

نمذجة الحالة الديناميكية العابرة لمطرقة ارتجاجية تعمل على رافعة سهمية

د. راند النجار *

(تاريخ الإيداع 2011 / 7 / 27. قُبِلَ للنشر في 2011 / 10 / 16)

□ ملخص □

إن تأثير عمل المطرقة الارتجاجية على البنية الإنشائية للرافعة يتمثل بتعب الهيكل المعدني وإمكانية تحطمه أحياناً ، وذلك نتيجة للأحمال الديناميكية عالية الشدة التي تنتقل من المطرقة إلى الرافعة. وجدير بالذكر بأن الدراسات السابقة كانت تدرس الحالة الديناميكية العابرة للرافعة والمطرقة كلاً على حدة. وفي هذا البحث تم نمذجة الحالة العابرة أثناء عملهما معاً، وركزت الدراسة على تخميد الاهتزازات الناتجة عن العمل المشترك للمطرقة مع الرافعة بغية توفير حماية وأمان عاليين عند الاستثمار.

الكلمات المفتاحية: نمذجة حاسوبية، مطرقة ارتجاجية، رافعة سهمية.

* مدرس - قسم هندسة التصميم والإنتاج - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

Modelling the Transient Dynamic State of a Vibrational Hammer operating on an Arrowhead Crane

Dr. Raid Al-Najjar*

(Received 27 / 7 / 2011. Accepted 16 / 10 / 2011)

□ ABSTRACT □

The effect of the function of a vibrational hammer on a constructive structure can be represented by metal fatigue and the possibility of its destruction. This is the result of the high dynamic loads passing from the hammer to the crane.

It is worth mentioning that previous studies were concerned with the study of the transient dynamic state for both the crane and the hammer.

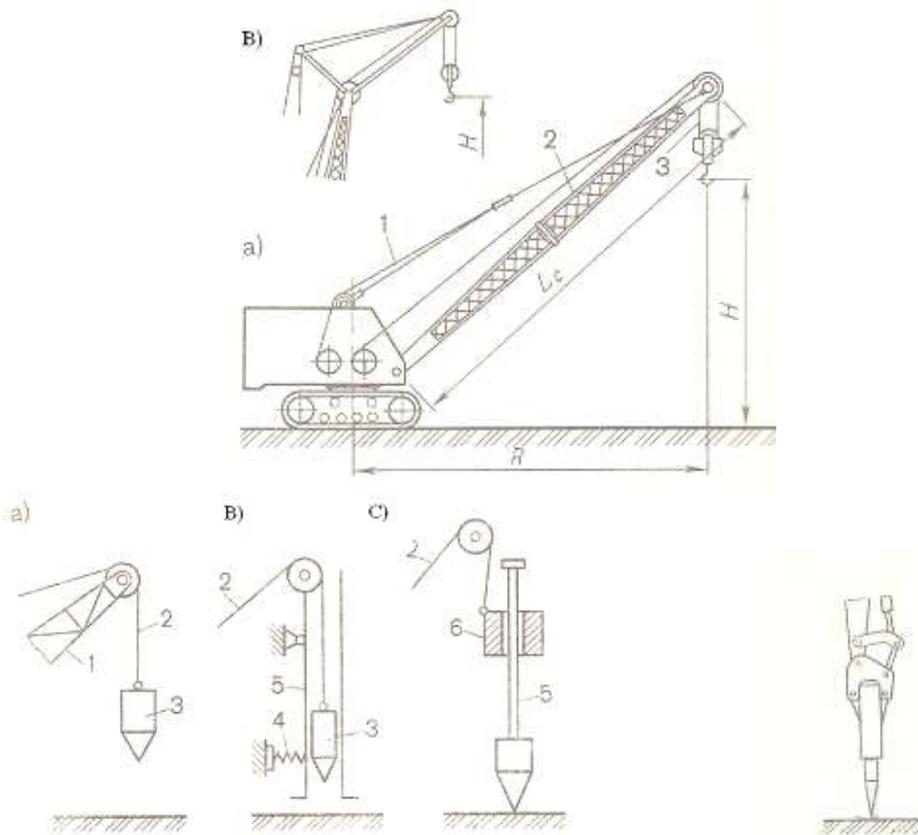
In this research, the transient state is modelled during their working together. This study also focuses on dampening the vibrations produced by the crane and the hammer working together to provide high protection and safety during investment.

Keywords: Numerical Modelling, Vibrational Hammer, Arrowhead Crane.

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

مقدمة:

منذ بداية سبعينيات القرن الماضي، اتجهت الشركات الصناعية الكبرى في أغلب دول العالم نحو ابتكار تكنولوجيا جديدة متعددة المهام تركز على التوفير في المصادر الأساسية للمواد وتحاول تقديم آلة تقوم بمهام ووظائف مختلفة وذلك بتبديل الرأس العامل على هذه الآلة، مما يسمح بالاستخدام المتعدد والمتكرر للعناصر العاملة ويقلل من تكلفة شراء آلة كاملة لأداء كل وظيفة، ونذكر هنا على سبيل المثال الروافع السهمية السيارة التي من الممكن أن يركب على خطافها عناصر تقوم بأداء وظائف مختلفة مثل (غرافات، أدوات تعليق كهرومغناطيسية، مطارق ارتجاجية للحفر... الخ [1])، الشكل (1).



الشكل (1) يبين رافعة سهمية مع رؤوس بمطارق مختلفة

a . مطرقة غير موجهة، b . مطرقة موجهة، c . مطرقة موجهة مع إسفين.

وغالباً ماتزود هذه الروافع بميكانيزمات خاصة تساعد على تخادم الاهتزازات وتحافظ على عناصر الآلة أثناء الاستخدام المتكرر في أنظمة العمل الثقيلة ذات الإنتاجية العالية وتزود هذه الميكانيزمات بمساند ذات قوائم عرضية ترتكز على التربة وتقوم بتأمين استقرار عمل الرافعة.

ومما تقدم يتبين إمكانية ظهور أخطار حقيقية وجدية تتعلق بمدى متانة الإنشاءات المعدنية لهيكل الرافعة عند تعرضها للأحمال الديناميكية، التي تتعلق بدورها بتكنولوجيا قيادة الآلة، ويتركز بحثنا على المطرقة الارتجاجية التي تقوم بحفر أو استخراج عناصر التربة من خلال توليد اهتزازات محورية محددة السمة والتردد، مما يخفض من معامل الاحتكاك بين التربة والسطح العامل. وجل استخدام هذه الآلة يكون للحفر في الرمل والتربة الرملية وأيضاً التربة الطينية وتغطيس أو سحب الركائز المستعرضة، الأنابيب والركائز الإسمنتية المسلحة.

أهمية البحث وأهدافه:

إيجاد منظومة تقوم بتخميد وعزل الاهتزازات الناتجة عن عمل المطرقة الارتجاجية المستخدمة في الروافع السهمية السيارة، وذلك بغية توفير حماية وأمان عاليين عند استثمار هذه التجهيزات. الحصول في نهاية البحث على طريقة حسابية تقوم بتخميد منظومة الاهتزازات الناتجة عن المطرقة الارتجاجية العاملة على رافعة سهمية سيارة تساعد المهندس في تصميم المطرقة الارتجاجية وأيضاً في تحديد درجة الاستخدام الآمن للمعدات الجاهزة، وتحديد مجال تغير البارامترات الاستثمارية للآلة.

