دراسة تأثير البارامترات الميكانيكية في آلات الرفع ذات التيار المستمر في نوعية الحالات العابرة

الدكتور جرجس سعادة[1]

الملخص

إن القسم الأعظم من الآلات الإنتاجية الصناعية (المصاعد – الروافع ...) هي أنظمة كهروميكانيكية تتألف من قسمين:

الأول كهربائي: ويتألف من نظام القيادة الآلية مع دارات التغذية العكسية بالسرعة.

والثاني فهو ميكانيكي: ويتألف بدوره من عدة أجزاء ميكانيكية تفصل بينها ثغرات هوائية وخلوصات ميكانيكية ووصلات مرنة.

إن شرط العمل الطبيعي لأنظمة الآلات المدروسة يتمثل بتأديتها للحالات العابرة المحققة للشروط الآتية: - الحد الأدنى من الاهتزازات – الحمولة الديناميكية المحددة مسبقاً.

تم في هذا البحث دراسة تأثير معاملات النظام ثنائي الكتل في نوعية الحالات العابرة وخاصة قساوة الوصلات الميكانيكية، فضلاً عن ذلك تم الحصول على المعادلات الرياضية التي يتحقق من خلالها حساب القيمة المثلى للقساوة والتي تؤمن الحد الأدنى من الاهتزازات الكهروميكانيكية. وقد تم إظهار بعض المنحنيات والأشكال التي تثبت تأثير القساوة الميكانيكية في سلوك الحالة العابرة.

إن هذه الطرائق تساعد في تحسين أداء أنظمة التحكم المذكورة ، والتي يتحقق عندها الحد الأدنى من الاهتزازات الديناميكية من دون الانخفاض الملحوظ في إنتاجية الآلية.

كلمات مفتاحية:- ديناميك واهتزازات النظام الكهروميكانيكي ثنائي الكتل.

- قساوة

[1] أستاذ مساعد- كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة البعث.

1- مقدمة:

تعد آلة التيار المستمر في طليعة الآلات التي بدأ التعامل معها في تحويلات الطاقة من ميكانيكية إلى كهربائية في المولد، ومن كهربائية إلى ميكانيكية في المحرك.

ونظراً للميزات التي يتمتع بها محرك التيار المستمر وتحديداً المميـزات الميكانيكيـة للعزم والسرعة فقد انتشر استخدامه انتشاراً واسعاً في شتى المجالات الصناعية كونه يعطي عزم إقلاع أولياً يناسب أغراض الجر الكهربائية، إلى جانب سهولة التحكم في السرعة ضمن مجال كبير يمتد إلى ما فوق سرعة العمل على فراغ، بالقـدر الـذي يسمح به التصميم وذلك بأقل التكاليف وأبسط الطرائق.

على الرغم من الصعوبات الملحوظة أو تلك التي تنطوي على المخاطرة الناشئة عـن استخدام آلة التيار المستمر والتي يسببها وجود المبدل في التطبيقات عالية الـسرعة، فإن ذلك لم يمنع آلة التيار المستمر من أن تحرز أهميـة خاصـة فـي اسـتخدامات التحريك والتحكم الكهربائي في جميع المجالات الـصناعية، وخاصـة بعـد ظهـور المبدلات الثايرستورية والتي أسهمت في تطوير أساليب تنظيم السرعة تطوراً كبيـراً، مما طوع هذه المحركات لأداء مهمات متنوعة وكثيرة لم تكن قادرة عليها بالأسـلوب القديم السائد والتقليدي.

تعد آلات الرفع المنتشرة في مختلف المجالات الصناعية أنظمة كهروميكانيكية معقدة ومتشعبة تتضمن حلقات اتصال داخلية تتصف بالمرونة مما يزيد من صعوبة عمـل الآلات في أثناء الاستثمار بسبب الحمولات الديناميكيـة المتمثلـة بعـزوم المرونـة (***moment of elasticity***) الناشئة في هيكلها وأجهزة تحريكها والتي تظهر فـي كـل دورة عمل (إقلاع – فرملة – عكس اتجاه دوران).

إن شرط العمل الطبيعي لأي نظام كهروميكانيكي يتمثل بتأديتـه للحـالات العـابرة المقبولة ديناميكياً والمحققة لشروط عمل مثلى محددة مسبقاً، تتمثل بالحد الأدنى مـن الاهتزازات ومن الحمولات الديناميكية باعتبار أن زيادة إحدى هاتين القيمتـين تـؤثر بشكل مباشر في إنتاجية الآلة [1,2,3] من جهة ، وفي عمر المحرك بالخدمة من جهة أخرى ، لذلك من الضروري اختيار نوعية الأنظمة الديناميكية للنظام الكهروميكانيكي

وتحديدها كوحدة واحدة متكاملة (دراسة التأثير المتبادل بين القسم الكهربائي والقسم الميكانيكي).

2- هدف البحث:

الغاية من البحث تشكيل أنظمة التحكم بالأنظمة الكهروميكانيكية ذات التيار المستمر عند وجود عزوم عطالة كبيرة ومتفاوتة فيما بينها تؤثر في عمود المحرك، فضلاً عن وجود عناصر تتصف بالمرونة بالوقت نفسه ، ومن ثم دراسة العوامل المؤثرة في هذه النظم مع وضع المقترحات والتوصيات التي تؤمن الحد الأدنى من الاهتزازات الكهروميكانيكية (كونها نتيجة دراسة التأثير المتبادل للقسمين الميكانيكي والكهربائي)، ولاسيما تأثير قساوة الوصلات الميكانيكية في الأجزاء المختلفة في الرافعة بعد نقلها إلى محور المحرك مع بيان درجة هذا التأثير في شكل الحالات العابرة وفي قيمة الحمولات الديناميكية وفي القيمة المثلى لمعامل التخامد (ξ) الذي يحافظ على الإنتاجية الاسمية للآلة معتمدين في ذلك على الدراسة التحليلية لمعادلة الحركة الميكانيكية للنظام ثنائي الكتل الواصف للنظم الكهروميكانيكية، ومن ثم على النمذجة باستخدام الحاسوب (*matlab*).

