabel('Caída o Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor (%)');
legend('Degradación Implantada', 'Previsión de la Degradación con GPA',3);
grid;
% grid minor;

% B.2) DESCENSO O DEGRADACION DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR

figure(2);
% Degradación de la Capacidad de Flujo del Compresor Implantada en
% función de las horas de operación de la turbina de gas
plot(horas,flujocaída_implantada,'m-');
hold on
% Datos del Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% en función de las horas de funcionamiento de la turbina de gas
% (Nube de Puntos)
plot(horas,flujocaída,'b*');
title('Degradación de la Capacidad de Flujo del Compresor Implantada y Previsión de la Degradación con GPA');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento de la turbina de gas (Horas)');
ylabel('Caída o Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor (%)');
legend('Degradación Implantada', 'Previsión de la Degradación con GPA',3);
grid;

```

```

% grid minor;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% C) INTRODUCCION DE DATOS NECESARIOS PARA LA APLICACION DE LOS MODELOS DE REGRESION
%     Y PARA LA REALIZACION DE PREDICCIONES

ini_regresion_eficiencia_horas = input('Introduzca Tiempo (Horas) Comienzo Regresión Lineal para Eficiencia del Compresor: ');
fin_regresion_eficiencia_horas = input('Introduzca Tiempo (Horas) Fin Regresión Lineal para Eficiencia del Compresor: ');
ini_regresion_flujo_horas = input('Introduzca Tiempo (Horas) Comienzo Regresión Lineal para Flujo del Compresor: ');
fin_regresion_flujo_horas = input('Introduzca Tiempo (Horas) Fin Regresión Lineal para Flujo del Compresor: ');
instante_actual = input('Introduzca Instante Actual Tiempo (Horas) para Previsión de Vida Util Restante de la Turbina de Gas: ');
Limite_Caida_Eficiencia = input('Introduzca Limite Máximo Admisible del Descenso de la Eficiencia Isentropica del Compresor: ');
Limite_Caida_Flujo = input('Introduzca Limite Máximo Admisible del Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor: ');

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

num_datos = length(horas);
incred_horas = (horas(num_datos)-horas(1)) / (num_datos-1);
ini_regresion_eficiencia_index = 1 + (ini_regresion_eficiencia_horas-horas(1)) / increm_horas;
fin_regresion_eficiencia_index = 1 + (fin_regresion_eficiencia_horas-horas(1)) / increm_horas;
ini_regresion_flujo_index = 1 + (ini_regresion_flujo_horas-horas(1)) / increm_horas;
fin_regresion_flujo_index = 1 + (fin_regresion_flujo_horas-horas(1)) / increm_horas;
a1 = ini_regresion_eficiencia_index;
a2 = fin_regresion_eficiencia_index;
b1 = ini_regresion_flujo_index;
b2 = fin_regresion_flujo_index;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

num_datos_usados_eficiencia = fin_regresion_eficiencia_index - (ini_regresion_eficiencia_index - 1);
num_datos_usados_flujo = fin_regresion_flujo_index - (ini_regresion_flujo_index - 1);
num_etic = num_datos_usados_eficiencia;
num_flujo = num_datos_usados_flujo;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% D) APLICACION DEL MODELO DE REGRESION LINEAL PARA LA REALIZACION DE PREDICCIONES DEL
%     FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS Y ESTIMACION DE SU VIDA UTIL

% D.1) USANDO DATOS DE LA DEGRADACION DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR

% D.1.1) Definicion de Valores Caracteristicos

horas_eficiencia_lineal = horas(a1:a2);
eficienciaacaida_lineal = eficienciaacaida(a1:a2);
% Valor Medio de Horas
mediahoras_eficiencia = mean(horas_eficiencia_lineal);
% Valor Medio de eficienciaacaida
media_eficienciaacaida = mean(eficienciaacaida_lineal);

% D.1.2) Cálculo de Valores a y b de la Regresión Lineal ( y = a + b . x ) para la Caída de
%         la Eficiencia Isentrópica del Compresor

b_eficienciaacaida_lineal = (sum((horas_eficiencia_lineal-mediahoras_eficiencia).*...
(eficienciaacaida_lineal-media_eficienciaacaida)))/(sum((horas_eficiencia_lineal-mediahoras_eficiencia).^2));

a_eficienciaacaida_lineal = media_eficienciaacaida - b_eficienciaacaida_lineal * mediahoras_eficiencia;

% Calculo del Coeficiente de Correlacion de Pearson, r
% r para la Caída de eficiencia del compresor
r_eficienciaacaida_lineal = (sum((horas_eficiencia_lineal-mediahoras_eficiencia).*...
(eficienciaacaida_lineal-media_eficienciaacaida)))/(sqrt(sum((horas_eficiencia_lineal-...
mediahoras_eficiencia).^2))*sqrt(sum((eficienciaacaida_lineal-media_eficienciaacaida).^2));

% D.1.3) PREDICCIONES

horas_global=[0:500:65000];
warning('off');

% Calculo de la Predicción de la Caída de Eficiencia Isentrópica del Compresor (predicha (prevista))

fin_eficiencia = length(horas_global);
horas_global_eficiencia_lineal = horas_global(a1:fin_eficiencia);
eficienciaacaida_prediccion_lineal = a_eficienciaacaida_lineal + b_eficienciaacaida_lineal*...
horas_global_eficiencia_lineal;

```

```

% Calculo de los Limites de Prediccion (Bandas de Prediccion)

nivel_confianza = input('Introduzca el Nivel de Confianza (Fiabilidad,%) para Estimación Pesimista de Vida Util: ');
[Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal] = tstudent(nivel_confianza,num_efic-2);

Sigmacuadrado_eficienciaacaida_lineal = sum((eficienciaacaida_lineal - ...
    eficienciaacaida_prediccion_lineal(1:num_efic)).^2) / (num_efic-2);

Stt_eficienciaacaida_lineal = sum((horas_eficiencia_lineal - mediahoras_eficiencia).^2);

% Stt_eficienciaacaida_lineal = sum(horas_eficiencia_lineal.^2) - (sum(horas_eficiencia_lineal)^2)/num_efic;

V_sigmaeficienciaacaida_lineal = Sigmacuadrado_eficienciaacaida_lineal * (1 + 1/num_efic +...
    (horas_global_eficiencia_lineal - horas_eficiencia_lineal(1)).^2)/Stt_eficienciaacaida_lineal);

eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal = eficienciaacaida_prediccion_lineal -...
    Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal * sqrt(V_sigmaeficienciaacaida_lineal);

eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal = eficienciaacaida_prediccion_lineal +...
    Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal * sqrt(V_sigmaeficienciaacaida_lineal);

% % OTRA FORMA DE HACERLO (Con Cálculos Matriciales)
%
% Y_eficiencia_lineal = [eficienciaacaida_lineal];
% X_eficiencia_lineal = [ones(num_efic,1) horas_eficiencia_lineal];
% % Beta_eficiencia_lineal = (X_eficiencia_lineal' * X_eficiencia_lineal) \...
% % X_eficiencia_lineal' * Y_eficiencia_lineal;
% Beta_eficiencia_lineal = inv(X_eficiencia_lineal' * X_eficiencia_lineal) * X_eficiencia_lineal'*...
% Y_eficiencia_lineal;
% Sigma_e_Cuadrado_eficiencia_lineal = (Y_eficiencia_lineal' * Y_eficiencia_lineal - ...
% Beta_eficiencia_lineal' * X_eficiencia_lineal' * Y_eficiencia_lineal)/(num_efic-2);
%
% % Predicciones
%
% % Cálculo de las Predicciones para la Degradación de la Eficiencia Isentrópica
% % del Compresor
%
% X_global_eficiencia_lineal = [ones(fin_eficiencia-(a1-1),1) horas_global_eficiencia_lineal];
% eficienciaacaida_prediccion_lineal_2 = X_global_eficiencia_lineal * Beta_eficiencia_lineal;
%
% % Varianza
% Sxx_eficiencia_lineal = var(horas_eficiencia_lineal,1);
%
% for i = 1:fin_eficiencia-(a1-1)
%
% % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Inicial de
% % las horas de toma de datos (tal y como se realiza en el estudio, y se ha hecho antes)
% % (Utilizando fórmulas del libro de Daniel Peña, "Regresión y Diseño de Experimentos")
%
% Xh_1 = [horas_global_eficiencia_lineal(i) - horas_eficiencia_lineal(1)];
% n = num_efic;
% Hhh_1 = (1 + Xh_1' * inv(Sxx_eficiencia_lineal) * Xh_1) / n;
% Nh_1 = 1 / Hhh_1;
% Sigma_Cuadrado_1 = Sigma_e_Cuadrado_eficiencia_lineal * (Nh_1 + 1) / Nh_1;
% eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal_2(i) = eficienciaacaida_prediccion_lineal_2(i)...
% - Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);
% eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal_2(i) = eficienciaacaida_prediccion_lineal_2(i)...
% + Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);
%
% % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Medio de las
% % horas de toma de datos
%
% Xp_global = [1 horas_global_eficiencia_lineal(i)];
% Sigma_y_Cuadrado = Sigma_e_Cuadrado_eficiencia_lineal * (1 + Xp_global' * ...
% inv(X_eficiencia_lineal' * X_eficiencia_lineal) * Xp_global);
% eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal_3(i) = eficienciaacaida_prediccion_lineal_2(i)...
% - Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);
% eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal_3(i) = eficienciaacaida_prediccion_lineal_2(i)...
% + Tstudent_a2_n2_eficiencia_lineal * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);
%
% end

%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%

```

```

% D.1.4) CALCULO DEL TIEMPO DE VIDA UTIL (tiempo en servicio) Restante (Remanente) según la
% Previsión a partir del Instante Actual