طرائق البحث ومواده:

إن الأجزاء الرئيسة للمطرقة الارتجاجية تتألف من: محرك كهربائي، ومولد (معرض) اهتزاز، ورأس عامل (مطرقة). وتكون مولدات الاهتزاز زوجية موجهة (إما رباعية، سداسية أو ثمانية) وتتوضع محاورها بشكل أفقي متوازي لامركزي دورانها تزامني. وتكون الكتلة العامة للكامات متشابهة على كل محور. يقاد عمود الكامات (محور اللاتوازن) من محرك كهربائي واحد أو اثنين لتوليد صدمات ارتجاجية ترتبط بعمود الكامات عبر قشاطر أو سلسلة أو مخفض علبة سرعة مسنني. إن أهم بارامترات المطرقة الارتجاجية تتضمن: استطاعة المحركات الكهربائية، القوى القسرية المتولدة، العزم السكوني لكتلة الكامة، سعة وتردد الاهتزازات.

نفذ العمل على الأنواع التالية من المطارق الارتجاجية B-401 و B-402 والتي تعمل على روافع سهمية من النوع KC-5363B و KC-4361A و MKT-2501 وذلك بغية مقارنة النتائج الحسابية للمنظومة المقترحة مع النتائج التجريبية الجاهزة والمجراة في مخابر الجامعة الحكومية التقنية بسانت بترسبورغ [4].

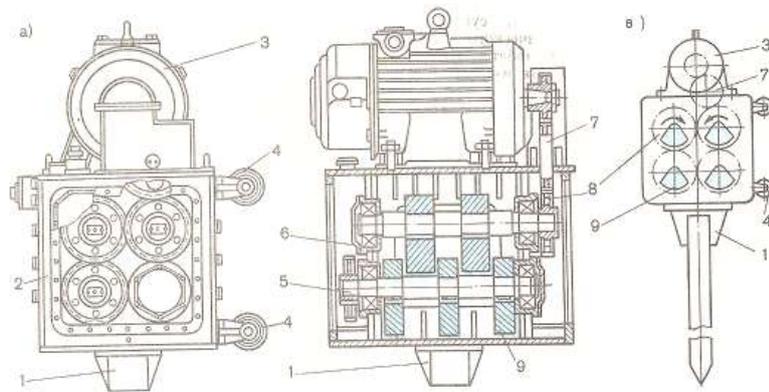
مسائل البحث الرئيسية:

لتحقيق الهدف المذكور أعلاه ، لابد من حل المشاكل الرئيسة الآتية:

- اختيار مقياس لعزل الاهتزازات الناتجة عن المطرقة الارتجاجية في حال توقفها وإعادة عملها مما يمثل دراسة الحالة العابرة لنظام العمل.
 - الاطلاع على البحوث النظرية التي درست ديناميكية النظام الاهتزازي (المطرقة الارتجاجية - العزل الاهتزازي - الرافعة) وذلك أثناء التوقف والإقلاع أي الحالة العابرة للمنظومة.
 - دراسة البحوث التجريبية التي تؤثر على البارامترات الأساسية لعمل المطرقة الارتجاجية على قيمة الأحمال الديناميكية المنقلة إلى الهيكل المعدني لسهم الرافعة ثم مقارنة نتائج البحوث النظرية مع نتائج التجارب.
 - تحديد الأساليب اللازمة لرفع كفاءة أنظمة تخامد الاهتزازات الناتجة عن عمل المطرقة الارتجاجية.
 - تحليل حالات الأعطال والحوادث الطارئة الناتجة عن عمل المطرقة الارتجاجية المعقدة بالرافعة السهمية السيارة، واقتراح إجراءات لتحاشيها والابتعاد عنها وعن غيرها من الأعطال.
- إن حل كل هذه النقاط المذكورة أعلاه يعود إلى معرفة الإجهادات التي تتعرض لها المساند، واختيار القوائم المستعرضة التي ترتبط بهذه المساند، مما يعطي إمكانية استخدام آمن للمطرقة الارتجاجية بشكل واسع.

ويوجد في الصناعة نوعان من المطارق الارتجاجية: الأولى تسمى منخفضة التردد ($n \leq 10 \text{ Hz}$) أما الثانية فهي عالية التردد أي ($n \geq 16.6 \text{ Hz}$). ونوضح فيما يأتي كلا النموذجين:
النموذج الأول: المطرقة الارتجاجية منخفضة التردد.

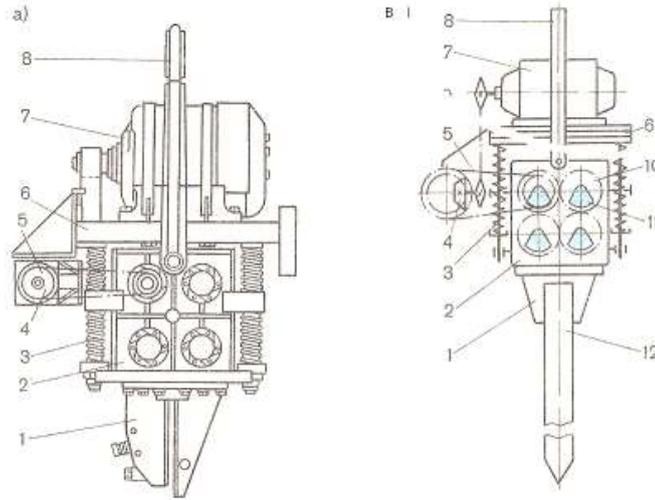
تستخدم في الحفر في التربة المتجانسة غير المترابطة وتقوم بتغطيس ركائز وبطانات خرسانية مسلحة بطول حتى 12 متر. ويوضح الرسم المرفق، الشكل (2)، التفاصيل التصميمية للمطرقة الارتجاجية المذكورة بحيث تتألف من محرض (مولد) اهتزاز (2) يقاد من محرك كهربائي (3) ورأس (1) يتصل بعضها ببعض بشكل صلب. يركب على هيكل المطرقة محامل كروية (6) وكتل عدم التوازن (عمود الكامات) (9). وتأخذ أعمدة الكامات حركتها من المحرك الكهربائي عبر مسنن (7) وعلبة سرعة اسطوانية تزامنية (8). ولأجل تثبيت المطرقة على سهم الرافعة يركب على هيكل المطرقة أربعة دواليب موجهة (4).



الشكل (2): مطرقة ارتجاجية منخفضة التردد
a. الشكل التصميمي العام ، b. شكل يبين مبدأ العمل

النموذج الثاني : المطرقة الارتجاجية عالية التردد.

تستخدم للحفر في التربة القليلة التماسك ذات المقاومة الضعيفة، وتقوم بتغطيس أو سحب كلاً من: الركائز المستعرضة، الأنابيب والبروفيلات المعدنية حتى طول 20 متر.
وبالمقارنة مع النموذج الأول فإن الثاني يتطلب عزمًا سكونياً أقل لكتل الكامات (لا تتجاوز 6 kN.cm)، وبالتالي أقل بسعة الاهتزاز بمقدار يتراوح حتى ($10 - 14 \text{ mm}$). أما التفاصيل التصميمية للنموذج عالي التردد فهي قليلة الاختلاف عن المنخفضة وتوضح بالشكل المرفق (3) حيث تحتوي أربعة مولدات اهتزاز (2) مقادة بواسطة محرك كهربائي (7) مع دوار مقصور كهربائياً (6) مثبتة على ألواح ورأس (مطرقة) (1). يرتبط المحرك الكهربائي مع مولد الاهتزاز بنوابض ماصة للصدمات (3) تخفض الاهتزازات الضارة بشكل كبير (5).