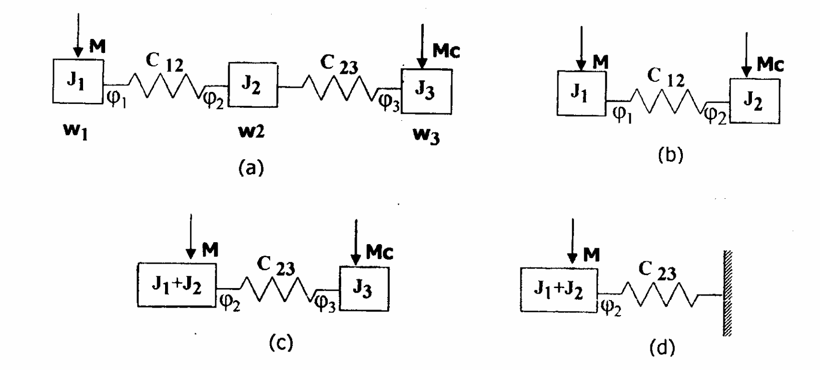
3- الدراسة التحليلية :

3-1- النموذج الرياضي:

إن معظم النظم الكهروميكانيكية في آلات الرفع يمكن وضعها والتعبير عنها بالنظام ثنائي الكتل [1,2]، والتي تظهر دارته الحسابية على الشكل (1– b).

في أثناء الإقلاع تحت الحمولة المحددة مسبقاً $M_C\,[N.m]$ وبعد حصول الاتصال التام بين المحرك والآلية ، تبدأ ظاهرة حدوث الاحتكاك في العناصر المرنة، ومن ثم تظهر الحمولات الديناميكية الممثلة بعزم المرونة (*Moment of Elasticity*) والذي تعطى قيمته بالعلاقة الآتية:

$$M_Y = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \qquad (1)$$



الشكل (1) يبين الدارات المكافئة للنظام الكهروميكانيكية

a- ثلاثي الكتل، b,c- ثنائي الكتل، d- أحادية الكتل

لإيجاد هذه القيمة تم اللجوء إلى النظام ثنائي الكتل الموصوف بالمعادلتين الآتيتين [1, 4,5]:

$$\left.\begin{aligned} M_1 - M_Y &= J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} \\ M_Y - M_C &= J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

في الواقع إن مجموعة المعادلات (2) صحيحة فقط عند شروط ابتدائية غير صفرية، وللحصول على الحل الكامل لها، أخذت بالحسبان الافتراضات الآتية التي لا تؤثر مطلقاً في سلوك النظام ومنها:

آ- كل الجملة (النظام المدروس) يمكن وضعها في سلسلة من الكتل المستقلة.

ب- يؤثر الثقل والعزم الناتج عنه في مركز ثقل الكتلة.

ج- كل العناصر المرنة مع وسائط نقلها تخضع لقانون هوك (*Huk*).

بعد الأخذ بالافتراضات السابقة نجري التحليل الآتي:

نقسم طرفي المعادلة الأولى على J_1 ، وطرفي المعادلة الثانية على J_2 في جملة المعادلات (2)، عندئذٍ نطرح الناتج من المعادلة الثانية من ناتج القسمة في المعادلة الأولى نحصل على العلاقة الآتية:

$$\frac{d^2 M_Y}{dt^2} + \Omega_{12}^2 M_Y = \Omega_{12}^2 \left(\frac{M}{\gamma_2} + \frac{M_C}{\gamma_1}\right) \qquad (3)$$

حيث γ_2, γ_1 : نسبة المجموع الكلي لعزوم العطالة بالنسبة للكتلـة الأولـى وللكتلـة الثانية، أي:

$$\gamma_2 = \frac{J_1 + J_2}{J_2} \quad , \quad \gamma_1 = \frac{J_1 + J_2}{J_1}$$

بعد ذلك عملنا على تبسيط الطرف الثاني من المعادلة (3) حيث أضفنا وطرحنا المقدار $M_C\ J_2$ إلى البسط، عندئذٍ حصلنا على العلاقة الآتية:

$$\left(\frac{M}{\gamma_2} + \frac{M_C}{\gamma_1}\right) = \varepsilon_{mid}\ J_2 + M_C \qquad (4)$$

حيث:

$\varepsilon_{mid} = \dfrac{M - M_C}{J_1 + J_2}$: التسارع الزاوي الوسطي للنظام ثنائي الكتـل والـذي يأخـذ بالحسبان قساوة مطلقة لانهائية $C_{12} = \infty$ ، أي أن الكتلتين لهما السرعة نفسها.

Ω_{12} : تردد الاهتزازات الذاتية للنظام ثنائي الكتل، ويعطى بالعلاقة:

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 . J_2}}$$

$\mathrm{T} = \dfrac{1}{\Omega_{12}}$: الثابت الزمني للاهتزازات الكهروميكانيكية للنظام ثنائي الكتل.

باستبدال العلاقة (4) في (3) نحصل على العلاقة التي تعطي قيمة المعادلة التفاضـلية الواصفة لتغير عزم المرونة كما يأتي:

$$T^2 \frac{d^2 M_y}{dt^2} + M_y = \varepsilon_{mid}\ J_2 + M_C \qquad (5)$$

من أجل حل هذه المعادلة يتم الانتقال إلى المستوى اللابلاسي وفق العلاقة الآتية:

$$(T^2\ P^2 + 1) M_y = \varepsilon_{mid}\ J_2 + M_C \qquad (6)$$

لهذه المعادلة التفاضلية جذران تخيليان $P_{1,2} = \pm\ j\,\Omega_{12}$ ، ومن ثَم للمعادلة حلان:

آ- حل خاص:

$$M_y = \varepsilon_{mid}\ J_2 + M_C + A\sin\Omega_{12}t + B\cos\Omega_{12}t \qquad (7)$$

ب- حل عام:

$$M_y = A\sin\Omega_{12}t + B\cos\Omega_{12}t \qquad (8)$$

لتحديد الحلين نلجأ إلى الشروط الابتدائية ، في اللحظة ($t = 0$) لدينا ما يأتي:

$$M_y = M_C \ , \ \frac{dM_y}{dt} = 0$$

ضمن هذه الشروط نحصل على الصيغة العامة لتغير عزم المرونة وفق العلاقة الآتية:

$$M_y = \varepsilon_{mid}\ J_2(1-\cos\Omega_{12}t) + M_C \qquad (9)$$

ملاحظة: إذا كان الإقلاع على فراغ ، فإن قيمة $M_C = 0$ في العلاقة (9) .

