

دراسة طريقة رياضية لحساب الصمامات ذاتية التأثير للضواغط المكبسية ذات مراحل التبريد الصغيرة الحجم

الدكتور قمنى صافي اسبر^{*1}

الدكتور عواطف وحيد نصره^{**2}

(تاريخ الإيداع 13 / 8 / 2013. قُبل للنشر في 2013/12/31)

□ ملخص □

يهدف البحث إلى زيادة فعالية ووثوقية الصمامات وذلك بإيجاد طريقة رياضية تربط بارامترات الغاز مع الزمن. وتمّ على أساس هذا النموذج إنشاء طريقة لحساب عمل الصمامات والمبردات معاً، وذلك من خلال إنجاز المحاكاة العددية وتصميم برنامج لحساب هذه الصمامات. ومن ثمّ التوصل إلى الاستنتاجات والتوصيات التي تبيّن تأثير حجم المبرد وانتقال الحرارة على عمل الضاغط بالإضافة إلى دراسة عمل الضاغط ضمن الأنظمة المتغيرة.

الكلمات المفتاحية: نمذجة، صمامات ذاتية التأثير، ضواغط مكبسية، مراحل تبريد صغيرة الحجم.

*مدرسة في قسم البحرية - كلية الهندسة الكهربائية والميكانيكية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.
**مدرسة في قسم البحرية - كلية الهندسة الكهربائية والميكانيكية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

A Mathematical Way to Calculating the Self-Effective-Valve Piston Compressors of Small-Scale Refrigeration Stages

Dr. Mouna Safi Esber*
Dr. Awatef Wahid Nasra**

(Received 13 / 8 / 2013. Accepted 31 / 12 / 2013)

□ABSTRACT□

The research aims to increase the effectiveness and reliability of valves by finding a mathematical way that links gas parameters with time. On the basis of this model, a method was created to calculate the way valves and chillers work together, through the achievement of numerical simulation and design of the program for counting these valves. Then, in addition to examining the function of the compressor, we consider conclusions and recommendations that show the effect of radiator size and heat transfer on the performance of the compressor,

Keywords: Modeling, self-effective valves, piston compressors, small size cooling stages.

*Assistant Professor, Marine Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

**Assistant Professor, Marine Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

مقدمة:

تتصف الضواغط المكبسية ذات التدفقات الصغيرة للحجم بأنها ذات مقاسات صغيرة - كتلة نوعية منخفضة - فعالية عالية- نسبة انضغاط عالية في المرحلة الواحدة - حجم مبردات صغير، وهذا بدوره يؤدي إلى تغير الضغط بشكل كبير في مراحل الاتصال خلال مرور دورة عمل واحدة. أضف إلى ذلك أنها ذات حمولات كبيرة مما يستدعي استخدام صمامات ذات إحكامات عالية ومتانة كبيرة.

إن المواصفات المذكورة تجعل من الصعب تطبيق الطرق المدروسة سابقاً [1] لحساب حركة صمامات هذه الضواغط، ويعود ذلك إلى أن ضغط السحب أو الطرد يُعتبر ثابتاً في تلك الدراسات، واستخدام طريقة ايساكوف لحساب الضغط قبل الصمام أو بعده ممكنة، إلا أن تغيّر الضغط بين المراحل يبقى غير معروف.

أما تطبيق النموذج الرياضي لدراسة هذه الضواغط وفق بريلوفسكي وبلاستين وعدد آخر من الباحثين [2، 3، 4] غير ممكن لأن النموذج الوصف لهذه العمليات مُعقّد وصعب في ظل غياب المعطيات الكافية للتبادل الحراري، وصفات تدفق الغاز في الوصلات وإسطوانات الضاغط وبالتالي عدم قدرة هذه المعادلات على ربط جميع البارامترات الترموديناميكية في مختلف نقاط المخطط البياني.

لهذا كان لا بدّ من وضع طريقة رياضية لحساب هذه الصمامات والضواغط تأخذ بعين الاعتبار جميع العوامل الأساسية المؤثرة على عمل هذه الضواغط، وتسمح بحساب معاملات الفعالية.

إن الضاغط المدروس هو ضاغط مكبسي ذو ضغط عال وذو مرحلتي انضغاط. تُستخدم البنية الأساسية له في تصميم ضواغط أخرى ذات تدفقات صغيرة مع ضغط نهائي حتى (6 MPa).

أهمية البحث وأهدافه:

تتمثل أهمية البحث في كيفية زيادة الفعالية وبالدرجة الأولى وثوقية صمامات هذه الضواغط المتميزة بضغط الطرد العالي ومراحل الاتصال صغيرة الحجم، ودراسة تأثير حجم المبرد على عملها، ويتم ذلك بحل المسائل التالية:

- 1- إيجاد طريقة لحساب عمل الصمامات والمبردات معاً على أساس النموذج.
- 2- إنجاز التجارب العددية بهدف إيضاح العوامل المؤثرة على عمل الصمامات.
- 3- تصميم برنامج لحساب الصمامات على أساس الطريقة المقترحة.
- 4- تحليل العمل الفعلي للصمامات ذاتية التأثير أثناء العمل عند الأنظمة المتغيرة، وذلك باستخدام الضاغط الحقيقي.

طرائق البحث ومواده:

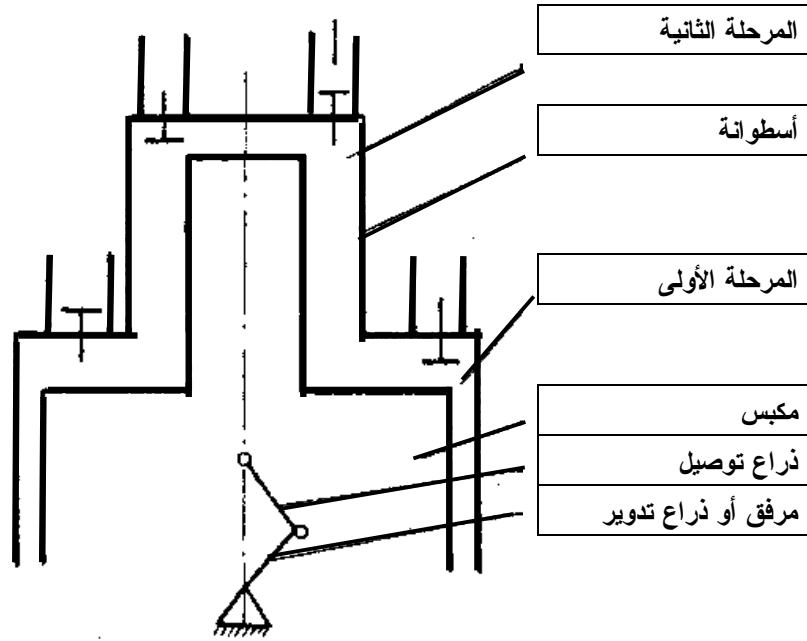
يتم دراسة عمل هذه الضواغط باستخدام نموذجين رياضيين:

- **النموذج الأول:** يعتمد هذا النموذج على المعلومات اللازمة لوصف العمليات الترموديناميكية خلال دورات عمل الضاغط وذلك بمساعدة الطرق المبنية على العملية البوليتروبية ومتوسط ضيعان الضغط في الصمامات حيث يتم تحديد التغير المتكرر للضغط دون القدرة على تحديد قيمته.

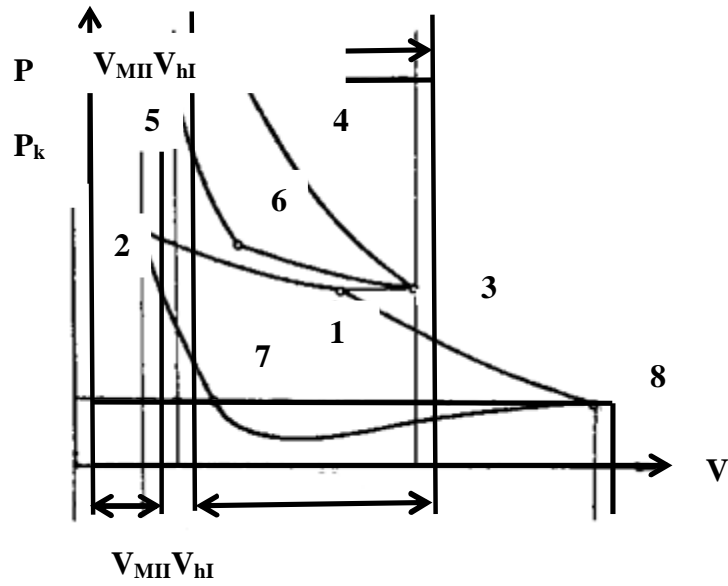
• **النموذج الثاني:** يتم وفق هذا النموذج اعتبار الضاغط حالة كتلة واحدة، وهذا النموذج مبني على العلاقات الترموديناميكية للتغير الكتلي وبالتالي الحصول على علاقة تغير بارامترات الغاز بالنسبة للزمن. حيث يتم وفق هذا النموذج إيجاد طريقة لحساب عمل الصمامات والوصلات معاً، وبالتالي إيضاح كافة العوامل المؤثرة على عمل الصمامات، ووضع برنامج خاص لحسابها.

