

# BALANCE ENERGÉTICO DE TURBINAS DE VAPOR HÚMEDO EN CENTRALES TERMOELÉCTRICAS NUCLEARES: APLICACIÓN A LA CENTRAL NUCLEAR DE SANTA MARÍA DE GAROÑA

ÁLVAREZ FERNÁNDEZ, Mario <sup>(1,2)</sup>; ALONSO TRISTÁN, Cristina <sup>(2)</sup>

DEL PORTILLO VALDÉS, Luis Alfonso <sup>(3)</sup>

[mario.alvarez@nuclenor.es](mailto:mario.alvarez@nuclenor.es) / [marioaf@ubu.es](mailto:marioaf@ubu.es)

<sup>(1)</sup>NUCLENOR S.A., Departamento de Mantenimiento Mecánico

<sup>(2)</sup>Universidad de Burgos, Departamento de Ingeniería Electromecánica

<sup>(3)</sup>Universidad del País Vasco, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

## RESUMEN

En la presente comunicación se muestra la implementación de la metodología tradicional para la estimación del rendimiento y la potencia eléctrica generada por turbinas de vapor húmedo en centrales termoeléctricas nucleares en una instalación concreta: la Central Nuclear de Santa María de Garoña. Usando las variables instrumentadas del proceso durante diferentes pruebas de rendimiento, se simulan los valores de presiones, temperaturas, caudales másicos y potencias, de modo que los resultados puedan compararse con los medidos en cada caso.

El objetivo final del trabajo es demostrar si la metodología tradicional es suficientemente precisa para la simulación de este tipo de centrales termoeléctricas, e identificar oportunidades de mejora del modelo que permitan minimizar las desviaciones entre los parámetros simulados y los valores realmente medidos.

**Palabras clave:** Centrales Nucleares, Turbina de Vapor Húmedo, Balance Energético de Ciclos Rankine Regenerativos.

## 1. Introducción

A comienzos del siglo pasado aparecieron las primeras publicaciones técnicas relacionadas con el comportamiento termodinámico de las turbinas de vapor. En este primer período, destaca sobre el resto la de Aurel Stodola [1], profesor de la Universidad Politécnica de Zurich, cuya primera edición data de 1903. En este libro se incluye la que más tarde se dio en conocer como *Elipse de Stodola*, profundamente estudiada por Cook [2] en los ochenta.

En junio de 1954 se conectó a la red la primera planta nuclear de generación de energía eléctrica: la de Óbninsk (Rusia), de 5 MWe y un 17% de eficiencia. Tres años después, el Reino Unido construyó dos centrales más. Desde 1960 a 1988, el número de centrales nucleares se incrementó de 16 a 416. Esto explica la gran proliferación de estudios relacionados con turbinas de vapor húmedo [3]. La dificultad evidente en estas instalaciones es determinar la entalpía del vapor durante su expansión, dado que la variables instrumentadas (presión y temperatura), no permiten su cálculo [4].

En el campo del diseño, el principal objetivo era estudiar el efecto del vapor húmedo en la eficiencia [5], y definir nuevos procedimientos para calcular las desviaciones una vez que la turbina se instalaba en una central concreta. Estos mismos procedimientos permitirían monitorizar la operación de la unidad, comparando los parámetros instrumentados con los valores estimados. Sin embargo, en este caso, debía determinarse el caudal másico extraído a los diferentes calentadores de agua de alimentación teniendo en cuenta la deficiente instrumentación del proceso. Se desarrollaron de este modo técnicas que, mediante el uso de trazadores radiactivos [6] o químicos [7], podían emplearse durante las pruebas de eficiencia de la máquina.

A partir de nuevos trabajos publicados que tenían en consideración los aspectos particulares de las instalaciones nucleares [8], junto con aquéllos desarrollados previamente para centrales convencionales, el código de pruebas de rendimiento de la American Society of Mechanical Engineers, el ASME PTC 6, que vio la luz por primera vez en 1915, fue sucesivamente completado hasta su edición final [9].