% Cálculo de la Predicción de la Vida Util del motor (Tu), teniendo en cuenta los
% Datos hasta el Momento Actual

% Teniendo en cuenta la Eficiencia Isentrópica del Compresor

Tu_eficienciaacaida_lineal = (Limite_Caida_Eficiencia - a_eficienciaacaida_lineal) / b_eficienciaacaida_lineal;
% Tu_eficienciaacaida_lineal = (Limite_Caida_Eficiencia - Beta_eficiencia_lineal(1)) / Beta_eficiencia_lineal(2);

% La Predicción de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) de la Turbina de Gas es
% Tu - instante_actual horas:

Tu_restante_eficienciaacaida_lineal = Tu_eficienciaacaida_lineal - instante_actual;

% Cálculo de la Estimación Pesimista de la Vida Util de la Turbina de Gas (Tp),
% teniendo en cuenta los datos hasta el Momento Actual

i = 0;
valor = -1;

while valor < 0

i = i + 1;

if (Limite_Caida_Eficiencia < 0)
    valor = Limite_Caida_Eficiencia - eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal(i);
else
    valor = eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal(i) - Limite_Caida_Eficiencia;
end
end
if (i==1)
    error('No hay solucion para el calculo de la vida util utilizando los datos de degradacion de la Eficiencia del Compresor');
else
    if (Limite_Caida_Eficiencia < 0)
        Tp_eficienciaacaida_lineal = horas(1) + ((i-2)+(a1-1))*incred_horas + (incred_horas/...
            (eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal(i)-eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal(i-1)))...
            *(Limite_Caida_Eficiencia-eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal(i-1));
    else
        Tp_eficienciaacaida_lineal = horas(1) + ((i-2)+(a1-1))*incred_horas + (incred_horas/...
            (eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal(i)-eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal(i-1)))...
            *(Limite_Caida_Eficiencia-eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal(i-1));
    end
    % La Estimación Pesimista de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) del motor es
    % Tp - instante_actual horas:
    Tp_restante_eficienciaacaida_lineal = Tp_eficienciaacaida_lineal - instante_actual;
end

fprintf('La Predicción de Vida Util (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tu_eficienciaacaida_lineal);
fprintf('La Predicción de Vida Util Remanente (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tu_restante_eficienciaacaida_lineal);
fprintf('La Estimación Pesimista de Vida Util (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tp_eficienciaacaida_lineal);
fprintf('La Estimación Pesimista de Vida Util Remanente (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tp_restante_eficienciaacaida_lineal);

% D.2) USANDO DATOS DE LA DEGRADACION DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR

% D.2.1) Definición de valores característicos

horas_flujo_lineal = horas(b1:b2);
flujocaida_lineal = flujocaida(b1:b2);
% Valor medio de horas
mediahoras_flujo = mean(horas_flujo_lineal);
% Valor medio de flujocaida
media_flujocaida = mean(flujocaida_lineal);

% D.2.2.) Cálculo de Valores a y b de la regresión lineal ( y = a + b . x ) para la Caída de la
% Capacidad de Flujo del Compresor

b_flujocaida_lineal = (sum((horas_flujo_lineal-mediahoras_flujo).*(flujocaida_lineal-media_flujocaida)))/...
    (sum((horas_flujo_lineal-mediahoras_flujo).^2));

a_flujocaida_lineal = media_flujocaida - b_flujocaida_lineal * mediahoras_flujo;

```

```

% Cálculo del Coeficiente de Correlación de Pearson, r
% r para la caída de capacidad de flujo del compresor

r_flujocaida_lineal = (sum((horas_flujo_lineal-mediahoras_flujo).*(flujocaida_lineal-...
    media_flujocaida)))/(sqrt(sum((horas_flujo_lineal-mediahoras_flujo).^2))*sqrt(sum((...
    flujocaida_lineal-media_flujocaida).^2)));

% D.2.3.) PREDICCIONES

% Cálculo de la Predicción de la Degradación de la Capacidad de Flujo del Compresor (predicha (prevista))

fin_flujo = length(horas_global);
horas_global_flujo_lineal = horas_global(b1:fin_flujo);
flujocaida_prediccion_lineal = a_flujocaida_lineal + b_flujocaida_lineal * horas_global_flujo_lineal;

% Cálculo de los Límites de Predicción (Bandas de Predicción)

[Tstudent_a2_n2_flujo_lineal] = tstudent(nivel_confianza,num_flujo-2);

% Para la Caída de la Capacidad de flujo del compresor

Sigmacuadrado_flujocaida_lineal = sum((flujocaida_lineal - flujocaida_prediccion_lineal(1:num_flujo)).^2)...
    / (num_flujo-2);

Stt_flujocaida_lineal = sum((horas_flujo_lineal - mediahoras_flujo).^2);
% Stt_flujocaida_lineal2 = sum(horas_flujo_lineal.^2) - (sum(horas_flujo_lineal)^2)/num_flujo;

V_sigmaflujocaida_lineal = Sigmacuadrado_flujocaida_lineal * ( 1 + 1/num_flujo +...
    (horas_global_flujo_lineal - horas_flujo_lineal(1)).^2)/Stt_flujocaida_lineal);

flujocaida_prediccionPesimista_lineal = flujocaida_prediccion_lineal -...
    Tstudent_a2_n2_flujo_lineal * sqrt(V_sigmaflujocaida_lineal);

flujocaida_prediccionOptimista_lineal = flujocaida_prediccion_lineal + ...
    Tstudent_a2_n2_flujo_lineal * sqrt(V_sigmaflujocaida_lineal);

%% OTRA FORMA DE HACERLO
%
% Y_flujo_lineal = [flujocaida_lineal'];
% X_flujo_lineal = [ones(num_flujo,1) horas_flujo_lineal'];
% Beta_flujo_lineal = inv(X_flujo_lineal' * X_flujo_lineal) * X_flujo_lineal' * Y_flujo_lineal;
% % Beta_flujo_lineal = (X_flujo_lineal' * X_flujo_lineal) \ X_flujo_lineal' * Y_flujo_lineal;
% Sigma_e_Cuadrado_flujo_lineal = (Y_flujo_lineal' * Y_flujo_lineal - Beta_flujo_lineal' *...
%     X_flujo_lineal' * Y_flujo_lineal)/(num_flujo-2);
%
% % Predicciones
%
% % Cálculo de las Predicciones para la caída de la Capacidad de Flujo
% % del Compresor
%
% X_global_flujo_lineal = [ones(fin_flujo-(b1-1),1) horas_global_flujo_lineal'];
% flujocaida_prediccion_lineal_2 = X_global_flujo_lineal * Beta_flujo_lineal;
%
% % Varianza
% Sxx_flujo_lineal = var(horas_flujo_lineal,1);
%
% for i = 1:fin_flujo-(b1-1)
%
% % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Inicial de
% % las horas de toma de datos (tal y como se realiza en el estudio, y se ha hecho antes)
% % (Utilizando formulas del libro de Daniel Peña, Regresión y Diseño de Experimentos)
%
% Xh_1 = [horas_global_flujo_lineal(i) - horas_flujo_lineal(1)]';
% n = num_flujo;
% Hhh_1 = (1 + Xh_1' * inv(Sxx_flujo_lineal) * Xh_1) / n;
% Nh_1 = 1 / Hhh_1;
% Sigma_Cuadrado_1 = Sigma_e_Cuadrado_flujo_lineal * (Nh_1 + 1) / Nh_1;
% flujocaida_prediccionPesimista_lineal_2(i) = flujocaida_prediccion_lineal_2(i) -...
%     Tstudent_a2_n2_flujo_lineal * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);
% flujocaida_prediccionOptimista_lineal_2(i) = flujocaida_prediccion_lineal_2(i) +...
%     Tstudent_a2_n2_flujo_lineal * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);
%
% % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Medio de las
% % horas de toma de datos

```

```

%
% Xp_global = [1 horas_global_flujo_lineal(i)];
% Sigma_y_Cuadrado = Sigma_e_Cuadrado_flujo_lineal * (1 + Xp_global' * ...
%             inv(X_flujo_lineal' * X_flujo_lineal) * Xp_global);
% flujocaida_prediccionPesimista_lineal_3(i) = flujocaida_prediccion_lineal_2(i) -...
%             Tstudent_a2_n2_flujo_lineal * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);
% flujocaida_prediccionOptimista_lineal_3(i) = flujocaida_prediccion_lineal_2(i) +...
%             Tstudent_a2_n2_flujo_lineal * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);
%
% end

% D.2.4) CALCULO DEL TIEMPO DE VIDA UTIL (tiempo en servicio) Restante según la
%       Previsión a partir del Instante Actual

% Teniendo en cuenta la Capacidad de Flujo del Compresor

Tu_flujocaida_lineal = (Limite_Caida_Flujo - a_flujocaida_lineal) / b_flujocaida_lineal;

% Tu_flujocaida_lineal = (Limite_Caida_Flujo - Beta_flujo_lineal(1)) / Beta_flujo_lineal(2);

% La Predicción de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) del motor es
% Tu - Instante_Actual horas:

Tu_restante_flujocaida_lineal = Tu_flujocaida_lineal - instante_actual;

