

Simulation of Torsion Vibration of Power Transmission Shaft in Marine Propulsion System using MATLAB

Dr. Awattef Nasra*

Dr. Mona Esber**

Dr. Mohammad Khnese***

Alhadee Saleh****

(Received 1 / 4 / 2024. Accepted 19 / 5 / 2024)

□ ABSTRACT □

This research programmed and simulated the torsional vibrations affecting the capacity transfer shaft of the commercial ship's propulsion station and assessed its impact on it. Natural and forced frequencies, mode shape, and Campbell schemes were initially calculated, and the critical rotation speed at which the resonance occurs was determined to identify critical positions exposed to maximum stress. These calculations were made by modeling the rotary mass power station using MATLAB software. Predicting vibration forms and critical rotation speed will allow the determination of the resonance field and thus propose design and investment solutions to reduce the causes of torsional vibration and mitigate its catastrophic damage to the propulsion system. Several analytical methods have been used to make calculations and compare these methods with each other. The propulsion system is assumed to be a linear system, and the inflammatory forces affecting it are harmonic forces. Ultimately, the proposed solution algorithm will be applied to a propulsion system for a real commercial ship with known characteristics and parameters.

Keywords: Torsional Vibrations, Marine power station, Holzer Method, MATLAB.

Copyright



:Tishreen University journal-Syria, The authors retain the copyright under a CC BY-NC-SA 04

* Professor. Marine Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria. Email: dr.awatefwahidnasra@tishreen.edu.sy

** Professor. Marine Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria. Email: dr.mounasafyesber@tishreen.edu.sy

*** Associate Professor. Mechatronics Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria. dr.mohamadkhnese@tishreen.edu.sy

**** PhD Student, Department of Marine Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria. alhadeesalehmarinengin@gmail.com

محاكاة اهتزازات الفتل في عمود نقل القدرة في محطة الدفع البحرية باستخدام برنامج الماتلاب

د. عواطف نصره*

د. منى اسبر**

د. محمد خنيسي***

الهادي صالح****

(تاريخ الإيداع 1 / 4 / 2024. قُبِلَ للنشر في 19 / 5 / 2024)

□ ملخص □

تم في هذا البحث برمجة ومحاكاة اهتزازات الفتل المؤثرة على عمود نقل القدرة الخاص بمحطة الدفع لسفينة تجارية وتحليل تأثيرها عليه. في البداية تم حساب ترددات الفتل الطبيعية والقسرية ورسم أنماط الاهتزاز ومخططات كامبل وتحديد سرعة الدوران الحرجة التي يحدث عندها الطنين، بهدف تحديد المواضع الحرجة المعرضة لأقصى إجهاد. تم إجراء هذه الحسابات من خلال نمذجة محطة الدفع بنظام الكتل الدوارة باستخدام برنامج الماتلاب. يسمح التنبؤ بأشكال الاهتزاز وسرع الدوران الحرجة بتحديد مجال الطنين وبالتالي اقتراح حلول تصميمية وأخرى استثمارية للتقليل من أسباب نشوء اهتزازات الفتل وتخفيف أضرارها الكارثية على نظام الدفع. لقد تم استخدام عدة طرق تحليلية لإجراء الحسابات ومقارنة هذه الطرق مع بعضها البعض. تم افتراض أن نظام الدفع نظام خطي والقوى التحريضية المؤثرة عليه هي قوى توافقية، في النهاية تم تطبيق خوارزمية الحل المقترحة على نظام دفع لسفينة تجارية حقيقية بخصائص وبارامترات معلومة، وتم دراسة وتحليل النتائج.

الكلمات المفتاحية: اهتزازات الفتل، محطات الدفع البحرية، طريقة Holzer، الماتلاب.

