

Consideraciones para definir gas ideal o real en el trabajo específico del compresor

Considerations for defining ideal or real gas on the compressor's specific work

Alexander Lorenzo Ramírez^I; Tirso Lorenzo Reyes Carbajal^{II,*}; Marbelio Santos Hernández^I

^IInstituto Técnico Militar “José Martí”, ITM. La Habana, Cuba

^{II}Instituto Superior Politécnico “José Antonio Echeverría”, Cujae. La Habana, Cuba

* Autor de la correspondencia: revestirso08@gmail.com

Recibido: 10 de abril de 2026

Aprobado: 20 de agosto de 2026

Este documento posee una [licenciaCreativeCommonsReconocimiento-NoComercial4.0internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



RESUMEN/ABSTRACT

En el cálculo de compresores alternativos multietapa, la decisión de modelar el gas como ideal o real carece de un criterio cuantitativo exacto, lo que puede introducir errores significativos en la estimación de la potencia demandada. Para solventar esta limitación, el trabajo desarrolló una metodología que determina el coeficiente politrópico n y el factor de compresibilidad Z . Comparando el trabajo específico estimado mediante ambos modelos y fijando una tolerancia del 1,5 %, se estableció que cuando $|Z-1|$ supera el valor de 0,015, el error del modelo de gas ideal excede dicho límite. La validación en un compresor de cinco etapas (0,09 a 19,71 MPa) mostró desviaciones del 3,67 % en la etapa final, demostrando la necesidad del modelo real. Se propuso un procedimiento para seleccionar el modelo de estado más adecuado en función del umbral definido.

Palabras clave: compresor alternativo multietapas, coeficiente de compresión politrópico, factor de compresibilidad Z .

In the calculation of multistage reciprocating compressors, the decision to model the gas as ideal or real lacks a precise quantitative criterion, which can introduce significant errors in the estimation of the power demand. To overcome this limitation, this work developed a methodology that determines the polytropic coefficient n and the compressibility factor Z . Comparing the specific work estimated by both models and setting a tolerance of 1.5%, it was established that when $|Z-1|$ exceeds the value of 0.015, the error of the ideal gas model exceeds this limit. Validation on a five-stage compressor (0.09 to 19.71 MPa) showed deviations of 3.67% in the final stage, demonstrating the need for the real model. A procedure was proposed to select the most suitable state model based on the defined threshold.

Keywords: compressibility factor Z , multistage reciprocating compressor, polytropic compression coefficient.

INTRODUCCIÓN

Los compresores son parte esencial de la industria moderna, su uso es amplio y abarca desde sistemas de refrigeración domésticos hasta instalaciones de separación de aire. Estos equipos son grandes consumidores energéticos pudiendo consumir hasta el 90 % del total del consumo de una instalación [1], por lo que es preciso corregir desviaciones en los análisis durante el cálculo de la potencia necesaria para su trabajo.

Cómo citar este artículo:

Alexander Lorenzo Ramírez y otros. Consideraciones para definir gas ideal o real en el trabajo específico del compresor. Ingeniería Energética. Vol. 47(2026): publicación continua. ISSN 1815-5901.

Sitio de la revista: <https://rie.cujae.edu.cu/index.php/RIE/index>

En Termodinámica, generalmente, se toman algunas consideraciones con el fin de simplificar los cálculos, una de ellas es analizar los gases como ideales teniendo en cuenta las condiciones de estado las cuales son válidas para bajas presiones y altas temperaturas, pero, al tratar gases a presiones elevadas su comportamiento difiere significativamente del de los gases ideales siendo necesario ajustar los cálculos y analizar el comportamiento de estos según las ecuaciones de estado para los gases reales. El gas ideal es un estado donde la presión tiende a cero y volumen específico tiende a infinito, un gas real solo aproxima la ecuación ideal, pero no se vuelve ideal en sentido estricto [2].

Uno de los criterios establecidos para ello es cuán lejos están los valores de presión y temperatura de sus valores en el punto crítico, otro criterio se basa en las presiones y temperaturas reducidas, P_r y T_r , del gas en cuestión, valores que tienen en cuenta también la presión y temperatura crítica (o pseudocrítica) del gas definiendo un comportamiento ideal para $P_r \ll 1$ y $T_r > 2$. Este criterio es válido y comúnmente suficiente para determinar el comportamiento de un gas, pero resulta poco exacto teniendo en cuenta que no se define con exactitud a partir de cual valor $P_r \ll 1$. En un compresor alternativo multietapas, donde se eleva la presión desde 0,09 hasta 19,71 MPa, para decidir modelar el gas como ideal o real no se aplica una regla fija, la literatura deja claro que la decisión depende de cuánto se alejan las propiedades del gas del comportamiento ideal en las condiciones reales de presión y temperatura que se dan en cada etapa [3, 4].