% Cálculo de la Estimación Pesimista de la Vida Util del motor (Tp),
% teniendo en cuenta los datos hasta el Momento Actual

i = 0;
valor = -1;

while valor < 0

i = i + 1;
if (Limite_Caida_Flujo < 0)
    valor = Limite_Caida_Flujo - flujocaida_prediccionPesimista_lineal(i);
else
    valor = flujocaida_prediccionOptimista_lineal(i) - Limite_Caida_Flujo;
end
end
if (i==1)
    error('No hay solución para el cálculo de la vida útil usando los datos de Degradación del Flujo del Compresor');
else
if (Limite_Caida_Flujo < 0)
    Tp_flujocaida_lineal = horas(1) + ((i-2)+(b1-1))*incred_horas + (incred_horas/...
        (flujocaida_prediccionPesimista_lineal(i)-flujocaida_prediccionPesimista_lineal(i-1)))*...
        (Limite_Caida_Flujo-flujocaida_prediccionPesimista_lineal(i-1));
else
    Tp_flujocaida_lineal = horas(1) + ((i-2)+(b1-1))*incred_horas + (incred_horas/...
        (flujocaida_prediccionOptimista_lineal(i)-flujocaida_prediccionOptimista_lineal(i-1)))*...
        (Limite_Caida_Flujo-flujocaida_prediccionOptimista_lineal(i-1));
end
% La Estimación Pesimista de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) del motor es
% Tp - instante_actual horas:
Tp_restante_flujocaida_lineal = Tp_flujocaida_lineal - instante_actual;
end

fprintf('La Predicción de Vida Util (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tu_flujocaida_lineal);
fprintf('La Predicción de Vida Util Remanente (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tu_restante_flujocaida_lineal);
fprintf('La Estimación Pesimista de la Vida Util (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tp_flujocaida_lineal);
fprintf('La Estimación Pesimista de la Vida Util Remanente (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tp_restante_flujocaida_lineal);

% E) GRAFICAS DE LAS PREDICCIONES DE DEGRADACION DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA Y DE
%     DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR

% E.1) Descenso o Caída de la Eficiencia Isentrópica del Compresor

figure(3);
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% en función de las horas de Operación

```

```

plot(horas(1:a2),eficienciaacaida(1:a2),'b. ');
hold on
% Datos Históricos que se han utilizado para realizar la Regresión Lineal
% del descenso de la Eficiencia del Compresor en función de las
% horas de Operación hasta el instante actual
plot(horas_eficiencia_lineal,eficienciaacaida_lineal,'ms');
hold on
% Predicción del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% (Predicción de Salud del motor basado en la caída de la eficiencia
% isentrópica del compresor en función de las horas de funcionamiento u operación
plot(horas_global_eficiencia_lineal,eficienciaacaida_prediccion_lineal,'g-');
hold on
% Predicción Pesimista del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% (Límite Inferior de la Banda de Predicción de la Salud del motor basado
% en la caída de la eficiencia isentrópica del compresor)
if (Limite_Caida_Eficiencia < 0)
    plot(horas_global_eficiencia_lineal,eficienciaacaida_prediccionPesimista_lineal,'bx');
else
    plot(horas_global_eficiencia_lineal,eficienciaacaida_prediccionOptimista_lineal,'bx');
end
hold on
% Límite Máximo Admisible del Descenso o Caída de la Eficiencia Isentrópica
% del Compresor
plot(horas_global(1:fin_eficiencia),Limite_Caida_Eficiencia,'r*-');
title('Regresión Lineal para el Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor (Instante Actual de Funcionamiento)');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento de la Turbina de Gas (Horas)');
ylabel('Degradación o Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor (%)');
legend('Datos Históricos del Descenso de Eficiencia (Hasta instante actual)',...
'Datos Históricos del Descenso de Eficiencia utilizados para realizar la Regresión Lineal',...
'Predicción del Descenso de Eficiencia (Predicción de Salud)',...
'Predicción Pesimista del Descenso de Eficiencia (Límite Inferior de la Predicción de Salud)',...
'Límite Máximo Admisible del Descenso de Eficiencia',3);
xlim([0 Tu_eficienciaacaida_lineal + 10 * increm_horas]);

% E.2) Descenso o Caída de la Capacidad de Flujo del Compresor

figure(4);
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% en función de las horas de Operación
plot(horas(1:b2),flujocaida(1:b2),'b. ');
hold on
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor en función de las
% horas de Operación que se han utilizado para realizar la Regresión Lineal
plot(horas_flujo_lineal,flujocaida_lineal,'ms');
hold on
% Predicción del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% (Predicción de Salud del motor basado en la caída de la capacidad
% de flujo del compresor en función de las horas de funcionamiento u operación
plot(horas_global_flujo_lineal,flujocaida_prediccion_lineal,'g-');
hold on
% Predicción Pesimista del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% (Límite Inferior de la Banda de Predicción de la Salud del motor basado
% en la caída de la capacidad de flujo del compresor)
if (Limite_Caida_Flujo < 0)
    plot(horas_global_flujo_lineal,flujocaida_prediccionPesimista_lineal,'bx');
else
    plot(horas_global_flujo_lineal,flujocaida_prediccionOptimista_lineal,'bx');
end
hold on
% Límite Máximo Admisible del Descenso o Caída de la Capacidad de Flujo
% del Compresor
plot(horas_global(1:fin_flujo),Limite_Caida_Flujo,'r*-');
title('Regresión Lineal para el Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor (Instante Actual de Funcionamiento)');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento de la Turbina de Gas (Horas)');
ylabel('Degradación o Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor (%)');
legend('Datos Históricos del Descenso del Flujo (Hasta instante actual)',...
'Datos Históricos del Descenso del Flujo utilizados para realizar la Regresión Lineal',...
'Predicción del Descenso del Flujo (Predicción de Salud)',...
'Predicción Pesimista del Descenso del Flujo (Límite Inferior de la Predicción de Salud)',...
'Límite Máximo Admisible del Descenso de Flujo',3);
xlim([0 Tu_flujocaida_lineal + 10*increm_horas]);

% F) CONTROLES O TEST DE COMPATIBILIDAD DEL MODELO DE REGRESION LINEAL

```

```

%%
inicio_horas_analisis = input('Introduzca el Instante(horas) de Inicio de los Análisis: ');
fin_horas_analisis = input('Introduzca el Instante(horas) de Finalización de los Análisis: ');
incred_horas_analisis = input('Introduzca el Intervalo Temporal(horas) entre Análisis: ');
h = inicio_horas_analisis:incred_horas_analisis:fin_horas_analisis;
paso_analisis = incred_horas_analisis/incred_horas;

% F.1) DETERMINACION DE LOS NIVELES DE SKEWNESS (ASIMETRIA) DE LOS RESIDUOS
% F.1.1) PARA LOS DATOS DE DESCENSO DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR

residuos_eficiencia = eficienciacaída(a1:num_datos) -...
    eficienciacaída_prediccion_lineal(1:num_datos-(a1-1));

CA_Eficiencia_1 = ((num_datos-(a1-1))*sum((residuos_eficiencia-...
    mean(residuos_eficiencia)).^3))/((num_datos-a1)*(num_datos-(a1+1))*...
    (sqrt(var(residuos_eficiencia))^3);

CA_Eficiencia_2 = (sum((residuos_eficiencia-mean(residuos_eficiencia)).^3)/...
    ((num_datos-(a1-1))*(sqrt(var(residuos_eficiencia,1))^3);

CA_Eficiencia_3 = skewness(residuos_eficiencia);

x_eficiencia = (inicio_horas_analisis/incred_horas + 1) - (a1 - 1);
y_eficiencia = ((fin_horas_analisis-inicio_horas_analisis)/incred_horas +...
    paso_analisis)/paso_analisis;

for i = 1:y_eficiencia

lim_inf = 1;
lim_sup = (x_eficiencia-paso_analisis) + paso_analisis * i;

Coeficiente_Asimetria_Eficiencia_1(i) = ((lim_sup-(lim_inf-1))*...
    sum((residuos_eficiencia(lim_inf:lim_sup)-mean(residuos_eficiencia...
    (lim_inf:lim_sup)).^3))/((lim_sup-lim_inf)*(lim_sup-(lim_inf+1))*...
    (sqrt(var(residuos_eficiencia(lim_inf:lim_sup))))^3);

Coeficiente_Asimetria_Eficiencia_2(i) = (sum((residuos_eficiencia(lim_inf:lim_sup)-...
    mean(residuos_eficiencia(lim_inf:lim_sup)).^3))/((lim_sup-(lim_inf-1))*...
    (sqrt(var(residuos_eficiencia(lim_inf:lim_sup),1))^3);

Coeficiente_Asimetria_Eficiencia_3(i) = skewness(residuos_eficiencia(lim_inf:lim_sup));

StandarError_Skew_Eficiencia(i) = sqrt((6*(lim_sup-(lim_inf-1))*(lim_sup-lim_inf)/...
    ((lim_sup-(lim_inf+1))*(lim_sup-(lim_inf-2))*(lim_sup-(lim_inf-4)))));

end

skew_eficiencia = Coeficiente_Asimetria_Eficiencia_1;
stnd_skew_eficiencia = skew_eficiencia / StandarError_Skew_Eficiencia;

% figure(11);
% bar(h,skew_eficiencia);

% F.1.2) PARA LOS DATOS DE DESCENSO DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR

residuos_flujo = flujocaida(b1:num_datos) - flujocaida_prediccion_lineal(1:num_datos-(b1-1));

CA_Flujo_1 = ((num_datos-(b1-1))*sum((residuos_flujo-mean(residuos_flujo)).^3)/...
    ((num_datos-b1)*(num_datos-(b1+1))*(sqrt(var(residuos_flujo))^3);

CA_Flujo_2 = (sum((residuos_flujo-mean(residuos_flujo)).^3))/((num_datos-(b1-1))*...
    (sqrt(var(residuos_flujo,1))^3);

CA_Flujo_3 = skewness(residuos_flujo);

x_flujo = (inicio_horas_analisis/incred_horas + 1) - (b1 - 1);
y_flujo = ((fin_horas_analisis-inicio_horas_analisis)/incred_horas + paso_analisis)/paso_analisis;

```