وبطريقة تحديد M_y نفسها تُحدد سرعة الكتلة الأولى والكتلة الثانية:

$$\left.\begin{aligned} \omega_1 &= \varepsilon_{mid}\ t + \frac{\varepsilon_{mid}}{\Omega_{12}}\ \frac{J_2}{J_1}\sin\Omega_{12}\ t \\ \omega_2 &= \varepsilon_{mid}\ t - \frac{\varepsilon_{mid}}{\Omega_{12}}\sin\Omega_{12}\ t \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

مما سبق نستنتج أن العلاقة (9) تبرهن على أن عزم المرونة هو ظـاهرة اهتزازيـة غير متخامدة تؤثر في استقرار النظام الكهروميكانيكي بالكامل، حيث تتراوح قيمتـه من القيمة الدنيا $M_{y(min)}$ إلى القيمة العظمى $M_{y(max)}$ المساوي:

$$2\varepsilon_{mid}\ J_2 + M_C$$

بعد الأخذ بالحسبان ظاهرة تغيرات عزم المرونة، وتغيرات سرعة الكتلتين الناجمـة عنه ، تم استنتاج تابع النقل (الانتقـال) Transfer function للنظـام ثنـائي الكتـل المدروس والموضح على الشكل (2) وفق الآتي:

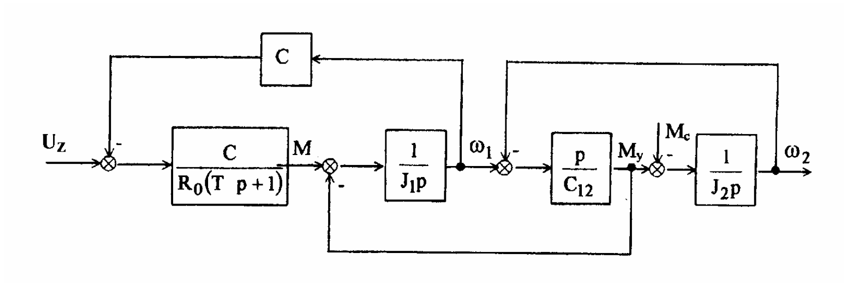
بفرض أن قساوة المميزة الميكانيكية التي يعمل عليها المحرك هي (β) عندئذٍ معادلة المميزة الميكانيكية:

$$M = M_k - \beta\,\omega_1 \qquad (11)$$

حيث M_k : عزم القصر (عند الإقلاع) ؛ $\beta = \dfrac{M_k}{\omega_0}$.

في هذه الحالة سرعة الكتلة الأولى تعطى بالعلاقة:

$$\omega_1 = \frac{M_k - M_y}{J_1 P + \beta} \qquad (12)$$



الشكل (2) المخطط الصندوقي للنظام الكهروميكانيكي ثنائي الكتل

بتعويض قيمة (ω_1) من العلاقة الأخيرة في المعادلة (3) نحصل على العلاقة الآتية:

$$(T^2P^2+1)M_y = \frac{M_C}{\gamma_1} + \frac{M_k - \beta\,\frac{M_k - M_y}{J_1P+\beta}}{\gamma_2} \qquad (13)$$

الآن بفرض أن M_n هو الدخل ، وأن M_y هو الخرج، نحصل على العلاقة الآتية:

$$H(P) = \frac{M_y(P)}{M_n(P)} = \frac{T_{m2}P}{T^2\,T_M\,P^3 + T_2^2\,P^2 + T_M P + 1} \qquad (14)$$

حيث:

$T_M = \dfrac{J_1 + J_2}{\beta}$: الثابت الزمني للنظام ثنائي الكتل.

$T_2 = \sqrt{\dfrac{J_2}{C_{12}}}$: الثابت الزمني للاهتزازات الذاتية للكتلة الثانية فقط.

$T = \dfrac{1}{\Omega_{12}}$: الثابت الزمني للاهتزازات الكهروميكانيكية للنظام ثنائي الكتل.

$T_{m2} = \frac{J_1}{\beta}$ الثابت الزمني الكهروميكانيكي للكتلة الثانية.

β قساوة المميزة الميكانيكية.

وإذا أخذنا بالحسبان أن المحرك يغذى من منبع جهد ذات قيمة مرجعيـة U_Z تمثـل قيمة الدخل، وأن الخرج يمثل السرعة الزاوية (ω_2)، عندئذٍ $H(P)$ تابع النقل في هذه الحالة يعطى بالعلاقة الآتية:

$$H(P) = \frac{\omega_2(P)}{U_Z(P)} = \frac{K}{T_M\, T_{em}\, T_2^2 P^4 + T_M\, T_2^2 P^3 + (T_2^2 \gamma_1 + T_M\, T_{em})\, P^2 + T_M\, P + 1} \qquad (15)$$

حيث:

$T_{em} = \frac{L_{a\Sigma}}{R_{a\Sigma}}$: الثابت الزمني الكهرومغناطيسي للنظام ثنائي الكتل .

لدراسة استقرار النظام الكهروميكانيكي، ولمعرفة الكيفية التي بالإمكان التـأثير مـن خلالها في المخرجات الميكانيكية، ومن ثم التحكم بها للحصول على حـالات عـابرة مثلى تحقق الحد الأدنى من الاهتزازات دون أن تمس إنتاجية الآلة ، نلجأ إلى المعادلة المميزة لتابع النقل المعطى بالمعادلة (15) :

$$T_M . T_{em} . T^2 . P^4 + T_M . T^2 . P^3 + (T^2 . \gamma_1 + T_M . T_{em})\, P^2 + T_M . P + 1 = 0 \qquad (16)$$

عند التمعن بمكونات العلاقة (16) يمكن الاستنتاج وبسهولة التأثير المتبادل لكل مـن المحرك والآلة في سلوك النظام ككل، كون تغيير أي ثابـت مـن الثوابـت الزمنيـة المذكورة سيعطينا حالة عابرة يختلف شكلها تبعاً لكل قيمة مفترضة.

إن دراسة العناصر المؤثرة في المعادلة المميزة مجتمعة، صعبة جداً، لا بل يـستحيل في بعض الأحيان، لذلك أجريت دراسات عديدة [8] حددتْ من خلالها الشروط التـي عندها يكون تأثير القسم الكهربائي أعظمياً في عملية تخميد الاهتـزازات فـي القـيم الميكانيكي من النظام الكهروميكانيكي.