Cuando se trabaja con gases naturales y relaciones de compresión altas, estas desviaciones afectan el trabajo de compresión, la temperatura de descarga, el caudal, la eficiencia, el reparto de las presiones intermedias e incluso la dinámica de apertura y cierre de las válvulas, sobre todo en las etapas de alta presión [3, 5, 6]. Esto último es particularmente relevante porque un mal reparto de presiones no solo afecta la eficiencia, sino que puede someter a las etapas finales a cargas térmicas y mecánicas para las que no fueron diseñadas. El criterio de decisión más directo al revisar los trabajos es el factor de compresibilidad Z . Si Z se mantiene cercano a 1 a lo largo de todo el recorrido termodinámico de una etapa, el modelo de gas ideal suele ser suficiente; si Z se aparta de forma apreciable, hay que pasar a gas real [4, 7].

La no idealidad se intensifica al subir la presión y bajar la temperatura, y se vuelve especialmente importante al acercarnos al punto crítico o a la curva de saturación del gas [4, 7]. Pero, incluso valores de Z que no están muy alejados de 1, (0.85 - 0.90), pueden traer errores considerables en propiedades derivadas como la capacidad calorífica. En la compresión multietapa con enfriamiento intermedio, el modelo ideal falla en las regiones de alta presión y baja temperatura. Tampoco acierta al predecir la presión intermedia óptima que minimiza el trabajo total, porque la condición de igualdad de relaciones de compresión que dicta el modelo ideal deja de ser válida cuando el gas se aparta de la idealidad [8].

En compresores alternativos, usar una ecuación de estado real queda plenamente justificado cuando la relación de compresión global es grande y el gas entra con poco sobrecalentamiento, una situación bastante típica en la industria. Se entiende que el sobrecalentamiento aleja al gas de la zona de comportamiento real; si ese margen no existe, el modelo ideal no es suficiente. Respecto a qué cambia en la práctica cuando se pasa a gas real, en metano y gas natural los modelos que emplean ecuaciones de estado como AGA8 o bases de datos termofísicas como REFPROP se han convertido en referencia porque reproducen mucho mejor los datos experimentales y el desempeño real del compresor que el modelo de gas ideal [5, 9, 10].

Dependiendo del fluido y del objetivo del cálculo, también se recurre a otras ecuaciones de estado como Benedict-Webb-Rubin o Peng-Robinson, cada una con sus ventajas y limitaciones [4, 11, 12]. Aquí hay un punto interesante, la elección de la ecuación no es inocua y arrastra consigo compromisos entre precisión, costo computacional y disponibilidad de datos, algo que a veces se omite en los estudios paramétricos. Los errores que introduce el modelo ideal, además, no afectan por igual a todas las variables. En algunos estudios sobre compresores reciprocantes se ha visto que la temperatura y la transferencia de calor se sobreestiman con gas ideal, mientras que la presión, las pulsaciones o el movimiento de las válvulas apenas cambian; en otros trabajos, en cambio, el caudal, la potencia indicada y la eficiencia volumétrica sí muestran diferencias importantes [10, 13].

Para metano en compresores multietapa que operan hasta 20–25 MPa, la influencia del comportamiento real se vuelve más notable en las etapas de alta presión y en la manera en que se redistribuyen las presiones intermedias [3]. Esta disparidad entre variables sugiere que no basta con corregir Z , hay que revisar si la ecuación de estado que se adopta es capaz de capturar correctamente las derivadas termodinámicas que gobiernan cada fenómeno.

En síntesis, para un compresor alternativo multietapas que comprime de 0,09 a 19,71 MPa, el criterio que se impone es verificar si Z y las demás propiedades termodinámicas permanecen cercanas a la idealidad en cada etapa; si no lo hacen, y en especial en las etapas finales, el cálculo debe abordarse necesariamente como gas real. Las consideraciones clave que hay que tener presentes son: la presión y temperatura de trabajo en cada etapa, la cercanía a la región crítica, la composición exacta del gas, el efecto sobre las presiones intermedias, el trabajo de compresión, la temperatura de descarga, el caudal, la eficiencia volumétrica y la validación de todo ello con una ecuación de estado adecuada al sistema que se está modelando [8, 12, 14]. Concluyendo, de estos trabajos se infiere que, en condiciones extremas como las de este compresor, forzar el modelo ideal es un ahorro de cálculo que influye directamente en la confiabilidad del diseño.