حقوق النشر : مجلة جامعة تشرين- سورية، يحتفظ المؤلفون بحقوق النشر بموجب الترخيص



CC BY-NC-SA 04

* أستاذ - قسم الهندسة البحرية- كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية. إيميل:

dr.awatefwahidnasra@tishreen.edu.sy

** أستاذ - قسم الهندسة البحرية- كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية. إيميل:

dr.mounasafvesber@tishreen.edu.sy

*** أستاذ مساعد - قسم هندسة الميكاترونك- كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية- جامعة تشرين - اللاذقية - سورية. إيميل:

dr.mohammadkhnes@tishreen.edu.sy

**** طالب دكتوراه- قسم الهندسة البحرية- كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية- جامعة تشرين - اللاذقية - سورية. إيميل:

alhadesalehmarinengin@gmail.com

مقدمة:

تعد محطة الدفع في السفينة الجزء الأهم الذي لا يمكن الاستغناء عن أي جزء من أجزائه لذلك يتوجب الحفاظ عليها بحالة فنية وموثوقية عالية، تعتبر المستويات العالية من الاهتزازات إحدى أكثر المشاكل شيوعاً على متن السفن، والتي تؤدي للعديد من الآثار السلبية أهمها زيادة الإجهاد الإنشائي للسفينة ضمن غرفة المحركات وشعور الركاب والطواقم بعدم الارتياح ناهيك عن الهدر في الطاقة وتكاليف الصيانة المرتفعة وخطورة توقف السفينة عن العمل في بعض الحالات. تم في الماضي استبعاد العديد من السفن من الخدمة بسبب المستويات غير المقبولة من الاهتزازات، باعتبارها سفنًا غير آمنة، وقامت هيئات التصنيف مع مرور الوقت بالعديد من الأبحاث أدت إلى تحسينات كثيرة على صعيد الاهتزازات البحرية عبر تغيير تقنيات التصميم بحيث تم تضمينها عدداً من العوامل المتعلقة بتخفيف مستويات الاهتزازات خلال دورة حياة السفينة. يسبب ظهور الاهتزازات في الآلات أثار سلبية عديدة منها: تغير قانون حركة الآلة عن التصميم الموضوع لها، انخفاض في متانة عناصرها حيث يمكن أن تنشئ الشقوق الميكروية التي تتطور بسرعة لتحصل حوادث الانهيار بالتعب، تغير في التركيبة الداخلية لمعادن الآلة وسطحها الخارجي، زيادة في درجة حرارة السطوح المحتكة ببعضها مثل الازدواجات الحركية بين عناصر الآلات بالإضافة إلى الضجيج الذي يرهق العامل أثناء العمل [1].

لذلك من واجب مصممي ومنتجي الآلات إيجاد آلات أكثر توازناً وبأقل مستوى من الاهتزازات فيها كما أنه من واجب المهندس الميكانيكي المستثمر لتلك الآلات دراسة وتحليل الاهتزازات وإيجاد طرق عزلها ومنع انتقالها، والتقليل قدر الإمكان من أضرارها على الآلة نفسها وعلى التجهيزات الأخرى المجاورة لها وعلى العامل المشغل لتلك الآلات. لقد عني الكثير من الباحثين بدراسة اهتزاز الآليات على متن السفن في السنوات الأخيرة خصوصاً بعد فرض هيئات التصنيف رقابة صارمة على مستويات الاهتزازات المسموح بها، لذلك حظيت الاهتزازات بشكل عام واهتزازات الفتل بشكل خاص باهتمام الكثير من الباحثين. فقد قام [2] Yuriy A Batrak بإجراء حسابات الاهتزاز الإلتوائي الناجم عن اصطدام الرصاص بالكتل الجليدية في المناطق القطبية والتي أصبحت دراستها إلزامية منذ العام 2011 وتم استخدام برنامج Shaft Designer لمحاكاة استجابة محطة الدفع للاهتزاز الإلتوائي الناتج من تأثير الجليد وذلك باستخدام طريقة فعالة لدمج المعادلات التفاضلية لحركة عمود نقل القدرة و تم عرض نتائج المحاكاة التفصيلية لديناميكيات تركيب محطة الدفع. وفي نفس العام قام Murawski and Charchalis 2014 [3] بإجراء تحليل مبسط بتصميم العمود على شكل نظام ديناميكي ثنائي الكتلة واعتمد الإجراء على بعض الافتراضات الأولية المتعلقة بكل من عزم دوران المحرك و بطريقة نقل العزم إلى العمود المتوسط و هنا ظهر مفهوم عامل النقل المعبر عن النسبة بين عزم المحرك وعزم الفتل. وفي عام 2015 قام A. L. Michala [4] بمحاكاة السلوك الديناميكي لأنظمة العمود بواسطة نماذج ثنائية الكتلة و متعددة الكتلة واستخدمت الصيانة التنبؤية بواسطة نظام دعم القرار (DSS (Decision Support System) الذي يحلل البيانات و يقدم النتائج لمستخدمي هذا النظام الذي يعد نوع من أنواع أنظمة مراقبة الحالة (CBM (Condition Based Maintenance) التي تعد الصيانة التنبؤية جزءاً منها. Murawski [5] 2017 بحث عن الاهتزازات في نظام نقل الطاقة البحرية و كيفية تحليل هذه الاهتزازات أثناء عملية التصميم و تحدث عن أكثر أنواع الاهتزازات خطورة في محرك ديزل رئيسي متوسط السرعة بطريقة العناصر المنتهية و أخذت القوى المؤثرة على الرصاص بعين الاعتبار. وفي عام 2019 أكد Huang et al [6] أنه يمكن تقسيم الاهتزازات التي يسببها المحرك الى ثلاث أنواع رئيسية محوري (Axial) وعرضي (Lateral) و التوائي (Torsional) على سبيل