النتائج والمناقشة:

تم وصف عمل الدورة الترموديناميكية للضاغط المبين في الشكل (1). حيث لا داعي للتوقف لتفسير الظواهر الفيزيائية الحاصلة أثناء عمليتي السحب والطرْد لأن ذلك موضح جيداً في المرجعين [5] و [6]، وللذان يُشيران إلى أن انغلاق الصمامات يحدث قبل أو بعد بلوغ المكبس للنقاط الميتة. يُبين الشكل (2) المخطط البياني لكلتا المرحلتين، بينما يُوضح الشكل (3) تغير الضغط في مراحل التبريد البيني (المبرد)، والذي سيُعرض لاحقاً.



الشكل (1): مخطط بسيط يبين العناصر الأساسية للضاغط.



الشكل (2): يبين مخطط بياني (دليلي) مشترك للمرحلتين الأولى والثانية.

(7-8) امتصاص (سحب)، (8-1) انضغاط، (1-2) انضغاط مع تمدد، (2-7) تمدد، (6-3) تمدد مع سحب، (3-4)

انضغاط، (4-5) طرد، (5-6) تمدد.

نلاحظ من المخطط البياني الموضح في الشكل (2) أنه في النقطة الميتة السفلى (8) يغلق صمام السحب وتبدأ عملية الانضغاط. يحدث في هذا الوقت تبادل حراري وكتلي. يفتح صمام الطرد عند بلوغ الضغط قيمة مساوية أو أكبر من الضغط الموجود في المبرد، حيث ينحدر الغاز في الفجوة المغلقة تحت تأثير فرق الضغط $(P - P_{مبرد})$. يكون في هذا الوقت صمام سحب المرحلة الثانية مغلقاً. إن انحدار جزء من الغاز في المبرد يؤدي إلى زيادة الضغط ودرجة الحرارة. وهكذا نجد أن عملية طرد الغاز يرافقها في نفس وقت واحد تغير بارامترات الغاز في الأسطوانة والمبرد، وهذا التغير قد يبلغ قيمة عظمى. قبل فتح صمام سحب المرحلة الثانية في النقطة (6) يحدث في المبرد انتقال حرارة، أما الانتقال الكتلي فهو معدوم، وهذا يُحدد بإحكامية الصمام. يتسرب الغاز على الجزء (3-6)، ويحدث هبوط شديد للضغط ولدرجة حرارة غاز التبريد $(T_{مبرد} - P_{مبرد})$ ، وعند شروط محددة يمكن أن تصبح درجة الحرارة أخفض من درجة حرارة جدران الحجرات، ويصبح الانتقال الكتلي عملياً مساوياً للصفر بعد غلق الصمام، ويبقى التأثير الرئيسي هو انتقال الحرارة.

تم اعتماداً على ما تقدم وضع نموذج لحساب بارامترات الغاز في مختلف فجوات (عقد) الوحدة الضاغطة حيث تم التركيز على حركة الصمامات والتي تُحدد بفرق الضغط بين الفجوات المجاورة.

تمت دراسة النموذج الرياضي (1) بمساعدة الطرق التقليدية المبنية على أساس العمليات البوليتروبية وعلى متوسط ضيعان الضغط في الصمامات، أما العمل لدفع الغازات خلال الصمامات فيتم حسابه على أساس متوسط سرعة الغاز خلال دورة العمل، وبفرض أن الصمامات ذاتية التأثير مفتوحة، تُحدد درجات حرارة طرد الغاز بمساعدة عملية الانضغاط البوليتروبية، ويتم تحديد قيمة الدليل البوليتروبي من قبل المُصمّم ذو الخبرة. أما دراسة الإحكامات الديناميكية الستاتيكية للصمامات غير ممكنة وفق هذا النموذج حيث يتم تقييمها على أساس الحسابات التجريبية.

يُعيّر عن المعادلات المستخدمة لربط بارامترات الغاز في مختلف النقاط المبينة على المخطط البياني بتابعية درجة الارتباط بالدليل البوليتروبي المطابق. يحدث في النقاط (1 و 6) انتقال (إزاحة) للغاز في الفجوات وذلك بثبات الضغط، وبفرض أن الغاز يخضع لقانون الغاز المثالي. وكما نعلم أن الصمامات ذاتية التأثير تفتح وتغلق عند $\Delta P = 0$ حيث يكون $P_1 = P_3$. نكتب جملة المعادلات الناتجة على النحو الآتي:

$$V_1 = (V_{hl} + V_{hl} \cdot a_1) \left(\frac{P_8}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_{18}}}$$

$$T_1 = T_8 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n_{18}-1}{n_{18}}}$$

$$T_6 = T_{مبرد} + \Delta T$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1 + V_{مبرد}}{V_{hl} \cdot a_1 + V_{مبرد}} \right)^{n_{12}}$$

$$P_6 = P_2 \cdot \frac{T_{61}}{T_2}$$

$$T_3 = T_6 \left(\frac{P_3}{P_6} \right)^{\frac{n_{63}-1}{n_{63}}}$$

$$M_{\text{مبرد}} = \frac{P_3 \cdot V_{\text{مبرد}}}{R \cdot T_3}$$

$$M_1 = \frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{P_8 \cdot (V_{hl} + V_{hl} \cdot a_1)}{R \cdot T_8}$$

$$T_{1c} = \frac{T_1 \cdot M_1 + T_3 \cdot M_{\text{مبرد}}}{M_1 + M_{\text{مبرد}}}$$

$$T_2 = T_{1c} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_{12}-1}{n_{12}}}$$

$$V_6 = V_{hII} \cdot a_{II} \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{1}{n_{56}}}$$

$$P_3 = P_6 \left(\frac{V_6 + V_{\text{مبرد}}}{V_{hII} + V_{hII} \cdot a_{II} + V_{\text{مبرد}}} \right)$$

حيث:

- $-P_i$ - الضغط في النقطة i من المخطط، يُقدر بالباسكال (Pa)،
- $-V_i$ - الحجم المطابق للنقطة i على المخطط، يُقدر بالمتري المكعب (m^3)،
- $-V_{hl}, V_{hII}$ - الحجم العامل للمرحلة الأولى والثانية، يُقدر بالمتري المكعب (m^3)،
- $-a_I, a_{II}$ - الحجم الميت للمرحلة الأولى والثانية، يُقدر بالمتري المكعب (m^3)،
- $-V_{\text{مبرد}}$ - حجم المبرد، يُقدر بالمتري المكعب (m^3)،
- $-T_i$ - درجة حرارة الغاز في النقطة i من المخطط، تُقدر بالكلفن (K^0)،
- $-T_c$ - درجة حرارة الغاز المزاح من المرحلة الأولى والواقع في المبرد، تُقدر بالكلفن (K^0)،
- $-M$ - كتلة الغاز في أسطوانة المرحلة الأولى، تُقدر بالكيلوغرام (kg)،
- $-M_{\text{مبرد}}$ - كتلة الغاز في المبرد، تُقدر بالكيلوغرام (kg)،
- $-n_{jk}$ - دليل بوليتروبي للبارامترات المحددة في j إلى k نقطة.

كما يمكن أن نجد بسهولة بارامترات الغاز في نقاط أخرى وذلك بمساعدة العلاقات الترموديناميكية المشابهة. تكون المعادلات الناتجة على النحو الآتي:

$$P_3 = f(p_3)$$

حيث أنه لا يمكن حل هذه المعادلة تحليلياً بل يجب حلها بالطريقة العددية. تشير هذه الطريقة إلى أنه في الحالة المُعطاة نستخدم الطريقة التكرارية ويُحدد التقارب بالعلاقة:

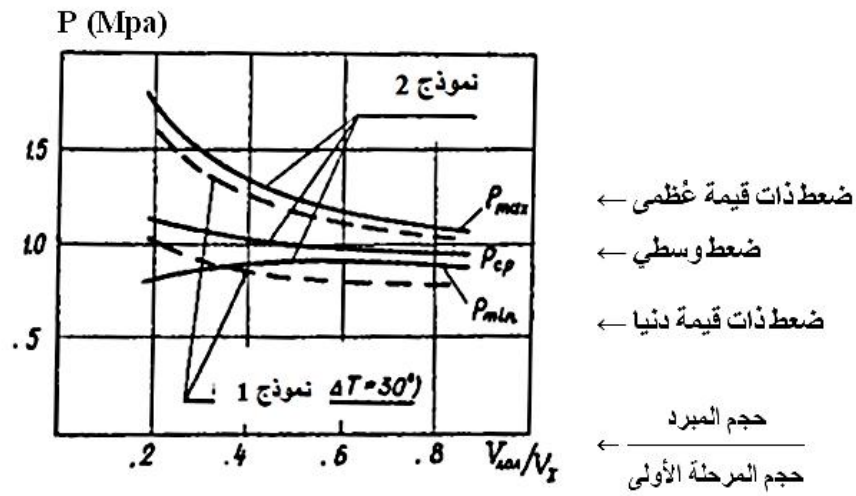
$$\frac{V_{\text{مبرد}}}{V_{hl}} = 0.3$$

وكما كانت النسبة كبيرة كلما كان عدد التكرار المطلوب إنجاز أكبر من أجل بلوغ الدقة المطلوبة. يمتلك هذا النموذج مجموعة غير كافية من العوامل مثل اختفاء كامل للمعلومات عن القيمة الفعلية للدليل البوليتروبي، وبالتالي عدم معرفة أثر الانتقال الكتلي والحراري معاً على الأجزاء (3-6)، (2-6)، و (1-2) وتأثير

ديناميك الصمامات خاصة عند الذبذبة، كما أنه لا يمكن تحديد ضياعات الطاقة بدقة عند الطرد في المرحلة الأولى والسحب في المرحلة الثانية.