الشكل (3): مطرقة ارتجاجية عالية التردد

a . الشكل التصميمي العام ، b . مبدأ العمل

وفي الحالة المدروسة: عندما تكون المطرقة الارتجاجية المستخدمة لحفر التربة معلقة بشكل حر على خطاف الرافعة فإن استخدامنا للمساند ذات العوارض المرتكزة على التربة قد يخفف من هذه الاهتزازات إلى درجة كبيرة، ولكن وبالوقت نفسه يخفض من إنتاجية العمل بنسبة تتراوح بين (2 - 2.5) مرة. وجدير بالذكر بأن أهمية المسألة المدروسة تأتي من لفت الانتباه بأنه وحتى وقتنا الراهن، فإن تصميم وسائل الحماية من الاهتزازات، يتم على أساس حساب الأحمال الديناميكية المنقلة من المطرقة الارتجاجية إلى خطاف الرافعة، وهذا لا يأخذ بعين الاعتبار الإجهاد في العنصر المعدني الأكثر تحملاً في هيكل الرافعة (أو سهمها) وبالتالي لا يمكن ضمان السلامة عند الاستخدام المشترك للمطرقة الارتجاجية والرافعة معاً [1,6].

طريقة البحث:

إن تأثير عمل المطرقة الارتجاجية على البنية الإنشائية للرافعة يتمثل بشكل أساسي بظهور خطورة حدوث تعب الهيكل المعدني لسهم الرافعة وتحطمه أحياناً، وذلك نتيجة لتأثير الأحمال الديناميكية العالية الشدة المنقلة من المطرقة إلى الرافعة.

وجدير بالذكر بأنه وحتى وقتنا الحاضر في كل الدراسات والتصميمات المرافقة لهذه الحالة فإن "ماص الصدمات / النوابض/" يعدّ الوسيلة الأهم لتخميد الاهتزازات في المطرقة الارتجاجية.

وقد بحث في ميزات ماص الصدمات مجموعة كبيرة من العلماء نذكر أهمهم: (براكينسكي، كاماروف، كاستينا، شيفتشنكو وآخرون... [3])، وخلال كل هذه الدراسات المذكورة فإن التطبيقات العملية درست بارامترات ماص الصدمات اعتماداً على مخطط حساب الحمولة وتأثيرها على النابض، وحسب معامل تخامد الاهتزازات:

$$\mu^* = \lambda / (1 - (w/p)^2) \quad (1)$$

حيث إن: w تردد القوى القسرية.

$p = (c/m)^{1/2}$ - تردد الاهتزازات الخاصة للمطرقة الارتجاجية المحمولة على ماص الصدمات.

c - جساءة نابض ماص الصدمات.

m - كتلة محرض الارتجاج.

وتتصح كل من الدراسات [2-4-5] بأن تكون العلاقة لها الشكل: $\mu^* = 1/15 + 1/40$
 إن هذه القيم لا تتعلق إطلاقاً بحمولة الرافعة وبالتالي بالمطرقة الارتجاجية. وبناءً على ذلك لا يسمح بتحديد الإجهادات في الهيكل المعدني لسهم الرافعة.
 إن بحوث الأحمال الديناميكية الناشئة عن إقلاع المحرض الارتجاجي وفصله أجراها كل من العلماء كاستينا، تسيا، يوركين وغيرهم... حيث تعدّ المبادئ والأسس الفيزيائية لطرق إخماد الاهتزازات في أنظمة إقلاع وفصل المحرض الارتجاجي متضمنة في تسريع مرور النظام الاهتزازي عبر حالة الرنين.
 وقد دلت القياسات التي قام بها كل من الباحثين أزيلم، روبينم، أولننكو وآخرون على أن السعة القصوى لدورات الإجهاد في منطقة سهم الرافعة عند إقلاع وفصل المطرقة الارتجاجية عدد من المرات يتجاوز النظام المحدد المسموح به [7].

ولتخفيض الأحمال الديناميكية المنتقلة إلى الرافعة بعد توقف المطرقة الارتجاجية عن العمل فترة زمنية صغيرة يكون من خلال تركيب وتشغيل نظام فرملة ديناميكية للمحرك الكهربائي المشغل للمطرقة الارتجاجية وذلك عن طريق تغذية وشائع العضو الثابت (*Starter*) بتيار مستمر.
 إن تحليل الأعمال المذكورة أعلاه تبين بأنه في الوقت الراهن لا يوجد أساس يربط بين الحمولات التي تقع على الهيكل المعدني للرافعة وبين تخميد الاهتزازات وطرق حساب المنظومات الاهتزازية أثناء التوقف والحالات العابرة لعمل المطرقة الارتجاجية.

ولأجل حل مشكلة تخميد الاهتزاز الناتج عن المطرقة الارتجاجية العاملة على رافعة سهمية سيارة، لابد من دراسة شاملة ومركبة لمنظومة " المطرقة الارتجاجية - مخمدات الاهتزاز - الرافعة " معاً.
وهذا البحث يجب أن يشتمل على:

اختيار معيار لتخميد الاهتزاز، وإنشاء مخطط حسابي لتحديد الأحمال الديناميكية المؤثرة على الهيكل المعدني لسهم الرافعة أثناء التوقف، والحالة العابرة لأنظمة عمل المطرقة الارتجاجية، ثم بحث ديناميكية النظام المهتز نظرياً ومقارنته مع القيم التجريبية، ومن ثم تحليل الحالات الطارئة الناشئة أثناء عمل المطرقة الارتجاجية العاملة على رافعة سهمية سيارة.

الدراسة النظرية:

مما تقدم تم اختيار معيار تخميد الاهتزازات في المطرقة الارتجاجية العاملة في رافعة سهمية سيارة على أساس النزعات الحديثة في تصميم الروافع وعناصر هياكلها المعدنية، بحيث تتمتع بفترة خدمة استثمارية تماثل عمر الرافعة الاستثماري بالكامل.

ولقد دلت القياسات والاختبارات على أن العنصر الأكثر إجهاداً في المنظومة المدروسة هو الهيكل المعدني لسهم الرافعة ، لذلك وخلافاً للعلاقة رقم (1) فقد تم اعتبار حصة الأحمال الديناميكية في سهم الرافعة بالنسبة إلى سعة القوى القسرية للمطرقة الارتجاجية كمعامل تخميد اهتزازات المطرقة الارتجاجية أي [2]:

$$\mu_y = \sigma_c \cdot F_c / P_0 \quad (2)$$

بحيث أن:

σ_c - الإجهاد الدوري المطبق على سهم الرافعة.

F_c - مساحة المقطع العرضي لمناطق سهم الرافعة.

P_0 - القوى القسرية اللازمة لعمل المطرقة الارتجاجية.

وبحسب مواصفات التحميل فإن الخطر الأكبر هو التحطم والانهياب الناتج عن التعب، وتأخذ المعدلات اللازمة لحساب الهياكل الفولاذية بالنسبة للتعب وفق المعيار الروسي وهو: 81-23-11-CH₄Π [3]. وانطلاقاً من هنا تأخذ قيم معامل تخميد الاهتزازات المسموح بها الشكل الآتي:

$$[\mu_y] = [\sigma_y] - F_c / P_0$$

حيث إن: $[\sigma_y]$ - القيمة المسموح بها للإجهاد الديناميكي، المحسوب بواسطة معيار تصميم الهياكل المعدنية بالنسبة للتعب 81-23-11-CH₄Π.

وبالنسبة لحالات العمل المشترك للمطرقة الارتجاجية من النوع:

$$(B-40/A, B-401, B-402)$$

وللروافع من النوع (KC-S363B, KC-436/A, MKT-2501)

فإن عدد دورات التحميل مع تردد الاهتزازات المرافق لزمان خدمة الرافعة يكون $N > 1.10^9$

وبحسب 81-23-11-CH₄Π يكون $N > 3.9.10^6$ لذلك لابد من إجراء الحساب على حد المتانة القصوى للتعب. وعند حساب My يحدد نظام التحميل الأخطر بالنسبة لزمان تنفيذ العمليات التكنولوجية.