Los modelos actuales para la simulación del comportamiento de turbinas de vapor en centrales nucleares concretas, se basan en la estimación de la potencia y el rendimiento de las turbinas de vapor mediante los procedimientos indicados, estimando la presión en los diferentes puntos de extracción mediante la Ley de Stodola, y calculando los caudales másicos extraídos mediante balance térmico de los calentadores de agua de alimentación bajo el supuesto de que las temperaturas extremas que los definen (“Terminal Temperature Difference” o TTD, y “Drain Cooling Approach” o DCA) son constantes e iguales a las de diseño. De este modo, es posible realizar el cálculo completo de la instalación sin necesidad de emplear trazadores, que implican complicadas maniobras en la instalación y limitan su uso a pruebas específicas.

En el caso de centrales convencionales, existen publicaciones más recientes que, sin embargo, incluyen a menudo importantes simplificaciones del proceso. Es el caso del trabajo de Colonna y Van Putten [10, 11], donde los parámetros de los intercambiadores de calor se corrigen según los parámetros de operación empleando las correlaciones de Dittus-Boelter y Colburn. Sin embargo, estos intercambiadores quedan limitados al economizador y sobrecalentador de la caldera, y no se considera el caso de ciclos Rankine regenerativos.

El cálculo de turbinas de vapor con múltiples extracciones ha sido estudiado por Medina Flores y Picón Núñez [12], usando una relación entre la temperatura y la entalpía del vapor y la presión en el punto de extracción, calculando así la eficiencia isentrópica.

Ya en el caso de turbinas de vapor húmedo en centrales nucleares, la problemática del cálculo es claramente identificada por Heo y Chang [13]. Aquí se introduce un complejo modelo usando el código PEPSE.

En el trabajo publicado por Teyssedou y col. [14], la central nuclear de Glentilly-2 se simula de forma completa. Las temperaturas de los calentadores de agua de alimentación se determinan mediante un procedimiento simplificado derivado del método de Bell-Delaware [15]. Sin embargo, la desviación

entre los parámetros obtenidos y los valores consignados es importante, probablemente a consecuencia de que la relación de presiones en las diferentes secciones de turbina considerada (entre puntos de extracción) se considera constante. Además, la efectividad en la reducción de humedad de las diferentes etapas, así como los caudales de vapor destinados a sellos, no se tienen en consideración.

Todo ello hace patente que cualquier modelo propuesto para la simulación de turbinas de vapor húmedo en centrales nucleares debe ser riguroso en cuanto al proceso, evitando las simplificaciones en el mismo.

## 2. Objetivo

En la presente comunicación se realizará la simulación completa de una instalación nuclear: la Central Nuclear de Santa María de Garoña (CNSMG), situada en la provincia de Burgos, conectada por primera vez a la red en 1971, y que se encuentra desde 2012 en situación de “parada prolongada”. Dicha simulación será rigurosa en cuanto al proceso, pero introduciendo en el modelo los procedimientos de cálculo tradicionales. De este modo, se podrá comprobar si esta metodología es suficientemente precisa a la hora de simular el proceso, comparando los resultados con los realmente medidos en diversas pruebas de rendimiento, y se buscarán oportunidades de mejora del proceso encaminadas a, posteriormente, minimizar las desviaciones entre los parámetros estimados y los instrumentados.

## 3. Método de trabajo

### 3.1. Descripción de la CNSMG

Un modelo riguroso del proceso implica un conocimiento preciso de su funcionamiento. Es por ello crucial describir el funcionamiento del ciclo Rankine regenerativo bajo el que opera la central nuclear objeto de estudio.

Diseñada por General Electric, el vapor a turbinas se produce en un reactor de agua en ebullición (“BoilingWater Reactor” o simplemente BWR) de 1381 MWt con un contenido de humedad del 0,28%. El balance energético “garantizado” por el diseñador implica una generación eléctrica bruta de 460 MWe, si bien tras diversos cambios operativos y algunas pequeñas mejoras del proceso, la potencia eléctrica bruta oficial es actualmente de 466 MWe.