```

for i = 1:y_flujo
lim_inf = 1;
lim_sup = (x_flujo-paso_analisis) + paso_analisis * i;

Coeficiente_Asimetria_Flujo_1(i) = ((lim_sup-(lim_inf-1))*...
sum(residuos_flujo(lim_inf:lim_sup)-mean(residuos_flujo...
(lim_inf:lim_sup)).^3)/((lim_sup-lim_inf)*(lim_sup-(lim_inf+1))*...
(sqrt(var(residuos_flujo(lim_inf:lim_sup))))^3);

Coeficiente_Asimetria_Flujo_2(i) = (sum((residuos_flujo(lim_inf:lim_sup)-...
mean(residuos_flujo(lim_inf:lim_sup)).^3)/((lim_sup-(lim_inf-1))*...
(sqrt(var(residuos_flujo(lim_inf:lim_sup),1))))^3);

Coeficiente_Asimetria_Flujo_3(i) = skewness(residuos_flujo(lim_inf:lim_sup));

StandarError_Skew_Flujo(i) = sqrt((6*(lim_sup-(lim_inf-1))*(lim_sup-lim_inf)/...
((lim_sup-(lim_inf+1))*(lim_sup-(lim_inf-2))*(lim_sup-(lim_inf-4))));

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
skew_flujo = Coeficiente_Asimetria_Flujo_1;
stnd_skew_flujo = skew_flujo ./ StandarError_Skew_Flujo;

% figure(12);
% bar(h,skew_flujo);

% F.1.3) Grafico con el valor de Skewness, Coeficiente de Asimetria o Sesgo para
% el ajuste de Regresion Lineal tanto para el descenso o caida de la Eficiencia
% Isentropica del Compresor como para el descenso o caida de la Capacidad de Flujo
% del Compresor, a lo largo del Tiempo de Operacion o Funcionamiento del Motor de
% turbina de gas

Skew = [skew_eficiencia' skew_flujo'];
Stnd_Skew = [stnd_skew_eficiencia' stnd_skew_flujo'];

figure(5);
% bar(h,Skew,'grouped');
bar(h,Stnd_Skew,'grouped');
title('Niveles de Stnd.Skewness de Residuos en Regresión Lineal de Eficiencia y de la Capacidad de Flujo del Compresor');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento de la Turbina de Gas (Hrs)');
ylabel('Stnd.Skewness, Coeficiente de Asimetria o Sesgo');
legend('Skewness para la Caída de la Eficiencia Isentrópica del Compresor',...
'Skewness para la Caída de la Capacidad de Flujo del Compresor',3);

% F.2) TEST DE NORMALIDAD DE SHAPIRO-WILK

% F.2.1) PARA LOS RESIDUOS DEL AJUSTE A LA REGRESION LINEAL
% CON DATOS DEL DESCENSO DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA
% DEL COMPRESOR

for i = 1:y_eficiencia

lim_inf_eficiencia = 1;
lim_sup_eficiencia = (x_eficiencia-paso_analisis) + paso_analisis * i;
[pvalor_eficiencia(i),W_eficiencia(i)]=swtestmio(residuos_eficiencia(lim_inf_eficiencia:lim_sup_eficiencia));

end

% figure(21);
% bar(h,pvalor_eficiencia);

% F.2.2) PARA LOS RESIDUOS DEL AJUSTE A LA REGRESION LINEAL
% CON DATOS DEL DESCENSO DE LA CAPACIDAD DE FLUJO
% DEL COMPRESOR

for i = 1:y_flujo

lim_inf_flujo = 1;
lim_sup_flujo = (x_flujo-paso_analisis) + paso_analisis * i;
[pvalor_flujo(i),W_flujo(i)]=swtestmio(residuos_flujo(lim_inf_flujo:lim_sup_flujo));

end

% figure(22);

```

```

% bar(h,pvalor_flujo);

% F.2.3) Gráfico con el valor del Nivel de Significativo (p-valor) para
% el Test de Shapiro-Wilk tanto para el descenso o caída de la Eficiencia
% Isentrópica del Compresor como para el descenso o caída de la Capacidad
% de Flujo del Compresor, a lo largo del Tiempo de Operación o Funcionamiento
% del Motor de turbina de gas

Sign_Level = [pvalor_eficiencia' pvalor_flujo'];

figure(6);
bar(h,Sign_Level,'grouped');
title('Valores del Nivel de Significancia (P-Valor) del Test de Shapiro-Wilk para Eficiencia y Capacidad de Flujo del Compresor');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento de la Turbina de Gas (Hrs)');
ylabel('Significance Level (P-Valor) del Test de Shapiro-Wilk');
legend('P-Valor del Test Shapiro-Wilk para Eficiencia', 'P-Valor del Test de Shapiro-Wilk para Flujo',1);

% F.3) Gráficos de Comprobación de Residuos de la Regresión Lineal para
% el Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor y para el
% Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor de la
% turbina de gas

% F.3.1)

figure(7);
plot(eficiencia_caida_prediccion_lineal(1:num_datos-(a1-1)),eficiencia_caida(a1:num_datos),'b*');
hold on
plot(flujocaida_prediccion_lineal(1:num_datos-(b1-1)),flujocaida(b1:num_datos),'r*');
title('Gráfico para el Análisis de la Regresión Lineal del Descenso de la Eficiencia Isentrópica y del Flujo');
xlabel('PREDICCIÓN de Descenso de la Eficiencia y de la Capacidad de Flujo del Compresor (%)');
ylabel('Degradación OBSERVADA de la Eficiencia y del Flujo del Compresor (%)');
legend('EFICIENCIA','FLUJO',2);
hold off

% F.3.2)

figure(8);
plot(eficiencia_caida_prediccion_lineal(1:num_datos-(a1-1)),residuos_eficiencia,'b*');
hold on
plot(flujocaida_prediccion_lineal(1:num_datos-(b1-1)),residuos_flujo,'r*');
title('Gráfico 1 de Residuos para el Análisis de la Regresión Lineal del Descenso de Eficiencia y Flujo del Compresor');
xlabel('PREDICCIÓN de Descenso de la Eficiencia Isentrópica y de la Caída de la Capacidad de Flujo del Compresor (%)');
ylabel('RESIDUOS en la Regresión Lineal para la Eficiencia y el Flujo del Compresor');
legend('EFICIENCIA','FLUJO',2);
hold off

% F.3.3)

figure(9);
plot(horas(a1:num_datos),residuos_eficiencia,'b*');
hold on
plot(horas(b1:num_datos),residuos_flujo,'r*');
title('Gráfico 2 de Residuos para el Análisis de la Regresión Lineal de Descenso de Eficiencia y Flujo del Compresor');
xlabel('HORAS de Operación o Funcionamiento de la Turbina de Gas');
ylabel('RESIDUOS en la Regresión Lineal para la Eficiencia y el Flujo del Compresor');
legend('EFICIENCIA','FLUJO',2);
hold off
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% G) APLICACION DEL MODELO DE REGRESION CUADRATICA A PARTIR DEL INSTANTE DE
% TIEMPO ELEGIDO, EN EL CUAL YA NO ES ADECUADO EL USO DEL MODELO DE
% REGRESION LINEAL

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
inicio_cuadratica = input('Introduzca el Instante (Horas) para realizar la Regresión Cuadrática: ');
num_datos_eficiencia_regresion_cuadratica = input('Introduzca el Número de Datos de Eficiencia Utilizados en la Regresión Cuadrática: ');
num_datos_flujo_regresion_cuadratica = input('Introduzca el Número de Datos de Flujo Utilizados en la Regresión Cuadrática: ');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
fin_regresion_cuadratica_index = 1 + (inicio_cuadratica-horas(1)) / increm_horas;
ini_regresion_cuadratica_eficiencia_index = fin_regresion_cuadratica_index - (num_datos_eficiencia_regresion_cuadratica - 1);
ini_regresion_cuadratica_flujo_index = fin_regresion_cuadratica_index - (num_datos_flujo_regresion_cuadratica - 1);

c1 = ini_regresion_cuadratica_eficiencia_index;
c2 = fin_regresion_cuadratica_index;
d1 = ini_regresion_cuadratica_flujo_index;

```

```

d2 = fin_regresion_cuadratica_index;

num_cuadratica_eficiencia = num_datos_eficiencia_regresion_cuadratica;
num_cuadratica_flujo = num_datos_flujo_regresion_cuadratica;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
horas_cuadratica = horas(1:c2);
eficiencia_cuadratica = eficienciacaída(1:c2);
flujo_cuadratica = flujocaída(1:c2);

% G.1) PARA LOS DATOS DE LA DEGRACION DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR

% Tratando la Regresión Cuadrática como una Regresión Lineal Múltiple

horas_eficiencia_cuadratica = horas(c1:c2);
eficienciacaída_cuadratica = eficienciacaída(c1:c2);

Y_eficiencia = [eficienciacaída_cuadratica'];
X_eficiencia = [ones(num_cuadratica_eficiencia,1) horas_eficiencia_cuadratica' (horas_eficiencia_cuadratica.^2)'];

% Beta_eficiencia = (X_eficiencia' * X_eficiencia) \ X_eficiencia' * Y_eficiencia;
Beta_eficiencia = (X_eficiencia' * X_eficiencia) \ eye(size(X_eficiencia' * X_eficiencia)) * X_eficiencia' * Y_eficiencia;
% Beta_eficiencia = inv(X_eficiencia' * X_eficiencia) * X_eficiencia' * Y_eficiencia;