من أجل تقييم تغير الضغط ودرجة الحرارة بالنسبة لحجم المبرد يتم تحليل علاقة تغير الضغط بحجم المبرد وذلك بدراسة المعادلات السابقة مع افتراض أن قيمة الدليل البوليتروبي مساوٍ للدليل الأديباتي، والتبريد في المبرد يحدث بوقت قصير، ويتم التبريد حتى درجة الحرارة الابتدائية مع بقاء جزء من الغاز لم يتبرد بدرجة حرارة ΔT .

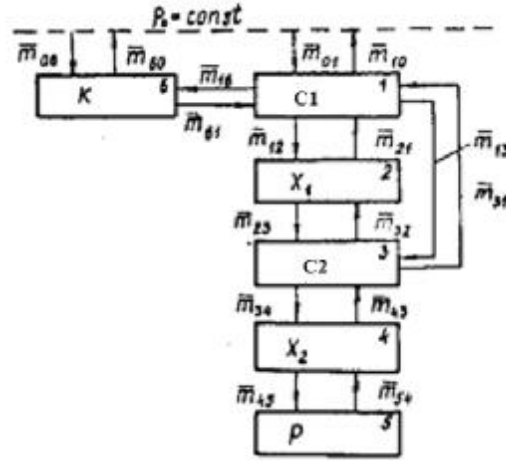
نلاحظ من النتائج أن درجة الحرارة T_3 تتخفض بشدة ولذلك T_4 . أما علاقة تغير الضغط مع الحجم المبرد فنجد أن الضغط يتغير بشدة على الخطوط (3-6) و (1-2) حيث يكون $P_2 \gg P_1$ ، أي أن العملية لا تكون أيزوبارية، ويبين الشكل (3) علاقة تغير الضغط بالنسبة لحجم المبرد.



الشكل (3): تغير الضغط (مقدراً بالميغا باسكال، أي 10^6 pa) في مراحل التبريد البيئي (المبرد).

مما سبق نجد أنه لا يمكن استخدام النموذج (1) لحل مسألتنا، فلو كنا نملك المعلومات الكافية والمضبوطة لقيمة الدليل البوليتروبي لكان بالإمكان الحصول على علاقة الضغط في المبرد مع زاوية دوران عمود المرفق، ولكن بالإمكان استخدام طريقة إيساكوف لحساب ديناميك الصمامات وتحديد فعاليتها عملها.

يتميز النموذج الرياضي (2) بأنه أكثر تعقيداً من النموذج (1)، وهو مبني على العلاقات الترموديناميكية للتغير الكتلي. ويبين الشكل (4) مخطط بناء النموذج الرياضي للضاغط.



الشكل (4): المخطط الصندوقي لنموذج الضاغط.

اعتبرنا خلال دراستنا لهذا النموذج أن الضاغط عبارة عن كتلة واحدة وإن الممرات الغازية للوحدة الضاغطة مؤلفة من خزان ماء (وعاء) ثابت أو متغير الحجم مع الزمن، وأن الأنابيب وعناصر الاتصال (الصمامات ذاتية التأثير - التحكم - الأمان) حالة مقاومة مباشرة. سمح استخدام نظام التبريد بالأنابيب اعتبار الحالة كخزان بدرجة حرارة الجدران، وهذه الدرجة عملياً تُعتبر ثابتة (غير متغيرة مع الزمن)، بفرض أن الغاز خاضع لقانون الغازات المثالية.

تُعطى معادلة حفظ الطاقة من أجل الغاز الواقع في الخزان ذو الحجم V و سطح التبادل الحراري T بالعلاقة:

$$\delta Q = dU + PdV$$

نستخدم معادلات ديناميك الغازات بشكل مشتقات جزئية والمعادلات الترموديناميكية بشكل تفاضلي وذلك من أجل وصف العمليات غير المستقرة:

$$dU = \delta Q_1 + \delta Q_2 - \delta Q_3 - PdV$$

حيث:

$$\delta Q_1 = \alpha \cdot F(T_C - T)dt$$

δQ_1 - كمية الطاقة الابتدائية المعطاة للانتقال الحراري (مقدرة بالجول Joule) خلال زمن dt (يقدر

الزمن

بالثانية (s)).

α - ثابت انتقال الحرارة من جدران الوعاء إلى الغاز ويُقدر بوحدة الـ [Joule/(m².K⁰.s)].

T_C - درجة حرارة جدران الوعاء تُقدر بالكلفن (K⁰).

F - سطح التبادل الحراري مقدراً بالمتر المربع (m²).

T - درجة حرارة الغاز تُقدر بالكلفن (K⁰).

و:

$$\delta Q_2 = \sum_{\rho=1}^{N_i} i_{\rho} \cdot m_{\rho} \cdot dt$$

حيث:

δQ_2 - كمية الطاقة الأولية المرسله للغاز عند تسرب الغاز خلال الفجوة N بزمن dt .

i_ρ - الانتالبية الكاملة للغاز الذي يمر خلال الفجوة ρ .

m_ρ - التدفق الكتلي للغاز خلال الفجوة ρ .

و:

$$\delta Q_3 = i \sum_{j=1}^{N_i} m_j \cdot dt$$

حيث:

δQ_3 - كمية الطاقة الأولية المحمولة خلال الفجوة N_2 خلال زمن dt .

i - الانتالبية النوعية للغاز في الوعاء.

m_j - التدفق الكتلي للغاز خلال الفجوة J .

تُعطى الطاقة الداخلية الكلية للغاز في الوعاء بالعلاقة:

$$U = u \cdot M$$

بينما تُعطى الطاقة الداخلية النوعية للغاز بثبات الحجم بالعلاقة:

$$u = C_V \cdot T$$

$$C_V = \frac{1}{K-1} R$$

حيث:

C_V - السعة الحرارية النوعية للغاز بثبات الحجم، وتُقدر بنفس واحدة ثابت الغاز.

R - ثابت الغاز ويُقدر بالـ [جول/(مول.كلفن)] [Joule/(mol.K⁰)].

V - حجم الوعاء يُقدر بالمتر المكعب (m³).

T - درجة حرارة الغاز تُقدر بالكلفن (K⁰).

P - ضغط الغاز في الوعاء يُقدر بالباسكال (Pa).

ومنه معادلة حفظ الكتلة تُكتب بالشكل:

$$dM = \left(\sum_{\rho=1}^{N_\rho} m_\rho - \sum_{j=1}^{N_i} m_j \right) dt$$

لإيجاد مختلف البارامترات من الضروري إضافة المعادلات:

$$U = f(R, T)$$

$$i = f(P, T)$$

$$P = f(P, T)$$

$$\rho = \frac{M}{V}$$

حيث ρ - كثافة الغاز. وبالتالي يكون لدينا ستة بارامترات للغاز في الوعاء (P, M, U, i, R, ρ, T) . جملة

المعادلات الناتجة يمكن استخدامها لوصف بارامترات الغاز في الوعاء الثابت الحجم أو المتغير الحجم بالنسبة للزمن.

تمّ وضع نظام المعادلات التفاضلية للنموذج الرياضي (2) وفق المعادلات المفروضة ووفق المخطط الصندوقي للضاغط المبيّن في الشكل (4). سنرمز بدليلين للتدفق الكلي، يشير الدليل الأول إلى رقم الفجوة التي يتدفق الغاز منها وإلى:

- m_{01} - التدفق الكلي خلال صمام سحب المرحلة الأولى عند تدفق الغاز في الأسطوانة رقم 1.
- m_{10} - التدفق الكلي خلال صمام السحب للمرحلة الأولى عند جريان الغاز في الأسطوانة رقم (C₁) بسبب عدم الإمكانية الستاتيكية والديناميكية للصمامات.
- m_{12} - التدفق الكلي خلال صمام طرد المرحلة الأولى عند جريان الغاز في الأسطوانة.
- m_{21} - التدفق الكلي خلال صمام الطرد للمرحلة الأولى إلى الأسطوانة بسبب عدم الإمكانية الستاتيكية والديناميكية للصمام، وأيضاً بسبب التدفق العكسي، الجريان العكسي الناتج من خاصية عطالة الغاز أسطوانة (1) - صمام - مرحلة الاتصال - صمام - أسطوانة (2).
- m_{61}, m_{16} - التدفق الكلي للغاز خلال عدم إحكامية المكبس عند جريان الغاز وخروج الغاز من مجموعة - الأسطوانة - المكبس - الكارتر.
- m_{06}, m_{60} - التدفق الكلي للغاز عند جريانه في مجموعة الكارتر - الوسط المحيط.
- m_{23} - التدفق الكلي خلال صمام سحب المرحلة الثانية عند مرور الغاز في الأسطوانة.
- m_{32} - التدفق الكلي خلال صمام سحب المرحلة الثانية عند جريان الغاز في الأسطوانة بسبب عدم إحكامية الصمام الستاتيكية والديناميكية، وبسبب التدفق العكسي.
- m_{31}, m_{13} - التدفق الكلي للغاز خلال عدم إحكامية المكبس عند جريان الغاز من وإلى الأسطوانة.
- m_{34}, m_{43} - التدفق الكلي خلال صمام طرد المرحلة الثانية عند جريان الغاز في السطوانة بسبب عدم إمكانية الصمام ستاتيكيًا وديناميكيًا، وأيضاً بسبب التدفق العكسي المتسبب من خاصية عطالة الجريان (التدفق).
- m_{45}, m_{45} - التدفق الكلي خلال حمولة الصمام والوصلة عند مرور الغاز من النظام (المجموعة).
ويُحدد تدفق الغاز خلال الصمامات بالعلاقة الآتية:

نلاحظ من التدفق أن الغاز يتعلق بفرق الضغط ΔP في الفجوات، ومنه نكتب معادلة الحركة على الشكل الآتي:

$$\frac{d^2h}{dt^2} = \frac{\rho_g \cdot F_T \cdot \Delta P}{m_{np}} - v^2 (h + h_0)$$

علماً أن فجوة النابض تساوي:

$$P_{\text{نابض}} = c \cdot (h + h_0)$$

$$\Delta P = P_2 - P_1$$

حيث:

m_{np} - كتلة النابض يُقدر بالـ kg.

c - صلابة (جساءة) النابض يُقدر بالـ (نيوتن/المتر) (N/m).

$-h_0$ - الانضغاط الأولي للنايبيض يُقدر بالمتري m .

$-\Delta P$ - فرق الضغط في الصمام يُقدر بالـ Pa .

$-F_T$ - مساحة صفيحة الصمام تُقدر بالـ m^2 .

$-\rho g$ - ثابت التجربة، يُحدد تجريبياً بطريقة التدفق المستمر للصمام، وتُحدد واحدته من العلاقة التفاضلية السابقة.

$-h_{max}$ - الارتفاع الأعظمي للصعود يُقدر بالـ m .

$\chi_0 = \frac{h_0}{h_{max}}$ - النسبة الصغرى لشوط الصمام (الارتفاع)، بدون واحدة.

v - التردد الذاتي للصمام يُقدر بمقلوب الثانية (1/s).

$-L_{w_0}$ - محيط ثقب الصمام يُقدر بالـ m .

$\chi_0 = \frac{h}{h_{max}}$ - النسبة العظمى (الأصغرى) لشوط الصمام، بدون واحدة.

بإدخال متغيرات جديدة $\varphi = wt$ نحصل على معادلة الحركة بالشكل الآتي:

$$\frac{d^2\chi}{d\varphi^2} = B(P_2 - P_1) - Z^2(\chi - \chi_0)$$

حيث Z عدد عقدي يساوي:

$$Z = \frac{v}{w}$$

و:

$$B = \rho_0 \frac{F_T}{w}$$

w - التردد الزاوي.

$-\varphi$ - زاوية دوران عمود المرفق للضاغط.

يمكن كتابة جملة المعادلات التفاضلية، بمساعدة المعادلة الواصفة لتدفق الغاز والمعادلات الأخرى بهدف

تبسيط النموذج الرياضي للصمام الموافقة لعمليتي السحب والطررد عند الفجوات i و j على الشكل الآتي:

$$m_{i,j} = \xi \cdot \rho \cdot F_{i,j} \sqrt{\frac{2(P_i - P_j)}{\rho}}$$

$$F_{i,j} = \chi_{i,j} \cdot h_{max} \cdot L_{w_{i,j}}$$

$$\frac{d^2\chi_{i,j}}{d\varphi^2} = B_{i,j}(P_2 - P_1) - v_{i,j}^2 A = \pi r^2 (\chi_{i,j} - \chi_{0,i,j})$$

ثم وضع جملة المعادلات التفاضلية للنموذج الرياضي (2) وفق المعادلات المفروضة، وبموافقة المخطط

الهيكل لنموذج الضاغط، الشكل (3)، حيث نحصل على (16) معادلة. لا يمكن حل هذه المعادلات بالطريقة

التحليلية، ولحلها بشكل عام من الضروري حل السؤالين التاليين:

• اختيار الطريقة العددية.

• اعطاء الشروط الأولية (الابتدائية).

يتم حل الطريقة العددية باستخدام إحدى طرق البرمجة البسيطة كطريقة روننتشي كوتا من المرتبة الأولى (طريقة ايلر) المثبتة [8-18]. إن، باستخدام هذه الطريقة يتم حساب القيم العددية للتابع في اللحظة التالية من الزمن من قيم التابع المحسوبة في اللحظة السابقة، ومشتق التابع وفق العلاقة الآتية:

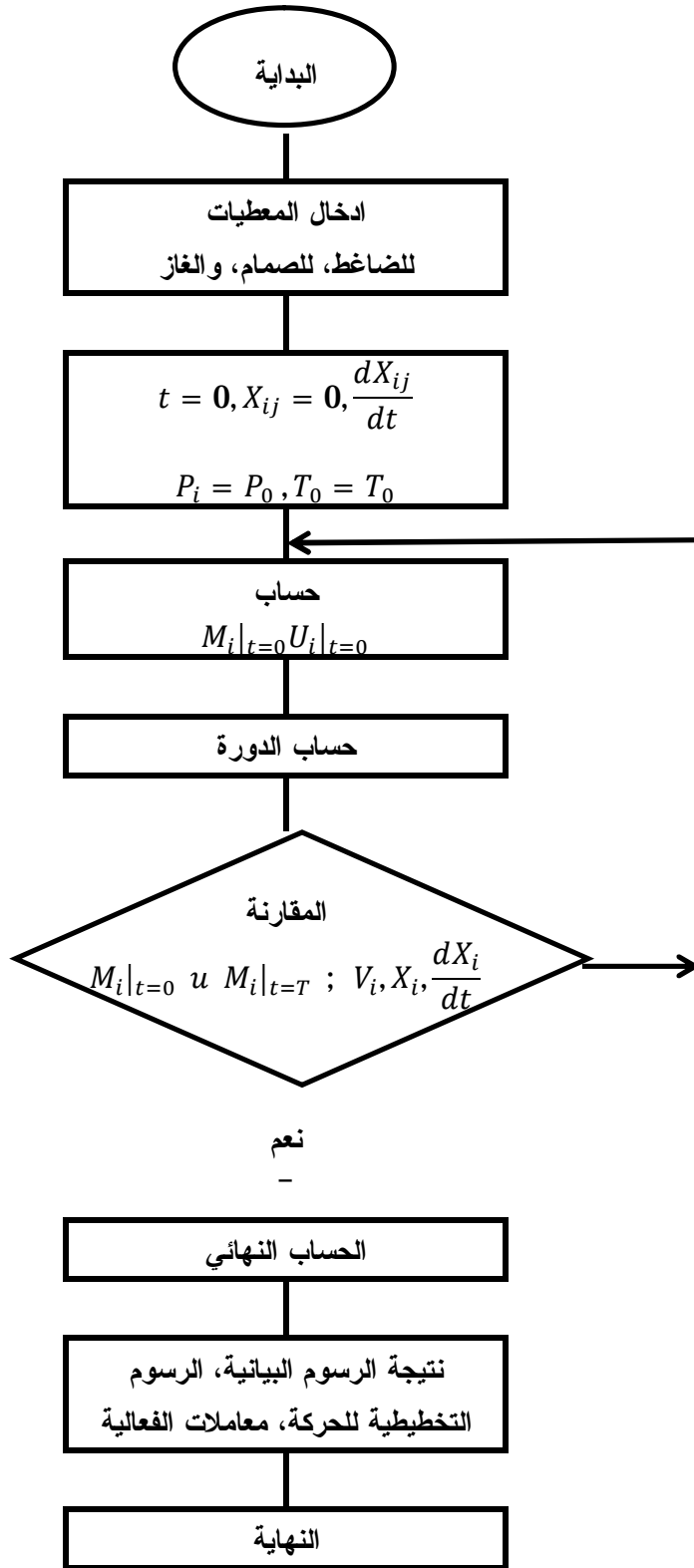
$$Y_{\text{جديد}} = Y_{\text{سابق}} + \Delta t \cdot \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_{\text{سابق}}}$$

حيث:

$$y = y \left\{ U_1, M_1, \dots, U_6, M_6, X_{01}, X_{10}, \frac{dX_{01}}{dt}, \frac{dX_{10}}{dt}, \dots, \frac{dX_{60}}{dt}, \frac{dX_{60}}{dt} \cdot X_{60}, X_{06} \right\}$$

و: - شعاع مجهول تابع للزمن.
- Δt خطوة التكامل.