En la Figura 1 se puede observar el esquema simplificado del circuito de vapor y de agua de alimentación y condensado, así como las diferentes extracciones a calentadores y sellos de vapor. Los números indican los diferentes estados termodinámicos a considerar y que serán introducidos para el cálculo en el modelo generado mediante el software “Equation Engineering Solver” (EES) [16], empleando para el cálculo de las propiedades termodinámicas del vapor la formulación de la “International Association for the Properties of Water and Steam” (IAPWS) [17].

El vapor abandona el BWR a través de cuatro tuberías (sólo se representa una) que lo conducen a la turbina de alta presión (HP), controlado mediante las válvulas de parada (de apertura todo/nada) y las de control. El vapor que fuga a través de la holgura entre el eje y el casquillo guía de las válvulas se envía a los calentadores (HTR) #11A y #11B (en la figura sólo se representa una cadena de calentadores), y al regulador de vapor de sellos (SSR).

Justo antes de las válvulas, una tubería envía una cantidad de vapor de unos 2268 kg/h (5.000 lbm/h) de vapor al sistema de eyectores (SJAE), que es enviado al condensador principal tras condensar en el condensador de eyectores.

El vapor se expande en la HP, una turbina de acción de flujo simple con diez etapas. El vapor que fuga a través de la holgura entre el rotor y la carcasa, en el lado de alta presión, se reconduce sucesivamente a los calentadores HTR#11A y HTR#11B, al SSR y, finalmente, al condensador de vapor de cierres (SPE), junto con aire del exterior por ser la presión de éste inferior a la presión atmosférica. En el lado



Antes del primero de los calentadores de agua de alimentación, existe una línea que suministra agua a los accionadores de las barras de control (CRD) del reactor.

Tras los calentadores HTR#9A y HTR#9B se sitúan las bombas de alimentación, que elevan nuevamente la presión a valores superiores a las del reactor. El control del caudal de agua se realiza mediante válvulas controladoras que mantienen el nivel en el reactor dentro de los valores prefijados (no se ilustran en la Figura 1).

### 3.2. Modelo generado

En el modelo generado, la eficiencia de las turbinas se determina mediante el procedimiento elaborado por Baily, Booth, Cotton y Miller [8], y recogido en el excelente libro de Cotton [18]. Para determinar la de cada turbina, se requiere el conocimiento de las presiones en la admisión y en el escape de las turbinas. Estas presiones deben estimarse, como se verá a continuación, lo que implicará que el proceso aquí descrito requerirá de un proceso iterativo hasta que la presión del vapor suministrado a las turbinas y en el condensador, y las presiones en los puntos de extracción función de los caudales máxicos que expansionan a través de las diferentes secciones de turbina, converjan.

Los caudales de vapor de sellos de válvulas se determinan en el modelo mediante las expresiones suministradas por el fabricante. En cuanto a los caudales de sellos de turbina, se aplica la ecuación de Martin [19].

La estimación de la presión en los puntos de extracción se realiza mediante la aplicación de la Ley de Stodola, bajo el supuesto simplificador de que el salto de presiones en las diferentes secciones de turbina es constante:

$$\dot{m} = C_q \sqrt{p / v} \quad (1)$$

donde  $\dot{m}$  es el caudal máxico,  $p$  la presión y  $v$  el volumen específico en la entrada, y  $C_q$  la constante de Stodola, que suministra el fabricante para cada sección de turbina (o se determina a partir del balance energético por diseño suministrado por éste). La presión en el calentador de agua de alimentación se determinará a partir de las pérdidas de carga en la tubería.