Sigma_e_Cuadrado_eficiencia = (Y_eficiencia' * Y_eficiencia - Beta_eficiencia' * X_eficiencia' * ...
    Y_eficiencia) / (num_cuadratica_eficiencia - 3);

% G.1.1) PREDICCIONES
% Cálculo de las Predicciones para la caída de la Eficiencia Isentrópica del Compresor

fin_eficiencia_cuadratica = 95;
horas_global_eficiencia_cuadratica = horas_global(c1:fin_eficiencia_cuadratica);
X_global_eficiencia = [ones(fin_eficiencia_cuadratica - (c1 - 1), 1) ...
    horas_global_eficiencia_cuadratica' (horas_global_eficiencia_cuadratica.^2)'];

eficienciacaída_prediccion_cuadratica = X_global_eficiencia * Beta_eficiencia;

[Tstudent_a2_n3_eficiencia_cuadratica] = tstudent(nivel_confianza, num_cuadratica_eficiencia - 3);

% Matriz de Varianzas, y Covarianzas
Sxx_eficiencia = cov(horas_eficiencia_cuadratica, horas_eficiencia_cuadratica.^2, 1);

eficienciacaída_prediccionPesimista_cuadratica = zeros(1, fin_eficiencia_cuadratica - (c1 - 1));
eficienciacaída_prediccionOptimista_cuadratica = zeros(1, fin_eficiencia_cuadratica - (c1 - 1));

for i = 1:fin_eficiencia_cuadratica - (c1 - 1)

    % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Inicial de
    % las horas de toma de datos (tal y como se realiza en el estudio, y
    % utilizando formulas del libro de Daniel Peña, Regresion y Diseño de Experimentos)

    Xh_1 = [horas_global_eficiencia_cuadratica(i) - horas_eficiencia_cuadratica(1) ...
        (horas_global_eficiencia_cuadratica(i)).^2 - (horas_eficiencia_cuadratica(1)).^2];
    n = num_cuadratica_eficiencia;
    Hhh_1 = (1 + Xh_1' * inv(Sxx_eficiencia) * Xh_1) / n;
    Nh_1 = 1 / Hhh_1;
    Sigma_Cuadrado_1 = Sigma_e_Cuadrado_eficiencia * (Nh_1 + 1) / Nh_1;
    eficienciacaída_prediccionPesimista_cuadratica(i) = eficienciacaída_prediccion_cuadratica(i) ...
        - Tstudent_a2_n3_eficiencia_cuadratica * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);
    eficienciacaída_prediccionOptimista_cuadratica(i) = eficienciacaída_prediccion_cuadratica(i) ...
        + Tstudent_a2_n3_eficiencia_cuadratica * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);

    % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Medio de las
    % horas de toma de datos
    Xp_global = [1 horas_global_eficiencia_cuadratica(i) (horas_global_eficiencia_cuadratica(i))^2]';

    % Sigma_y_Cuadrado = Sigma_e_Cuadrado_eficiencia * (1 + Xp_global' * inv(X_eficiencia' * X_eficiencia) * Xp_global);

    Sigma_y_Cuadrado = Sigma_e_Cuadrado_eficiencia * (1 + Xp_global' * ...
        ((X_eficiencia' * X_eficiencia) \ eye(size(X_eficiencia' * X_eficiencia))) * Xp_global);

    eficienciacaída_prediccionPesimista_cuadratica_2(i) = eficienciacaída_prediccion_cuadratica(i) ...
        - Tstudent_a2_n3_eficiencia_cuadratica * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);

    eficienciacaída_prediccionOptimista_cuadratica_2(i) = eficienciacaída_prediccion_cuadratica(i) ...
        + Tstudent_a2_n3_eficiencia_cuadratica * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);

```

```

end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% G.1.2) Cálculo del Tiempo de Vida Util (tiempo en servicio) Restante según la
%         previsión a partir del instante actual y teniendo en cuenta una regresión cuadrática

% Cálculo de la Predicción de la Vida Util del motor (Tu), teniendo en cuenta los datos hasta el momento actual

Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 = (- Beta_eficiencia(2) + sqrt ( (Beta_eficiencia(2))^2 -...
    4 * Beta_eficiencia(3) * (Beta_eficiencia(1) - Limite_Caida_Eficiencia))) /...
    ( 2 * Beta_eficiencia(3));

Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 = (- Beta_eficiencia(2) - sqrt ( (Beta_eficiencia(2))^2 -...
    4 * Beta_eficiencia(3) * (Beta_eficiencia(1) - Limite_Caida_Eficiencia))) /...
    ( 2 * Beta_eficiencia(3));

if (imag(Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1)==0)
    if Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 > 0 & Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 < 0
        Tu_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1;
    elseif Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 < 0 & Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 > 0
        Tu_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2;
    elseif Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 > 0 & Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 > 0
        if Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 < Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2
            if Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 > inicio_cuadratica
                Tu_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1;
            else
                if Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 > inicio_cuadratica
                    Tu_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2;
                else
                    error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de Eficiencia Isentrópica del compresor');
                end
            end
        elseif Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 < Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1
            if Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2 > inicio_cuadratica
                Tu_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica_2;
            else
                if Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1 > inicio_cuadratica
                    Tu_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica_1;
                else
                    error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de Eficiencia Isentrópica del compresor');
                end
            end
        end
    else
        error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de Eficiencia Isentrópica del compresor');
    end
end

if (Tu_eficienciaacaida_cuadratica > inicio_cuadratica)
    % La Predicción de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) de la Turbina de Gas es
    % Tu - instante_actual horas:
    Tu_restante_eficienciaacaida_cuadratica = Tu_eficienciaacaida_cuadratica - inicio_cuadratica;
else
    Tu_restante_eficienciaacaida_cuadratica = 0;
end

% Cálculo de la Estimación Pesimista de la Vida Util del motor (Tp),
% teniendo en cuenta los datos hasta el momento actual y una regresión cuadrática

i = 0;

valor = -1;

while valor < 0
    i = i + 1;
    if (Limite_Caida_Eficiencia < 0)
        valor = Limite_Caida_Eficiencia - eficienciaacaida_prediccionPesimista_cuadratica(i);
    else
        valor = eficienciaacaida_prediccionOptimista_cuadratica(i) - Limite_Caida_Eficiencia;
    end
end
if (i==1)
    error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de Eficiencia Isentrópica del Compresor');
else

```

```

if (Limite_Caida_Eficiencia < 0)
    Tp_eficiencia caída_cuadratica = horas(1) + ((c1-1) + (i-2))*increment_horas +...
    (increment_horas/(eficiencia caída_prediccionPesimista_cuadratica(i)- ...
    eficiencia caída_prediccionPesimista_cuadratica(i-1)))*(Limite_Caida_Eficiencia-...
    eficiencia caída_prediccionPesimista_cuadratica(i-1));
else
    Tp_eficiencia caída_cuadratica = horas(1) + ((c1-1) + (i-2))*increment_horas +...
    (increment_horas/(eficiencia caída_prediccionOptimista_cuadratica(i)- ...
    eficiencia caída_prediccionOptimista_cuadratica(i-1)))*(Limite_Caida_Eficiencia-...
    eficiencia caída_prediccionOptimista_cuadratica(i-1));
end
if (Tp_eficiencia caída_cuadratica > inicio_cuadratica)
    % La Estimación Pesimista de la Vida Útil (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) de la Turbina de Gas es
    % Tp - inicio_cuadratica horas:
    Tp_restante_eficiencia caída_cuadratica = Tp_eficiencia caída_cuadratica - inicio_cuadratica;
else
    Tp_restante_eficiencia caída_cuadratica = 0;
end
end
end

fprintf('La Predicción de Vida Útil (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tu_eficiencia caída_cuadratica);
fprintf('La Predicción de Vida Útil Remanente (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tu_restante_eficiencia caída_cuadratica);
fprintf('La Estimación Pesimista de Vida Útil (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tp_eficiencia caída_cuadratica);
fprintf('La Estimación Pesimista de Vida Útil Remanente (Horas) Usando Datos de Eficiencia es: %.0f\n',...
    Tp_restante_eficiencia caída_cuadratica);

% G.2) PARA LOS DATOS DE LA DEGRACION DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL
% COMPRESOR

% Tratando la regresión cuadrática como una Regresión Lineal Múltiple

horas_flujo_cuadratica = horas(d1:d2);
flujocaida_cuadratica = flujocaida(d1:d2);

Y_flujo = [flujocaida_cuadratica'];
X_flujo = [ones(num_cuadratica_flujo,1) horas_flujo_cuadratica'...
    (horas_flujo_cuadratica.^2)'];

% Beta_flujo = (X_flujo' * X_flujo) \ X_flujo' * Y_flujo;
% Beta_flujo = inv(X_flujo' * X_flujo) * X_flujo' * Y_flujo;

Beta_flujo = ((X_flujo' * X_flujo)\eye(size(X_flujo' * X_flujo)))...
    * X_flujo' * Y_flujo;

Sigma_e_Cuadrado_flujo = (Y_flujo' * Y_flujo - Beta_flujo' * X_flujo' * ...
    Y_flujo)/(num_cuadratica_flujo-3);

% G.2.1) PREDICCIONES

% Cálculo de las Predicciones para la caída de la Capacidad de Flujo del Compresor

fin_flujo_cuadratica = 95;
horas_global_flujo_cuadratica = horas_global(d1:fin_flujo_cuadratica);

X_global_flujo = [ones(fin_flujo_cuadratica-(d1-1),1) horas_global_flujo_cuadratica'...
    (horas_global_flujo_cuadratica.^2)'];

flujocaida_prediccion_cuadratica = X_global_flujo * Beta_flujo;