المثال تسبب الاهتزازات الالتوائية للعمود المرفقي للمحرك الترددي اهتزازات محورية تؤدي إلى رد فعل قوي محرضة الاهتزازات الجانبية وأجرى تحليلين بسيطين نسبياً لتحليل الاهتزاز الإلتوائي الحر والقسري لأنظمة نقل الطاقة في السفن في الإجراء الأول التجريبي تم نمذجة خط العمود كنظام ثنائي الكتلة و حل المعادلات التفاضلية للحركة بشكل تحليلي وفي الحالة الثانية تم بناء نظام متعدد درجات الحرية لنظام الدفع كاملاً تم فيها إيلاء اهتمام خاص لتحديد مساهمة كل أسطوانة في عزم دوران المحرك الأساسي والمساعد مع مراعاة الإقلاع وتم تطبيق الإجراءات لنظام دفع نموذجي لسفينة تجارية لمحرك رئيسي بطيء السرعة متصل مباشرة بالرفاص بواسطة محور قصير نسبياً وتم مقارنة النتائج التي حصل عليها مع نتائج القياسات الحقيقية ليجد أن الطرق التحليلية بواسطة النموذج الرياضي الموضوع مقبول استخدامها كتقدير أولي لاهتزاز نظام الدفع لكن الأمور تختلف و لا تتطابق مع زيادة السرعة أي زيادة التردد، وأجرى بحث تجريبي عن اهتزاز عمود نقل الحركة نتيجة تشوهات البدن التي تؤثر على محامل الارتكاز عبر بناء نموذج في المختبر يحاكي محطة الدفع استخدم فيها الحساسات لقياس البارامترات المطلوبة لرسم العلاقة بين التردد والإزاحة عند قيم مختلفة لسرعة الدوران. ونشرت هيئة التصنيف الأمريكية [7] 2021 [ABS](#) إرشادات و نصائح لمصممين و مالكي السفن أوضحت أهم المعايير التصميمية لتلافي الاهتزاز منها تقليل القوى المحرضة للاهتزاز و تغيير تردداتها و تغيير الترددات الطبيعية للآلات أما للسفن قيد الاستثمار من الممكن تحسين معدل الاهتزاز بتركيب معوضات العزم الميكانيكية او الكهربائية المثبطة لعزوم الخارجية للمحرك أو تركيب دعائم إضافية للمحرك أو استخدام مثبطات هيدروليكية أو ممتصات ديناميكية للاهتزازات الطولية و حددت الهيئة الحدود العليا للاهتزاز لكل آلة من الآلات التي لا يسمح بتجاوزها في حال من الأحوال. وفي عام 2022 قام [8] [Yao Zhao](#) بتحليل الاهتزاز الطولي في نظام نقل الحركة للسفينة و سبب نشوء الاهتزاز الطولي و بنى نموذج تجريبي وحرص النموذج بقوى قسرية تؤدي إلى الاهتزاز الطولي و قاس سعة الاهتزازات بواسطة حساسات وحلل البيانات باستخدام الحاسب و رسم المنحنيات الخاصة لكل حالة على حدى.