En aquellas etapas en las que no se produzca una mejora del título del vapor, la entalpía en el punto de extracción se determinará directamente a partir del rendimiento. En caso contrario, la entalpía en la descarga de una sección se determinará mediante el rendimiento, pero deberá tenerse en cuenta la efectividad de la extracción para calcular la entalpía del vapor extraído y la del vapor que ingresa en la sección de turbina siguiente. La efectividad de la extracción es función de la presión en el punto de extracción, y aunque existen gráficas publicadas al efecto, se empleará aquí la suministrada por el fabricante. En la Figura 2 se representa el cálculo de la efectividad introduciendo la presión en unidades anglosajonas ( $1 \text{ psia} = 6,895 \text{ kPa}$ ). El caudal máxico de líquido saturado drenado o extraído se podrá determinar directamente de la definición de la efectividad:

$$\dot{m}_l = \varepsilon \dot{m}' (1 - x') \quad (2)$$

donde  $\dot{m}$  es el caudal máxico antes del drenaje,  $x'$  el título del vapor antes del drenaje y  $\varepsilon$  la efectividad de la extracción.

En cualquier caso, junto con la mencionada cantidad de líquido, se desalojará una determinada cantidad de vapor húmedo con igual título que el vapor tras la extracción. En los drenajes se considerará un 5% del caudal máxico antes del drenaje y en las extracciones se determinará por balance térmico del calentador de agua de alimentación correspondiente.

En ambos casos, el título tras la extracción puede determinarse mediante la expresión:

$$x = \varepsilon + x' (1 - \varepsilon) \quad (3)$$

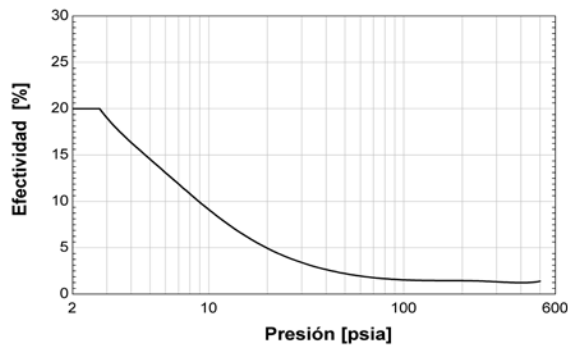


Figura 6: Efectividad de las extracciones de la CNSMG

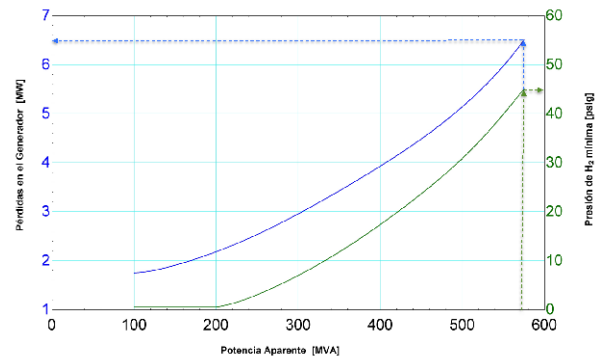


Figura 6: Pérdidas en el generador

Como hipótesis simplificadora de los cálculos, se supondrá que los valores del TTD y DCA de los calentadores es la misma a cualquier régimen. La temperatura del vapor en la entrada al calentador será la de saturación a la presión del mismo.

Con los cálculos anteriormente citados, se obtendrá la información necesaria para el cálculo de la potencia térmica de cada sección de turbina. Las pérdidas mecánicas en la turbina se supondrán constantes e iguales a 2,152 MW (según datos del fabricante). Las pérdidas mecánicas en el generador son consecuencia del accionamiento del ventilador que, solidario al eje, impulsa el hidrógeno empleado para refrigeración. Su valor depende de la presión del hidrógeno y de la potencia eléctrica aparente, según se indica en la Figura 3.

#### 4. Resultados alcanzados

El modelado realizado aplicado a la CNSMG permite estimar las variables del proceso a partir de las siguientes “variables dato” instrumentadas: presión del vapor suministrado a la turbina HP (estado 1), presión del condensador (estado 15), caudal de agua de alimentación, caudal a CRD y factor de potencia del generador (*fdp*). Otro dato requerido es el del caudal másico al SPE, que se fijará según las especificaciones de diseño por no estar instrumentado.