[Tstudent_a2_n3_flujo_cuadratica] = tstudent(nivel_confianza,num_cuadratica_flujo-3);

% Matriz de Varianzas, y Covarianzas

Sxx_flujo = cov(horas_flujo_cuadratica,horas_flujo_cuadratica.^2,1);

flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica = zeros(1,fin_flujo_cuadratica-(d1-1));
flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica = zeros(1,fin_flujo_cuadratica-(d1-1));

for i = 1:fin_flujo_cuadratica-(d1-1)

    % Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Inicial de
    % las horas de toma de datos (tal y como se realiza en el estudio, y
    % utilizando fórmulas del libro de Daniel Peña, Regresión y Diseño de Experimentos)

```

```

Xh_1 = [horas_global_flujo_cuadratica(i) - horas_flujo_cuadratica(1)...
        (horas_global_flujo_cuadratica(i)).^2 - (horas_flujo_cuadratica(1)).^2];
n = num_cuadratica_flujo;
Hhh_1 = (1 + Xh_1' * inv(Sxx_flujo) * Xh_1) / n;
Nh_1 = 1 / Hhh_1;
Sigma_Cuadrado_1 = Sigma_e_Cuadrado_flujo * (Nh_1 + 1) / Nh_1;

flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica(i) = flujocaida_prediccion_cuadratica(i) -...
        Tstudent_a2_n3_flujo_cuadratica * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);

flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica(i) = flujocaida_prediccion_cuadratica(i) +...
        Tstudent_a2_n3_flujo_cuadratica * sqrt(Sigma_Cuadrado_1);

% Predicciones Pesimista y Optimista, basadas en el Punto Medio de las horas de toma de datos
Xp_global = [1 horas_global_flujo_cuadratica(i) (horas_global_flujo_cuadratica(i))^2];
% Sigma_y_Cuadrado = Sigma_e_Cuadrado_flujo * (1 + Xp_global' * inv(X_flujo' * X_flujo) * Xp_global);
Sigma_y_Cuadrado = Sigma_e_Cuadrado_flujo * (1 + Xp_global' * ((X_flujo' * X_flujo)\...
        eye(size(X_flujo' * X_flujo))) * Xp_global);

flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica_2(i) = flujocaida_prediccion_cuadratica(i) -...
        Tstudent_a2_n3_flujo_cuadratica * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);

flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica_2(i) = flujocaida_prediccion_cuadratica(i) +...
        Tstudent_a2_n3_flujo_cuadratica * sqrt(Sigma_y_Cuadrado);
end

%%%%%%%%%%

% G.2.2) Cálculo del Tiempo de Vida Util (tiempo en servicio) Restante (Remanente) según la
%         previsión a partir del instante actual y teniendo en cuenta la regresión cuadrática

% Calculo de la Predicción de la Vida Util del motor (Tu), teniendo en cuenta los
% datos hasta el momento actual

Tu_flujocaida_cuadratica_1 = (- Beta_flujo(2) + sqrt((Beta_flujo(2))^2 - 4 *...
        Beta_flujo(3) * (Beta_flujo(1) - Limite_Caida_Flujo))) / (2 * Beta_flujo(3));

Tu_flujocaida_cuadratica_2 = (- Beta_flujo(2) - sqrt((Beta_flujo(2))^2 - 4 *...
        Beta_flujo(3) * (Beta_flujo(1) - Limite_Caida_Flujo))) / (2 * Beta_flujo(3));

if (imag(Tu_flujocaida_cuadratica_1) == 0)
    if Tu_flujocaida_cuadratica_1 > 0 & Tu_flujocaida_cuadratica_2 < 0
        Tu_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica_1;
    elseif Tu_flujocaida_cuadratica_1 < 0 & Tu_flujocaida_cuadratica_2 > 0
        Tu_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica_2;
    elseif Tu_flujocaida_cuadratica_1 > 0 & Tu_flujocaida_cuadratica_2 > 0
        if Tu_flujocaida_cuadratica_1 < Tu_flujocaida_cuadratica_2
            if Tu_flujocaida_cuadratica_1 > inicio_cuadratica
                Tu_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica_1;
            else
                if Tu_flujocaida_cuadratica_2 > inicio_cuadratica
                    Tu_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica_2;
                else
                    error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de la Capacidad de Flujo del compresor');
                end
            end
        elseif Tu_flujocaida_cuadratica_2 < Tu_flujocaida_cuadratica_1
            if Tu_flujocaida_cuadratica_2 > inicio_cuadratica
                Tu_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica_2;
            else
                if Tu_flujocaida_cuadratica_1 > inicio_cuadratica
                    Tu_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica_1;
                else
                    error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de la Capacidad de Flujo del compresor');
                end
            end
        end
    else
        error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de la Capacidad de Flujo del compresor');
    end
end
if (Tu_flujocaida_cuadratica > inicio_cuadratica)

```

```

% La Prediccion de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) de la Turbina de Gas (teniendo
% en cuenta la caida de la capacidad de flujo del compresor) es Tu - inicio_cuadratica horas:
Tu_restante_flujocaida_cuadratica = Tu_flujocaida_cuadratica - inicio_cuadratica;
else
    Tu_restante_flujocaida_cuadratica = 0;
end

% Cálculo de la Estimación Pesimista de la Vida Util del motor (Tp),
% teniendo en cuenta los datos hasta el momento actual

i = 0;
valor = -1;

while valor < 0
    i = i + 1;
    if (Limite_Caida_Flujo < 0)
        valor = Limite_Caida_Flujo - flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica(i);
    else
        valor = flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica(i) - Limite_Caida_Flujo;
    end
end

if (i==1)
error('No hay solución para el cálculo de la vida útil utilizando datos de la Capacidad de Flujo del compresor');
else
    if (Limite_Caida_Flujo < 0)
        Tp_flujocaida_cuadratica = horas(1) + ((d1-1) + (i-2))*incred_horas +...
            (incred_horas/(flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica(i)- ...
            flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica(i-1)))*(Limite_Caida_Flujo-...
            flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica(i-1));
    else
        Tp_flujocaida_cuadratica = horas(1) + ((d1-1) + (i-2))*incred_horas +...
            (incred_horas/(flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica(i)- ...
            flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica(i-1)))*(Limite_Caida_Flujo-...
            flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica(i-1));
    end
    if (Tp_flujocaida_cuadratica > inicio_cuadratica)
        % La Estimación Pesimista de la Vida Util (Tiempo en Servicio) Restante (Remanente) de la Turbina de Gas es
        % Tp - inicio_cuadratica horas:
        Tp_restante_flujocaida_cuadratica = Tp_flujocaida_cuadratica - inicio_cuadratica;
    else
        Tp_restante_flujocaida_cuadratica = 0;
    end
end

fprintf('La Predicción de Vida Util (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tu_flujocaida_cuadratica);
fprintf('La Predicción de Vida Util Remanente (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tu_restante_flujocaida_cuadratica);
fprintf('La Estimación Pesimista de la Vida Util (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tp_flujocaida_cuadratica);
fprintf('La Estimación Pesimista de la Vida Util Remanente (Horas) Usando Datos de Flujo es: %.0f\n',...
    Tp_restante_flujocaida_cuadratica);

% H) GRAFICAS OBTENIDAS DE LA APLICACION DEL MODELO DE REGRESION CUADRATICA.
% SE PUEDE OBSERVAR LAS PREDICCIONES DE VIDA UTIL,...

% H.1) Para los datos del Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor

figure(10);
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% en función de las horas de Operación
plot(horas_cuadratica,eficiencia_cuadratica,'b. ');
hold on
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor en función de las
% horas de Operación que se han utilizado para realizar la regresión cuadrática
plot(horas_eficiencia_cuadratica,eficienciaacaida_cuadratica,'ms');
hold on
% Predicción del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% (Predicción de Salud del motor basado en la caída de la eficiencia
% isentrópica del compresor en función de las horas de funcionamiento u operación
plot(horas_global_eficiencia_cuadratica,...
    eficienciaacaida_prediccion_cuadratica,'g-');
hold on

```

```

% Predicción Pesimista del descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor
% (Límite Inferior de la Banda de Predicción de la Salud del motor basado
% en la caída de la eficiencia isentrópica del compresor)
if (Limite_Caida_Eficiencia < 0)
    plot(horas_global_eficiencia_cuadratica,...
        eficienciacaída_prediccionPesimista_cuadratica,'b-');
else
    plot(horas_global_eficiencia_cuadratica,...
        eficienciacaída_prediccionOptimista_cuadratica,'b-');
end
hold on
% Límite Máximo Admisible del Descenso o Caída de la Eficiencia Isentrópica
% del Compresor
plot(horas_global(1:fin_eficiencia_cuadratica),Limite_Caida_Eficiencia,'r*-');
title('Regresión Cuadrática para el Descenso de la Eficiencia Isentrópica del Compresor (Instante Actual de Funcionamiento)');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento (Horas) de la Turbina de Gas');
ylabel('Degradación o Disminución de la Eficiencia Isentrópica del Compresor (%)');
legend('Datos Históricos del Descenso de la Eficiencia (Hasta instante actual)',...
    'Datos Históricos del Descenso de la Eficiencia utilizados para realizar la Regresión Cuadrática',...
    'PREDICCIÓN del Descenso de la EFICIENCIA (PREDICCIÓN DE SALUD)',...
    'PREDICCIÓN PESIMISTA del Descenso de la EFICIENCIA (LÍMITE INFERIOR de la PREDICCIÓN DE SALUD)',...
    'LÍMITE MÁXIMO ADMISIBLE del Descenso de la EFICIENCIA',3);
xlim([0 Tu_eficienciacaída_cuadratica + 10*incred_horas]);
if (Limite_Caida_Eficiencia<0)
    ylim([Limite_Caida_Eficiencia-3 max(eficiencia_cuadratica)+0.5]);
else
    ylim([min(eficiencia_cuadratica)-3 Limite_Caida_Eficiencia+2]);
end

