

تصميم وإختبار نظام هيدروليكي يعمل على تنظيم الضغط من خلال صمامات الفائض في مضخة مكبسية

الدكتور رائد النجار*

محمد حمودة**

(تاريخ الإيداع 17 / 9 / 2013. قُبِلَ للنشر في 21 / 9 / 2014)

□ ملخص □

تمّ في هذا البحث وصف سلوك الصمام من خلال النموذج الرياضي لصمام تصريف الضغط ومن ثم دراسة تردد الاهتزازات الخاصة بالنظام الهيدروليكي وقد رسمت دورة الضغط في فترة قصيرة للمضخة المكبسية بغياب وبوجود صمام تصريف الضغط، أظهرت نتائج هذه الدراسة علاقة تردد الاهتزازات الخاصة لصمام تصريف الضغط والنظام الهيدروليكي حيث إن هذه العلاقة يمكنها أن تقرر فعالية حماية النظام قل التحميل، تبين أن معامل الضغط الديناميكي بغياب صمام تصريف الضغط $\varphi_1 = 110\%$ بينما بوجود الصمام يكون $\varphi_2 = 20\%$.

الكلمات المفتاحية: صمام تصريف الضغط، النظام الهيدروليكي، تردد الاهتزازات.

* استاذ مساعد - قسم التصميم والإنتاج - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية
** قائم بالأعمال معاون - قسم التصميم والإنتاج - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية

Computer modeling for hydraulic system works for organize the pressure through surplus valves in a piston pump

Dr. Raid Alnajjar*

Mohamad Hamouda**

(Received 17 / 9 / 2013. Accepted 21 / 9 / 2014)

□ ABSTRACT □

In this research, we described the behaviour of the valve by a mathematical model of the discharge pressure valve and then we studied the vibrations frequency of the hydraulic system which has plotted the pressure in a short period of piston pump in absence and in presence of discharge pressure valve.

The results of this study showed special vibrations frequency relationship of the discharge pressure valve and hydraulic system where this relationship could decide the effectiveness of the protection system before loading. It also showed that dynamic pressure factor in absence of discharge pressure valve is $\varphi_1=110\%$ while the presence of the valve is $\varphi_2 = 20\%$.

Key Words: Discharge pressure valve, hydraulic system, vibrations frequency

* Assistant Professor, Department of Design and Production, Faculty of mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

** Established Businesses of Design and Production, Faculty of mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

مقدمة:

لقد تطور وبشكل واسع في السنوات الأخيرة استخدام الأنظمة الهيدروليكية في الصناعة حيث تعاضمت بذلك أهمية هذه الأنظمة وتوسع انتشارها في المجالات الهندسية وعلى سبيل المثال في صناعة ماكينات العدد، المكابس، أجهزة التشغيل، السيارات، الطائرات والسفن، ومن الفوائد المتعددة الهيدروستاتيكية للأنظمة الهيدروليكية على سبيل المثال إمكانية حماية النظام قبل التحميل، فمن أجل تنفيذ القواعد المرعية والصحيحة للحمولات يمكن أن نركب صمامات خاصة في الدارات الهيدروليكية والتي تفتح من تلقاء نفسها عند ارتفاع الضغط عن قيمة محددة، حيث يمكن لهذا الصمام (والذي يجب أن يكون في كل جملة هيدروليكية واحد على الأقل) أن يحدد ضغط النظام كما يمكن لهذا الصمام أن يقوم بعملين مختلفين:

. حماية النظام قبل ارتفاع الضغط حتى القيمة المسموح بها.

. الحفاظ على ضغط ثابت في النظام.

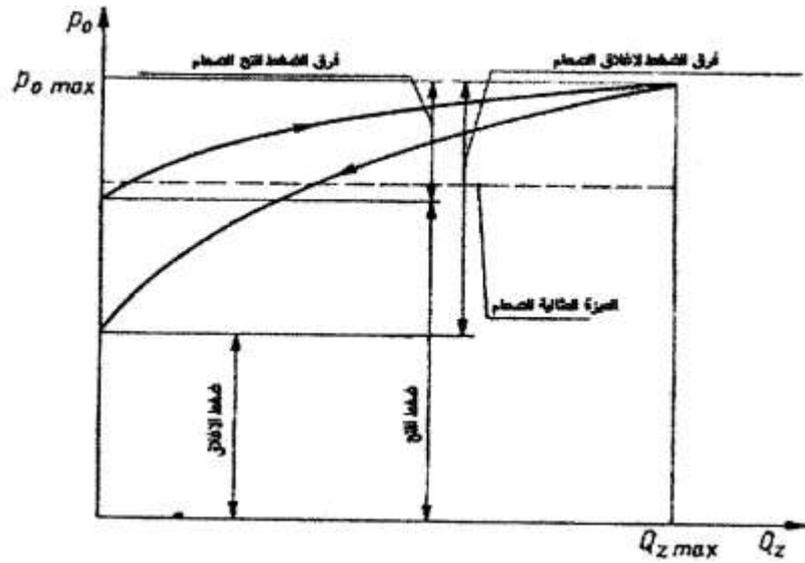
في الحالة الأولى: يسمى بصمام الحماية أما في الحالة الثانية: فيسمى بالصمام الفائض، حيث إن مبدأ عمل الصمام في كلا الحالتين هو نفسه والاختلاف في قيمة الضغط الذي يفتح عنده الصمام، فعندما يقوم الصمام بدور صمام الحماية فإن الضغط الذي يفتح عنده يكون أعلى بحوالي من 10 - 20%، من الضغط الأعظمي الذي يكون مسيطراً في الأنابيب آنذاك وذلك عندما يعمل المحرك الهيدروليكي عند الحمولة الأعظمية، ينما إذا قام الصمام بدور الصمام الفائض فإنه يعمل عند قيمة الضغط الأعظمي المسيطر آنذاك في أنابيب النظام، هذا ويجب الانتباه إلى أن كل صمام فائض يمكن أن يكون صمام حماية بينما ليس كل صمام حماية يمكن أن يكون صمام فائض.

أهمية البحث وأهدافه:

بما أن الصمامات الفائضة تعمل بشكل مستمر، هذا يعني أن هناك كثير من المتطلبات من أجل الخواص الستاتيكية والديناميكية، ميزات الصمامات الفائضة في الحالة الثابتة تحدد لنا الميزة الستاتيكية و يوضح الشكل (1) هذه الميزات الستاتيكية أي العلاقة $P_1 = f(Q_z)$ عند الضغط المفروض حيث:

P_1 قيمة الضغط في النظام.

Q_z شدة الجريان المتدفق في الصمام.