يمكن استخدام هذه الطريقة في الحالة التي يكون فيها قيم التابع في اللحظة الأولية معروفة بالنسبة للزمن هذا يعني أن $(t = 0)$. غير أنه لا يمكن في حالتنا وضع مثل هذه الشروط لأن الشروط في الحالة العامة غير معلومة. نستخدم للحل الخاصة الدورية لعمل آلية حركة الضاغط، وباعتبار أن الدوران هو شعاع تابع لـ y [5، 7].
نُعطى شروط ابتدائية عشوائية وخلال جزء من دوران عمل الضاغط، وبالتالي نحصل على خواص حل دوري للمسألة الموضوعية. أما نوعية الشروط الابتدائية فيمكن اعتبار خواص الغاز في الفجوات المنفصلة مساوية للشروط عند الامتصاص، سرعة وحركة عناصر الاغلاق مساوية للصفر.
سنعتبر فيزيائياً هذه العملية في أي مستوى لعملية اقلع الضاغط (حالة حرارية ثابتة أي أن درجة حرارة أجزاء الوحدة الضاغطة ثابتة بالنسبة للزمن) تحت ضغط ثابت.
عند $(\Delta\varphi = 0.1^\circ)$ والتي تُبين جيداً أنه عند مختلف الشروط الأولية وبمرور عدد من دورات العمل تكون النتيجة واحدة. يُبين الشكل (5) المخطط الصندوقي للنموذج المستخدم.



الشكل (5): المخطط الصندوقي للنموذج المستخدم.

إن استخدامنا الطريقة المُختارة لحل جملة المعادلات التفاضلية والاقتراح الدوري لإيجاد المجاهيل ونتائج الحسابات التجريبية للنموذج المُعطى يسمع بتشكيل الترتيب التالي:

- تُعطى شروط أولية عشوائية في اللحظة الزمنية ($t = 0$).

- ننفذ حساب دورة واحدة، ثم نقارن القيم التي نحصل عليها (النتيجة) مع المُعطاة، فإذا كان هناك تباعد فهذا يقود إلى حساب دورة تالية وهكذا.

لتأكيد الحسابات العددية ومدى ملائمة النموذج الرياضي للعمليات الفيزيائية الحقيقية الحاصلة في الضاغط يتم دراسة ذلك تجريبياً بهدف الحصول على خواص تكامل المرودية والاستطاعة وتدفق ماء التبريد وذلك كتابع للضغط النهائي والحصول على معلومات خاصة بحركة الصمامات.

تم إنجاز البحث التجريبي على ضاغط خاص بالضغط العالي ذو مرحلتي انضغاط مع مكبس تفاضلي وذات تبريد بالماء (المبرد بين المراحل).

خواص الضاغط:

$$\bar{V} = 105 \left(\frac{m^3}{h} \right), \quad n = 800 \text{ r.p.m}$$

$$P_c = 0,1 \text{ MPa} \quad (\text{ضغط السحب}), \quad D_I = 85 \text{ mm}$$

$$P_H = 6 \text{ MPa} \quad (\text{ضغط الطرد}), \quad D_{II} = 32 \text{ mm}$$

إن اختيار مدى صلاحية طريقة حساب المرودية المنجزة بدليل التكامل أنجز بطريقتين:

أولاً:

بمساعدة مقياس (عداد) يُعطي مرودية الضاغط عندما يكون بدون حمولة:

$$P_K = P_0$$

القيمة التجريبية:

$$\bar{m} = 0,188 \text{ (kg/min)}$$

والقيمة الحسابية للضاغط عند الضغط المُعطى تساوي:

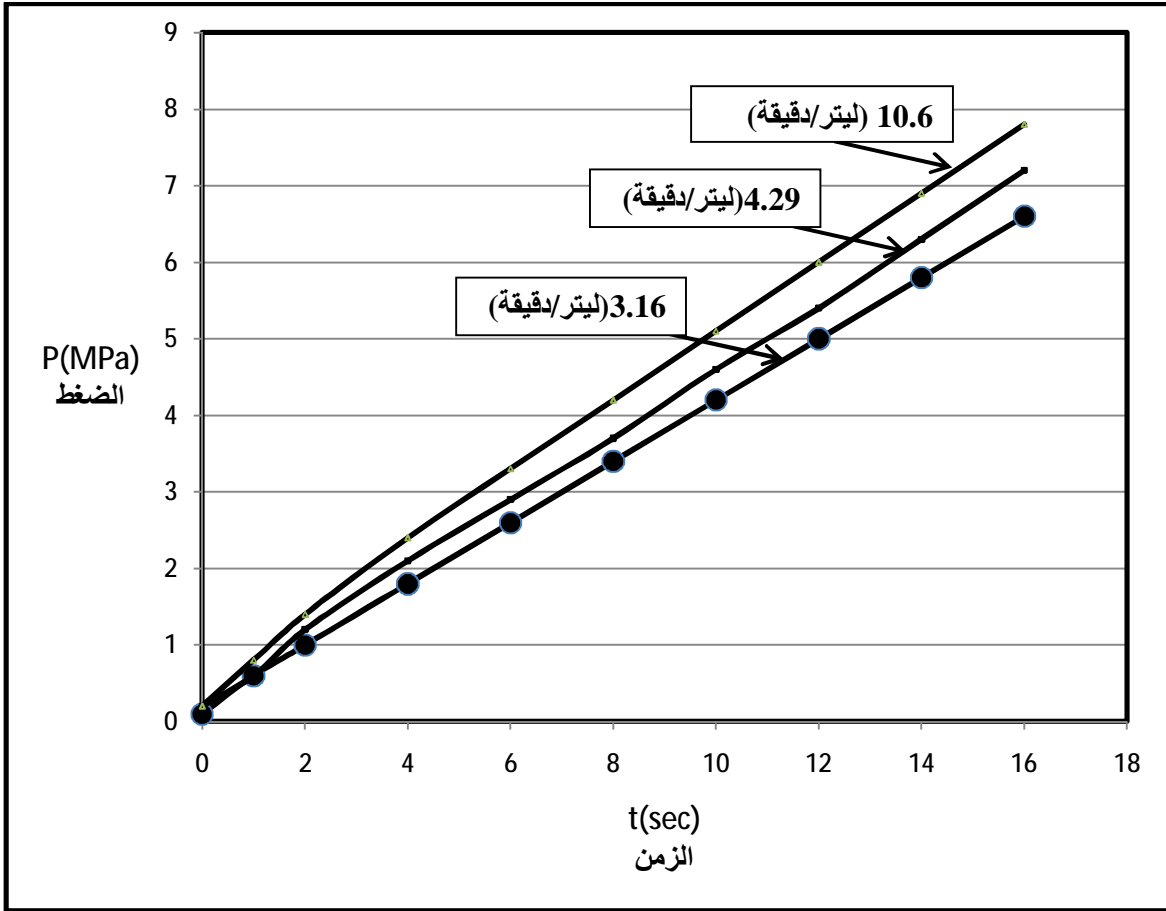
$$\bar{m} = 0,196 \text{ (kg/min)}$$

بنسبة انحراف قدرها 8%، والتي يمكن اعتبارها مطابقة جيدة.

ثانياً:

حُدثت المرودية بمرافقة الطريقة الثانية بزمن امتلاء الوعاء بحجم نهائي حتى الضغط المُعطى. النتائج موضحة على الشكل رقم (6). من المخطط نلاحظ مدى تطابق المنحنيات الحسابية لتغير الضغط مع المنحنيات التجريبية، وهذا يؤكد دقة وصحة نتائج حساب المرودية على أساس النموذج الرياضي رقم (2).