ووفقاً لمعطيات التجارب فإن هذه اللحظة هي نهاية سحب الركيزة، وقبل إيقاف المطرقة الارتجاجية عن العمل، وعند وصول سهم الرافعة إلى مداه الأعظمي.

إلى جانب الإجهادات الديناميكية التي تتضمن القوى القسرية فإن من كل طيف الأحمال تعزل (تحذف) دورات الإجهاد بالمرحلة التي يكون فيها الزمن متساوياً بين إقلاعين متتاليين لونش الرافعة.

ولهذا السبب يجب أن يتم انتقاء تكنولوجيا العمل لعوارض مرتكزات السحب الارتجاجي بحيث يكون تغير قوى السحب مسبباً لدورات إجهاد أقل من $[\sigma_y]$.

في الحالات العابرة لأنظمة تشغيل الإقلاع والفصل فإن سعة دورات الإجهاد المؤثرة على الهيكل المعدني لسهم الرافعة تزداد عدة مرات مقارنة مع مستوى النظام القائم وتكون عدد دورات الحمولة في الحالات العابرة أقل من 3.9×10^6 . لذلك لابد من حسابها على المتانة الحديدية. ويؤخذ معامل تخامد الاهتزازات في الحالات العابرة كقيمة جارية في كل لحظة زمنية من العلاقة:

$$\tilde{\mu}(t) = \sigma_a(t) \cdot F_c / P_c$$

حيث: $\sigma_a(t)$ - القيمة الجارية لسعات الدورات الإجهادية في سهم الرافعة.

وكقيمة كمية لعملية التحميل من وجهة نظر حد التعب على المتانة، تم إدخال قيمة المعامل المكافئ لتخامد الاهتزاز في زمن الحالة العابرة وفق مايلي [3,9]:

$$\mu_{Ek} = v_{Ek} - F_c / P_0 \quad (3)$$

ولتحديد قيمة μ_{Ek} فقد تم استبدال عملية التحميل الفعلية بمخططات بيانية وذلك باستخدام طريقة القيمة العظمى (الحدية)، المؤثرة على الإجهادات غير المستقرة بالطرق المعروفة تعود إلى المستقرة $[\mu_{Ek}]$ وذلك في شروط تعادل إصابات التعب المتراكمة.

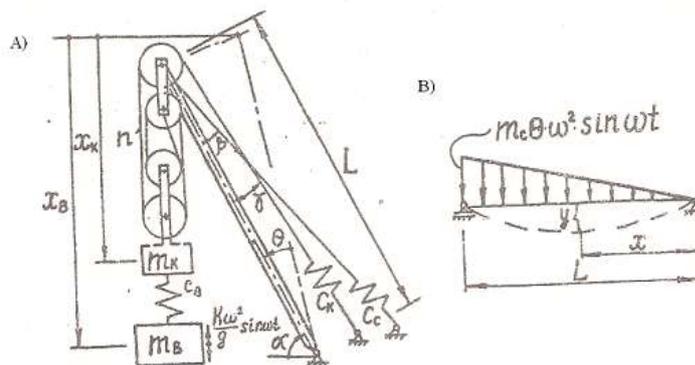
أما القيم المسموح بها فتأخذ الشكل:

$$[\mu_{Ek}] = [\sigma_{Ek}] \cdot F_C / P_0$$

حيث: σ_{Ek} يتم ترتيبها وفق المعيار 81-23-11-CH₄Π

ويتم حساب قيم μ_{Ek} ، $[\mu_{Ek}]$ بالنسبة لعدد دورات الحمولة المشابهة.

في المخطط (4) تم افتراض أن القوى القسرية متغيرة وفق قانون توافقي منتظم، حيث إن تأثير عدم انتظام دوران محاور المحرض الارتجاجي على مواصفات تغير الأحمال الديناميكية في الهيكل المعدني لسهم الرافعة لا تعد كبيرة.



الشكل (4) يبين مخطط حسابي لإيجاد معامل تخميد الاهتزازات في نظام عمل المطرقة الارتجاجية.

a- مخطط يحدد سعة اهتزاز عناصر النظام أي (المطرقة الارتجاجية - مخمدات الاهتزاز - الرافعة).

b- مخطط يحدد تقوس سهم الرافعة عند عمل المطرقة الارتجاجية.

وبالنسبة لعملية الاهتزاز الموجودة لا يحسب تأثير التخميد عند حساب انتقال عناصر النظام الاهتزازي لسهم الرافعة وذلك لأن الجسم تام الصلابة، علماً أن انتقال سهم الرافعة خلال الاهتزاز يكون أكبر، مما يزيد من تشوهه، أما صلابة حبال الحمولة وعتلة السهم (مجموعة بكرات ثابتة ومتحركة) فتعد ثابتة عند الانتقالات الصغيرة الناتجة عن الاهتزاز. تعتبر زاوية ميلان السهم عن الأفق، وزاوية ميل الحبال بالنسبة لمحور سهم الرافعة ثابتتين أيضاً. علماً بأن تأثير تغير هذه الزوايا على الحمولات الديناميكية في الهيكل المعدني لسهم الرافعة هو قليل ومهمل [8].

إن كل هذه الفرضيات السابقة تعتمد على نتائج وأبحاث الأعمال المذكورة سابقاً.

صياغة الموديل الرياضي:

إن معادلات حركة المنظومة الاهتزازية المبينة في الشكل (4-b) مع اعتبار الفرضيات السابقة تأخذ الشكل

الآتي:

$$M_B \cdot X_B'' = -C_B(X_B - X_K) + \frac{K}{g} \cdot W^2 \cdot \sin \omega t :$$

$$M_k \cdot X_k'' = -C_k \cdot n^2 (X_k - \theta \cdot L \cdot Z) + C_B \cdot (X_B - X_k) \quad (4)$$

$$J - \theta'' = -C_c \cdot \theta \cdot L^2 \cdot \sin^2 \beta + C_k \cdot n^2 \cdot L \cdot Z (X_k - \theta \cdot L \cdot Z)$$

حيث أن:

K- العزم الساكن لكتلة عمود الكامات.

t- الزمن.

- M_B, M_k - بالتتالي هي كتلة المحرض الارتجاجي ذي الركيزة المستعرضة، وكتلة خطاف التعليق مع قسم من المطرقة الارتجاجية التي يهتز معها.
- J - عزم عطالة سهم الرافعة بالنسبة لمحور دورانه.
- X_B, X_k - بالتتالي هي انتقال المحرض الارتجاجي، وانتقال الخطاف من وضعية التوازن إلى الوضعية التي توافق توازن سهم الرافعة.
- θ - زاوية دوران سهم الرافعة عن وضعية التوازن عند الاهتزاز.
- C_B, C_K, C_C - بالتتالي صلابة نوابض ماص الصدمات بكل من كتل الحمولة وسهم الرافعة.
- g - تسارع الجاذبية الأرضية.
- L - طول سهم الرافعة.
- α - زاوية ميل سهم الرافعة عن الأفق.
- β - زاوية ميل حبال شد سهم الرافعة نحو محور السهم.
- γ - زاوية ميل حبل الحمولة المتوضع فوق سهم الرافعة باتجاه محور السهم.
- n - كتلة مجموعة بكرات الحمولة.

$$Z = \cos \alpha - (\sin \gamma) / n$$

إن حساب تردد الشكل الأولي للاهتزازات الطولية الخاصة بسهم الرافعة بينت بأنها أكبر بعدة مرات من تردد القوى القسرية. أما العرضية فهي أقل... لذلك فإننا نعدّ الاتجاه الطولي للسهم تام الصلابة أما العرضي فهو مرن. وتكون الانحناءات الديناميكية العرضية للسهم مرتبطة بالتأثيرات المنتشرة على طول محور عطالة الحمولة الناتجة عن زوايا اهتزاز سهم الرافعة حول محور ارتكازها [2, 5, 9].