MATERIALES Y MÉTODOS

Como objeto de estudio se tomó un compresor alternativo de cinco etapas con refrigeración después de cada etapa de compresión y una eficiencia de 0,82, el cual se emplea en una unidad móvil de separación de aire empleada para obtener oxígeno y nitrógeno líquido, el aire se comprime desde $P = 0,09$ MPa hasta 19,71 MPa con un caudal de 220 m³/h. A partir de la primera ley de la termodinámica para un volumen de control en régimen estacionario, el trabajo reversible de compresión por unidad de masa se define mediante la ecuación (1):

$$w = \int_1^2 v dP \quad (1)$$

Donde v es el volumen específico del gas de trabajo, P es la presión y w el trabajo específico. Para un proceso politrópico, donde la presión y el volumen específico se relacionan mediante $pV^n = C$ y utilizando la ecuación de estado del gas ideal $pV = RT$, la integración de la ecuación (1), entre los estados de succión (1) y descarga (2) conduce a la ecuación (2), del trabajo específico:

$$w = \frac{n}{n-1} RT \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2)$$

Donde n es el coeficiente de compresión politrópica, R es la constante del aire, T la temperatura de succión en la etapa correspondiente, p_2 y p_1 la presión de descarga y de succión de cada etapa, respectivamente, siendo esta la base de la forma diferencial para régimen transitorio. A esta ecuación se le incorpora el factor de compresibilidad Z para analizar el aire como un gas real y establecer la comparación de los resultados, quedando como se muestra en la ecuación (3):

$$w = \frac{n}{n-1} RT \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] Z \quad (3)$$

Secuencia de cálculo

Cálculo del coeficiente de compresión politrópica (n)

El primer paso es hallar n , el cual se calcula a través de datos experimentales empleando la ecuación (4):

$$n = \frac{\ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)}{\ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) - \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (4)$$

Donde T_2 y T_1 son la temperatura de descarga y de succión de cada etapa, respectivamente. Las temperaturas de succión/descarga de cada etapa en grados Kelvin (K) y las presiones absolutas de succión/descarga en megapascuales (MPa) se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Temperaturas de succión y descarga por etapas

Etapa	T ₁	T ₂	p ₁	p ₂
1	301,15 K	416,23 K	0,09 MPa	0,370.09 MPa
2	324,38 K	456,83 K	0,37 MPa	1,17 MPa
3	332,26 K	457,14 K	1,17 MPa	3,72 MPa
4	332,1 K	423,74 K	3,72 MPa	8,62 MPa
5	325,16 K	422,33 K	8,62 MPa	19,71 MPa

Sustituyendo estos valores en la ecuación (3), el resultado es el siguiente: $n_1 = 1,32$; $n_2 = 1,42$; $n_3 = 1,38$; $n_4 = 1,41$; $n_5 = 1,46$.

Determinación del factor de compresibilidad Z

Para hallar el factor de compresibilidad Z se necesita calcular la presión reducida P_r y temperatura reducida T_r de succión/descarga para cada etapa de compresión a través de las ecuaciones (5 y 6):

$$P_r = \frac{P}{P_{sc}} \quad (5)$$

$$T_r = \frac{T}{T_{sc}} \quad (6)$$

Donde P_{sc} y T_{sc} son la presión y temperatura pseudocrítica del aire, respectivamente. P es la presión correspondiente a la etapa (succión y descarga) al igual que T, valores que están en la tabla 1. La presión y temperatura pseudocrítica del aire son $P_{sc} = 3,697$ MPa, $T_{sc} = 132,5$ K. Sustituyendo estos valores en las ecuaciones (4 y 5) se obtienen los valores mostrados en las tablas 2 y 3:

Tabla 2. Presiones reducidas por etapa

Etapa	P _{r1}	P _{r2}
1	0,024	0,1
2	0,1	0,316
3	0,316	1,006
4	1,006	2,331
5	2,331	5,331

Tabla 3. Temperaturas reducidas por etapa

Etapa	T _{r1}	T _{r2}
1	2,275	3,141
2	2,448	3,447
3	2,507	3,450
4	2,506	3,198
5	2,454	3,187

Donde P_{r1} , P_{r2} , T_{r1} y T_{r2} son las presiones y temperaturas reducidas de succión y descarga, respectivamente, por etapas. Con las coordenadas (P_{r1} ; T_{r1}), (P_{r2} ; T_{r2}) se buscan los valores del factor Z para la succión y descarga de cada etapa, luego se halla la media aritmética de estos dos valores resultando este el valor Z para cada etapa denominado aquí como Z_{prom} . Para hallar el valor de Z se emplea la tabla 2-169, del factor de compresibilidad Z para fluidos simples que aparece en el *Perry's chemical engineer's handbook* [15]. Tomando las coordenadas (P_{r1} ; T_{r1}), (P_{r2} ; T_{r2}) correspondiente a cada etapa se obtienen los valores de Z_{prom} mostrados en la tabla 4 y en la figura 1.