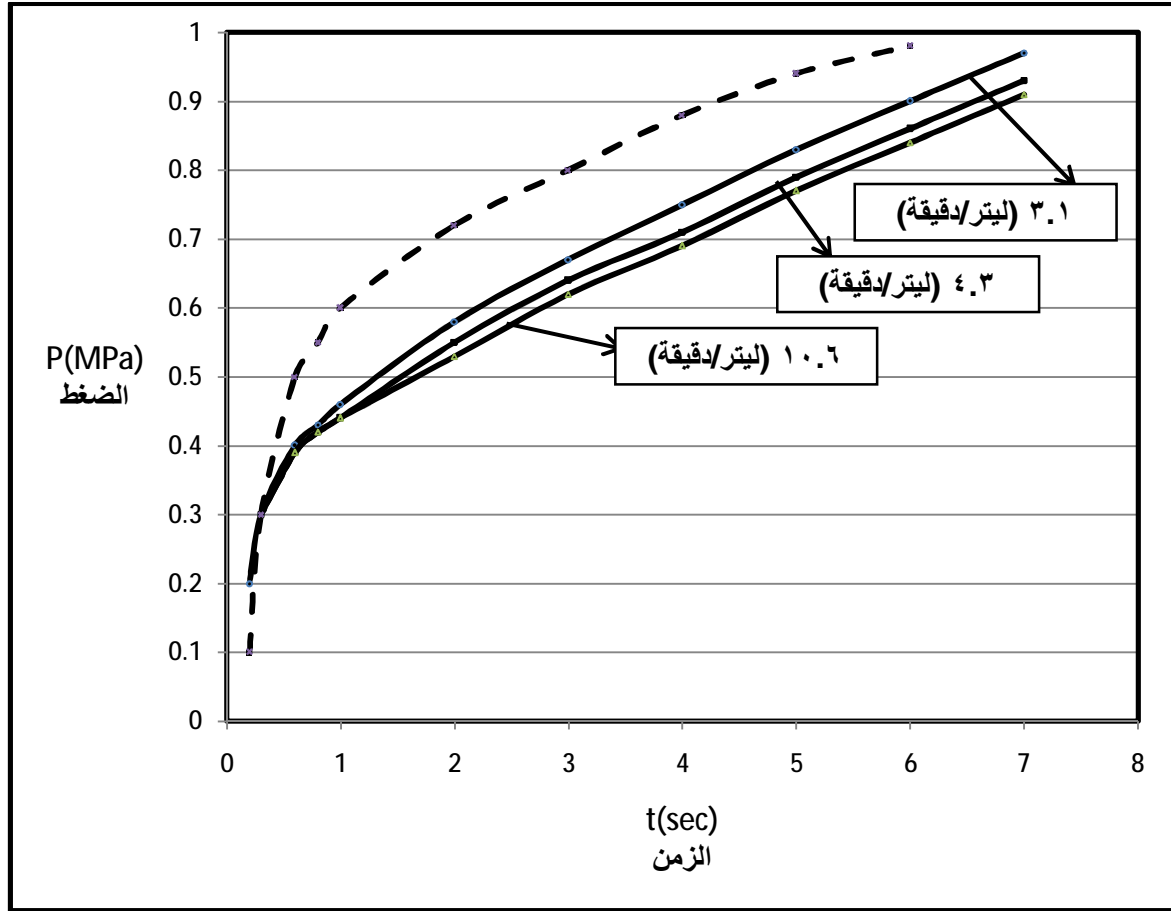
إن تقييم وحساب الاستطاعة المستهلكة يتم بمعرفة نسبة الفروقات أو التباعد في النتائج عن حالة النظام الأسمى التي بلغت 5%، وهذه النسبة تدل أيضاً على الجودة والتطابق مع النظام المُعطى.



القيم التجريبية	القيم الحسابية
_____	_____

الشكل (6): تغير الضغط في الوعاء ($V = 401 \text{ Lit.}$) عند تزويد بالهواء، وعند تغير تدفق ماء التبريد.

تم أيضاً تقييم قيم الضغط الوسطي ($P_{\text{وسطي}}$) في مراحل التبريد، الشكل (7). يوضح هذا الشكل نتائج الحل العددي والقيم التجريبية، والنتائج المبيّنة تثبت جودة هذه الطريقة. لكن نشاهد بعض الانحرافات في القيم العددية والتي يمكن أن تُفسّر بعدم الدقة الكافية لوصف عمليات التبادل الحراري وفق النموذج الرياضي المُستخدم.



القيم التجريبية	القيم الحسابية
-----------------	----------------

الشكل (7): علاقة الضغط الوسطي في المبرد كتابع عند الضغط النهائي.

من أجل تحليل عمل الصمامات ذاتية التأثير للضاغط المكبسية عالية الضغط وتقييم تقارب العملية التكرارية لحساب دليل عمل الصمامات والضاغط بالاعتماد على النموذج الرياضي (2)، وتحليل مختلف العوامل.

تم إنجاز عمليات التقارب على ثلاث مراحل:

• اختيار خطوة التكامل.

• تقييم التقارب كتابع للشروط الابتدائية المُعطاة.

• دراسة طريقة تقييم التقارب خلال التجارب العددية المُنجزة بمساعدة النموذج الرياضي.

ويتعلق هذا بوجود حوالي 15/ متحول كتلي مستقل (مجهول) في فجوات الضاغط (الضغط - درجة

الحرارة - الشوط - سرعة صفيحة الصمامات ...).

يجب أن لا تتجاوز خطوة الحساب، حسب الطريقة المُستخدمة، $(0,1^0)$ وذلك من أجل البارامترات الداخلة

للضاغط.

تُشير الحسابات وفق المعطيات الأولية إلى أن العملية تتقارب إلى أن تصل تقريباً إلى نتيجة واحدة (نفس

الأرقام). من الملاحظ، أنه لا يمكن تكوين قاعدة موحدة من أجل قيم تقييم التقارب، وكل حساب يتطلب مراقبة لكل

عملية تكرارية جارية. يمكن اعتبار أنه يوجد تطابق (4-5) أرقام بعد الفاصلة خلال العملية التكرارية التي يبلغ عددها من (20-25) مرة من الحساب.

تمّ بمساعدة النموذج الرياضي (2) إنجاز الأبحاث العددية لضغط عالي الضغط، وتمّ تحليل تأثير حجم المبرد الموجود بين المراحل على بارامترات عمل الضاغط والصمامات، وذلك باعتبار أن ضغط الطرد بعد المرحلة الثانية يساوي الضغط الاسمي أي $P_K = 6,1 \text{ MPa}$ ، وإن بارامترات الغاز قبل فوهة الامتصاص هي:

$$P_0 = 0,1 \text{ MPa}, T_0 = 293 \text{ K}^0$$

القيمة الاسمية للنسبة:

$$\alpha = \frac{V_{\text{مبرد}}}{V_{ht}} = 0.36$$

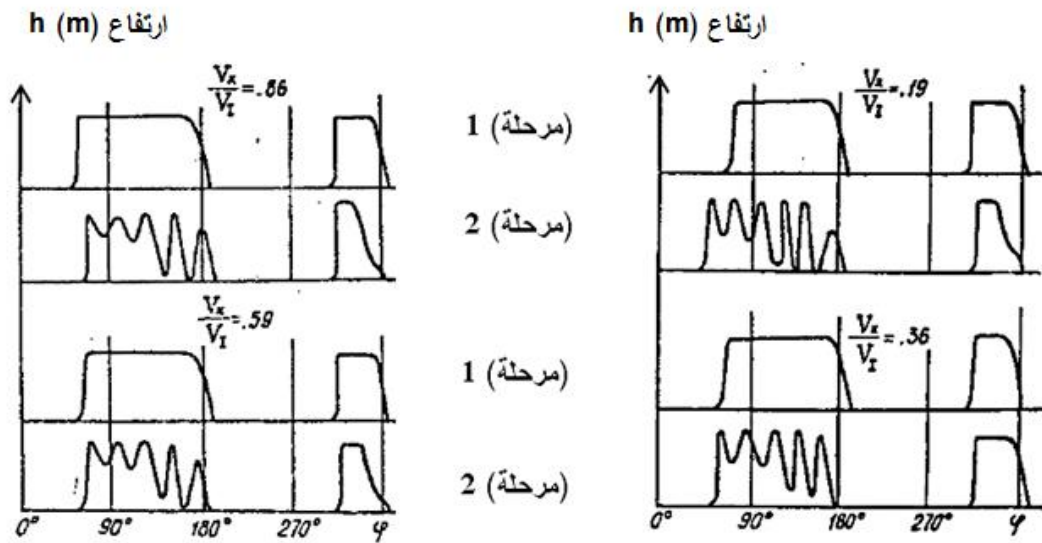
تمثل النتائج التحليلية لتأثير حجم المبرد على عمل الصمامات والضاغط على المخططات، الشكل (3). يُبين هذا كيفية تغير الضغط في المبرد بالنسبة لحجمه. من أجل القيمة الاسمية للمبردين نسبة الضغط الحسابية تساوي:

$$\frac{P_{\max}}{P_{\min}} = 1,66$$

هذا ينعكس على حركة ودليل عملها.