% H.2) Para los datos del Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor

figure(11);
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% en función de las horas de Operación
plot(horas_cuadratica,flujo_cuadratica,'b-');
hold on
% Datos Históricos hasta el instante actual
% del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor en función de las
% horas de Operación que se han utilizado para realizar la Regresión Cuadrática
plot(horas_flujo_cuadratica,flujocaida_cuadratica,'ms');
hold on
% Predicción del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% (Predicción de Salud del motor basado en la caída de la capacidad de flujo
% del compresor en función de las horas de funcionamiento u operación
plot(horas_global_flujo_cuadratica,flujocaida_prediccion_cuadratica,'g-');
hold on
% Predicción Pesimista del descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor
% (Límite Inferior de la Banda de Predicción de la Salud del motor basado
% en la caída de la capacidad de flujo del compresor)
if (Limite_Caida_Flujo < 0)
    plot(horas_global_flujo_cuadratica,...
        flujocaida_prediccionPesimista_cuadratica,'b-');
else
    plot(horas_global_flujo_cuadratica,...
        flujocaida_prediccionOptimista_cuadratica,'b-');
end
hold on
% Límite Máximo Admisible del Descenso o Caída de la Capacidad de Flujo
% del Compresor
plot(horas_global(1:fin_flujo_cuadratica),Limite_Caida_Flujo,'r*-');
title('Regresión Cuadrática para el Descenso de la Capacidad de Flujo del Compresor (Instante Actual de Funcionamiento)');
xlabel('Tiempo de Operación o Funcionamiento (Horas) de la Turbina de Gas');
ylabel('Degradación o Disminución de la Capacidad del Flujo del Compresor (%)');
legend('Datos Históricos del Descenso de la Capacidad de Flujo (Hasta instante actual)',...
    'Datos Históricos del Descenso de la Capacidad de Flujo utilizados para realizar la Regresión Cuadrática',...
    'PREDICCIÓN del Descenso del FLUJO (PREDICCIÓN DE SALUD)',...
    'PREDICCIÓN PESIMISTA del Descenso del FLUJO (LÍMITE INFERIOR de la PREDICCIÓN DE SALUD)',...
    'LÍMITE MÁXIMO ADMISIBLE del Descenso de la CAPACIDAD DE FLUJO',3);
xlim([0 Tu_flujocaida_cuadratica + 10*incred_horas]);
if (Limite_Caida_Flujo<0)
    ylim([Limite_Caida_Flujo-3 max(flujo_cuadratica)+0.5]);
else
    ylim([min(flujo_cuadratica)-3 Limite_Caida_Flujo+2]);
end

```

**E) PROGRAMA DE APOYO PARA EL CÁLCULO DE VALORES CRÍTICOS DE LA DISTRIBUCIÓN T DE STUDENT QUE SIRVEN PARA CALCULAR LOS LÍMITES DE PREDICCIÓN (BANDA DE PREDICCIÓN) CON VARIOS NIVELES DE CONFIANZA.**

% PROGRAMA QUE SIRVE PARA OBTENER LOS VALORES CRÍTICOS DE LA DISTRIBUCIÓN T DE STUDENT

% (ESTOS SIRVEN PARA REALIZAR POSTERIORMENTE LOS CALCULOS DE LOS LIMITES DE  
% PREDICCIÓN (BANDA DE PREDICCIÓN))

% Nombre del programa informático: tstudent.m

function [tstudentgl] = tstudent(nivel\_confianza,grados\_libertad)

x = [3.078 1.886 1.638 1.533 1.476 1.440 1.415 1.397 1.383 1.372 1.363 1.356 1.350 1.345 1.341 1.337 1.333 1.330 1.328 1.325 ...  
1.323 1.321 1.319 1.318 1.316 1.315 1.314 1.313 1.311 1.310 1.310 1.310 1.310 1.310 1.310 1.310 1.300 1.300 1.300 1.300; ...  
6.314 2.920 2.353 2.132 2.015 1.943 1.895 1.860 1.833 1.812 1.796 1.782 1.771 1.761 1.753 1.746 1.740 1.734 1.729 1.725 ...  
1.721 1.717 1.714 1.711 1.708 1.706 1.703 1.701 1.699 1.697 1.695 1.690 1.690 1.690 1.690 1.690 1.690 1.690 1.680 1.680; ...  
12.706 4.303 3.182 2.776 2.571 2.447 2.365 2.306 2.262 2.228 2.201 2.179 2.160 2.145 2.131 2.120 2.110 2.101 2.093 2.086 ...  
2.080 2.074 2.069 2.064 2.060 2.056 2.052 2.048 2.045 2.042 2.040 2.040 2.030 2.030 2.030 2.030 2.030 2.020 2.020 2.020; ...  
25.45 6.210 4.180 3.500 3.160 2.970 2.840 2.750 2.690 2.630 2.590 2.560 2.530 2.510 2.490 2.470 2.460 2.450 2.430 2.420 ...  
2.410 2.410 2.400 2.390 2.380 2.380 2.370 2.370 2.360 2.360 2.360 2.350 2.350 2.350 2.340 2.340 2.340 2.330 2.330 2.330; ...  
31.821 6.695 4.541 3.747 3.365 3.143 2.998 2.896 2.821 2.764 2.718 2.681 2.650 2.624 2.602 2.583 2.567 2.552 2.539 2.528 ...  
2.518 2.508 2.500 2.492 2.485 2.479 2.473 2.467 2.462 2.457 2.450 2.450 2.440 2.440 2.440 2.430 2.430 2.430 2.430 2.420; ...  
63.657 9.925 5.841 4.604 4.032 3.707 3.499 3.355 3.250 3.169 3.106 3.055 3.012 2.977 2.947 2.921 2.898 2.878 2.861 2.845 ...  
2.831 2.819 2.807 2.797 2.787 2.779 2.771 2.763 2.756 2.750 2.740 2.740 2.730 2.730 2.720 2.720 2.720 2.710 2.710 2.700];

tstudentgl = 0;

if(((1<=grados\_libertad)&(grados\_libertad<=40))&(nivel\_confianza==80))

tstudentgl = x(1,grados\_libertad);

elseif(((1<=grados\_libertad)&(grados\_libertad<=40))&(nivel\_confianza==90))

tstudentgl = x(2,grados\_libertad);

elseif(((1<=grados\_libertad)&(grados\_libertad<=40))&(nivel\_confianza==95))

tstudentgl = x(3,grados\_libertad);

elseif(((1<=grados\_libertad)&(grados\_libertad<=40))&(nivel\_confianza==97.5))

tstudentgl = x(4,grados\_libertad);

elseif(((1<=grados\_libertad)&(grados\_libertad<=40))&(nivel\_confianza==98))

tstudentgl = x(5,grados\_libertad);

elseif(((1<=grados\_libertad)&(grados\_libertad<=40))&(nivel\_confianza==99))

tstudentgl = x(6,grados\_libertad);

else

error('No Es Posible Obtener La Estimación Pesimista De La Predicción De La Vida Util (Tp) De La Turbina De Gas');

end

## F) PROGRAMA INFORMÁTICO DESARROLLADO CON EL SOFTWARE MATLAB PARA EL CÁLCULO DEL TEST DE NORMALIDAD DE SHAPIRO-WILK.

```

% PROGRAMA QUE REALIZA EL TEST DE NORMALIDAD DE SHAPIRO-WILK

% CALCULA EL ESTADISTICO W, Y EL P-VALOR

% Nombre del programa informático: swtestmio.m

function [pValor, SW] = swtestmio(x)

% [pValor, SW] = swtestmio(X) se utiliza y funciona para realizar
% el Test de Shapiro-Wilk con el fin de determinar si se puede asumir la
% Hipótesis Nula de que una muestra de varios elementos sigue una Distribución Normal.

% Entradas:

% x: -> Es el Vector formado por los elementos de la muestra que se quiere conocer si sigue
%      una Distribución Normal vector. El Numero de Datos del Vector debe ser Igual o Mayor
%      que 3, y Menor o Igual que 5000.

% Salidas:

% SW: -> El Estadístico del Test de Shapiro-Wilk(Sin Normalizar).

% pValor: -> El p-valor, o la probabilidad de aceptar el resultado dado que la propuesta de
%            hipótesis nula (datos siguen una distribución normal) es verdadera. Valores pequeños
%            del p-valor (p-Valor) ponen en duda la validez de la hipótesis nula.

% Referencias: -> [24]: Royston P. "Algorithm AS R94", Applied Statistics (1995) Vol. 44, No. 4. AS R94

% Se Debe Asegurar Que Los Datos De La Muestra Forman Un Vector

if numel(x) == length(x)
    x = x(:); % Garantizar Un Vector Columna
else
    error('La Entrada "x" Debe Ser Un Vector');
end
if length(x) < 3
    error('La Muestra Del Vector De Entrada Debe Tener Al Menos 3 Observaciones Validas');
end

% En primer lugar, se tienen que calcular las a's para los pesos como función de las m's
% Ver Royston (1995) para mas detalles en la aproximación.