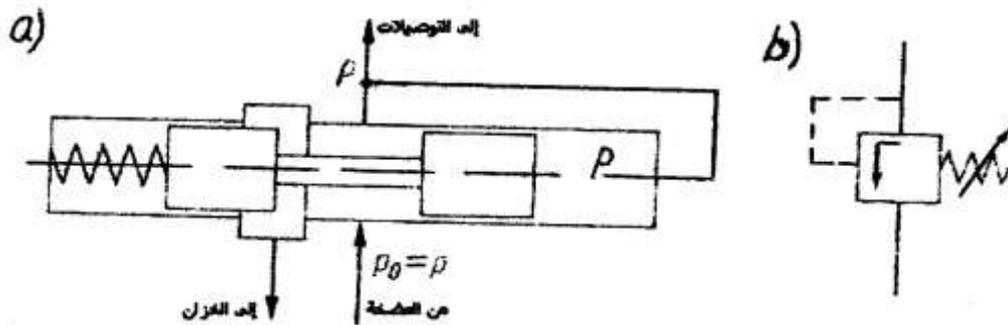


الشكل (1): الميزات الستاتيكية لصمام تصريف الضغط

من هنا يمكننا أن نقول أن الصمام الفائض هو الصمام ذو الميزة الأفضل حيث إن أصغر قيمة لعامل التقوية تكون مناسبة [1]، وهذا يؤدي على الاستنتاجات التالية:

. إن هذه النتيجة صحيحة بشكل جزئي ويمكننا أن نتأكد من ذلك من خلال نظرية مشاكل التحكم الأوتوماتيكي حيث إن الصمام بوجود أصغر عامل تقوية يؤدي بنا على الوقوع في مطب الاهتزازات.

. أن فعالية حماية النظام قبل ارتفاع الضغط عند قيمة معينة يعتمد على نسبة التردد الخاص لصمام تصريف الضغط ω_{oz} إلى تردد النظام نفسه، ω_{ou} في أن تكون $\omega_{oz}/\omega_{ou} > 10$ والشكل (2) يوضح مخطط صمام تصريف الضغط.



الشكل (2): مخطط صمام تصريف الضغط

a. المخطط المثالي، b. المخطط الرمزي

تتحصر الغاية الأساسية من هذا البحث في إيجاد علاقة تردد الاهتزازات الخاصة بصمام تصريف الضغط والنظام الهيدروليكي حيث إن هذه العلاقة يمكنها أن تقرر فعالية حماية النظام قبل التحميل.

طرائق البحث ومواده:

تم في البداية دراسة نظرية للظواهر الناشئة في أفنية الصمام من خلال تدفق مائع التشغيل وذلك من خلال عرض المراجع المهمة بهذا المجال ومن ثم بناء نموذج رياضي لصمام تصريف الضغط معتمدين في ذلك على مجموعة من الفرضيات التبسيطية، ومن أجل تأكيد صحة العلاقات أجريت قياسات مخبرية لنظام هيدروليكي مؤلف من مجموعة من العناصر الهيدروليكية وكانت پارامترات النظام هي:

$$A=14,7 \cdot 10^{-4} \quad , \quad C_U=4,33 \cdot 10^{-12} \text{m}^5/\text{N} \quad , \quad a=4,6 \cdot 10^{-12} \text{m}^5/\text{ns} \quad , \quad m_{Zr}=1221 \text{Kg},$$

$$Q_{PT}=40 \text{dm}^3/\text{min} \quad , \quad f=3585 \text{Ns/m}$$

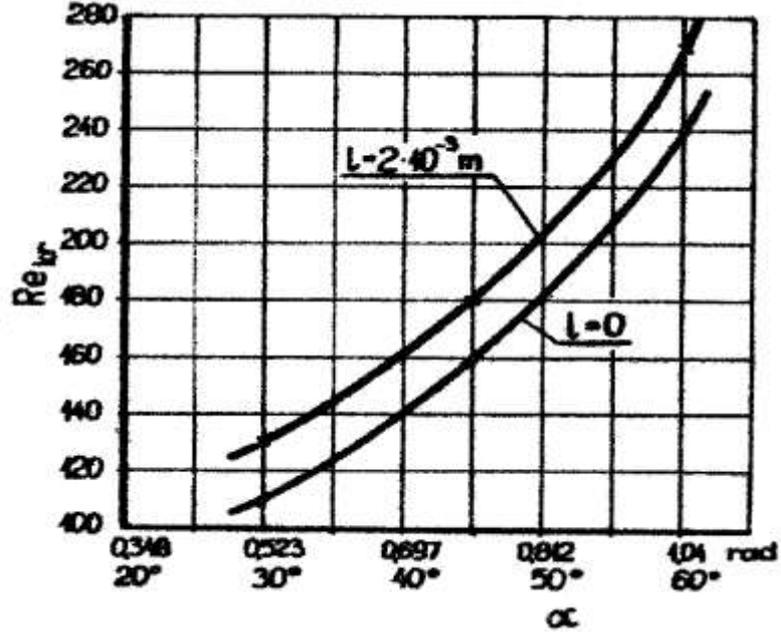
الدراسة النظرية:

إن النموذج الرياضي في الحالة الراهنة هو غير خطي [2] وحتى نستطيع أن نستبدل المعادلات التفاضلية الغير خطية بمعادلات خطية فإن ذلك يعتمد على تحديد المعادلات غير الخطية الناتجة من ميزة الظاهرة الفيزيائية وكذلك مجالات تغير كافة البارامترات.

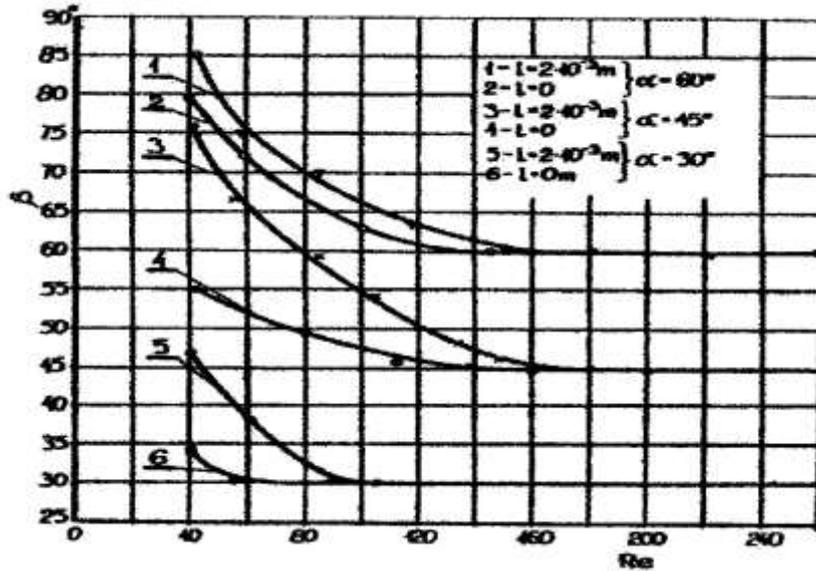
إن اختزال النموذج الرياضي يعطي صورة مختلفة للموضوع قيد البحث وهذا بدوره يؤكد لنا بأن الأفكار النظرية ليست دائماً مؤكدة تجريبياً، وبشكل عام سوف نقبل بأن التدفق سيكون مضطرب في أفنية الصمام مما يؤدي إلى نشوء علاقة قطع مكافئ بين شدة التدفق وفرق الضغط قبل وبعد النظام، فبالنسبة لنتائج الاختبارات المقاسة [3] فإن ميزة التدفق تعتمد على شكل جملة (رأس . مقعد) الصمام، پارامترات العمل، ومقاييس الصمام، والمقصود بجملة (رأس . مقعد) الصمام أن رأس الصمام هو عبارة عن مركبة إقفال الصمام والتي تكون على شكل قفاز وتتألف من عمود ينتهي بصحن والذي يكون ملاصق لسطح مقعد الصمام.