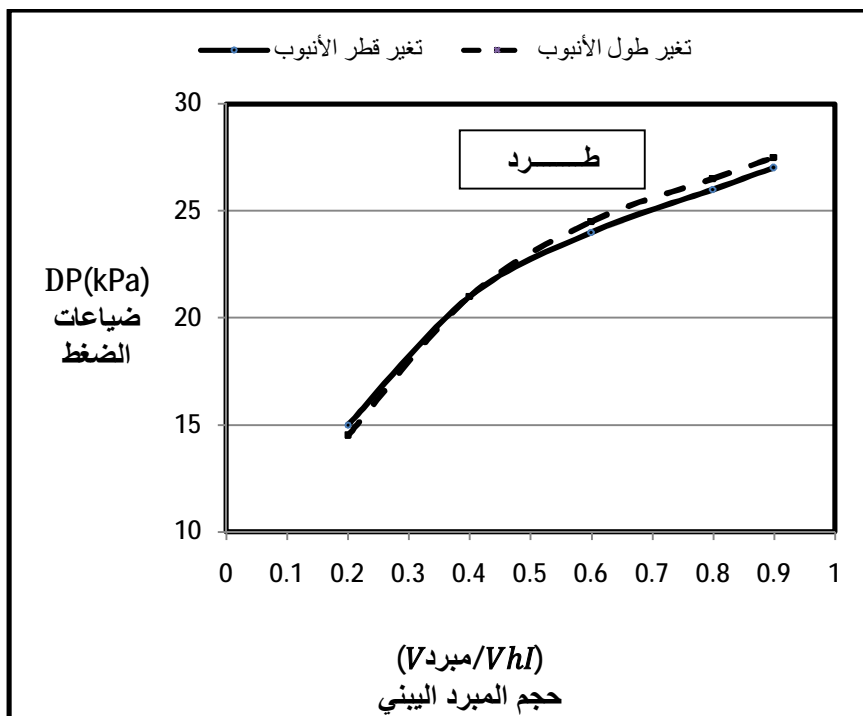
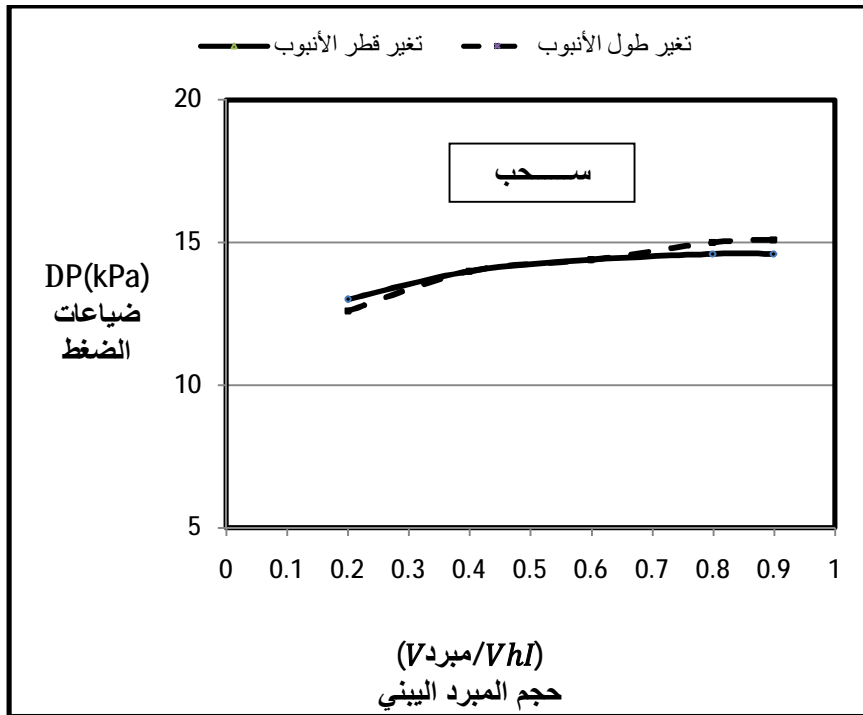
نلاحظ من المخططات المبينة في الشكل (8) أن الحجم بين مراحل الاتصال يُظهر تأثير ضعيف على صمام سحب المرحلة الأولى، وعلى صمام طرد المرحلة الثانية. لكن هذا التأثير يكون كبيراً على صمام طرد المرحلة الأولى وصمام سحب المرحلة الثانية، أي تكون قيم تأثير حجم المبرد كبيرة على الصمامات التي تتصل مباشرة مع المبرد.

نلاحظ أن صمام سحب المرحلة الثانية يعمل ضمن نظام ذبذبة ذاتية (اهتزازات)، وهذا يؤكد عدم صحة اختيار جساءة نابض هذا الصمام. فعند تخفيض حجم المبرد تزداد سعة الاهتزازات (الذبذبات) عندئذ يصبح عمل الصمام أكثر إجهاداً.



زواوية الدوران

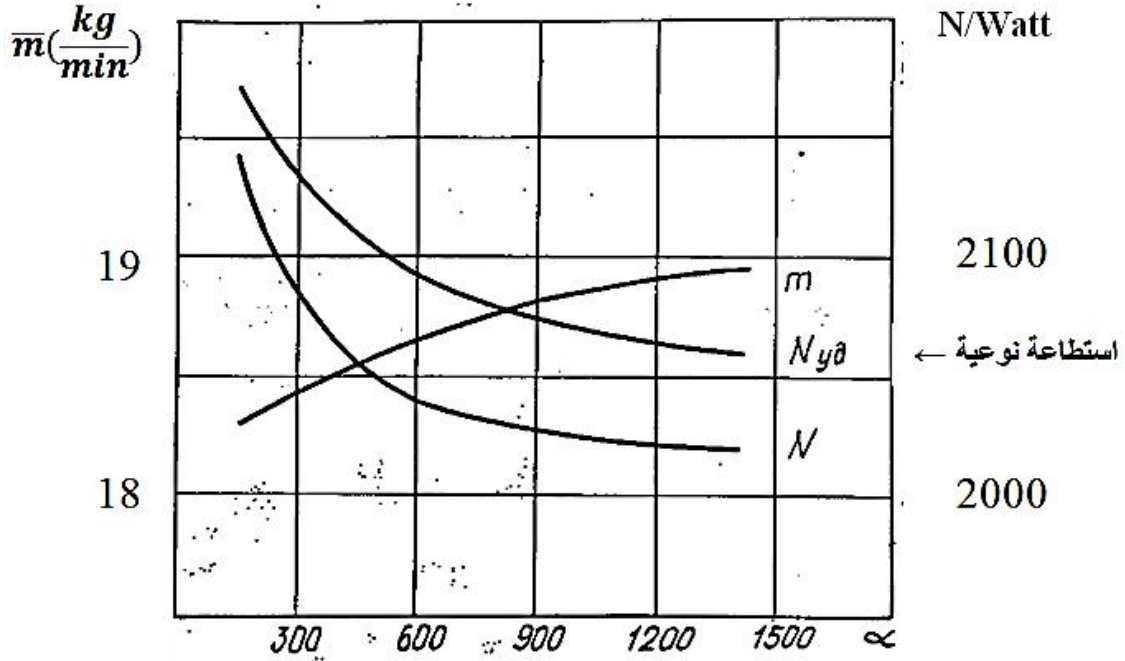
الشكل (8): مخطط حركة الصمام كتابع لحجم المبرد، الزاوية تُقدر بالدرجة والارتفاع h بالمتر m .
 تتعلق زيادة الضياعات الوسطى في الصمام بزيادة تدفق الغاز (إنتاجية الضاغط) عند زيادة حجم المبرد،
 أما بالنسبة لبقية لصمامات فإن زيادة الضياعات الوسطى للضغط تتعلق بزيادة حجم المبرد، أي بزيادة تدفق الغاز.
 لا يُظهر تغير حجم المبرد أي تأثير على عمل الصمام وذلك عن طريق تغير أقطار الأنابيب أو أطوالها،
 بشرط المحافظة على الحجم نفسه عند الشرط المدروس، الشكل (9).



الشكل (9): تأثير حجم المبرد البيئي على متوسط ضياعات الضغط في الصمامات.

رأينا من الأعمال المدروسة سابقاً [2] إن شدة انتقال الحرارة في الأسطوانات لا يقدم تأثيراً ملموساً على عمل الصمامات لذلك في بحثنا نقتصر على دراسة تأثير شدة انتقال الحرارة في المبادل الحراري (المبرد) على عمل الصمامات حيث بلغ تغير شدة انتقال الحرارة بطريقة تغير ثابت انتقال الحرارة (α) مجالات واسعة.

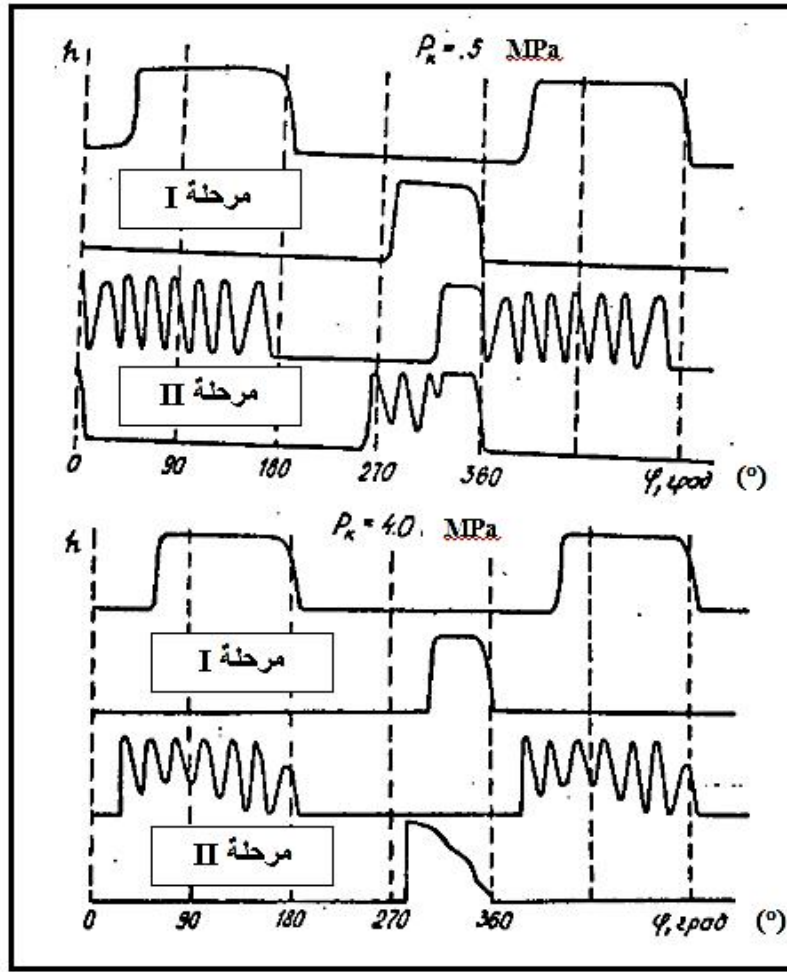
يوضح الشكل (10) علاقة تغير مردودية الضاغط والاستطاعة الدليلية بتأثير انتقال الحرارة. تبين النتائج ضعف تأثير شدة انتقال الحرارة على تدفق الغاز والاستطاعة والضغط حيث أظهرت زيادة في المردود لا تتجاوز (5%) عند زيادة (α) عشرة أضعاف ($100-1500$) Watt/m²C⁰). لا يؤثر أيضاً عدم الدقة في ثابت انتقال الحرارة على نتائج حساب ديناميك الصمامات.