Tabla 4. Z_{prom} por etapas

Etapas	Z_{prom}
1	1,0001
2	1,001
3	1,0041
4	1,0097
5	1,0367

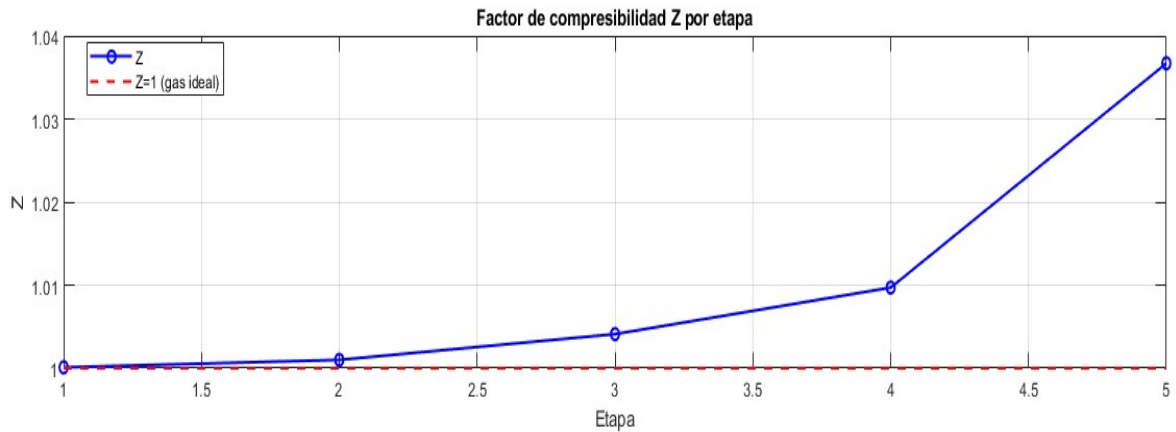


Fig. 1. Factor de compresibilidad Z por etapas. [Fuente: elaboración propia: Matlab R2024a]

En la figura se aprecia el aumento gradual del factor de compresibilidad en relación directa con el aumento de la presión por etapas (figura 1), a partir de la tercera etapa el aumento es mayor debido a las altas presiones de trabajo, superiores a 3,72 MPa. En la figura 2, se observa la desviación $|Z-1|$ la cual es significativa a partir de la cuarta etapa donde supera el umbral de 1,5 %.

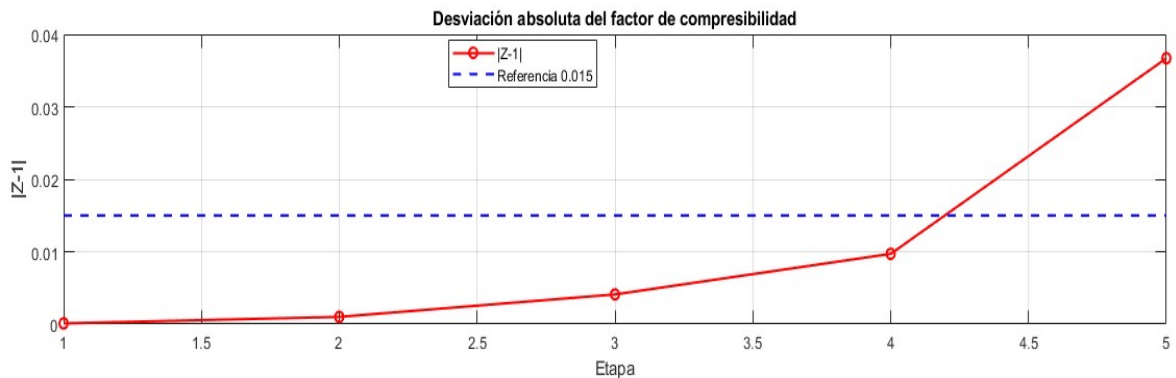


Fig. 2. Desviación $|Z-1|$ por etapas para el compresor. [Fuente: elaboración propia: Matlab R2024a]