أهمية البحث وأهدافه:

يكن تلخيص أهمية وأهداف البحث في النقاط التالية:

- الدراسة التحليلية لاهتزازات الفتل في محطات الدفع المستخدمة على السفن.
- كتابة كود برمجي في بيئة الماتلاب لحساب الترددات الطبيعية والقسرية لمكونات منظومة نقل الطاقة لتقادي العمل بتردد الطنين مما يساعد في توفير الجهد والمال والوقت وقطع الصيانة.
- تحديد الاهتزازات وفق الطريقة المقترحة يساعد صناع السفن خلال مرحلة التصميم الأولي في التأكد من الالتزام بمتطلبات هيئات التصنيف فيما يتعلق بمستوى الاهتزازات المسموح بها.

طرائق البحث ومواده:

تم بناء موديل رياضي في بيئة الماتلاب البرمجية اعتماداً على إيجاد نظام (عمود+ كتل دورانية) مكافئ لنظام الدفع الحقيقي ذو بارامترات هندسية معروفة (عدد الكتل الدوارة، الأطوال لكل جزء، الأقطار، عزوم العطالة للكتل والأعمدة، خصائص المحرك وميزاته.....)، يعتمد الحل على الطرق التحليلية المعروفة في علم الاهتزازات (two-mass

أحمال خارجية) والقسرية (بوجود أحمال خارجية) وتم رسم أنماط الاهتزاز والتي تحدد المناطق المعرضة لأقصى إجهاد فتل وكذلك تم رسم مخططات كامبل التي تحدد السرعة الحرجة للطنين.

1. منهجية البحث

المنهجية المتبعة في هذا البحث هي تحليلية برمجية في بيئة الماتلاب.

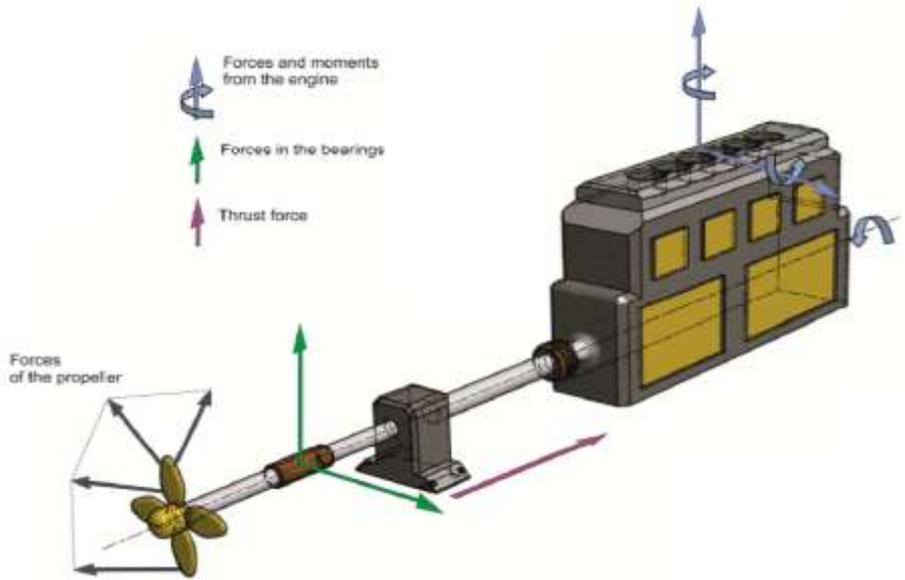
2. اهتزازات الفتل (Torsional Vibration)