إن المخطط الحسابي لإيجاد هذه التقوسات (الانحناءات) مبينة في الشكل (b-4) وتملك جملة المعادلات المختلفة للاهتزازات العرضية في سهم الرافعة الشكل التالي:

$$E.J_x \cdot \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + \frac{m_c}{L} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{m_c}{L} \cdot \theta \cdot X \cdot W^2 \sin wt \quad (5)$$

حيث إن: E, J_x - جساءة الانحناء لسهم الرافعة.

y - الانحناء العرضي للسهم عند المسافة x .

m_c - كتلة سهم الرافعة.

θ - سعة الاهتزازات الزاوية لسهم الرافعة.

إن حل نظام جملة المعادلات التفاضلية الخطية للحركة (4) مع المعادلة (5)، قد أدت إلى الحصول على تعابير تحليلية لحساب معامل الارتجاج في التردد الرنيني لمنظومة الاهتزاز، وإيجاد علاقة معامل تخامد الاهتزاز ببارامترات المطرقة الارتجاجية الرئيسية.

لقد تم إيجاد معامل تخامد الاهتزازات للمطرقة الارتجاجية في نظام العمل القائم وذلك عن طريق إدخال تأثيرات ديناميكية طولية وعرضية باتجاه محور سهم الرافعة:

$$\mu_y = \frac{F_C \cdot g}{K W^2} \left\{ \frac{1}{F_C} [C_C \cdot \theta \cdot L \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta + (n^2 \cdot \sin \alpha + n \cdot \cos y) \cdot (A_X - \theta \cdot L \cdot Z)] + \frac{E \cdot J_X}{W_X} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \theta W^2}{L} \cdot \sum_{j=1,2,3} \frac{(-1)^j}{W^2 - P_j^2} \cdot \sin \frac{J \cdot \pi \cdot X}{L} \right\} \quad (6)$$

حيث إن:

$$\begin{aligned} A_B &= (B_2 \cdot W^4 + B_1 \cdot W^2 + B_0) \cdot A_0 / C_B; \\ A_0 &= K \cdot W^2 / (g \cdot (D_3 \cdot W^6 + D_2 \cdot W^4 + D_1 \cdot W^2 + D_0)); \\ A_K &= (-J \cdot W^2 + Z_1) \cdot A_0; \quad O = (C_K \cdot n^2 \cdot L \cdot Z) \cdot A_0; \\ B_2 &= J \cdot M_K; \quad B_1 = M_K \cdot Z_1 - J - Z_2; \quad B_0 = -Z_3 + Z_1 \cdot Z_2; \\ Z_1 &= C_C \cdot L^2 \cdot \sin^2 \beta + C_K \cdot L^2 \cdot Z_2 \cdot n^2; \\ Z_2 &= C_B + C_K \cdot n^2; \quad Z_3 = C_K^2 \cdot n^2 \cdot L^2 \cdot Z^2; \\ D_3 &= -J \cdot M_K \cdot M_B / C_B; \quad D_2 = J \cdot M_K + (M_K \cdot Z_1 + J \cdot Z_2) \cdot M_B / C_B; \\ D_1 &= -M_K \cdot Z_1 - J \cdot Z_2 - (Z_1 \cdot Z_2 - Z_3) \cdot M_B / C_B + J \cdot C_B; \\ D_0 &= Z_1 \cdot Z_2 - Z_3 - Z_1 \cdot C_B. \end{aligned}$$

باعتبار أن:

$$A_B, A_K - \text{سعة اهتزاز الكتل } M_K, M_B.$$

$$W_X - \text{عزم مقاومة الانحناء في المقطع العرضي لسهم الرافعة.}$$

يمكن إيجاد الترددات الذاتية (الطبيعية) للاهتزازات العرضية في سهم الرافعة من العلاقة:

$$P_j = (i \cdot \pi / L)^2 \cdot (E \cdot J_X \cdot L / M_C)^{1/2}$$

إن قيمة P_j تحسب دون اعتبار قوة الضغط المحورية في السهم وتكون نسبة الخطأ في الحساب نتيجة لهذه الفرضية بحدود $4 \div 2\%$.

وعند حساب (μ_y) تحذف كل عناصر الصف الذي تكون فيه P_j أكبر من W في حالتها النظامية.

وكمثال على ذلك فإن الرافعة KC-5363 B تملك $P_7 = 238 \text{ Hz}$ لذلك فإننا نُعدُّ كل العناصر حتى الصف السابع داخلية في الحساب.

وتحسب الترددات الرنينية لاهتزاز عناصر منظومة "المطرقة الارتجاجية-مخمدات الاهتزاز-رافعة" عن طريق إيجاد الجذور الموجبة الفاعلة للمعادلة أي:

$$D_3 \cdot W^6 + D_2 \cdot W^4 + D_1 \cdot W^2 + D_0 = 0$$

إن المعطيات الحسابية المتعلقة بـ μ_y والمرتبطة بجساءة ماص الصدمات تعطى بالعلاقة:

$$\lambda_B^2 = C_B / M_B \cdot W^2$$

حيث تملك قيمة عملية تقع ضمن المجال $0 < \lambda_B^2 < 0.1$.

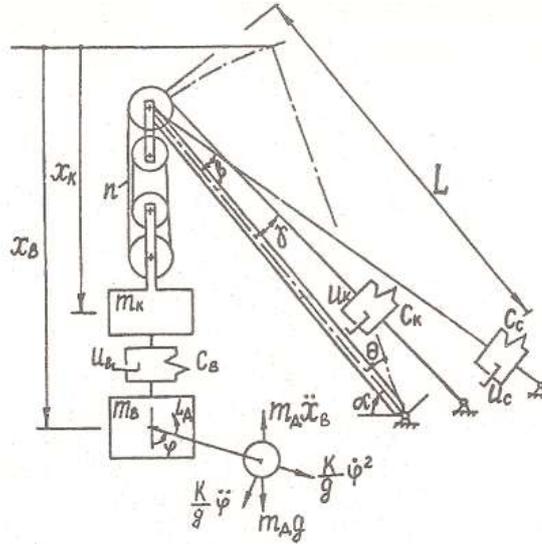
والعلاقة السابقة بينت أنه عند زيادة λ_B^2 فإن قيمة μ_y تزداد بشكل متناسب.

دل تحليل علاقة μ_y بالتناسب مع كتلة الحمل المخمد للصدمة وكتلة مخمد الاهتزاز m_K / m_B على أن زيادة كتلة الحمولة تؤدي إلى تخفيض قيمة μ_y في القيم m_K / m_B الأكثر حرجاً والمتناسبة مع الرنين، لذلك بالنسبة للآلات التي تحقق فقط السحب الارتجاجي للركائز من المناسب طرح القيمة الدنيا التصميمية لهذه العلاقة في مجال $0 < M_K / M_B < 0.2$ وللركائز التي تعمل على السحب والغطس لابد من اعتبار أن $M_K / M_B > 1$.

لقد دل تحليل الأوضاع الطارئة الناجمة عن زيادة القوة العاملة القصوى لخاص الصدمات أي توحيد الكتل (M_K, M_B) وتوقفات عمل نابض ماص الصدمات C_B ، على أنه في هذه الحالة تزداد قيمة μ_y بحدود (10-15) مرة .