نجد في الشكل (3) العلاقة بين قيمة رقم رينولدز الحرجة Re_{kr} والتي تحدد منطقة التدفق الصفحي والمضطرب والزاوية α الموجودة بين الخط المنحني الذي يتحرك في الفراغ محدد السطح (الخطوط المولدة او الرواسم المستقيمة) ومحور تناظر مقعد رأس الصمام.

بينما نجد على الشكل (4) علاقة الزاوية β لجريان حزمة من أفنية الصمام (الزاوية β مقاسة بين اتجاه الحزمة الجارية ومحور رأس الصمام) وزاوية رقم رينولدز لمختلف اشكال جملة (رأس مقعد) الصمام المحدد بالزاوية α والطول L (المولد للسطح) لمقعد الصمام [3].

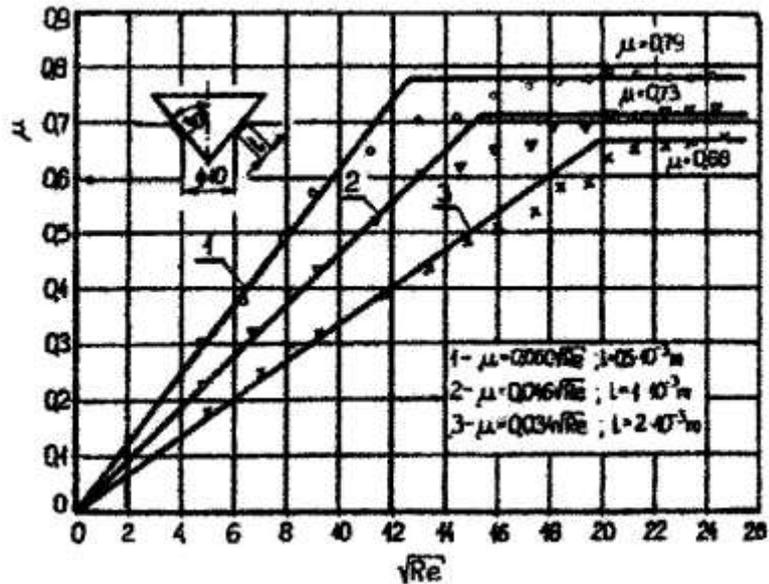


الشكل (3): العلاقة الحدية بين رقم رينولدز الحرج Re_{kr} والزوايا بين الخط المولد ومحور تناظر رأس الصمام والطول L المولد للمقعد كبارامتر

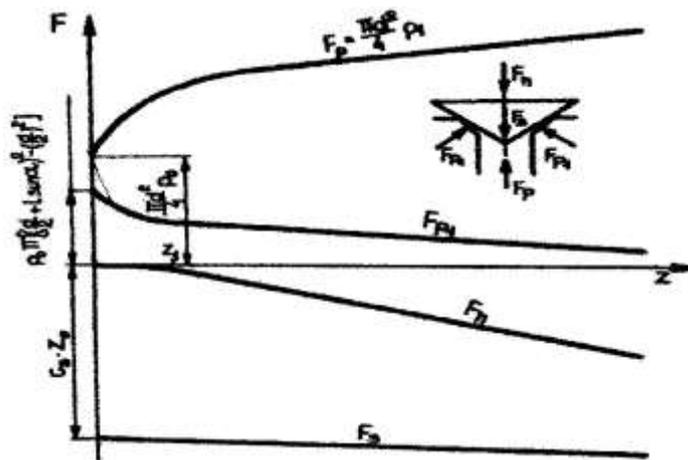


الشكل (4): علاقة الزاوية β ورقم رينولدز الحرج من أجل مختلف أشكال جملة (رأس . مقعد) الصمام

وبالأخذ بعين الاعتبار ماورد في المرجع [2] بأن نقيبل تغيير معامل التدفق μ في موديل صمام تصريف الضغط، حيث يمكننا أن نتأكد من ذلك من خلال المنحنيات الموضحة في الشكل (5) والتي تبين لنا علاقة معامل التدفق μ و \sqrt{Re} لرأس الصمام وكذلك للمقعد ذي الأطوال المختلفة L [4] ، إن العلاقة $\mu = f(\sqrt{Re})$ لأنظمة (رأس . مقعد) الصمام بشكل عام ولكلا العاملين تأخذ على وجه التقريب شكل المستقيم. وبالافتاق مع الفرضيات الأساسية فإن علاقة القوى التي تؤثر على رأس الصمام المستخدم مع الانزياح Z في شروط التدفق الثابت نجدها في الشكل (6) حيث $Z1 > Z$.



الشكل (5): علاقة معامل التدفق μ مع \sqrt{Re} لجملة (رأس . مقعد) الصمام



الشكل (6): علاقة القوى المؤثرة على رأس الصمام كتابع للإزاحة Z عند شروط التدفق الثابت

وتكون Z كافية من أجل العمل بدقة وذلك عندما نفترض العلاقة خطية للقوى بشكل عام والإزاحة $Z_1 = 0.2 \dots \dots \dots 0.25Z_{max}$ حيث Z_{max} الإزاحة العظمى للتدفق Q_{zma} [5] وهذا كله (المنحني) يرتبط بزوايا التدفق الثابت β وبمعامل التدفق μ وعلى كامل التدفق المضطرب في أفنية الصمام.

النموذج الرياضي لصمام تصريف الضغط:

إن الخواص الديناميكية لصمامات تصريف الضغط بشكل عام يمكن أن نصفها بمعادلات تفاضلية غير خطية ، لكن في الواقع فإننا نستخدم المعادلات الخطية (حيث نقوم بتحويلها إلى شكل خطي) [6].

وعند بناء النموذج الرياضي سوف نقبل الفرضيات التبسيطية التالية:

1. لا تؤخذ بعين الاعتبار الظواهر الموجية.
2. خواص المائع المستخدم هي الكثافة، اللزوجة، معامل الانضغاطية الذي لا يتغير في العملية الانتقالية.

3. ميزة الجريان المضرب.
 4. قيمة ثابتة لمعامل التدفق.
 5. القوة الهيدروديناميكية التي تنتج من تغير كمية حركة السائل، قوى الانعطاف (الانحراف) المرنة، أيضاً القوة الناتجة من الضغط المنتشر في أفنية الصمام.
 6. القوى التي تنتج من الجريان الغير مستقر $pl(dQ_z / dt)$ هي ذات طبيعة أحمادية وبذلك تصبح معتبره في معامل الأحماد.

7. الضغط في منطقة الخروج $p_2 = 0$.