الشكل (10): تأثير فعالية التبادل الحراري على معامل عمل الضاغط.

كما تمت مراقبة ديناميك صمامات الضاغط عند امتلاء الوعاء (الخران) بحجم ثابت خلال زمن معين. يوضح الشكل (11) المعطيات التجريبية والنظرية ضمن مجالات زمنية محددة لامتلاء الوعاء ذو الحجم الثابت بزمن معين.

يؤدي تغير شدة التبريد إلى زيادة كبيرة في الإنتاجية، والتمثيل البياني يُبين تطابق المنحني الحسابي لامتلاء الوعاء بشكل جيد مع المنحني التجريبي المُحقق، وهذا مرة أخرى يُبين مدى ملائمة الطريقة الرياضية المدروسة.



الشكل (11): مخطط حركة الصمامات خلال قيم مختلفة للضغط النهائي. الزاوية φ تُقَدَّر بالدرجة والضغط بالمغا باسكال (MPa).

نستنتج من الشكل ما يلي:

- عند الضغوط المضادة (العكسية) الصغيرة تحدث عملية كسح (كنس) لأسطوانة المرحلة الثانية. هذا يعني أنه بنفس الوقت يحدث فتح صمام السحب والطرْد معاً وهذا يتوافق مع الدراسة النظرية.
- من مقارنة المخطط البياني للحركة عند ضغوط مضادة متعددة، يتضح أن تغير شكل المخطط البياني لحركة الصمامات يكون ملحوظاً على مخططات حركة صمامات السحب والطرْد للمرحلة الثانية، عدا عن ذلك فيكون هذا غير ظاهر بأكمله في حالة النظام الاسمي.
- تم الكشف أن حركة صمام سحب المرحلة الثانية غير صحيحة وهذا عملياً واضحاً في جميع الأنظمة لذلك يُنصح بالتخفيض من جساءة النابض لهذا الصمام.
- اختيار بارامترات الصمامات يتم فقط على أساس قيم وسطية للقيم الناتجة عند مختلف قيم الضغط المضاد.

الاستنتاجات والتوصيات:

- 1- تبيّن من تحليل ودراسة النموذج الرياضي (1) للضاغط والمبني على الطرق التقليدية لحساب الصمامات أن هذا النموذج لا يمكن استخدامه من أجل حساب ديناميك الصمامات لأن العملية الترموديناميكية للامتصاص، بالوقت نفسه تمدد الغاز في الوصلات وعملية الطرد والانضغاط يجعل من الصعب وصفها بشكل دقيق بمساعدة بوليتروبي البارامترات النهائية.
- 2- يثبت النموذج الرياضي المدروس (2) والذي على أساسه تم تحديد البارامترات في مختلف عناصر الضاغط ونتائج برنامج حساب دليل فعالية الضاغط والصمامات مدى التطابق ودقة حساب الطريقة العددية التكرارية التي اخترناها لحل جملة المعادلات التفاضلية.
- 3- أثبت البحث التجريبي المنجز أن النموذج الرياضي مناسب وملائم للدراسة.
- 4- تبيّن من خلال دراسة شدة انتقال الحرارة وفي مجال واسع لتغير انتقال الحرارة أن هذا العامل لا يؤثر على عامل عمل الصمامات.
- 5- تبين أن الحجم ما بين مراحل الاتصال (ميرد + وصلات) يؤثر على عمل الصمامات والضاغط وهذا التأثير واضح على مختلف معاملات الفعالية وخاصة أثناء عمل الصمامات في نظام الذبذبة الذاتية.
- 6- يوضح، بشكل خاص، البحث المدروس لعمل الضاغط عند أنظمة مختلفة والذي نحصل عليه عند امتلاء الخزان ذي الحجم الثابت، ضرورة تحديد دليل فعالية الضاغط والصمام عند أنظمة محددة، كما يُبيّن أنه في ظاهرة الكسح (الكنس) للضاغط أن صمام الطرد للمرحلة الأولى وسحب المرحلة الثانية يعملان في وقت واحد.
- 7- يُصبح بحساب صمامات الضواغط الصغيرة والمتوسطة وفق الطريقة المُعتمدة في النموذج الرياضي رقم (2).

المراجع:

- [1] Исаков В. П. Исследование динамики и прочности самодействующих дисковых клапанов поршневых компрессоров. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. ДПИ. 1969.
- [2] Пирумов И. Б. Исследование динамики и долговечности полосовых клапанов поршневых компрессоров. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, ДПИ им. М. И. Калинина, 1966.
- [3] Пластинин П.И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ. Итоги науки и техники. Серия-Насосостроение и компрессоростроение. Холодильно-машиностроение. Том 2.-М., 1981.
- [4] Селезнев К.П., Прилупки И.К., Антонов Н.М., Чистяков В.Г. Разработка метода расчета базового компрессора параметрического ряда ГВМ, 5-12/9 на основе математической модели расчетное исследование и оптимизация клапанов. Отчет ЛПИ. Номер работы 306711. 1988.

- [5] ФотинБ.С., ПирумовИ.Б., ПрилупкийИ.К., ПластининП.И. Поршневыекомпрессоры. Л.,Машиностроение, 1987.
- [6] ФренкальМ.И. Поршневыекомпрессоры. Л. Машиностроение, 1969.
- [7] ХрусталеvБ.С. Галеркин Ю.Б., Пирумов И.Б., Чистяков В.Г., Теоретическое и акспериментальноеисследованиегазораспределения В малорасходныхкомпрессорахобъемногодействия. ОтчетЛенниихиммаш, ЛГТУ/Тема, номер 306909/, 1990.
- [8] ЛойпянскийЛ.Г. Механикажлкости и газа. М.,Наука, 1973.
- [9] НауменкаА.И. Исследованиетеплообмена в поршневыхкомпрессорах. Авторефератлиссертадиинасоисканиеученойстепениканд.Техн. Наук, Л., 1974 (ЛНМ, им. М.И.Калинина).
- [10] НевинскийВ.В. Гинрегазодинамикаодномернхтечений. Л., ЛНИ им. М. И. Калинина, 1972.
- [11] НетриченкоР. М.,ОносовскийВ. В. Рабочиепродессыпоршневыхмашин. Л. Машиностроение, 1972.
- [12] ПирумовИ. Б. Анализкритериальныхуравненийнестационарноготеплообменаматематических моделейпоршневыхкомпрессоров. Труды ЛПИ. N. 384. Л. 1982.
- [13] ПрилкийИ. К. Исследованиерабочихпродессоввпоршневыхкомпрессорах. Авторефератдис.Насоиск.Учен. Степ. Канд. Техн. Наук. Л. 1966 (ЛПИ им.М. И. Калинина).
- [14] Разработкаметодикирасчетакомпрессоровспедиальнотоназначенияиихотдельных уалов/АнтоновН. М., Дрейкс С. В., ПрилудкийИ. К., ЛьвовВ. Б., Фотин Б. С.- Л., ЛПИ им. М. И. Калинина. Отчет о НИРпотеме 306305, 1983.
- [15] ШтейнгартЛ. А. Исследованиерабочихпродессовпомощьюматематическотомодалирования. АвторефератКандидатскойдиссертадии.ЛПИ, 1973.
- [16] Шварди. Н. ПрименениеЗВМдлярасчетаиоптимизадиипоршневыхкомпрессоров. М., ДИНТНЕФТЕХИММАШ. 1973.
- [17] ХрусталеvБ. С.,ГалеркинЮ. Б., ПирумовИ. Б., ЧистяковВ. Г. Теоретическое и зкспериментальноеисследованиегазораспределения В малорасдныхкомпрессорахобъемногодействия. ОтчетЛенниихиммаш, ЛГТУ/Тема, номер 306909/, 1990, 16СТ.
- [18] Исазећкоb. П.,Иосumbab. А., Сyкомет. А. С. Теммомpegaza. М. Эмерzizgat. 1961.