ولحساب ديناميكية النظام الاهتزازي في أوضاع إقلاع وفصل المحرك، يستخدم المخطط الحسابي المبين في الشكل (5) حيث إن آلية تشغيل المطرقة الارتجاجية عند الإقلاع تأخذ المواصفات الميكانيكية الساكنة للمحرك الكهربائي.

أما عند الفرملة، في حالة عزم الفرملة الدائم- الذي يؤدي إلى التوقف الكامل لعمود الدوران، فإن المعادلات الديناميكية لعناصر المنظومة " المطرقة الارتجاجية - مخمدات الاهتزاز - الرافعة " تأخذ الشكل التالي:



الشكل (5): المخطط الحسابي لإيجاد معامل تخامد الاهتزازات أثناء الأنظمة العابرة لعمل المطرقة الارتجاجية.

$$\begin{aligned}
 J_0 \cdot \phi'' &= l_d - K \cdot \sin \phi + \frac{K}{g} \cdot X_B'' \cdot \sin \phi - \frac{K}{g} \cdot f \cdot D \cdot \phi'^2; \\
 M_B \cdot X_B'' &= -\frac{K}{g} \cdot \phi^2 \cdot \cos \phi - \frac{K}{g} \cdot \phi'' \cdot \sin \phi - U_B (X_B' - X_K') - \\
 &\quad C_B \cdot (X_B - X_K); \\
 M_K \cdot X_K'' &= -C_K \cdot n^2 (X_K - \theta \cdot L \cdot Z) - U_K \cdot n^2 (X_K' - \theta' \cdot L \cdot Z) + \\
 &\quad C_B (X_B - X_K) U_B \cdot (X_B' - X_K'); \\
 J \cdot O'' &= -(C_C \cdot \theta + 4 \cdot C_C \cdot \theta') \cdot L^2 \cdot \sin^2 \beta + [C_K \cdot (X_K - \theta \cdot L \cdot Z) + \\
 &\quad U_K \cdot (X_K' - \theta' \cdot L \cdot Z)] \cdot n^2 \cdot L \cdot Z
 \end{aligned} \tag{7}$$

حيث إن: ϕ زاوية دوران عمود الكامات.

J_0 - عزم عطالة الأجزاء الدوارة المحولة إلى عمود الكامات للمطرقة الارتجاجية.

F - معامل الاحتكاك في ركائز الأعمدة.

D - قطر الدائرة حيث يوجد الاحتكاك.

K - العزم السكوني لكتلة عمود الكامات.

بالمتابع هي معاملات الاحتكاك اللزج في ماص الصدمات، وحبال الحمولة وحبال سهم الرافعة.

L_d - عزم دوران المحرك ، المحول إلى محور عمود الكامات للمطرقة الارتجاجية.

لقد تم حل منظومة المعادلات السابقة على الحاسوب باستخدام طريقة رنغ - كوتا وبرنامج *MATLAB* . ولأجل التشغيل بالشروط الابتدائية نعد حالة النظام ساكنة، أما الشروط النهائية فتحدد بواسطة نظرية استقرار وثبات سعة الاهتزاز في المطرقة الارتجاجية.

وبعد فصل المحرك عن العمل تعد الشروط الابتدائية هي الشروط النهائية لعملية الإقلاع. إن الشروط النهائية بعد فصل المحرك عن العمل تتحدد إيقاف عمل المطرقة الارتجاجية وبالتالي إيقاف عمود الكامات عن الدوران (الشروط الابتدائية للإقلاع).

في كل خطوة من خطوات تكامل منظومة المعادلات (7) يتحدد قيمة معامل تخامد الاهتزاز الجارية أي:

$$\mu(t) = \mu(t-h) + \frac{\theta}{K_{\omega}^2} \cdot \{ (C_C \cdot \theta + U_C \cdot \theta') \cdot L \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta + n^2 \cdot (\sin d + \frac{\cos \gamma}{n}) \cdot [C_K \cdot (X_K \cdot \theta \cdot L \cdot Z) + U_K \cdot (X'_K - \theta' \cdot L \cdot Z)] + \frac{E \cdot J_X \cdot \pi \cdot F_C}{W_X \cdot L} \cdot \sum_{j=1,2,3..} \frac{(-1)^{j+1} \cdot j \cdot h}{P_j} [\theta''(t) + \theta''(t-h) \cdot \cos P_j \cdot h] \cdot \sin \frac{j \cdot \pi \cdot x}{L} \} \quad (8)$$

حيث إن $-h$ خطوة التكامل.

عند حساب $\mu(t)$ تم تثبيت نهاية هذه الدالة وإيجاد قيمة معامل تخامد الاهتزاز أي:

$$\tilde{\mu}_i = \frac{|\mu_{\max i} - \mu_{\min i}|}{2} \quad \text{حيث أن: } i - \text{ دليل النقطة النهائية في الدالة } \mu(t) .$$

إن تحليل العلاقة التي تربط بين معامل تخامد الاهتزاز $\tilde{\mu}$ ببارامترات تشغيل المطرقة الارتجاجية تدل على أن القيم القصوى لـ $\tilde{\mu}$ في زمن الحالة العابرة للنظام متوافقة مع تردد الشكل الأولي للاهتزازات العرضية في سهم الرافعة.

إن الاستطاعة غير الكافية للتشغيل تؤدي عند الإقلاع إلى زيادة الزمن والقيم القصوى (الأعظمية) لـ $\tilde{\mu}$ ، وذلك خلال استقرار $\tilde{\mu}$ عند مستوى معين متناسب مع النظام القسري.

إن المسافة بعد فصل المحرك عن العمل تؤدي إلى تخفيض القيم القصوى لـ $\tilde{\mu}$ والزمن قبل توقف الاهتزاز كلياً وذلك مع زيادة عزم الفرملة وإنفاص J_0 .

النتائج والمناقشة:

مقارنة الدراسة النظرية مع النتائج التجريبية:

إن الهدف من مقارنة نتائج البحوث التجريبية المنفذة في مخابر قسم الطرق وآلات البناء بجامعة سانت بترسبورغ التقنية، هو التأكد من الأوضاع الرئيسية النظرية المنفذة في هذا البحث وصحة النتائج الحاسوبية للبرنامج، وإيجاد الطرق اللازمة لرفع الكفاءة والقدرة لنظام تخميد الاهتزازات في المطرقة الارتجاجية.

في شروط المخبر... وعلى نموذج ماص الصدمات الثنائي المتعاقب، تم بحث تأثير بارامترات المحرض الارتجاجي على نقل الأحمال الديناميكية إلى الأجهزة الملحقة و المعلقة على سهم الرافعة. وبالتالي تحديد طرق تحسين ورفع معامل تخامد اهتزاز المنظومة [4].

لقد دل تحليل القياسات الناتجة، على أن زيادة العزم السكوني لكتلة الكامنة، تؤدي إلى زيادة متناسبة مع سعة الأحمال الديناميكية. كما هو مبين في العلاقة (6).