8. الكتلة المختزلة سنفرضها وكأنها كتلة رأس الصمام مكبرة حوالي 1/3 من كتلة النابض.

إن هذه الفرضيات تكفي لكي يعمل الصمام بشكل جيد عند هذه الشروط ولبدء عمل الصمام في منحنيات خطية وذلك بالنسبة لعلاقة القوى المؤثرة على رأس الصمام والإزاحة Z بالنسبة للصمام الذي يعمل عند الفتحات الوسطية والكبيرة.

فمن أجل وصف سلوك الصمام في الحالة الراهنة، سيكون هذا متوافقاً مع بدايتنا في العمل عندما $(Z_1 > Z)$ والتي استخدمت في النموذج الرياضي، وهذا سيكون غير حقيقي بالنسبة لميزة الظواهر المرتبطة بتدفق مائع التشغيل في أفنية الصمام الموزع.

فمن أجل أن تكون الفرضيات مقبولة وتساعدنا على تبسيط العمل وتستخدم مبدأ انحفاظ الكتلة ومعادلة القوة التي تؤثر على رأس الصمام، يستخدم النموذج الرياضي للصمام الذي يكون على شكل متحول مثلاً: مقدار الدخل الذي يبحث في شدة التدفق $Q(s)$ ، وكذلك مقدار الخرج $Z(s)$ حيث إن $Z(s)$ ، $Q(s)$ شكل لابلاس من انحراف شدة التدفق المؤثر وانحراف انزياح رأس الصمام يأخذ الشكل الرياضي التالي :

$$H_{(s)} = \frac{Q_{(s)}}{Z_{(s)}} = \frac{K_p K_t}{K_c S^3 + S^2(K_N + hK_c) + S(K_t + hK_N + \omega_0^2 K_c) + K_t B_1 + \omega_0^2 K_N} \dots \dots \dots (1)$$

$k_p=1/s_0$. معامل مساحة السطح

$k_t=s_0/m$. معامل العطالة

$K_c= V_u/B_z s_0$. معامل الانضغاطية المختزل

$K_N= B_1 Z_u / 2p_{1u}$. معامل شدة التدفق الغير خطي المار من خلال فتحة شق الصمام

$B_1= \mu \pi d \sin \alpha \sqrt{2p_{1u}/\rho}$. معامل التقوية المختزل

-h معامل الإخماد

$\omega_0= \sqrt{C_z/m}$. تردد الاهتزاز

إن الشرط الأساسي للعمل الصحيح لصمام تصريف الضغط هو تأكيد الاستقرار، وهذا الشكل يكون مرتبط بتخامد الحركة الحرة .

بقسمة البسط والمقام في العلاقة (1) من خلال المعامل K_e تأخذ المعادلة المميزة الشكل التالي:

$$S^3 + A_s S^2 + B_s + C = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$A = \frac{K_N + hK_C}{K_C} > 0 \quad \dots\dots\dots$$

$$B = \frac{K_t + hK_N + \omega_0^2 K_C}{K_C} > 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$C = \frac{K_t B_1 + \omega_0^2 K_N}{K_C} > 0 \quad \dots\dots\dots$$

وباستخدام نظرية هارتز، شرط الاستقرار لموديل النظام يكون:

$$AB > C \quad \dots\dots\dots (4)$$

بعد الحصول على المعادلة (4) وبالنظر للاهتزازات (باعتبار الاهتزازات توافقية) عند قيامها بعمل توافق التردد (العمل التوافقي) الذي يحدد الاهتزازات الخاصة بالاستفادة من المبدأ المستخدم في تعيين اهتزاز الطنين للمتحولات المقاسة الموصوفة بالمعادلة (2).

إن هذا المبدأ يوضح لنا، أن اهتزاز الطنين يتجاوز مع القيمة الأعظمية لميزة السعة . التردد (السعوي . الترددي) [7]. فمن أجل تحديد تردد الاهتزازات الخاصة للصمام نستبدل شكل لابلاس في المعادلة (1) بشكل فورييه وذلك باستخدام $S=J\omega$ ، من أجل إحراز المتحول (السعوي _ الترددي) والذي يعين بالعلاقة:

$$|H(J\omega)| = \frac{K_p K_t / K_c}{\sqrt{\omega^6 + (A^2 - 2B)\omega^2 + (B - 2CA)\omega^2 + C^2}} \quad \dots\dots\dots(5)$$

بعد ايجاد المعادلة (5) يحدد تردد الاهتزازات الخاصة لصمام تصريف الضغط بالعلاقة:

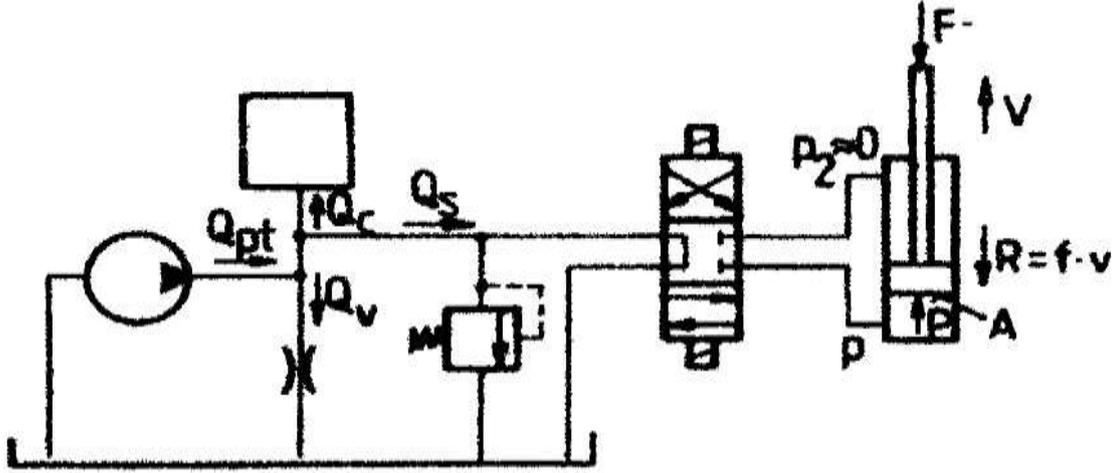
$$\omega_{0z} = \sqrt{\frac{2B - A^2 - \sqrt{(A^2 - 2B)^2 + 3(2CA - B^2)}}{3}} \quad \dots\dots\dots(6)$$

العوامل A,B,C توضح بالعلاقة (3)، والمعادلة (6) تحدد الاهتزازات الخاصة بالصمام مع الأخذ بعين الاعتبار انضغاطية مائع التشغيل وعناصر النظام وكذلك التخميد.

بعد تحديد قيمة البارامتر ω_{0z} المحدد بالعلاقة (6) وبعد قبولنا لقيم المعاملات الخاصة والخطوط البيانية فإنه يكون $\omega_{0z} = \sqrt{C_z / m}$ ويتعلق هذا بحالة الأنظمة التي تستخدم أنابيب لدنة حيث القساوة صغيرة ولها نفس قساوة النظام الهيدروليكي.