تنشأ هذه الاهتزازات نتيجة لعزم الدوران الترددي النبضي لمحرك الاحتراق الداخلي بالإضافة إلى قوة الدفع المتأرجحة للرفاص والمرونة الالتوائية لنظام نقل الطاقة، يجب أن تتقل جميع مكونات نظام الدفع (مثل العمود المرفقي والعمود المتوسط وعمود الرفاص والقارنات والتروس والمحمل) عزم الدوران الثابت والديناميكي الإضافي وتحافظ عليه بأقل ضياعات ممكنة، عادة ما تكون اهتزازات الفتل لنظام نقل القدرة البحرية هي الأكثر خطورة على عمود نقل الحركة والعمود المرفقي الرئيسي. يجب تحليل الأحمال الاهتزازية وعزم الدوران والمطال الزاوي من خلال الحسابات وفي كثير من الأحيان عن طريق قياسات اهتزاز جميع أجزاء نظام الدفع البحري أثناء الاستثمار. تشكل كسور وتشققات عمود نقل الحركة بسبب الاهتزازات الالتوائية ظاهرة عامة وخطيرة جداً لأنها تؤدي لإجهاد وتلف مادة عمود نقل الحركة [9].

2.1. العوامل المسببة لاهتزاز الالتواء في محطة نقل القدرة في السفينة

يمكن تلخيص العوامل المسببة لاهتزاز الالتواء بشكل عام إلى:

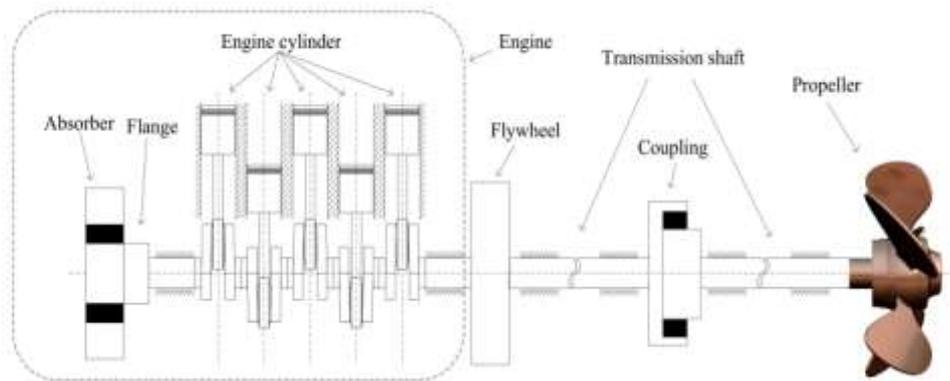
عدم توازن الأجزاء الدوارة، اختلاف بالعزم، قوى أيروديناميكية، التخلخل الميكانيكي عدم المحاذاة للقارنات والمحمل، انحناء الأعمدة، قوى هيدروليكية، احتكاك وتآكل، مشاكل بالسيور أو بكرات السيور، اهتراء أو تلف بالمحمل أو المسننات، قوى كهرومغناطيسية، الطنين [10]. يوضح الشكل 1 أهم القوى المسببة للاهتزازات في منظومة الدفع.



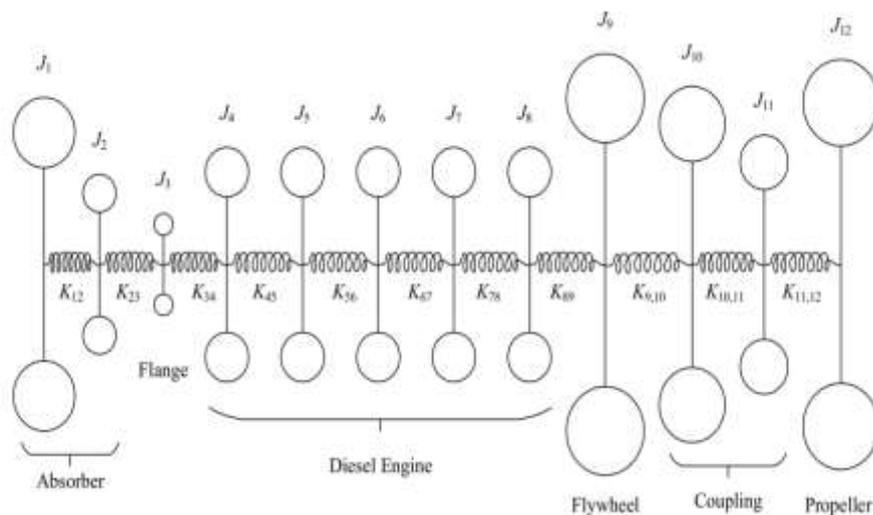
الشكل 1: القوى الرئيسية المسببة للاهتزازات في منظومة الدفع [1].