Empleando una serie de pruebas de eficiencia realizadas en la instalación entre 1992 y 1998, se han comprobado los resultados obtenidos (*CALC.*) con los valores realmente instrumentados (*MEDIDO*). La comparativa se resume en la Tabla 1, donde se indica además la desviación obtenida (*DESV.*) en tanto por ciento. Los errores en la estimación global de la potencia eléctrica bruta generada se ajustan bastante bien a la instrumentada, con errores inferiores al 0,52%.

En cuanto al resto de parámetros simulados, especialmente en el caso de las temperaturas de la cadena de calentadores, las desviaciones son en general insignificantes, máxime teniendo en cuenta que el error de los sensores de medida de temperatura (termopares tipo “T”) es de  $\pm 1^\circ\text{F}$ .

Las mayores desviaciones se producen en las presiones, medidas con transmisores con una precisión del  $\pm 0,2\%$  FS. Sin embargo, un análisis de los valores resultantes de los TTD y DCA de los diferentes calentadores demuestran que las presiones medidas son erróneas en aquellos casos en los que las desviaciones son más acusadas (se obtienen valores negativos, denotando que las presiones de calentadores, y en consecuencia las temperaturas de saturación en los mismos, no se ajustan a la realidad).

#### 5. Conclusiones y consideraciones finales

Bajo una primera impresión, y para cálculos de la instalación próximos a su punto de diseño, el modelo tradicional se comporta de forma correcta, y las desviaciones entre los valores estimados y los