• المخطط الإنسيابي وبرمجة الموديل الرياضي:

إن شكل النظام الهيدروليكي ذي المضخة الثابتة الإنتاجية والمحرك المكبسي موضح بالشكل (7) وإن معادلات توازن الجريان في المضخة المكبسة وتوازن القوى التي تؤثر على مكبس الأسطوانة يشكلون معادلات النظام التي تصف انحفاظ النظام الهيدروليكي أثناء الحركة بغياب صمام تصريف الضغط وشكل المعادلات الخاصة بهذا الموضوع نجدهم في [8] .



الشكل (7) يوضح المخطط الهيدروليكي للنظام

Q_{pt} شدة التدفق للمضخة . Q_s قوة امتصاص الاسطوانة الهيدروليكية
 A مساحة السطح العامل للمكبس . v سرعة سرعة المكبس . F عامل الاحتكاك .

عند بدء حركة النظام الهيدروليكي فإن ذلك يأخذ شكلين مختلفين، الشكل الأول يتضمن الفترة من لحظة بدء حركة الصمام الموزع إلى اللحظة التي يأخذ فيها الضغط قيمة في الحركة الثابتة. إن كافة الكتل تكون أثناء ذلك في حالة السكون، وبإمكاننا أن نصف تزايد الضغط هذا بالعلاقة التالية:

$$P_t = Q_{pt} / a (1 - e^{(-a/Cm)}) \dots\dots\dots(7)$$

a معامل التسرب ، t الزمن
 $C_U = V_U / B_Z$ استطاعة النظام

في الشكل الثاني حيث كافة الكتل في حالة الحركة فإن دورة الضغط تتوضح بالعلاقة:

$$P_u = P_u + \frac{Q_{PT} - P_U a}{C_U} e^{-\xi \omega_{OU} t} \dots\dots\dots(8)$$

$\omega_{OU} = A / \sqrt{m_{ZR} C_U}$ تردد الاهتزازات الخاصة بالنظام الغير مخمد

$\xi = \frac{m_{2r} + f C_U}{2A \sqrt{m_{ZR} C_U}}$ معامل الإخماد المختزل

$\omega = \omega_{OU} \sqrt{1 - \xi^2}$ تردد الاهتزازات الخاصة بالنظام المخمد

النتائج والمناقشة:

✚ نورد فيمايلي المخططات الإنسيابية لعمل وبرمجة الموديل الرياضي السابق

- الشكل (8) المخطط الصندوقي لخوارزمية التأكد من شرط الأستقرار وحساب تردد الاهتزازات الخاصة بالنظام المخمد .

شرح الخوارزمية للشكل (8):

الصندوق (1) : اختيار النموذج الرياضي لحساب $H(s)$ للنظام، والخيارات هي إما استخدام شكل فورييه أو شكل لابلاس.

الصندوق (2) والصندوق (3) : التخابط مع المستخدم وطلب إدخال مجموعة من المعاملات والثوابت التي ستستخدم في مراحل لاحقة. يُنفذ أياً كان الخيار في الصندوق (1).

الصندوق (4) والصندوق (5) : حساب معاملات مساحة السطح والعطالة والانضغاطية. يُنفذ أياً كان الخيار في الصندوق (1).

الصندوق (6) : حساب $H(jw)$ للنظام وفق شكل لابلاس باستخدام المعاملات المدخلة والمحسوبة في المراحل السابقة.

الصندوق (7) : حساب $H(s)$ للنظام وفق شكل فورييه باستخدام المعاملات المدخلة والمحسوبة في المراحل السابقة.

الصندوق (8) : التحقق من شرط الاستقرار، إذا غير محقق سيتم إنهاء البرنامج وإلا فسيتم الانتقال إلى الصندوق (9) .

الصندوق (9) : التخابط مع المستخدم وطلب إدخال مجموعة من الثوابت والمعاملات التي ستستخدم في حساب P_1 .

الصندوق (10) : حساب P_1 وفق المعطيات و الثوابت المدخلة في الصندوق (9).

الصندوق (11) : حساب P_2 وفق العلاقة المميزة لها .

الصندوق (12) : طباعة الخرج المتمثل بتردد الاهتزازات الخاصة بالنظامين المخمد وغير المخمد ومعامل إخماده وقيم P_1, P_2 .

- الشكل (9) ويوضح المخطط الصندوقي لخوارزمية حساب الضغط $P_1(i)$.

شرح الخوارزمية للشكل (9):

الصندوق (1) : ضبط القيم الأولية التي سوف تستخدم في حساب المعاملات في البرنامج ، والقيم المستخدمة هي :

$$O_p = 0.4 , P_u = 7 , a = 6 , cu = 4.33 , A = 14.7 , m2r=12 , f = 8 -$$

الصندوق (2) : حساب المعاملات W_1, W_{ou}, b, y باستخدام العلاقات المميزة لها ، وفق القيم المدخلة في الصندوق (1).

الصندوق (3) : إخراج قيمة العامل b .

الصندوق (4) : إنشاء المصفوفة T ، هذه المصفوفة مكونة من 100 عنصر مرتبة تصاعدياً بدءاً من 0 ويخطوة زيادة هي 0.2 وآخر عناصرها فيه القيمة 20 .