% Ordenar El Vector x En Orden Ascendente

x = sort(x);
n = length(x);
mtilde = norminv(((1:n)' - 3/8) / (n + 0.25));

% Asignar Previamente (Preasignar) Los Pesos

weights = zeros(n,1);

% Parametros Necesarios Para El Test De Shapiro-Wilk

c = 1/sqrt(mtilde*mtilde) * mtilde;
u = 1/sqrt(n);

PolyCoef_1 = [-2.706056, 4.434685, -2.071190, -0.147981, 0.221157, c(n)];
PolyCoef_2 = [-3.582633, 5.682633, -1.752461, -0.293762, 0.042981, c(n-1)];
PolyCoef_3 = [-0.0006714, 0.0250540, -0.39978, 0.54400];
PolyCoef_4 = [-0.0020322, 0.0627670, -0.77857, 1.38220];
PolyCoef_5 = [0.00389150, -0.083751, -0.31082, -1.5861];
PolyCoef_6 = [0.00303020, -0.082676, -0.48030];
PolyCoef_7 = [0.459, -2.273];

```

```

weights(n) = polyval(PolyCoef_1 , u);
weights(1) = -weights(n);

% Se Debe Prestar Una Especial Atención Cuando n = 3 (Este Es Un Caso Especial).

if n == 3
    weights(1) = 0.707106781;
    weights(n) = -weights(1);
end

if n >= 6
    weights(n-1) = polyval(PolyCoef_2 , u);
    weights(2) = -weights(n-1);
    count = 3;
    phi = (mtilde*mtilde - 2 * mtilde(n)^2 - 2 * mtilde(n-1)^2) / ...
        (1 - 2 * weights(n)^2 - 2 * weights(n-1)^2);
else
    count = 2;
    phi = (mtilde*mtilde - 2 * mtilde(n)^2) / ...
        (1 - 2 * weights(n)^2);
end

% El Siguiente Vector De Pesos Obtenido Corresponde A Los Mismos Coeficientes
% De La Lista De Shapiro-Wilk En Su Prueba Inicial Para Muestras Pequeñas.

weights(count : n-count+1) = mtilde(count : n-count+1) / sqrt(phi);

% El Estadístico de Shapiro-Wilk (SW) Se Calcula Para Evitar Un Exceso De Errores De Redondeo
% Para Cerrar SW a 1 (Un Problema Potencial En Muestras Muy Grandes).

SW = (weights' * x) ^2 / ((x - mean(x))' * (x - mean(x)));

% Calcular El Nivel De Significación para SW (Exacta Para n = 3).

newn = log(n);

if (n > 3) && (n <= 11)
    mu = polyval(PolyCoef_3 , n);
    sigma = exp(polyval(PolyCoef_4 , n));
    gam = polyval(PolyCoef_7 , n);
    newSWstatistic = -log(gam-log(1-SW));
elseif n >= 12
    mu = polyval(PolyCoef_5 , newn);
    sigma = exp(polyval(PolyCoef_6 , newn));
    newSWstatistic = log(1 - SW);
elseif n == 3
    mu = 0;
    sigma = 1;
    newSWstatistic = 0;
end

% Calcular El Estadístico Normalizado De Shapiro-Wilk y Su P-Valor

NormalSWstatistic = (newSWstatistic - mu) / sigma;
pValor = 1 - normcdf(NormalSWstatistic, 0, 1);

% Se Debe Prestar Una Especial Atención Cuando n = 3 (Este Es Un Caso Especial).

if n == 3
    pValor = 1.909859 * (asin(sqrt(SW)) - 1.047198);
    NormalSWstatistic = norminv(pValor, 0, 1);
end

SW;
pValor;

```

**G) PROGRAMA PARA GENERAR DATOS QUE SIMULAN LA DEGRADACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS ROLLS-ROYCE AVON Mk 1535, EMULANDO LOS DATOS POR [18].**

```

% PROGRAMA QUE SIRVE PARA GENERAR DATOS QUE SIMULAN UNA DEGRADACION
% DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA Y DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR
% DE LA TURBINA DE GAS, A LO LARGO DE SU FUNCIONAMIENTO, SIMILAR A LA DADA
% POR EL ESTUDIO CIENTIFICO:
% "Gas turbine performance prognostic for condition-based maintenance",
% realizado por Y.G. Li, y P. Nilkitsaranont, [18].

% Nombre del programa informático: GenAleatoriosDistribNormal.m

% CALCULO DE NUMEROS ALEATORIOS QUE SIGUEN UNA DISTRIBUCION NORMAL

t = 0:500:30000;

% EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR

% DEGRADACION DE LA EFICIENCIA IMPLANTADA ENTRE LAS 0 HORAS Y LAS 20.000 HORAS DE
% FUNCIONAMIENTO (DESCENSO CONSTANTE DE FORMA LINEAL)

% Eficiencia1 = a1 + b1.tiempo
% Eficiencia1 = 0 = a1 + b1.0 ----- a1 = 0;

a1 = 0;

% Eficiencia1 = b1.tiempo
% Eficiencia1 = -1.25 = b1.20000
% b1 = -1.25 / 20000 = -0.0000625

b1 = -0.0000625;

Eficiencia1 = a1 + b1 * t(1:41);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% DEGRADACION DE LA EFICIENCIA IMPLANTADA ENTRE LAS 20.000 HORAS Y LAS
% 30.000 HORAS DE FUNCIONAMIENTO (DESCENSO ACELERADO DE FORMA CUADRATICA)

% t = 20000, 25000, 30000 ----- Efic = -1.25,-1.85,-3

Eficiencia2 = -4.35 + 0.000375 * t(41:61) - 1.1 * (10 ^ (-8)) * (t(41:61)).^2;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% GENERACION DE DATOS ALEATORIOS QUE SE DISTRIBUYEN COMO UNA NORMAL EN TORNO A LA
% DEGRADACION IMPLANTADA DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR.
% SE USA EL MÉTODO DE BOX-MULLER. Referencia [25]: G. E. P. Box and Mervin E. Müller, A Note on the Generation of
% Random Normal Deviates, The Annals of Mathematical Statistics (1958), Vol. 29, No. 2 pp. 610-611.

% (DISTRIBUCION NORMAL DE MEDIA LA DEGRADACION DE EFICIENCIA IMPLANTADA,
% Y DESVIACION TIPICA 0,3 %).

for i = 1:61

    re1 = rand(1);

    re2 = rand(1);

    ce(i) = sqrt(-2*log(re1)) * cos(2 * 3.141592 * re2);

    if (i < 42)

        AleatoriosEficiencia(i) = Eficiencia1(i) + 0.3 * ce(i);

    else

        AleatoriosEficiencia(i) = Eficiencia2(i-40) + 0.3 * ce(i);

    end

end

end

```

```

figure(1)
plot(t(1:41),Eficiencia1,'b');
hold on
plot(t(41:61),Eficiencia2,'r');
hold on
plot(t(1:61),AleatoriosEficiencia,'b*');
xlabel('HORAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS');
ylabel('DEGRADACION DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA DEL COMPRESOR DE LA TG');
legend('IMPLANTADA ENTRE 0 Y 20.000 H','IMPLANTADA ENTRE 20.000 Y 30.000 H',...
'GENERADOS CON DISTRIBUCION NORMAL');

% CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR
% DEGRADACION DE LA CAPACIDAD DE FLUJO IMPLANTADA ENTRE LAS 0 HORAS Y
% LAS 20.000 HORAS DE FUNCIONAMIENTO (DESCENSO CONSTANTE DE FORMA LINEAL)
% Flujo1 = c1 + d1.tiempo
% Flujo = 0 = c1 + d1.0 ----- c1 = 0;
c1 = 0;
% Flujo1 = d1.tiempo
% Flujo1 = -2.4 = b1.20000
% d1 = -2.4 / 20000 = -0.00012
d1 = -0.00012;
Flujo1 = c1 + d1 * t(1:41);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% DEGRADACION DE LA CAPACIDAD DE FLUJO IMPLANTADA ENTRE LAS 20.000 HORAS Y LAS
% 30.000 HORAS DE FUNCIONAMIENTO (DESCENSO ACELERADO DE FORMA CUADRATICA)
% t = 20000, 25000, 30000-----Flujo = -2.4,-3.5,-6
Flujo2 = -12 + 0.00104 * t(41:61) - 2.8 * (10 ^ (-8)) * (t(41:61)).^2;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% GENERACION DE DATOS ALEATORIOS QUE SE DISTRIBUYEN DE FORMA NORMAL EN TORNO A LA
% DEGRADACION IMPLANTADA DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR.
% SE USA EL MÉTODO DE BOX-MULLER. Referencia [25]: G. E. P. Box and Mervin E. Müller, A Note on the Generation of
% Random Normal Deviates, The Annals of Mathematical Statistics (1958), Vol. 29, No. 2 pp. 610-611.
% (DISTRIBUCION NORMAL CON MEDIA LA DEGRADACION DE FLUJO IMPLANTADA,
% Y DESVIACION TIPICA 0,15 %).

for j = 1:61
    rf1 = rand(1);
    rf2 = rand(1);
    cf(j) = sqrt(-2*log(rf1)) * cos(2 * 3.141592 * rf2);
    if (j < 42)
        AleatoriosFlujo(j) = Flujo1(j) + 0.15 * cf(j);
    else
        AleatoriosFlujo(j) = Flujo2(j-40) + 0.15 * cf(j);
    end
end

figure(2)
plot(t(1:41),Flujo1,'b');
hold on
plot(t(41:61),Flujo2,'r');
hold on
plot(t(1:61),AleatoriosFlujo,'b*');
xlabel('HORAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS');
ylabel('DEGRADACION DE LA CAPACIDAD DE FLUJO DEL COMPRESOR DE LA TG');
legend('IMPLANTADA ENTRE 0 Y 20.000 H','IMPLANTADA ENTRE 20.000 Y 30.000 H',...
'GENERADOS CON DISTRIBUCION NORMAL');

```