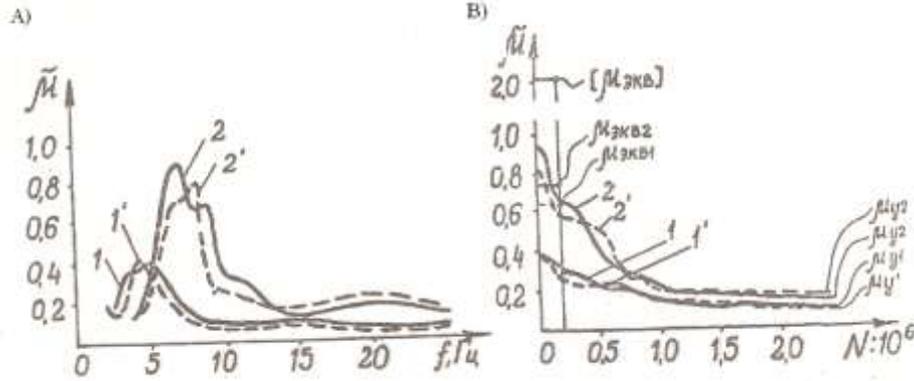
إن زيادة جساءة ماص الصدمات غير المحددة ضمن المجال $0 < \lambda_B^2 < 0.1$ تؤدي إلى زيادة مباشرة متناسبة أيضاً مع سعة الأحمال الديناميكية.

إن البحوث المجراة على تأثير مخمد حركة الأحمال بينت وضمن المجال $0 < m_k / m_B < 1$ بأن حالة الرنين كانت موجودة.

لقد أكدت البحوث التجريبية المخبرية بأن الوقاية من الارتجاج وأثره على منظومة العمل، يكون بمساعدة المحرض الارتجاجي الذي يستطيع أن يغير من العزم السكوني المطبق على محور كتلة الكامنة، المجهز بـ ماص صدمات ثنائي متعاقب مع مخمد اهتزازي ديناميكي.

في هذه الحالة تكون سعة الأحمال الديناميكية في نظام العمل القسري، أقل بمرتين مما لو استخدم ماص صدمات أحادي [4].

إن الأحمال الديناميكية العظمى الناشئة في الأنظمة العابرة للإقلاع (أي زيادة العزم السكوني لكتلة عمود الكامات من الصفر حتى القيمة الجارية للعزم، بعد وصول عمود عدم التوازن لدورانه الاسمي). وللفصل أيضاً (أي توقف عمود الكامات مع تخفيض العزم السكوني حتى الصفر) لم تتجاوز (60-70)% من مستوى النظام القسري.



الشكل (6): سعة التردد (A) والسعة الكمية (B) لمواصفات عملية التحميل،

1,1' - هي بالتالي المنحنيات التجريبية والنظرية لمجموعة المعدات B-402 & kc-5363B

2,2' - لمجموعة المعدات B401 & kc-4361A

أما البحوث التجريبية فقد أوجدت القيم الواقعية للأحمال الديناميكية في الهياكل المعدنية لأسهم الرافعات K_C 5363 - 4361 A ، والتي تعمل مع مطارق ارتجاجية من النوع B401 ، B402 ، وقد تمت مقارنة نتائج قياس الحسابات بمواصفات السعة والتردد من جهة أو المواصفات الكمية لعملية التحميل من جهة أخرى [4].

وتستند طرق حساب تخامد الاهتزازات في المطرقة الارتجاجية على إيجاد قيم معامل تخميد الاهتزاز المسموح به في الحالة القائمة للعمل $[\mu_y]$ وفي الحالة العابرة $[\mu_{EK}]$ [5,6,9].

بعد ذلك تحسب القيمة الحدية المسموح بها بجساءة ماص الصدمات $[C_B]$ المتوافق مع $[\mu_y]$.

ولتأمين شروط أكثر راحة لعمل سائق الرافعة (من وجهة نظر مستوى الارتجاج في مكان العمل). يتم اختيار أقل قيمة ممكنة في المفهوم الإنشائي تصميماً لـ C_B عند الشروط $C_B < [C_B]$ ولأجل القيمة المختارة لـ C_B يجري حساب $[\mu_y]$ ضمن مجال تغير بارامترات العمل: طول أعمدة الركائز، زاوية ميل سهم الرافعة بالنسبة للمطرقة الارتجاجية مع معايرة تردد الاهتزاز أثناء العمل وتنظيمه، ويتحدد مجال المعايرة بالشروط الآتية: $[\mu_y] < \mu_y$ وفي حال استخدام ماص صدمات ذي مواصفات صلابة لاخطية للنوابض يتم الاختبار على كامل مجال تغير الصلابة. بعد ذلك يتم حساب $\tilde{\mu}$ لأنظمة الحالة العابرة للإقلاع والفصل، لذلك وفي الوقت نفسه، إذا كانت القيمة العظمى لـ $\tilde{\mu}$ أكبر من $[\mu_y]$ فتحسب μ_{EKB} التي تُقارن مع $[\mu_{EK}]$.

ومن خلال المناقشة السابقة نبين ما يأتي:

- إن تحليل النتائج المبينة في المخططات البيانية التجريبية والحسابية تبين أن أكبر قيمة لمعامل تخميد الاهتزازات تتناسب طردياً مع تردد الشكل الأولي للاهتزازات العرضية الذاتية لسهم الرافعة.
- إن النتائج التجريبية والحسابية قد تم الحصول عليها بمساعدة المعادلة (8) وتمثل قيمة معامل تخميد الاهتزازات الذي يتناسب مع قيمة تردد المطرقة الارتجاجية وهي تقريباً تتراوح بين 0.039 و 0.045.
- إن الحساب وفق المعادلة (6) للنظام القائم يعكس صفات نوعية موثوقة لسير عملية التحميل، وأيضاً توزع وعرض مناطق التردد الرنيني، وتبعاً لذلك فإن المخطط المبين في الشكل (1) لا يأخذ بعين الاعتبار الاحتكاك، وتشير الدلائل على أنها منخفضة بنسبة (20-30)% مقارنة بالمعطيات التجريبية.
- تم الحصول على الصفات الكمية لعملية التحميل عن طريق التصنيف وفق القيم المتناقصة لـ $\tilde{\mu}_i$ خلال الحالات العابرة للإقلاع والفصل. إن نتائج القياسات والحسابات مبينة في الشكل (6-b). وقد دل تحليل كمية ومقدار دورات التحميل في زمن الحالة العابرة، إلى أنه أثناء عمل نظام B-402 مع KC-5363B فإن الحمولة القصوى كانت أقل بحوالي (1.8) مرة من قيم $[\mu_4] = 0.66$. وبالنسبة للتجهيزات B-401 مع KC-4361A فقد زادت الحمولة القصوى بحوالي $[\mu_4] = 0.56$.
- إن تحليل قيم μ_{EK} وفقاً لمعطيات القياس والحسابات، تدل على أن الانحراف يشكل بحدود 16%. وعليه فإن قياسات الإجهادات المطبقة على الهيكل المعدني لسهم الرافعة بعد فصل المطرقة الارتجاجية، بينت أن سعة دورات الحمولة الديناميكية وكميتها أكبر بثلاث مرات من الحمولة المشابهة خلال فترة مابعد الفصل، أي عندما تكون العارضة في حالة تعشيق مع العامود المجاور.