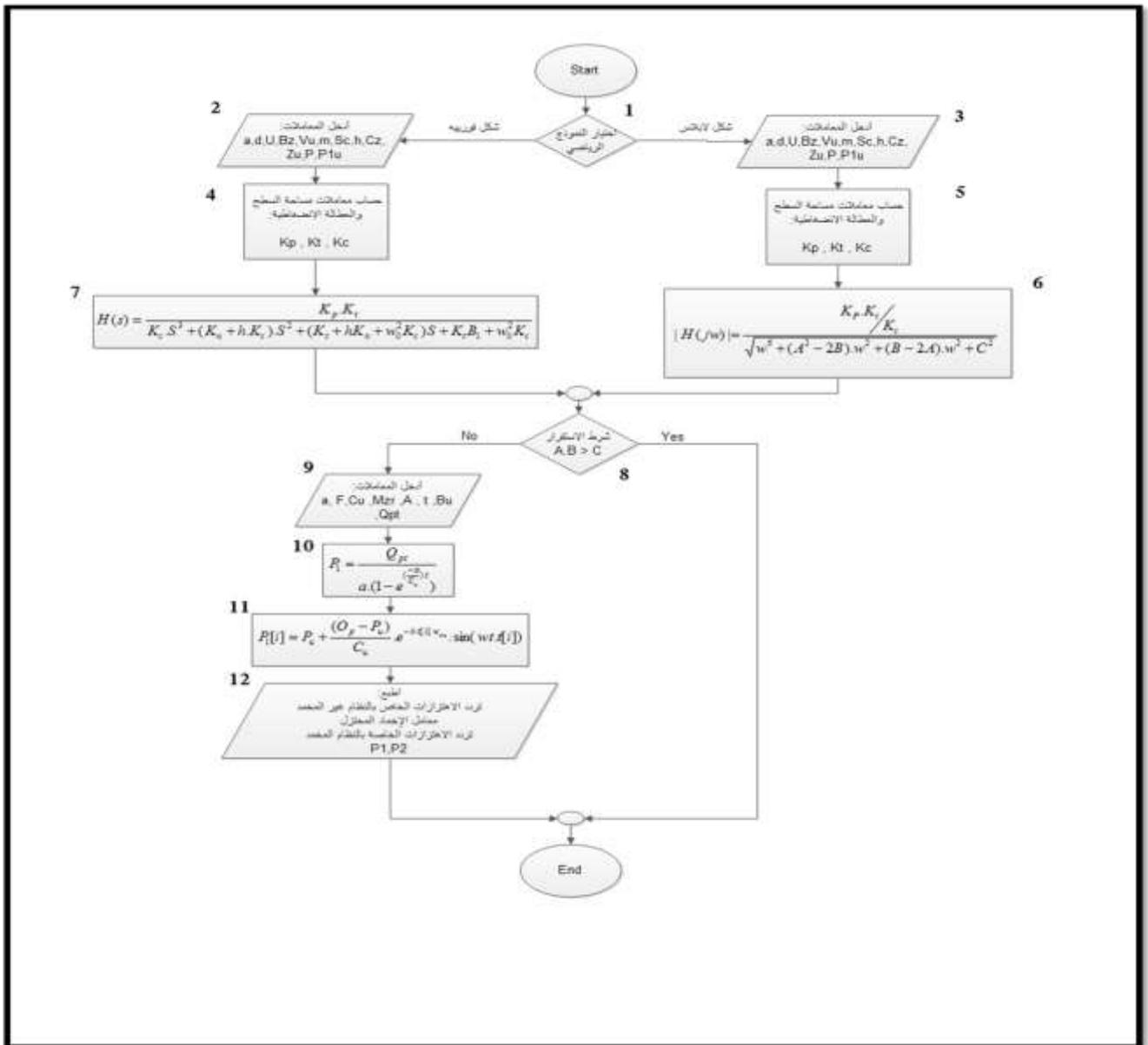
الصندوق (5) : ضبط القيمة البدائية لعداد الحلقة إلى الصفر . لاستخدامه في جسم الحلقة .

الصندوق (6) : يقع هذه الصندوق ضمن حلقة تكرارية وسيتم تنفيذه في كل مرة تتكرر الحلقة وهو يحسب قيمة العامل P_1 من أجل قيمة المعتمدة للعداد A .

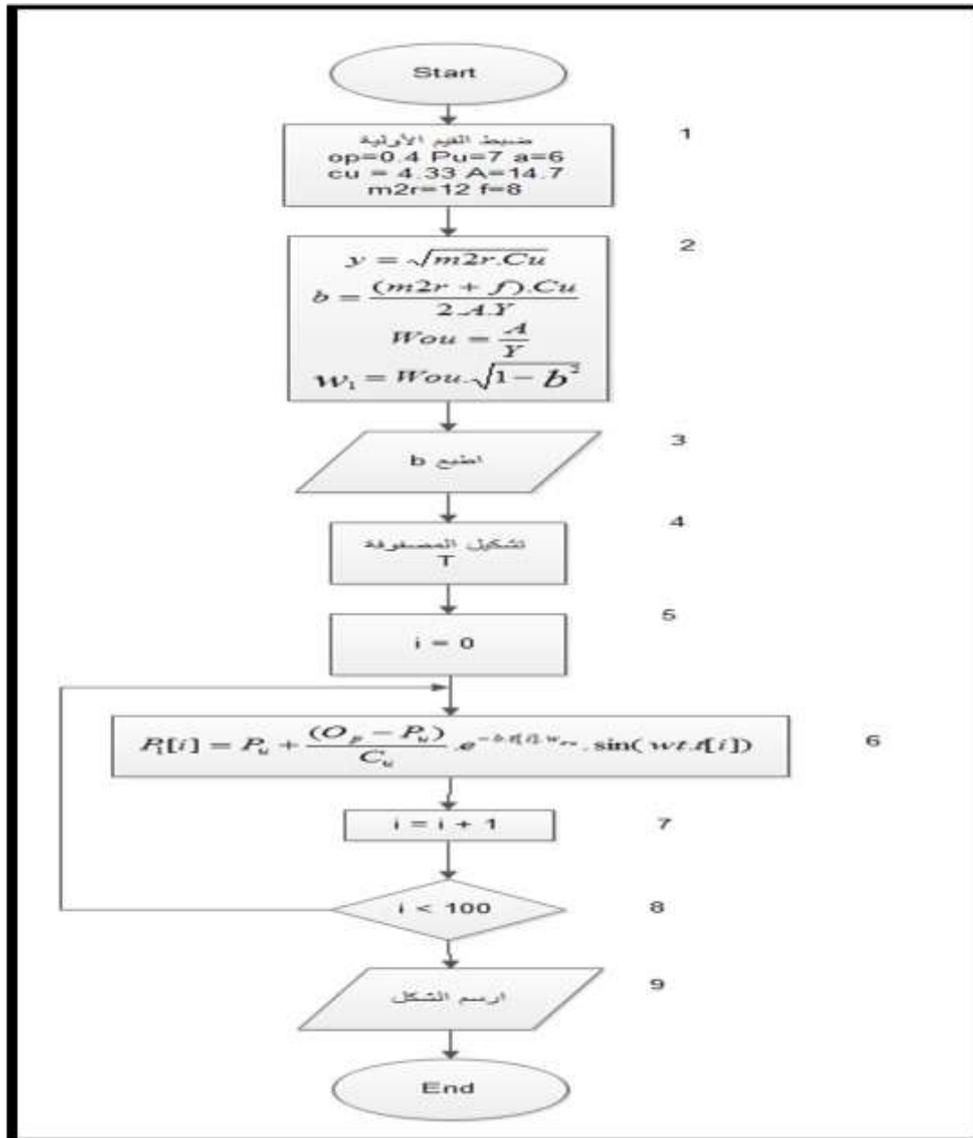
الصندوق (7) : يقع هذه الصندوق ضمن حلقة تكرارية وسيتم تنفيذه في كل مرة تتكرر الحلقة ، وهو يعمل على زيادة عداد الحلقة بمقدار 1 .

الصندوق (8) : شرط الحلقة ، وسيتم تنفيذ هذه الحلقة طالما أن الشرط محقق، وبما ان قيمة العداد الابتدائية 0 ومقدار الزيادة هو 1 والشرط هو أن قيمة العداد يجب أن لا تتجاوز 100 .، فهذا يعني أن $P_1(i)$ سيحسب 100 مرة من أجل كل قيم المصفوفة (T).

الصندوق (9) : طباعة الخرج ، وهو المنحني المعبر عن $P_1(i)$ بدلالة الزمن .