2.2. نمذجة محطة الدفع بالطرق التحليلية باستخدام الـ MATLAB

هذه الطرق اجمالاً تعتمد مبدأ واحد وهو تقسيم نظام الدفع الموضح في الشكل 2 الى كتل مفردة أو مجموعة بحيث يكون لكل كتلة (عنصر) من هذه الكتل خصائصه الهندسية والديناميكية (المادة المصنوع منها، الصلابة، عزم العطالة، القطر، الطول، الجساءة، المرونة.....). ليتم الحصول على النظام المكافئ الموضح في الشكل 3. ففي نظام الكتلتين يتم اعتبار جميع المكابس ككتلة واحدة مجموعة مع عجلة الضبط ويعتبر الرفاص ككتلة واحدة. في نظام الكتل المتعددة يتم التعامل مع كل مكبس ككتلة مستقلة، نفس الأمر مع عجلة الضبط والرفاص والعمود المتوسط وعمود الرفاص. لقد تم نمذجة الطرق الثلاث في هذا البحث بهدف الوصول إلى حساب الترددات الطبيعية (الحرية) والقسرية عند أنظمة عمل مختلفة لتتم مقارنتها لاحقاً مع نتائج طريقة HOLZER وأيضاً مع نتائج الدراسات المرجعية [11] لنظام الدفع لأحد السفن التجارية كما سنرى لاحقاً.



الشكل 2: الأجزاء الرئيسية لنظام دفع سفينة مبسط [12].



الشكل 3: نظام الدفع المكافئ متعدد الكتل [12].

4-1 العلاقات الرياضية الأساسية في الموديل الرياضي

يُحْمَلُ العمود أثناء الدراسة بجميع العزوم التي تؤثر عليه حيث يعتبر عزم المحرك معدوماً أثناء حساب الترددات الطبيعية (الحرّة) ويؤخذ بالاعتبار أثناء حساب الترددات القسرية ويمكن التعبير عن العزوم المؤثرة على عمود نقل الحركة بالعلاقات التالية [11]:

$$\begin{aligned} M_E(t) &= M_E \cos \Omega t \\ M_{i0}(t) &= J_0 \ddot{\Phi}_0, M_{i1}(t) = J_1 \ddot{\Phi}_1 \\ M_{d0}(t) &= c_0 \dot{\Phi}_0, M_{d1}(t) = c_1 \dot{\Phi}_1 \\ M_0(t) &= K_0 \Phi_0, M_1(t) = K_1 \Phi_1 \end{aligned} \quad (1)$$

حيث أن: $M_E(t)$: العزم التحريضي للمحرك كتابع للزمن $M_{ij}(t)$, [MN.m] عزم العطالة للكتلة رقم $M_{dj}(t)$, j , [m⁴] عزم تخميد الفتل. حيث ($j=0,1,2,\dots$) بحسب عدد التقسيمات، $M_0(t)$ و $M_1(t)$ عزم العطالة القطبية لأجزاء العمود الدوار Ω , [kg.m²] التردد القسري [Hz]، c_0, c_1 معاملات التخميد [N.s/m]، K الصلابة على الفتل Φ , [N/M²] زاوية الفتل [rad]. يمكن كتابة معادلة الحركة (لنظام ذو كتلتين مثلاً) وفقاً لمبدأ دالمبير وقانون نيوتن الثاني بالشكل التالي [11]:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \tilde{M}_{00} \\ \tilde{M}_{02} + \tilde{M}_{12} \\ \tilde{M}_{11} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} K_0 & -K_0 & \\ -K_0 & K_0 + K_1 & -K_1 \\ & -K_1 & K_1 \end{pmatrix} + i\Omega \begin{pmatrix} c_0 & & \\ & 0 & \\ & & c_1 \end{pmatrix} \\ -\Omega^2 \begin{pmatrix} J_0 & & \\ & 0 & \\ & & J_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{\Phi}_0 \\ \tilde{\Phi}_2 \\ \tilde{\Phi}_1 \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ M_E \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