**Tabla 2: Resultados de la aplicación del modelo a la simulación de la CNSMG**

Descripción	Oct-1992			Feb-1994			Jun-1994			Nov-1998		
	MEDIDO	CALC.	DESV.	MEDIDO	CALC.	DESV.	MEDIDO	CALC.	DESV.	MEDIDO	CALC.	DESV.
Presión del Rx. (psia)	1018,88			1013,05			1020,16			1016,87		
Presión a turbina HP (psia)	<b>963,25</b>			<b>960,12</b>			<b>963,25</b>			<b>960,24</b>		
Presión entrada HP (psia)	939,49			936,07			939,49			941,74		
Presión 1ª etapa HP (psia)	844,16	890,30	5,47	768,18	874,40	13,83	853,41	885,50	3,76	867,61	894,80	3,13
Presión salida HP a LP (psia)	170,17	176,20	3,54	167,75	173,20	3,25	168,04	175,30	4,32	169,72	177,10	4,35
Presión entrada LP (psia)	166,33	163,90	1,46	164,19	161,10	1,88	163,62	163,00	0,38	165,81	164,70	0,67
Presión descarga bba. condensado (psia)	337,07	355,20	5,38	341,33	357,90	4,85	328,24	356,00	8,46	325,24	354,50	9,00
Presión descarga bba. Alimentación (psia)	1366,62	1379,00	0,91	1378,85	1393,00	1,03	1366,62	1383,00	1,20	1348,67	1375,00	1,95
Presión del condensador (inHg)	<b>1,55</b>			<b>1,26</b>			<b>1,67</b>			<b>1,36</b>		
Presión HTR-12 (psia)	166,19	167,40	0,73	164,05	164,50	0,27	164,62	166,50	1,14	166,76	168,20	0,86
Presión HTR-11 (psia)	64,31	63,45	1,34	63,17	62,38	1,26	63,74	63,13	0,96	65,82	63,76	3,12
Presión HTR-9 (psia)	25,61	26,17	2,18	24,47	25,73	5,14	24,05	26,04	8,29	25,64	26,29	2,53
Presión HTR-8 (psia)	9,25	11,01	19,05	9,11	10,83	18,93	8,68	10,96	26,28	9,73	11,06	13,64
Presión HTR-7 (psia)	4,28	4,07	4,93	2,43	3,98	63,72	3,00	4,06	35,35	3,82	4,07	6,57
Temperatura condensado a SJAE (F)	92,12	93,06	1,02	84,92	86,46	1,81	95,90	95,48	0,44	90,37	88,87	1,65
Temperatura condensado a SPE (F)	96,08	95,09	1,03	87,98	88,54	0,64	98,42	97,52	0,91	92,49	90,91	1,70
Temperatura condensado a HTR-7A/B (F)	96,26	95,70	0,58	88,70	89,15	0,51	98,60	98,12	0,49	92,72	91,51	1,31
Temperatura condensado a HTR-8 (F)	147,02	148,60	1,07	143,96	147,70	2,60	147,56	148,60	0,70	145,09	148,60	2,42
Temperatura condensado a HTR-9 (F)	190,58	192,70	1,11	188,96	191,90	1,56	191,30	192,50	0,63	191,10	193,00	1,00
Temperatura cond. abba. Alimentación (F)	235,94	237,60	0,70	236,30	236,60	0,13	238,46	237,30	0,49	238,11	237,80	0,13
Temperatura condensado a HTR-11 (F)	237,92	239,90	0,83	238,46	239,00	0,23	240,26	239,60	0,27	239,67	240,20	0,22
Temperatura condensado a HTR-12 (F)	291,92	291,40	0,18	291,74	290,20	0,53	293,36	291,00	0,80	293,96	291,70	0,77
Temperatura condensado de HTR-12 (F)	361,40	362,20	0,22	358,34	360,80	0,69	361,22	361,80	0,16	360,85	362,60	0,49
Temperatura drenaje HTR-12 (F)	298,22	301,40	1,07	298,40	300,20	0,60	301,82	301,00	0,27	302,34	301,70	0,21
Temperatura drenaje HTR-11 (F)	244,22	249,90	2,33	246,38	249,00	1,06	246,92	249,60	1,09	247,93	250,20	0,92
Temperatura drenaje HTR-9 (F)	198,68	202,70	2,02	199,04	201,90	1,44	200,84	202,50	0,83	197,58	203,00	2,74
Temperatura drenaje HTR-8 (F)	153,68	158,60	3,20	151,34	157,70	4,20	154,76	158,60	2,48	155,23	158,60	2,17
Temperatura drenaje HTR-7 (F)	102,92	105,70	2,70	95,54	99,15	3,78	105,44	108,10	2,52	105,30	101,50	3,60
Caudal agua de alimentación (lbm/h)	<b>5469668,67</b>			<b>5371503,44</b>			<b>5439796,03</b>			<b>5496483,50</b>		
Caudal a SJAE (lbm/h)	5250,00			5250,00			5250,00			5250,00		
Caudal a CRD (lbm/h)	<b>11644,82</b>			<b>11069,41</b>			<b>11882,92</b>			<b>12057,08</b>		
Potencia eléctrica (MW)	463	465,3	0,50	454,92	457,3	0,52	461,4	462,49	0,24	467,1	467,9	0,17
Potencia reactiva (MVA)	72,7			83,69			35,05			54,06		
Potencia aparente (MVA)	468,672903			462,5540212			462,729362			470,2179214		
fdp (-)	<b>0,9879</b>			<b>0,9835</b>			<b>0,9971</b>			<b>0,9934</b>		

medidos no son excesivas. En aquellos casos en los que estas desviaciones resultaron más acusadas, se demostró que los valores instrumentados eran erróneos.

Una vez visto esto, es aún más llamativo que los resultados de otras investigaciones, en las que se proponen métodos mejorados fundamentalmente para el cálculo de las temperaturas en la cadena de calentadores, presenten desviaciones mucho más acusadas. Esto sólo puede ser debido a una simplificación excesiva del proceso en sí.

Mediante un modelo riguroso como el presentado, e introduciendo mejoras en los cálculos que tengan en cuenta el funcionamiento de la instalación en condiciones diferentes a las de diseño, es de esperar que las desviaciones puedan reducirse. Si bien es cierto que deberá evaluarse si merece la pena introducir un modelo más complejo en función de las mejoras obtenidas.