Cálculo del trabajo por etapas

Para el cálculo del trabajo se emplean las ecuaciones (1 y 2) las cuales permiten obtener el trabajo específico por etapas, para obtener la potencia demandada se emplea la ecuación (7):

$$W = w \cdot m \quad (7)$$

Donde “W” es la potencia demandada y “m” el flujo másico el cual se calcula según la ecuación (8):

$$m = \rho_1 V_1 \quad (8)$$

“ V_1 ” es el caudal volumétrico aspirado en la primera etapa, 220 m³/h (0,0611 m³/s), ρ_1 es la densidad del aire en las condiciones de succión. Teniendo en cuenta que la densidad es el inverso del volumen específico, (ver ecuación (9)):

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (9)$$

Y empleando la ecuación (10), de estado para los gases ideales se tiene:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (10)$$

P_1 es la presión de succión de la primera etapa, T_1 la temperatura de succión en la misma etapa, sustituyendo los valores en la ecuación (9) se obtiene $\rho_1 = 1,134$ kg/m³. Con el valor de la densidad del aire calculado y el caudal volumétrico se sustituye en la ecuación (7) y obtenemos un flujo másico igual a 0.069 kg/s. Teniendo estos datos se sustituye en las ecuaciones (1, 2, 6) y se obtiene la potencia por etapa reflejada en la tabla 5 y en la figura 3:

Tabla 5. Potencia por etapas (kW)

Etapas	Potencia ideal	Potencia real	Desviación (%)
1	9,76	9,76	0,01
2	9,13	9,14	0,1
3	10,19	10,23	0,41
4	6,5	6,56	0,97
5	6,32	6,55	3,67

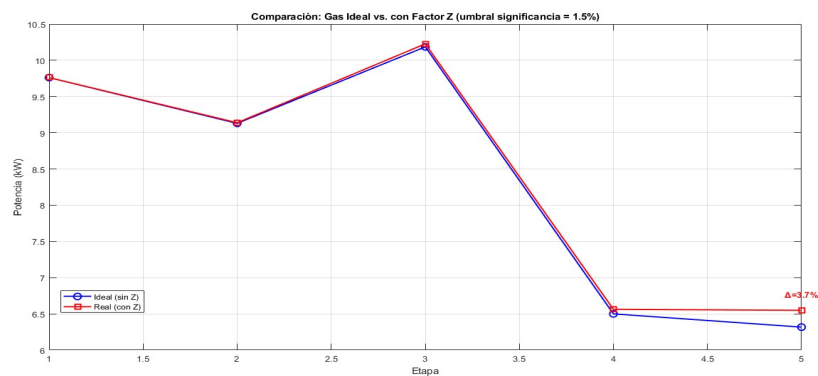


Fig. 3. Comportamiento de la potencia por etapas evaluada para el gas ideal y real. [Fuente: elaboración propia: Matlab R2024a]

En la figura 3, se aprecia que la diferencia entre la potencia calculada para el gas ideal y el real no difieren significativamente entre la primera y la cuarta etapa en las cuales la diferencia no supera el 1 %, es en la última etapa donde se observa una diferencia considerable superior al 3 %. Con los resultados se observa claramente que, para la potencia de la quinta etapa, al emplear el factor de compresibilidad Z , la desviación del cálculo es del 3,67 %. Para definir el umbral a partir del cual es recomendable analizar los gases como reales se evalúan estos valores para 10 umbrales $|Z-1|$ entre 0,0097y 0,0367 mostrados en la tabla 6 y se determina cuando la desviación supera el 1,5 %, el resultado es el que se da en la tabla 6.

Tabla 6. Análisis de la desviación superior al 1,5 % en la potencia demandada por el compresor para diferentes valores de $|Z-1|$

$ Z-1 $	0,0097	0,0127	0,0157	0,0187	0,0247	0,03	0,0367
Potencia ideal, kW							
9,76	9,854	9,884	9,913	9,943	10,001	10,059	10,118
9,13	9,219	9,246	9,273	9,3	9,356	9,41	9,465
10,19	10,289	10,319	10,35	10,381	10,441	10,503	10,564
6,5	6,563	6,583	6,602	6,622	6,601	6,699	6,739
6,32	6,381	6,4	6,419	6,438	6,476	6,514	6,552

Es visible que, a partir de $|Z-1| = 0,015$, la desviación en el cálculo supera el 1,5 % por lo que se define este como el máximo permisible para determinar el uso de ecuaciones de gases reales en los cálculos de ingeniería.

RESULTADOS

A continuación, se exponen de forma ordenada los resultados obtenidos al aplicar la secuencia de cálculo descrita en el apartado anterior. Se presentan, sucesivamente, el coeficiente politrópico por etapa, los factores de compresibilidad promedio y las potencias de compresión derivadas de los modelos ideal y real, así como el análisis de sensibilidad realizado para identificar el umbral crítico.