الشكل (8) يوضح المخطط الإنسيابي لعمل الموديل الرياضي المستخدم لحالة الأهرزازات الخاصة بالنظامين المخمد وغير المخمد



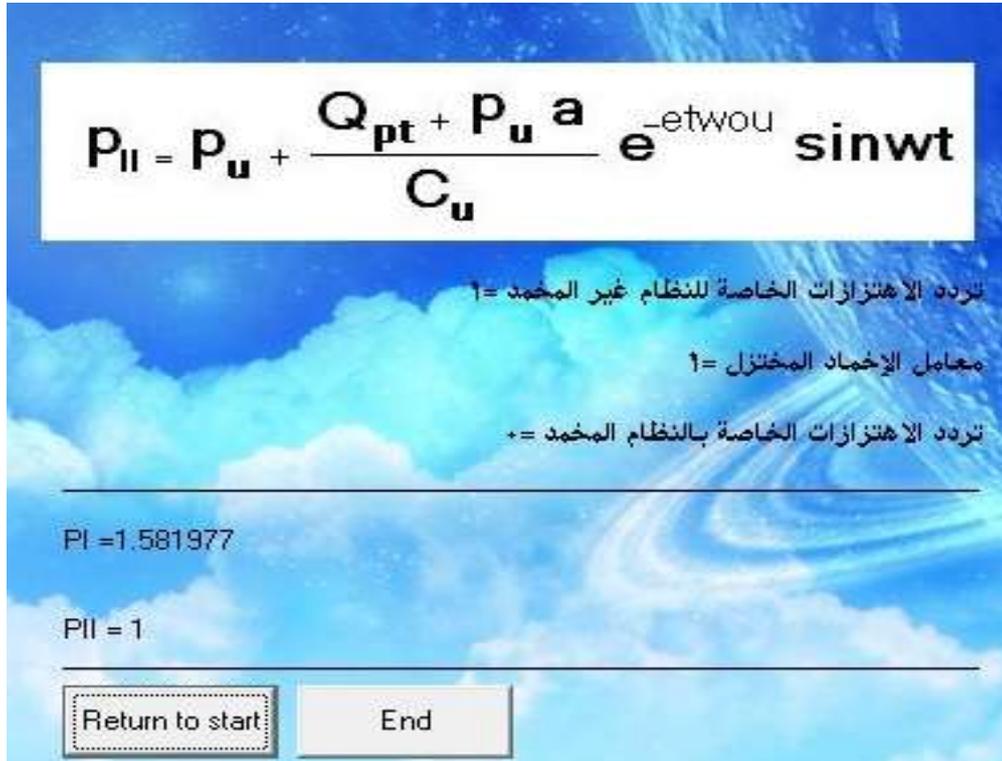
الشكل (9) يوضح المخطط الصندوقي لخوارزمية حساب الضغط P1(i)

برمجة المخططات الإنسيابية

تم استخدام الماتلاب لبرمجة وكتابة المخططات الإنسيابية الواردة في الأشكال (8) و (9) ومن خلال تنفيذ هذه البرمجة فإن واجهات تنفيذ مخطط الشكل (8) والذي يقوم بالتأكد من شرط الاستقرار وحساب تردد الاهتزازات الخاص بالنظام غير المخمد ومعامل الإخماد المختزل وتردد الاهتزازات الخاصة بالنظام المخمد و P1, P1(i) مبيّنة في الأشكال (10) و (11)

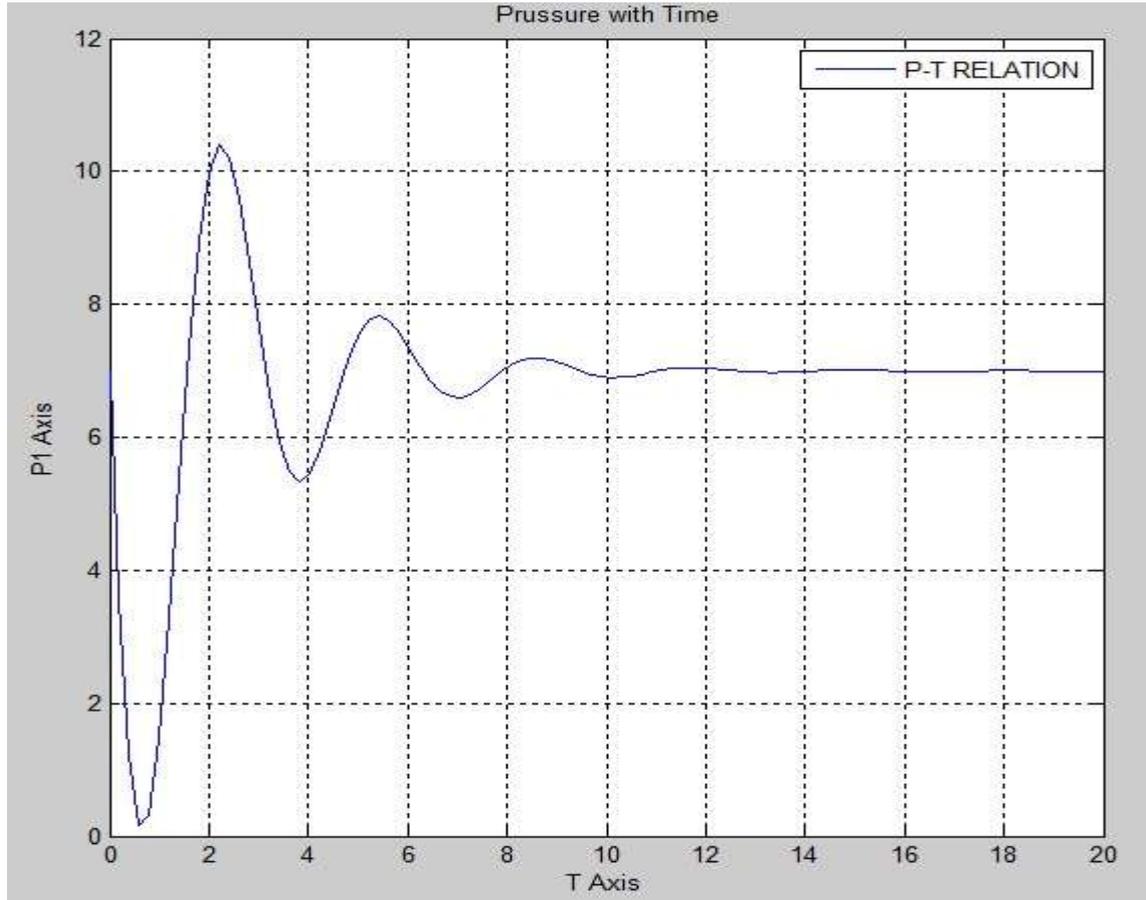


الشكل (10) نافذة بداية البرنامج



الشكل (11) نافذة نهاية البرنامج

إن نتائج نمذجة المخططات الإنسيابية موضحة في الشكل (12) وهي العلاقة بين الضغط والزمن



الشكل (12) نتائج نمذجة العلاقة بين الزمن T والضغط P1(i)

النتائج والمناقشة:

1- إن دورة الضغط في فترة قصيرة للمضخة المكبسية عند بدء الحركة في النظام المدروس و بغياب صمام تصريف الضغط مبينة على الأشكال (12 و 13).