De este modo, y teniendo en cuenta las simplificaciones de cálculo obtenidas, resultará cuando menos interesante determinar las reducciones en las desviaciones admitiendo que los TTD y DCA de los calentadores de agua de alimentación no son constantes. Por otro lado, deberá estudiarse la conveniencia del uso de la Ley de Stodola, fundamentalmente en la turbina de HP y en la descarga al condensador principal, donde, en rigor, no es aplicable [2].

## 6. Referencias

- [1] STODOLA, A., *Steam and gas turbines : with a supplement on the prospects of the thermal prime mover*. 1927, New York: McGraw-Hill.
- [2] COOKE, D.H., *On Prediction of Off-Design Multistage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985. **107**(3): p. 596-606.
- [3] BONZANI, G., MARTELLI, F., and SENIS, R., *Studies on the expansion of wet steam in nuclear turbines*. Journal Name: Termotecnica (Milan), v. 29, no. 5, pp. 265-282, 1975.
- [4] KLEITZ, A. and DOREY, J., *Instrumentation for wet steam*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004. **218**(8): p. 811-842.
- [5] WROBLEWSKI, W., DYKAS, S., and GEPERT, A., *Steam condensing flow modeling in turbine channels*. International Journal of Multiphase Flow, 2009. **35**(6): p. 498-506.
- [6] HARY, C.P., *Steam quality measurements using a radioactive tracer*, 1959, Monterey, California: US Naval Postgraduate School.
- [7] FOURNIER, R., THIBODEAU, M., and FRENCH, C.T., *Measurement of steam generator or reactor vessel moisture carryover using a non-radioactive chemical tracer*. International Conference on Nuclear Engineering, Proceedings, ICONE, 2009. **3**: p. 459--467.
- [8] BAILY, F.G., BOOTH, J.A., COTTON, K.C., and MILLER, E.H., *Predicting the Performance of 1800-rpm Large Steam Turbine Generators Operating with Light-Water-Cooled Reactors*. GET-6020, 1973.
- [9] ASME, *Performance test code 6 on steam turbines (Revision of ASME PTC 6-1976)*. 2004: American Society of Mechanical Engineers. 114.
- [10] COLONNA, P. and VAN PUTTEN, H., *Dynamic modeling of steam power cycles.: Part I—Modeling paradigm and validation*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(2-3): p. 467-480.
- [11] VAN PUTTEN, H. and COLONNA, P., *Dynamic modeling of steam power cycles: Part II - Simulation of a small simple Rankine cycle system*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(14-15): p. 2566-2582.
- [12] MEDINA-FLORES, J.M. and PICÓN-NÚÑEZ, M., *Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines*. Chemical Engineering Science, 2010. **65**(9): p. 2811-2820.
- [13] HEO, G. and CHANG, S.H., *Comparative study on state analysis of BOP in NPPs*. IEEE Transactions on Nuclear Science, 2003. **50**(4): p. 1271-1281.
- [14] TEYSSEDOU, A., DIPAMA, J., HOUNKONNOU, W., and AUBÉ, F., *Modeling and optimization of a nuclear power plant secondary loop*. Nuclear Engineering and Design, 2010. **240**(6): p. 1403-1416.
- [15] KUPPAN, T., *Heat exchanger design handbook*, in *Mechanical Engineering 2000*, Marcel Dekker, Inc.
- [16] KLEIN, S.A., *Engineering Equation Solver*, 2010, F-Chart Software.
- [17] WAGNER, W. and PRUSS, A., *The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use*. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 2002. **31**(2): p. 387-535.
- [18] COTTON, K.C., *Evaluating and improving steam turbine performance*. 2nd ed. 1993, Rexford, N.Y.: Cotton Fact.
- [19] MARTIN, H.M., *Labyrinth packings*. Engineering, 1908. **1**(908): p. 1.