- El coeficiente de compresión politrópica por etapas resultó: $n_1 = 1.32$, $n_2 = 1.42$, $n_3 = 1.38$, $n_4 = 1.41$, $n_5 = 1.46$. Estos se obtuvieron empleando la ecuación (4) y los valores en la tabla 1.
- El factor de compresibilidad por etapas: $Z_1 = 1.0001$, $Z_2 = 1.001$, $Z_3 = 1.0041$, $Z_4 = 1.0097$, $Z_5 = 1.0367$.
- Potencia calculada por etapa, ideal y real (ver Tabla 5, página 7):
- Desviación de la potencia para distintos $|Z - 1|$ (ver Tabla 6, página 8):

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Mostrados los resultados se hace un análisis de su significado físico, se comparan con los criterios convencionales de idealidad termodinámica y se discuten las implicaciones prácticas que tiene la aplicación del umbral $|Z-1| = 0,015$ en el diseño de compresores multietapa.

Coefficiente de compresión politrópica n

En los libros de texto se establece que el coeficiente de compresión politrópica, que responde a una compresión donde $pV^n = C$, es un valor adimensional definido por las propiedades p , V y T y que se emplea, en el caso de los compresores, en un proceso de compresión donde el gas de trabajo es enfriado entre etapas o que realiza algún intercambio de calor con el medio, contrario al proceso de compresión adiabático donde no existe intercambio alguno y el gas alcanza la mayor temperatura posible debido a la compresión pero sin llegar al caso isotérmico (ideal) donde se asume que el gas es enfriado hasta la temperatura inicial y el trabajo realizado por el compresor es el mínimo posible. Normalmente se establece $1 \leq n \leq k$, siendo $k = 1.4$ el coeficiente de compresión adiabática y $n = 1$ el coeficiente de la compresión isotérmica.

En los resultados mostrados se observa que para las etapas 2, 4 y 5 el valor de $n > k$ lo que no es un error en el cálculo ni una imposibilidad como en el caso de una compresión adiabática [16]. Los coeficientes politrópicos obtenidos ($n_2=1.42$, $n_4=1.41$ y $n_5=1.46$) resultan mayores que el coeficiente isoentrópico del aire ($k=1.4$). Este resultado, aunque contraintuitivo a primera vista, es físicamente consistente en compresores reales con enfriamiento intermedio. Para aclarar su significado, se recurre a la ecuación (11), de la energía, Q , para un gas ideal (etapas 2 y 4)

$$Q = w \cdot c_p (T_2 - T_1) \quad (11)$$

Siendo c_p la capacidad calorífica a presión constante para el aire, w la masa de aire que se comprime, T_1 y T_2 las temperaturas de succión y descarga de la etapa correspondiente, respectivamente.

Y se emplea, para la quinta etapa, la ecuación (12):

$$Q = H_2 - H_1 \quad (12)$$

Siendo H_1 y H_2 la entalpía del aire antes y después de la compresión, respectivamente. Al realizar el cálculo se observa un valor positivo para estas etapas lo que significa que el aire absorbe más calor durante la compresión en estas que en las que n resulta menor a 1,4 (etapas 1 y 3). En el caso de la primera etapa se tiene la temperatura de descarga más baja y en la tercera etapa la temperatura de succión más alta lo que reduce considerablemente la diferencia de temperatura. El exponente politrópico n no es una propiedad del gas, sino un índice empírico que ajusta la trayectoria real del proceso [17]. Cuando $n > k$, significa que el calor neto transferido hacia el sistema (desde los alrededores) más el calor generado por las irreversibilidades internas (fricción) supera al calor cedido al refrigerante intermedio. En otras palabras, la generación de entropía debida a la fricción mecánica y a los gradientes de presión en las válvulas es lo suficientemente elevada como para que el gas experimente un incremento de temperatura mayor que en una compresión isoentrópica, a pesar de la refrigeración. Por tanto, $n > k$ indica un aporte neto de energía térmica al gas (proveniente de la disipación viscosa y la irreversibilidad interna) que no es completamente evacuado por el enfriamiento intermedio, y no una simple absorción de calor pasiva.

Este fenómeno es bien conocido en la literatura [18-21], puede comprobarse empleando las ecuaciones de balance de entropía, de energía y refleja el aumento de la temperatura de descarga real por encima de la isoentrópica.