وفي الشكل (14) نجد أن دورة الضغط أثناء بدء الحركة و بوجود صمام تصريف الضغط

$$(P_o = 5.5 \text{ MPa} , P_u = 5 \text{ MPa})$$

وإن الاختلاف بين هذه الدورات موضح حسب الأشكال (7) و (8).

2- بمقارنة الخطوط البيانية الحاسوبية والتجريبية الموجودة في الأشكال (12) و (13) و (14) يمكن

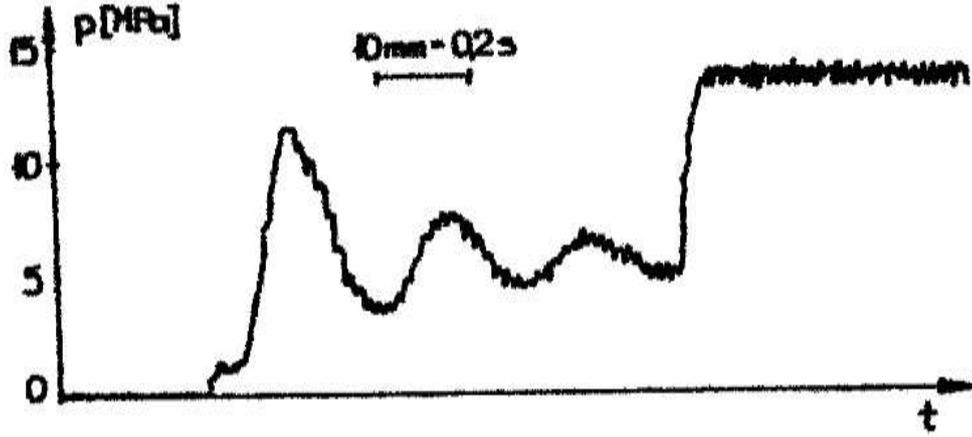
أن نؤكد:

• أن معامل الضغط الزائد الديناميكي أثناء بدء الحركة و بغياب صمام تصريف الضغط يكون $\varphi_1 = 110 \%$

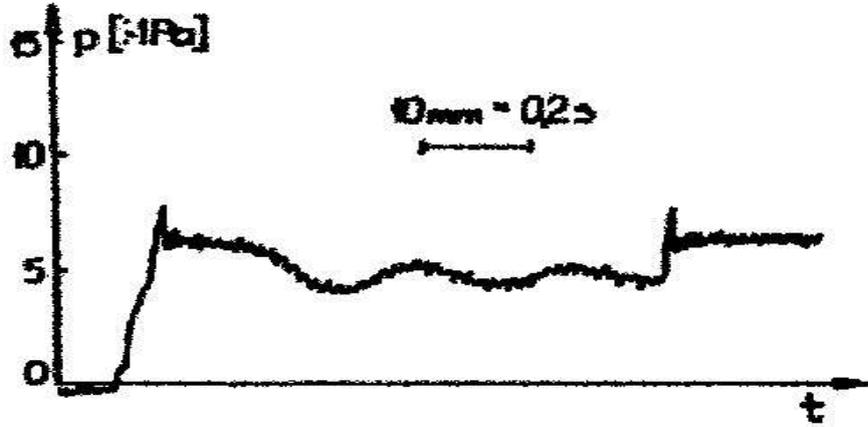
• بينما بوجود صمام تصريف الضغط يكون $\varphi_2 = 20 \%$

• عند اختبار النظام فإن نسبة تردد الإهتزازات الخاصة للصمام W_o إلى تردد الإهتزازات الخاصة بالنظام W

$$W_o/W = 20 \text{ يقبل القيمة}$$



الشكل (13): يمثل دورة الضغط أثناء بدء حركة النظام المدروس و بغياب صمام تصريف الضغط



الشكل (8-3): يمثل دورة الضغط أثناء بدء حركة النظام و بوجود صمام تصريف الضغط

3- إن الخواص الديناميكية لصمامات تصريف الضغط بشكل عام يمكن أن نصفها بمعادلات تفاضلية غير خطية [10,9]، ولكن في الواقع فإننا نستخدم المعادلات الخطية (حيث نقوم بتحويلها إلى شكل خطي) وبالمقارنة نجد أن الفارق بين النتائج مهمل ويمكن اعتماد النموذج الحاسوبي في الدراسات اللاحقة.

4- عند بناء النموذج الرياضي إعتدنا الفرضيات التبسيطية التالية:

. لم تؤخذ بعين الاعتبار الظواهر الموجية.

. خواص المائع المستخدم هي الكثافة، اللزوجة، معامل الانضغاطية الذي لا يتغير في العملية الانتقالية.

. ميزة الجريان المضرب.

الإستنتاجات والتوصيات:

- يمكن الاعتماد على النموذج الحاسوبي في الدراسات اللاحقة كونه متوافقاً مع النموذج التجريبي .

- إن هذه الدراسة تعطينا علاقة تردد الإهتزازات الخاصة بصمام تصريف الضغط للنظام الهيدروليكي

- تبين أن معامل الضغط بغياب صمام تصريف الضغط يكون $\phi_1 = 110\%$ بينما بوجود الصمام يكون =

$\phi_2 = 20\%$

- إن العلاقة المتبادلة بين القيم (استطاعة النظام , الكتلة المختزلة , سطح الكبس العامل معامل الاحتكاك ومعامل التسرب) بإمكانها أن تقرر فعالية النظام قبل التحميل وحول تردد الاهتزازات الخاصة بالنظام .
- إن تردد الاهتزازات الخاص بصمام تصريف الضغط لهذه الحالة المدروسة يمكن أن تقيم على أساس المميزات الستاتيكية وبارامترات النظام .

المراجع:

- 1- KUDZMA Z. Ocena wlasciwosci dynamicznych jednostopniowych zaworow maksymalnych na pod stawie charakterstyk statycznych. SLNH nr 6/89. Poland
- 2- TQMASIAK E. wybrane zagadnienia dynamiki zaworow. SINH nr 6/83. Poland
- 3 - SHELL Co. Hydraulic systems, Shell, 2003.
- 4 - STRYCZEK S. Napqd Hyrostatyczne. Warsaw 1984.
- 5- PIZQNA . Hyrauliczne i Electrohyrauliczne ukklady sterowania i regulacji. Warsaw 1987.
- 6- KRONELD P., LIEDES T. , Modeling a Selective Hydropneumatic Suspension Element. ICSY13, July 26, 2006, sVienna, Austria
- 7 - HAGEL R. Miernictwo dynamiczne WNT. Warsaw 1975.5 -
- 8 - Grossman K. badania ukkladow hydraulicznych maszyn roboczych. Konferencja pt. rozwcij i sterowania hydraudicznego. Gdansk 1987.
- 9 - DINDORFA Z czestosc drgan wlasrnych jednostopniowych zaworow maksymalnych, PT nr. 12192. Poland
- 10 - ZHANG N., WANG M, Dynamic Modeling of Hydraulic Power steering System, JSME. I. J 4812 2005