حيث تمثل المصفوفة $[M]$ مصفوفة العزوم الخارجية، $[K]$ مصفوفة الصلابة على الفتل، $[C]$ مصفوفة التخميد، $[J]$ مصفوفة عزوم العطالة القطبية، $[\Omega]$ التردد القسري للمحرك. وباعتبار أن:

$$\tilde{\Phi}_2 = \frac{K_0 \tilde{\Phi}_0 + K_1 \tilde{\Phi}_1}{K_0 + K_1} \quad K = \frac{K_0 K_1}{K_0 + K_1} \quad J = \frac{J_0 J_1}{J_0 + J_1} \quad c_0 = 2\gamma_0 J_0 \omega, c_1 = 2\gamma_1 J_1 \omega$$

حيث γ نسبة التخميد، وبحساب عزم الفتل بالعلاقة:

$$M_t(t) = \alpha M_E \cos(\Omega t - \varepsilon) \quad (3)$$

حيث معامل النقل الذي يمثل النسبة بين عزم المحرك وعزم الفتل يعطى بالعلاقة:

$$\alpha = \frac{\sqrt{1 + 4\gamma_0^2 \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2}}{\left\{ \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + 4\gamma_e^2 \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2 \left[\frac{\gamma_0 + \gamma_1}{\gamma_e} \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2 - 1\right]^2 \right\}^{1/2}} \frac{J_0 + J_1}{J_0} \quad (4)$$

بالتالي نستطيع أن نكتب:

$$\begin{bmatrix} 1 - \omega^2 \frac{J_0}{K} & -1 \\ -1 & 1 - \omega^2 \frac{J_1}{K} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_0 \\ \varphi_1 \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (5)$$

ولحساب التردد في نموذج مكافئ ثنائي الكتلتين:

$$\text{Det}(\omega) = \frac{\omega^2}{K} \left(J_0 + J_1 - \omega^2 \frac{J_0 J_1}{K} \right) = 0 \quad \text{ومنه} \quad \omega = \sqrt{\frac{K}{J}} \quad (6)$$

في النموذج ثلاثي الكتل تعطى معادلة الحركة بالشكل التالي:

$$\begin{bmatrix} \alpha_0 + i\Omega c_0 & -K_0 & \\ -K_0 & \alpha_1 + i\Omega c_1 & -K_2 \\ & -K_2 & \alpha_2 + i\Omega c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{\Phi}_0 \\ \tilde{\Phi}_1 \\ \tilde{\Phi}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ M_1 \\ M_2 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

حيث

$$a_i = K_i - \Omega^2 J_i, i = 0,1,2, K_1 = K_0 + K_2$$

بالحل نجد

$$\text{Det}(\omega) = A\omega^6 - B\omega^4 + C\omega^2 - D = 0$$

$$A = J_0 J_1 J_2$$

$$B = J_1 J_2 K_0 + J_0 J_2 K_1 + J_0 J_1 K_2$$

$$C = J_0 (K_1 K_2 - K_2^2) + J_1 K_0 K_2 + J_2 (K_0 K_1 - K_0^2)$$

$$D = K_0 K_1 K_2 - K_0 K_2^2 - K_0^2 K_2.$$

بالحل نجد التردد الطبيعي الأول والثاني بالعلاقة:

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{b}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - c}} \quad (8)$$

حيث

$$b = \frac{K_0}{J_0} + \frac{K_1}{J_1} + \frac{K_2}{J_2} \quad b = \frac{K_0}{J_0} + \frac{K_1}{J_1} + \frac{K_2}{J_2}$$