Factor de compresibilidad Z

El factor de compresibilidad Z va haciéndose mayor a medida que la presión aumenta en las etapas lo que corresponde a presiones reducidas mayores y cada vez más cerca de 1 y superiores (1,006 en la descarga de la tercera etapa hasta 5,331 en la última, tabla 2). Esto se alinea con el criterio de que los gases ideales se consideran así para presiones reducidas $Pr \ll 1$. Como las temperaturas se mantienen dentro de un rango establecido sin aumentar considerablemente, solo la presión, en este caso, influye en el aumento de Z . Se observa que a partir de la cuarta etapa $|Z-1|$ se acerca a la unidad porcentual (0,97, tabla 4) y en la quinta etapa supera el umbral del 1,5 % correspondiendo al aumento de la presión de 8,62 MPa a 19,71 MPa (ver tabla 1).

CONCLUSIONES

Se establece un criterio cuantitativo y objetivo ($|Z-1| = 0,015$) para decidir el uso de ecuaciones de gas real, garantizando que el error en el cálculo de potencia no supere el 1,5 %. A diferencia de los criterios generales difusos ($Pr \ll 1$ y $T_r > 2$), este umbral está directamente acoplado a la variable de interés en la ingeniería, el trabajo. Se demuestra que las etapas 1 a 4 pueden resolverse con el modelo de gas ideal, mientras que la quinta etapa exige el modelo real. Se recomienda incorporar esta metodología en los procedimientos de cálculo para compresores que operen a presiones superiores a 8 MPa. Se sugiere reajustar el umbral si la eficiencia real difiere de la asumida o si la tolerancia de diseño es más estricta (por ejemplo, < 1 %).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] González, J., *et al.* "La exergía en función de la eficiencia politrópica de un compresor centrífugo multietapa,". Journal of energy, engineering optimization and sustainability (JEEOS). 2019, vol. 3, n. 3, p. 1-22. ISSN 2448-8186. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/descarga/articulo/9493805.pdf>
- [2] Yang, L., *et al.* "Re-recognition of the ideal gas and real gas". Arxiv. 2023. Disponible en: <https://arxiv.org/pdf/2303.01305>
- [3] Kotlov, A., and Kuznetsov, L. "Theoretical study of gas parameters influence on reciprocating compressor performance intended for NGV-refueling compressor station,". IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019, vol. 643, n. 1. ISSN 1757-8981. Disponible en: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/643/1/012145>
- [4] Taleb, A., *et al.* "Simulation of thermally induced thermodynamic losses in reciprocating compressors and expanders: Influence of real-gas effects,". Applied Thermal Engineering, 2022. ISSN 1359-4311. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431122006822?via%3Dihub>
- [5] Niazmand, A., *et al.* "Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models,". International Journal of Refrigeration. 2015, vol. 56, p. 186-197. ISSN 0140-7007. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700714003156?via%3Dihub>
- [6] Solovyeva, O., *et al.* "The influence of reality gas calculation methods on the gasdynamic characteristics of a gas pumping unit centrifugal compressor,". Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024, vol. 8, n. 3, p. 61-68. ISSN 2588-0373. Disponible en: https://journals.omgtu.ru/index.php/onv_ariem/article/view/1767/1560.
- [7] Shirullah, R. and Muhammad, H. "Comparing of perfect gases and real gases,". Bulletin of Toraighyrov University. Chemistry & Biology series. 2023, n. 2. ISSN 2710-3544. ISSN 2710-3544. Disponible en: https://vestnik-cb.tou.edu.kz/storage/articles/8e9c4f421fff2ab7d8c1117cdfae516/Shirullah_R.,_Muhammad_H.,_%D0%92%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%BD%D0%B8%D0%BA_%D0%A5%D0%B8%D0%BC-%D0%B1%D0%B8%D0%BE%D0%BB.,_2-2023._%D0%A5%D0%B8%D0%BC%D0%B8%D1%8F.pdf.
- [8] Jarungthammachote, S. "Optimal interstage pressures of multistage compression with intercooling processes,". Thermal Science and Engineering Progress. 2022. ISSN 2451-9057. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2451904922000105?via%3Dihub>.
- [9] Niazmand, A., *et al.* "Exergy analysis and entropy generation of a reciprocating compressor applied in CNG stations carried out on the basis models of ideal and real gas,". Applied Thermal Engineering. 2017, vol. 124, p. 1279-1291. ISSN 1359-4311. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431117322226?via%3Dihub>.