بينما في الدراسة الحالية تتناول تأثير البارامترات الميكانيكيـة علـى آليـة تخميـد الاهتزازات، وتحديداً قساوة الوصلات الميكانيكية بين القسمين الميكانيكي والكهربائي،

التي تكون عادة مفروضة مسبقاً، ومدى تأثير ذلك في ثوابت محرك التيار المـستمر التي توافق حالة التخامد الأعظمي للاهتزازات الكهروميكانيكية.

ولبلوغ الهدف الأساسي لابد لنا من تمثيل محرك التيار المستمر بدلالة ثوابته ضـمن المخطط الصندوقي، لذلك مثّلنا هذا المحـرك بتـابع نقلـه مـن خـلال نظريـات التحكم [5,6,7] التي تعطي النماذج الرياضية المكافئة بصيغة توابع نقل.

إن دخل المحرك هو الجهد U_Z، وخرجه هو (ω_1)، عندئذٍ تابع النقل له من الشكل:

$$H(P) = \frac{K_1}{T_a T_M P^2 + T_M P + 1} \qquad (17)$$

حيث:

$K_1 = \frac{1}{K\phi} = \frac{1}{C}$: ثابت التضخيم للمحرك.

C : ثابت القوة المحركة الكهربائية.

حيث $K\phi$ يعطى بالعلاقة :

$$K\phi = \frac{U_n - I_n R_a}{\omega_n}$$

T_a : الثابت الزمني الكهرومغناطيسي للمحرك.

T_M : الثابت الزمني الكهروميكانيكي للمحرك.

ويعطى كل منهما بالعلاقة الآتية:

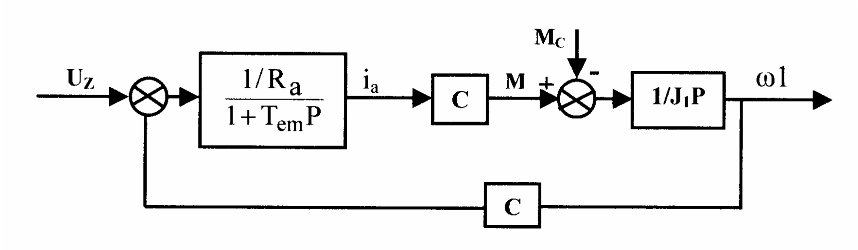
الآن إذا كانت قيمة $T_M > 4\ T_a$، عندئذٍ يمكن تمثيل المحرك بحلقة ذات عطالة مـن الدرجة الثانية (حلقة اهتزازية)، في هذه الحالة تابع النقل يملك الشكل الآتي:

$$H(P) = \frac{K}{T^2 P^2 + 2T\xi\ P + 1} \qquad (18)$$

حيث:

$T = \sqrt{T_a . T_M}$: الثابت الزمني للحلقة الاهتزازية.

مع العلم أن المخطط الصندوقي للمحرك موضح على الشكل (3).



الشكل (3) المخطط الصندوقي لمحرك التيار المستمر ذي التهييج المستقل

من العلاقات الأخيرة نستنتج أنه يمكن التأثير في الاهتزازات من أجل قساوة مفروضة من خلال تغيير في ثوابت تابع النقل للمحرك انطلاقاً من T و ξ .

لذلك سنعود إلى العلاقة الأساسية (15)، ونرتبها وفق العلاقة الآتية:

$$H(P) = \frac{K}{a_0P^4 + a_1P^3 + a_2P^2 + a_3P + 1} \qquad (19)$$

مع العلم أن :

$$a_0 = T_{em}.T_M.T_2^2$$
$$a_1 = T_M.T_2^2$$
$$a_2 = T_{em}.T_M + T_2^2\,\gamma_1$$
$$a_3 = T_M$$

لدراسة تأثير القساوة، عمدنا إلى نمذجة المخطط الصندوقي المبين على الـشكل (2)، حيث مثّلنا هذا الشكل باستخدام برنامج ماتلاب الموضح بالـشكل (5)، حيـث تمثـل العناصر عليه القيم الآتية:

C: ثابت القوة المحركة الكهربائية $K\phi$.

Kco: ثابت التغذي العكسية.

$H_1(P)$: تابع النقل للمكامل الذي يمثل دخله إشارة الخطأ بالجهد، ويستخدم في الدارة لتحسين الفعالية.

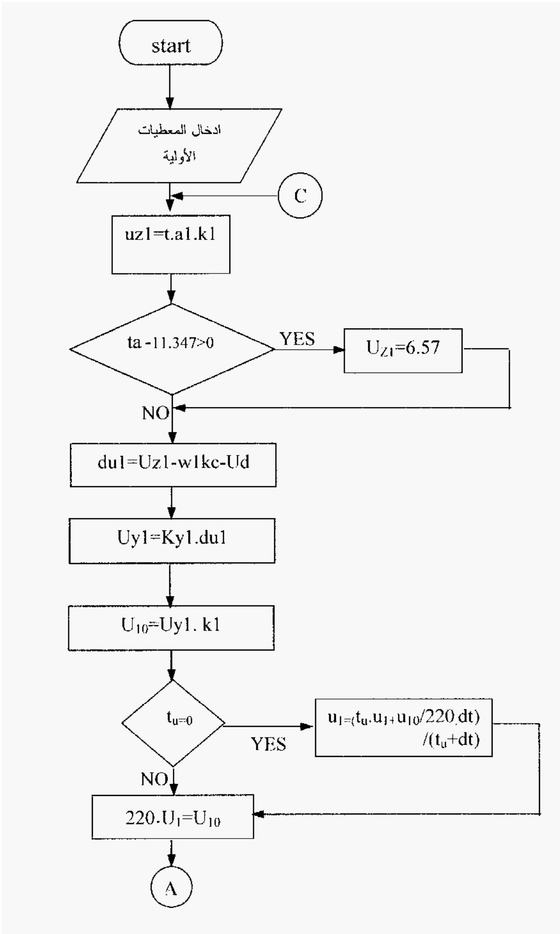
$H_2(P)$: تابع النقل لمنظم الجهد الثايرستوري.