الاستنتاجات والتوصيات:

استناداً لنتائج البحوث النظرية والعملية، وعلى تحليل كافة الأعمال العلمية السابقة أيضاً يمكن التوصل إلى ما يأتي:

- 1- إن الاستخدام الواسع للمطرقة الارتجاجية العاملة مع رافعة سهمية سيارة يتوجب تأمين نظام حماية عالي المستوى للعمل المشترك.
- 2- طيلة فترة خدمة الرافعة كمية دورات التحميل المرافقة لتواتر عمل المطرقة الارتجاجية تزيد بمئة مرة عن القيمة المسموح بها لمقاومة التعب.
- 3- إن السهم يعد العنصر الأكثر تحميلاً في الهيكل المعدني للرافعة. ولذلك يجب أن يصمم وفق شروط متانة عالية على التعب وذلك على كامل مجال تغير بارامترات الاستثمار للتجهيزات. ولأجل سلامة عمل الرافعة

- خلال طيلة فترة الخدمة لتجهيزات المحرض الارتجاجي في نظام العمل القائم للمطرقة الارتجاجية (ماص صدمات - مخدم الاهتزاز أو تقاطعاتها). يجب أن تؤمن مستوى غير محدود من المتانة على التعب. وفي هذه الحالة فإن معامل تخميد الاهتزاز يعدّ الأساس في نظرية الحماية الفعالة من الارتجاج. حيث إن العلاقة بين سعة القوى الديناميكية المؤثرة في أخطر مقطع بسهم الرافعة، وبين سعة القوى القسرية للمطرقة الارتجاجية في الحالات العابرة لإقلاع وفصل المطرقة الارتجاجية فإن عدد دورات تحميل سهم الرافعة يكون أقل من التحميل الأساسي لذلك فإن تخميد الاهتزازات في مثل هذه الأنظمة (مثال: وسيلة تأمين الانتقال السريع عبر الطنين) ومن ثم يتم تأمين المستوى المحدد لمتانة التعب لمعدن سهم الرافعة.
- 4- في الجزء النظري من البحث، وعلى قاعدة استخدام المخطط الحسابي الذي يأخذ بالحسبان مواصفات آلية التشغيل ومقدار الحمل المخفف للمطرقة الارتجاجية، وبارامترات نظام سهم الرافعة أيضاً، تم ولأول مرة حل مجموعة مسائل الحمولة الديناميكية لسهم الرافعة. وبنسبة ذلك تم الحصول على مجموعة معادلات تقوم بتوصيف الترددات الطنينية في النظام الاهتزازي "المطرقة الارتجاجية- مخدم الاهتزاز- الرافعة" وأيضاً العلاقات الوظيفية التي تربط بين معامل تخميد الاهتزاز وبين البارامترات الرئيسية للمطرقة الارتجاجية.
- 5- وجد بالمقارنة بين نتائج البحوث التجريبية المخبرية والواقعية وبين نتائج البحوث النظرية تناسباً كمياً ونوعياً جيداً.
- 6- إن البحوث النظرية والتجريبية بينت أنه بزيادة العزم السكوني لكتلة عمود الكامات، وأيضاً قيمة جساءة ماص الصدمات الغير محددة λ_B^2 والتي تقع ضمن المجال $0.1 > \lambda_B^2 > 0$ أن معامل تخميد الاهتزاز μ_y يزداد ليكون قريباً من الشكل الخطي.
- 7- لا بد من أخذ الرنين بعين الاعتبار، وذلك عند تغير العلاقة التي تربط كتل الحمولة المخدمة مع المحرض الارتجاجي m_k / m_B بحيث يقع ضمن المجال $1 > m_k / m_B > 0$ ولتقادي ظاهرة الرنين، لا بد من أن يكون البارامتر m_k / m_B أصغر ما يمكن ويقع ضمن المجال $0 < m_k / m_B < 0.2$ في الآلات الارتجاجية.
- 8- إن البحوث النظرية والتجريبية بينت أيضاً بأن تدلي سهم الرافعة يؤدي إلى زيادة سعة الحمولات الديناميكية في الهيكل المعدني للسهم.
- 9- إن سعة الحمولات الديناميكية في الهيكل المعدني لسهم الرافعة تتناسب طردياً مع الاهتزازات الذاتية والقسرية. وتظهر الحمولات الديناميكية العظمى أثناء الحالات العابرة وفي التردد المتوافق مع الشكل الأولي للاهتزازات الوصفية لسهم الرافعة.
- 10- إن عرض منطقة التردد الطنيني يتحدد بإدخال أشكال اهتزاز عناصر النظام "المطرقة الارتجاجية، مخدم الاهتزاز، الرافعة" مع أشكال الاهتزازات العرضية لسهم الرافعة.
- 11- إن المقدار والعدد لدورات الحمولة الديناميكية في الهيكل المعدني لسهم الرافعة في زمن الحالات العابرة لعمل المطرقة الارتجاجية، يتعلق بمواصفات آلية التشغيل ونظام الفرملة الذي يجب أن يؤمن التسارع الأعظمي لمحاولة عدم التوازن أثناء سرعات الدوران المتوافقة مع تردد الشكل الأولي للاهتزازات العرضية في سهم الرافعة.

- 12- عند إقلاع المطرقة الارتجاجية فإن استطاعة المحرك القائد غير الكافية تؤدي إلى تنامي الأحمال الديناميكية في سهم الرافعة من جهة، واستمرار فترة استقرار نظام التحميل من جهة أخرى.
- 13- عند التوقف عن العمل تسمح الزيادة في عزم الفرملة وتخفيض عزم عطالة آلية التشغيل إلى إنقاص الحمولة الديناميكية في سهم الرافعة واختصار زمن توقف النظام الاهتزازي بشكل كامل.
- 14- لقد دل تحليل الحالات الطارئة خلال عمل المطرقة الارتجاجية العاملة على رافعة سهمية سيارة، على أن إزالة النوابض الماصة للاهتزازات من المطرقة الارتجاجية يؤدي إلى زيادة أكثر بـ 10 مرات في سعة الأحمال الديناميكية لسهم الرافعة.
- 15- عند التوقف الطارئ للمطرقة الارتجاجية وبعد فصل الأعمدة والركائز عن العمل، فإن سعة دورات الحمولة الديناميكية في سهم الرافعة وكميتها تزيد بـ 3 مرات عن الأحمال المشابهة عند التوقف العادي عن العمل.
- 16- في البحوث التجريبية تم إثبات أن رفع فعالية الوقاية من الارتجاج يكون عن طريق استخدام مطرقة ارتجاجية تملك على محورها إمكانية تغيير العزم السكوني لكتلة عمود الكامات التي ترتبط بماص صدمات ثنائي ومحمد اهتزاز ديناميكي.
- في هذه الحالة تكون سعة الحمولة الديناميكية في نظام العمل القائم أقل مرتين مما هو خلال استخدام ماص صدمات تسلسلي واحد.
- ولا تزيد الحمولات الديناميكية في الأنظمة العابرة وبعد فصل العمل عن 60-70% من مستوى النظام القائم.

References:

- 1- Dobranrofev, S.S., "References in construction machinery and equipment". Moscow, 2006, 865.
- 2- Michailov, U. A. , "Dynamic vibration dampers in systems damping of vibration". Moscow, 2002, 691.
- 3- Azbel, G. G., Roben, B. B., Michailov, U. A., Vasben, B. G., Oltenco, Y. B. "Safety standard when using cranes to the withdrawal and dipping girders". Moscow, 1998, 423.
- 4- Michailov, U. A., "Experimental Studies to shock absorber Dampers vibration dynamic". Moscow, 1990, 294.
- 5- Michailov, U. A. , "Vibration damping equipments in the cranes". Moscow, 1999.
- 6- Azbel, K. K., Trovimov, B. Y., "Control methods in the work and types of hammers". Moscow, 1990, 321.
- 7- Azbel, K. K., Oltenco, Y. B., Savilov, A. Y. , "Using of cranes with concussion hammers to withdraw metal girders". Moscow, 1997, 214.
- 8- Mrovimov B. Y., Basen B. G., Oltenco Y. B, Techniques and methods of construction machinery components to withdraw from the soil. Moscow, 1990, 547.
- 9- Azbel, G. G., Michailov, U. A., Mrovimov, B. Y., "Study shock absorber Dual in Dampers vibration dynamic". Moscow, 2003, 480.
- 10- Michailov, U. A., "Damping standard Vibration in the derricking jib crane". Moscow, 1992, 365.