- [10] Liu, Z., *et al.* "Analysis of Pressure Pulsation Influence on Compressed Natural Gas (CNG) Compressor Performance for Ideal and Real Gas Models,". Applied Sciences. 2019, vol. 9, n. 5. ISSN 2076-3417. Disponible en: <https://www.mdpi.com/2076-3417/9/5/946>
- [11] Hurda, L., and Matas, R. "Radial compressor test data processing with real gas equation of state,". 18th Conference of Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Mechanics, Las Vegas, Estados Unidos, 2019. Disponible en: <https://pubs.aip.org/aip/acp/article/2189/1/020009/791606/Radial-compressor-test-data-processing-with-real>.
- [12] Sokolov, M., *et al.* "Investigation of the real gas conversion method for a low-temperature methane compressor,". IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020, vol. 1001, n. 1, p. 11. ISSN 1757-899X. Disponible en: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1001/1/012011>.
- [13] Arqam, M., *et al.* "Real gas model for an electric swashplate refrigeration compressor,". International Journal of Refrigeration. 2020, vol. 118, p. 210-219. ISSN 0140-7007. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2451904922000105?via%3Dihub>.
- [14] Kotlov, A., *et al.* "Prediction of multistage reciprocating compressor operation in different modes,". International Conference on Science and Applied Science (Icsas2020), Hunedoara, Rumania, 2020. Disponible en: <https://pubs.aip.org/aip/acp/article-abstract/2285/1/030019/602244/Prediction-of-multistage-reciprocating-compressor?redirectedFrom=fulltext>.
- [15] Perry, J. "Perry's Chemical Engineers' Handbook". McGraw-Hill Education. Estados Unidos. ed. 9, 2019. ISBN 9-7800-7183-408-7. Disponible en: <https://www.accessengineeringlibrary.com/binary/mheaeworks/eb04e4b5528444e6/c6ad8abfe2b122f6e824008c3bfc2716ac8bf688739a593adf279b97a02ea753/book-summary.pdf>.
- [16] Evenko, V. "Assessment of the thermodynamic perfection of compressors and compressor plants,". Chemical and Petroleum Engineering. 1999, vol. 35, n. 11, p. 687-695. ISSN 0009-2355. Disponible en: <https://link.springer.com/article/10.1007/bf02365732>.
- [17] Moñino, A., *et al.* "Thermodynamics of the OWC chamber: Experimental turbine performance under stationary flow,". Renewable Energy. 2020, vol. 155, p. 317-329. ISSN 1879-0682. Disponible en: https://www.pure.ed.ac.uk/ws/files/201453477/paperOWCThermoChamber05rev05clearoncolumn.pdf?utm_source=consensus.
- [18] Chen, H., *et al.* "The Influence of Variable Operating Conditions and Components on the Performance of Centrifugal Compressors in Natural Gas Storage Reservoirs,". Energies. 2025, vol. 18, n. 15. ISSN 1996-1073. Disponible en: https://www.mdpi.com/1996-1073/18/15/3930/pdf?version=1753274537&utm_source=consensus.
- [19] Weh, R., *et al.* "Nitrogen Rejection from Natural Gas by Dual Reflux-Pressure Swing Adsorption using Activated Carbon and Ionic Liquidic Zeolite". Separation and Purification Technology. 2020, vol. 235, p. 116-215. ISSN 1873-3794. Disponible en: https://api.research-repository.uwa.edu.au/ws/portalfiles/portal/78925947/May_N2_Rejection_by_DRPSA_revisedFinal_clean.pdf.
- [20] Taher, M., and Evans, F. "Centrifugal Compressor Polytropic Performance—Improved Rapid Calculation Results—Cubic Polynomial Methods,". International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power. 2021, vol. 6, n. 2. ISSN 2504-186X. Disponible en: <https://www.mdpi.com/2504-186X/6/2/15>.
- [21] Millar, D. "On the Determination of Efficiency of a Gas Compressor,". Energies. 2024, vol. 17, n. 13. ISSN 1996-1073. Disponible en: <https://www.mdpi.com/1996-1073/17/13/3260>.

CONFLICTO DE INTERESES

Los autores declaran que no existe conflicto de intereses.

CONTRIBUCIÓN DE LOS AUTORES

Alexander Lorenzo Ramírez: <http://orcid.org/0009-0009-1925-6480>

Diseño de la investigación, análisis previo el proceso físico, recolección de los datos, implementación de los modelos, análisis de los resultados, elaboración del estado del arte, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.

Tirso Lorenzo Reyes Carbajal: <http://orcid.org/000-0003-4699-0719>

Diseño de la investigación, análisis previo el proceso físico, recolección de los datos, implementación de los modelos, análisis de los resultados, elaboración del estado del arte, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.

Marbelio Santos Hernández: <http://orcid.org/0009-0003-6532-2633>

Diseño de la investigación, análisis previo el proceso físico, recolección de los datos, implementación de los modelos, análisis de los resultados, elaboración del estado del arte, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.