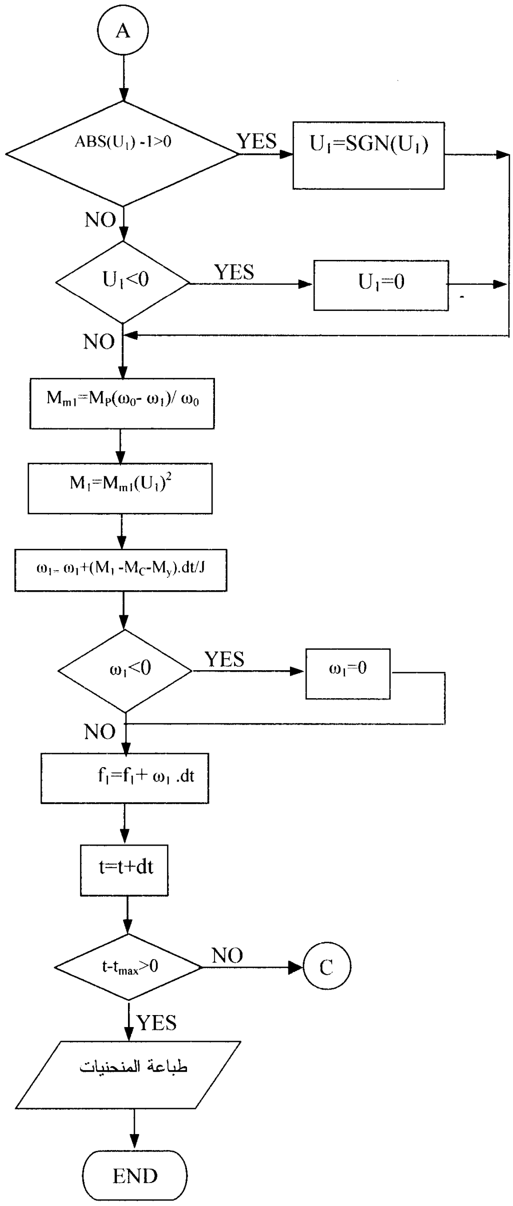
$H_3(P)$: ثوابت المحرك عند إهمال الثابت الزمني الكهرومغناطيسي لصغره

$H_4(P)$: تابع النقل للكتلة الثانية.

2-3- المخطط الانسيابي:

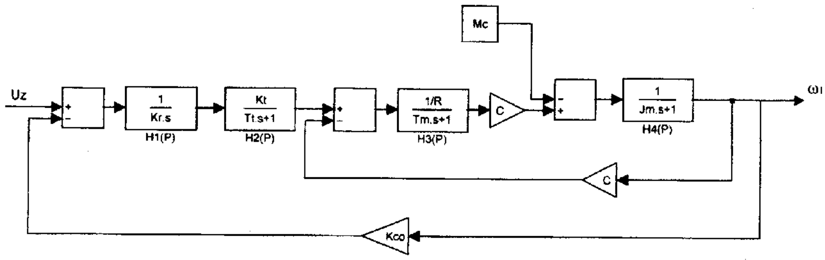
للتأكد من صحة النتائج التي تم التوصل إليها بالنموذج الرياضـي أُجريـتِ الدراسـة التطبيقية وفق منحيين: الأول من خلال البرمجة المستنتجة في النموذج الرياضي وفق المخطط الانسيابي الموضح على الشكل (4) مع العلم أن هذا المخطط عـام يتـضمن نقاط بحثية متعددة من ضمنها الموضوع الحالي قيد الدراسة.





الشكل (4)المخطط الانسيابي

أيضاً للتأكد من صحة النتائج الحاصلة اعتماداً على المخطط الانسيابي المذكور تمـت الدراسة عبر المنحى الثاني من خلال نمذجة النظام المدروس باستخدام ماتلاب حيـث يظهر الشكل (5) نمذجة النظام ثنائي الكتل للمحرك ذي التيار المـستمر فـي بيئـة ماتلاب SIMULINK والذي يظهر إمكانية دراسة تغير بـارامترات عديـدة ومـن ضمنها قساوة الوصلات الميكانيكية C_{12}.



الشكل (5) نمذجة النظام الثنائي الكتل ذي محرك التيار المستمر في بيئة ماتلاب (simulink)

3-3- الدراسة التطبيقية:

من أجل أن تكون للدراسة المذكورة نتائج عملية قابلة للتطبيق على أرض الواقع لجأنا إلى تطبيق الدراسة على معطيات فنية تقنية مأخوذة من الواقع العملي.

الآن إذا أسقطنا على العلاقات (9) و (10) المعطيات الاسمية الآتيـة المـأخوذة مـن رافعة عملية هي:

1- كتلة الرافعة $G = 76,5 \cdot 10^3 \ [kg]$

2- سرعة الانتقال الخطية $V = 1,42 \ [m/sec]$

3- التسارع الخطي المسموح به $a = 0,5 \ [m/sec^2]$

4- عزم الحمولة الستاتيكي $M_C = 0,6 \ [M_n]$

مواصفات المحرك :

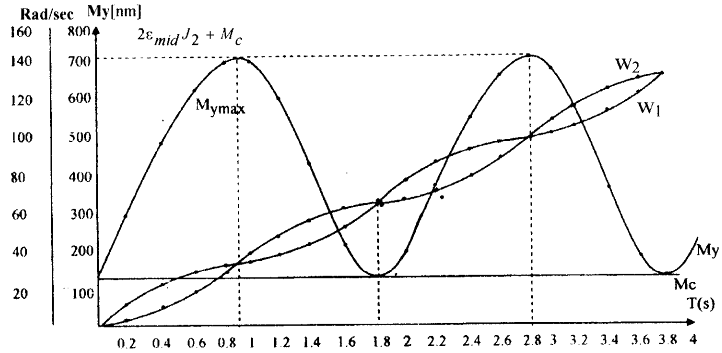
$U_n = 220\ [V]$, $P_n = 27\ [kW]$, $M_{max} = 630\ [N.m]$

$m = 280\ [kg]$, $J_1 = 0,5\ [kg\ m^2]$, $n = 950\ [r.p.m]$

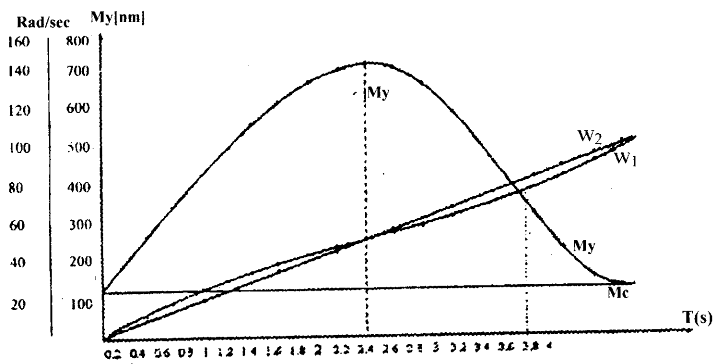
ضمن الشروط المذكورة استنتجنا القيم الضرورية الآتية:

$$\varepsilon_{mid} = 35\,[m/\sec^2]\ ,\ J_2 = 7{,}77\,[kg.m^2]\ ,$$
$$J_1 = 0{,}5\,[kg.m^2]\quad ,\ \Omega_{12} = 88{,}47\,[rad/\sec]$$

نبين على الشكل (6) منحنيات تغير عزم المرونة وسرعة الكتلة الأولى (ω_1) وسرعة الكتلة الثانية (ω_2) من أجل حالتين للقساوة. الحالة الثانية (5) أضعاف الحالة الأولى.



أ

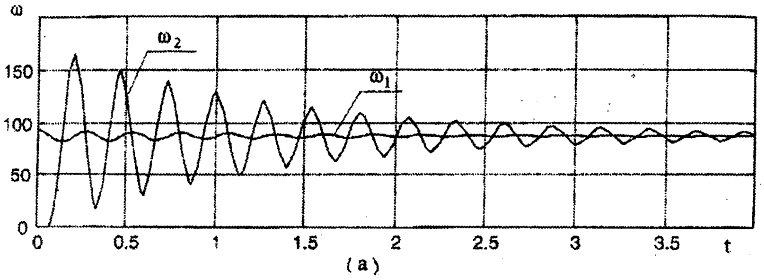


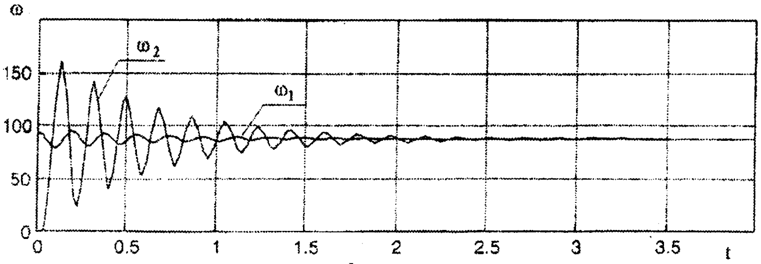
ب

الشكل (6) إقلاع النظام ثنائي الكتل : أ- من أجل قساوة ميكانيكية C_{12}
ب - من أجل قساوة ميكانيكية $5\ C_{12}$

بعد ذلك تم التأكد من صحة النتائج المبينة في الشكل (6) باستخدام البرمجة بلغة ماتلاب simulink حيث حصلنا على المنحنيات المبينة على الشكل (7) وتحديداً

بالنسبة لسرعتي ω_1 و ω_2 مع العلم أن الاختلاف بين سـرعتي الكتلتـين تظهـر بوضوح أكبر من الشكل (6) والسبب في ذلك أن القساوة التي اعتمدت هنا أقل بكثيـر من القساوة التي اعتمدت في الشكل (6) الشيء الذي يدل على الدور الكبير لقساوة الوصلات الميكانيكية في تحديد التمايز في شكل الحالة العابرة عند إقلاع النظام ثنائي الكتل أو فرملته وتحديداً على درجة اهتزازية الحالة العابرة.





b

الشكل (7) منحنيات الحالة العابرة باستخدام برنامج ماتلاب(MATLAB)

من أجل : a- القساوة الميكانيكية $C_{12} = 0,5\ (C_{12}) = 85\ N.m/rad$

b- القساوة الميكانيكية $C_{12} = (C_{12})_{opt} = 190\ N.m/rad$

من الشكل الأخير نستنتج أن هناك نظاماً مثالياً تكون الجملة من أجلـه ذات اهتـزاز أصغري، وبالوقت نفسه ذات سرعة استجابة أعظمية. وهذا النظام يتمثـل بمـساواة الترددين الآتيين:

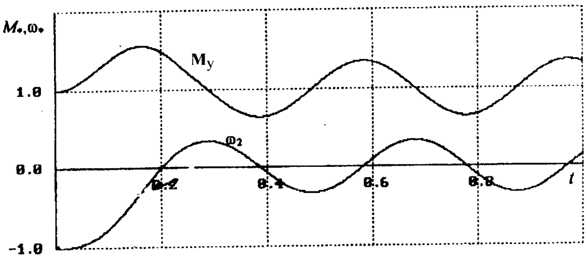
$$\Omega_0 = \Omega_{12} \qquad (20)$$

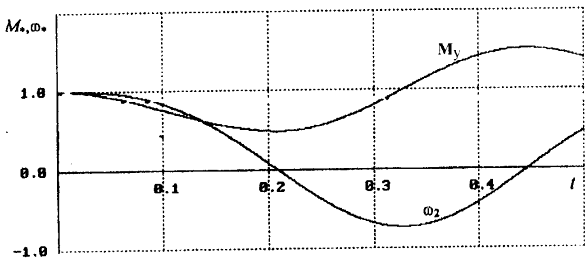
حيث: $\Omega_0 = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T}$: تردد الاهتزاز الذاتي للمحرك.

إن العلاقة (20) يمكن أن تتحقق من خلال تغيير مختلف البارامترات الآتية:

$T_a\ ,\ T_M\ ,\ J_1\ ,\ J_2$

ولكن بالواقع في آلات الرفع ، وفي مجالات واسعة يمكن أن يتغيـر طـول مـرس التعليق (في هذه الحالة، النظام ثنائي الكتل مؤلف من محرك الرفع والذي يمثل الكتلة الأولى، ومن الثقل الذي يمثل الكتلة الثانية، والقساوة C_{12} تمثل قساوة مرس التعليق). ومن ثم يؤثر في القساوة الميكانيكية C_{12}، وهذا يبدو بوضوح من أجل حالتين لطـول مرس التعليق المبين على الشكل (8).





الشكل (8) تغير الحالة العابرة مع تغير طول مرس التعليق

a- من أجل **$l = 15\ m$**

b- من أجل **$l = 30\ m$**

انطلاقاً من ذلك بمساعدة المساواة (Ω_0) مع (Ω_{12}) يمكن الحصول على علاقة تحدد فيها القيمة المثلى للقساوة الميكانيكية C_{12}، والتي عندها تكون الاهتزازات في مستواها الأدنى وتعطى قيمة القساوة بدلالة ثوابت النظام الكهروميكانيكي، كما يأتي:

$$(C_{12})_{opt} = \frac{J_1.J_2\,(T_a - 0{,}25.T_m)}{T_a^2.T_m\,(J_1 + J_2)} \qquad (21)$$

من أجل تحليل النظام الأمثل الذي يحقق العلاقة (21) درستِ المعادلة المميزة في تابع النقل الواصف للنظام ثنائي الكتل المبين على الشكل (1) والممثل بالعلاقة (19).

إن المعادلة المميزة للنظام المذكور من الدرجة الرابعة، فهذا يعني أن لها أربعة جذور عقدية ، كل جذرين منهما مترافقان كما يأتي:

$$\left.\begin{aligned} P_{1,2} &= -\alpha_1 \pm j\,\Omega_{01} \\ P_{3,4} &= -\alpha_2 \pm j\,\Omega_{02} \end{aligned}\right\} \qquad (22)$$

حيث (α_1 , α_2) : مؤشرات التخامد للنظام الكهروميكـانيكي للحلقتـين الاهتـزازيتين الموصولتين على التسلسل.

$(\Omega_{01} , \Omega_{02})$: الترددات الذاتية للاهتزازات.

كما ذكرنا سابقاً يمكن استبدال المخطط الصندوقي المبين على الـشكل (2) بحلقتـين اهتزازيتين موصولتين على التسلسل، الأولى كهربائية ذات تابع نقل $H_1(P)$، والثانية ميكانيكية ذات تابع نقل $H_2(P)$ ، مع العلم أن كلاً منهما:

$$\left.\begin{aligned} H_1(P) &= \frac{K_1}{T_1^2\,P^2 + 2T_1\,\xi_1\,P + 1} \\ H_2(P) &= \frac{K_2}{T_2^2\,P^2 + 2T_2\,\xi_2\,P + 1} \end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

حيث تتميز كل من هاتين الحلقتين بالثوابت الزمنية الخاصة بهـا $(T_2\ \&\ T_1)$ علـى التوالي، وبمعامل تخامد ذاتي $(\xi_2\ ,\ \xi_1)$ على التوالي أيضاً.

وقياساً على تحليل الحلقة الاهتزازية لمحرك التيار المستمر تم بالطريقة نفسها استنتاج قيم الثوابت الخاصة بهاتين الحلقتين.

حيث إن معامل التخامد: $\xi_2 = \alpha_2 T_2 \ ,\ \xi_1 = \alpha_1 T_1$

وإن:

$$T_2 = \frac{1}{\sqrt{\Omega_{02}^2 + \alpha_2^2}} \quad , \quad T_1 = \frac{1}{\sqrt{\Omega_{01}^2 + \alpha_1^2}}$$

$$K_2 = 1 \quad , \quad K_1 = \frac{1}{C} = \frac{1}{K\phi}$$

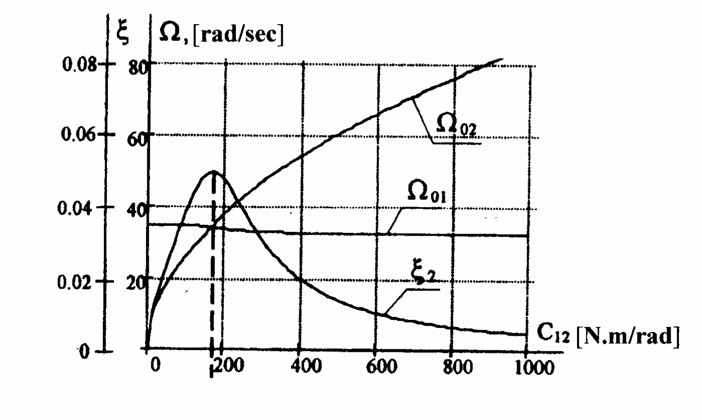
حيث تم الاستنتاج الرياضي لهذه القيم استناداً إلى المرجع رقم [8]، في حين حددت تابعية هذه القيم لبارامترات النظام الكهروميكانيكي كما يأتي:

$$\alpha_1 = \frac{\beta}{2J_1} \quad , \quad \alpha_2 = \frac{\beta}{2J_2}$$

$$\Omega_{01} = \sqrt{\frac{\beta^2}{4J_1^2} - \frac{C_{12}}{J_1}} \quad , \quad \Omega_{02} = \sqrt{\frac{\beta^2}{4J_1^2} - \frac{C_{12}}{J_2}}$$

ولما كان عزم عطالة الكتلة الثانية ($J_1 << J_2$)، لذلك في نقطة العمل (β const) نفسها من السهل استنتاج أن القسم الحقيقي للمجموعة الأولى من الجذور المترافقة (α_1) أكبر بكثير من القسم الحقيقي للمجموعة الثانية من الجذور المترافقة، وهذا يعني وفقاً للمرجع [7] بأن المجموعة الثانية ستكون هي الأقرب إلى المحور التخيلي – بمعنى آخر– إن جذور المجموعة الثانية هي التي تحدد نوعية ودرجة استقرار النظام المبين على الشكل (2) بالكامل.

ولمعرفة تأثير قيمة القساوة الميكانيكية C_{12} في جذر المعادلة المميزة، وتحديداً في المجموعة الثانية منها ($P_{3,4}$) تم رسم تغير الترددات (Ω_{01}, Ω_{02}) و (ξ) بدلالة تغير قيمة القساوة، كما هو مبين على الشكل (9).



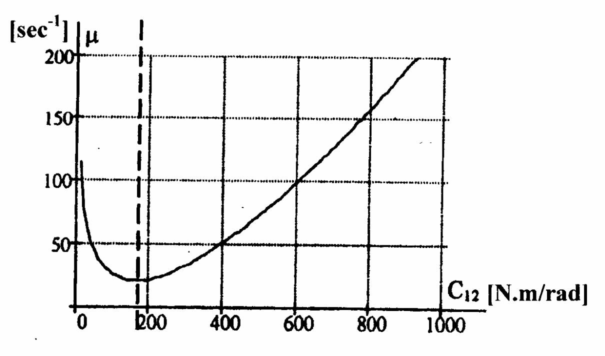
الشكل (9) تغير معاملات النظام الكهروميكانيكي بدلالة القساوة الميكانيكية

ومنه نستنتج أن تغير عامل التخامد للمجموعة الثانية من الجذور كان بحدود ثلاث إلى أربع مرات عند تغير القساوة الميكانيكية للوصلات من الصفر حتـى ($1000\ N.m$) ، مع العلم أن قيمته العظمى قد بلغت بحدود خمسة بالمئة ، كما هو واضح من الـشكل (9) .

أي أن سلوك النظام المدروس يتوقف على مواصفات الكتلـة الثانيـة (الميكانيكيـة) وخصائصها، وبالتحديد على قيمة القساوة الميكانيكية C_{12}.

انطلاقاً من الشرط ($\Omega_{01} = \Omega_{02}$) يمكن تحديد قيمة C_{12} عند ثبات قيمة($J_2\ ,\ J_1, \beta$) والتي يكون عندها عامل التخامد أعظمياً. بالعودة إلى الشكل (9) نجد أن قيمة القساوة المثلى المقابلة لتساوي الترددات هي بحدود ($200\ N.m$) ، والتي أيضاً تتوافـق مـع العلاقة (21). للتأكد من صحة النتائج التي تم التوصل إليهـا بمـساعدة المنحنيـات الواردة على الشكل (9) تم اللجوء إلى دراسة تغيرات اهتزازية النظام الكهروميكانيكي مع تغيرات قيم القساوة الميكانيكية C_{12}.

إن مفهوم الاهتزازية تعريفاً يرمز له بـ (μ)، وتساوي نسبة القـسم التخيلـي مـن الجذر إلى القسم الحقيقي منه.



الشكل (10) تغير اهتزازية النظام كتابع للقساوة الميكانيكية (C_{12})

على الشكل (10) يظهر تغير اهتزازية النظام كتابع للقساوة الميكانيكية، حيث حـددتْ قيمة (μ) من أجل كل قيمة من قيم القساوة المبينة على الـشكل (9)، ومـن خلالـه برهن للمرة الثانية على الدور الأساسي لقيمة القساوة الميكانيكية على نوعيـة الحالـة العابرة للنظام المدروس، إذ يظهر بوضوح بأن قيمة الاهتزازية ستـصل إلـى الحـد الأدنى لها عند القيمة المطابقة للقساوة المثلى، والتي تقابلها قيمة عظمى لعامل التخامد المبين على الشكل (8) مع العلم أن هذه القيمة بلغت بشكل دقيق (190*N.m/rad*)

النتائج والتوصيات:

إن تحليل النتائج التي تم التوصل إليها مع الاعتماد على المنحنيات الناتجـة والمبينـة بالأشكال الواردة داخل البحث بالإمكان استخلاص ما يأتي:

1- إن البارامترات الميكانيكية لها القدرة الأكبر على تخميـد الاهتـزازات بالنظـام الكهروميكانيكي المؤلف من محرك تيار مستمر– آلية مقارنـة مـع البـارامترات الكهربائية وتحديداً قساوة الوصلات الميكانيكية (C_{12}).

2- ستنتقل طاقة الاهتزازات الميكانيكية المرنة من القـسم الميكـانيكي إلـى القـسم الكهربائي وتتشتت فيه بسرعة إذا تحقق الشرط الآتي:

- أن يتساوى تردد الاهتزازات الذاتية لكلتا الحلقتين ($\Omega_{01} = \Omega_{02}$).

3- الاهتزازات الميكانيكية تتسبب في تأرجح تيار المتحرض نتيجة تأرجح عزم المرونة ($M_y = M_{12}$) المبينين على الشكل (8)، ومن ثَم العزم الموضح على المخطط الصندوقي بالشكل (2).

4- تردد الاهتزازات الميكانيكية (Ω_{02}) مزاحة إما في مجال أخفض بكثير، أو في مجال أعلى بكثير، مقارنة مع تردد الاهتزازات الكهربائية.

5- أثبتت النتائج التحليلية والتطبيقية (نمذجة بمساعدة الحاسوب في بيئة ماتلاب) ما يأتي: توجد قيمة مثلى وحيدة للقساوة الميكانيكية (C_{12}) الواصلة بين المحرك والآلية مقابلة لحالة ($\Omega_{01} = \Omega_{02}$) التي يكون من أجلها الخصائص التخامدية للاهتزازات في أثناء الحالة العابرة في درجاتها العظمى (الحد الأدنى من الاهتزازات)، أي تكون بشكل آخر جودة هذه الحالة مثلى كما هو مبين على الشكلين (9) و (10).

الخلاصة:

تستند مصداقية البحث وصحة النتائج الواردة فيه إلى درجة مستوى تطبيقها بالواقع العملي، وذلك بمقارنة النتائج التصميمية التي تم الحصول عليها بمساعدة الحاسوب مع الأساليب المنفذة بالطرائق التقليدية (الحل المباشر للمعادلات التفاضلية)، هذا من ناحية، ومن ناحية ثانية فإن الاستغناء عن إضافة أي عنصر خارجي إلى النظام المدروس (أي تقديم الحلول من داخل النظام) يسهم في خفض كلفة الإنتاج والصيانة.

References

1)*Kluchave V.I.‘ Theory of Electrical drive ‘Moscow, energoatomizdat* 1990 – 560 : *Page* .
2) Kuo , B .’ Theory and Designe of Digital Control System , Machinebuilding ‘,
Moscow 1996 , *512 page* .
3) Aguado P . J ‘ Teory of Modern Electromechanical System’ etitorial , cuba 1980 , 427 page .
4)*Journal Electromechanical system‘ decreasing the Electromechanical Vibration in DC Electromechanism ‘ , Novocherkass, No* : 5 ; 1984 *Page* 92 – 102 .
5)’Optimal Quality for Transient states of electromechanical Three Mass Systets’, *Journal of Electromechanical drives No* : 58 ,*Ukraina Odessa,* 2002 *Page* 23 – 26 .
6) *Werner Lo* ‘*Control of Electrical drives’* 1997 ,*Sprimger Verlag Berlin, Heidelberg,* 420 *Page* .
7) *Feed back control system* . 1996 , *Simon and Schuster company* , *NewJersy* 683 *Page* .
8) Gerasmiak Q.P. ‘The Dynamic Study of Drive Systems in Crane Mechanism of Induction Motors’ Moscow energoatoizdat , 1986 .

تاريخ ورود البحث إلى مجلة جامعة دمشق 2005/12/1.