في نموذج متعدد الكتل نحسب الترددات عند كل مقطع بالعلاقة التكاملية:

$$\omega^2 = \frac{G \int_0^L I_x \left(\frac{d\varphi}{dx}\right)^2 dx}{\int_0^L J_x \varphi^2 dx}, \quad (9)$$

يتم حساب الترددات القسرية للمحرك والرفاص كتابع لسرعة الدوران من خلال المعادلة التالية [13]:

$$f_e = \frac{n_e}{60}, \frac{2n_e}{60}, \frac{3n_e}{60}, \frac{4n_e}{60}, \frac{5n_e}{60} \dots \dots \dots \quad (10)$$

$$f_p = \frac{n_p}{60}, \frac{2n_p}{60}, \frac{3n_p}{60}, \frac{4n_p}{60}, \frac{5n_p}{60} \dots \dots \dots \quad (11)$$

يمثل f_e التردد القسري للمحرك [Hz]، n_e سرعة المحرك [rpm]، f_p التردد القسري للرفاص [Hz]، n_p سرعة دوران الرفاص حيث يتم رسم التردد كتابع لسرعة الدوران. ثم رسمه كتابع لمضاعفات سرعة الدوران لأن الطنين يحدث عند قيمة معينة للتردد وعند مضاعفات هذه القيمة.

تتدرج طريقة (HOLZER) ضمن الطرق التي تعتمد منهج التقريب التسلسلي وتعتمد مبدأ أن النظام الديناميكي المستقر تكون فيه عزوم الفتل الداخلية مساوية للعزوم الخارجية المطبقة أي انه عند حساب الترددات الحرة يجب أن تساوي العزوم الى الصفر، الخانة رقم 6 الجدول 1 وفي حالة حساب الترددات القسرية نضيف العزم الخارجي T في الحساب الخانة رقم 7 في الجدول 2. تبدأ العملية بتقسيم نظام الدفع الى i عنصر لكل منها عزم عطالة I_i بافتراض قيمة للتردد ω ثم افتراض زاوية الفتل a_i في المقطع الأول تساوي الى الواحد والانتقال بخطوة عددية ثابتة لقيمة التردد ω وعند ظهور الصفر في الخانة رقم 6 نكون قد حصلنا على التردد الطبيعي الأول وهذا يوافق انتقال زاوية الفتل من القيمة السالبة الى الموجبة أو العكس. وباستمرار الحساب نحصل على العدد المطلوب من الترددات، إما الخانة رقم 8 نحسب المعامل X_i الذي نحسب من خلاله زاوية الفتل للمقطع التالي

($a_2 = a_1 - x_1$) وهكذا تكرر العملية الى نهاية التقسيمات وتكرر نفس العملية في حالة الترددات القسرية مع اخذ العزوم الخارجية المؤثرة بعين الاعتبار [14].

الجدول 1: حساب الترددات الحرة باستخدام طريقة HOLZER [17].

1	2	3	4	5	6	7	8
i	I_i	ω^2	a_i	$I_i \omega^2 a_i$	$\left[\sum I_i \omega^2 a_i \right] = Y_i$	K_i	$\left[(I_i \omega^2 a_i / K_i) \right] = X_i$

الجدول 2: حساب الترددات القسرية باستخدام طريقة HOLZER [17].

1	2	3	4	5	6	7	8	9
i	I_i	ω	a_i	$I_i \omega^2 a_i$	T	$\left[\sum (I_i \omega^2 a_i + T) \right] = Y_i$	K_i	$\left[\left(\sum (I_i \omega^2 a_i + T) / K_i \right) = X_i \right]$

النتائج والمناقشة:

تم في هذا البحث كتابة كود برمجي بلغة الماتلاب يمكننا من الحساب والتوليد المباشر لجميع المخططات والجدول والقيم التي تعطي تشخيصا مفصلا للحالة الاهتزازية التي ندرسها وبالتالي تعديل مواضع نقاط وبارامترات العمل الحرجة لتوافق متطلبات هيئات التصنيف وملاك السفن مما يجعل منظومة الدفع تعمل بسلاسة أكبر ولمدة أطول دون أن تصل بها الاهتزازات لمرحلة التعب والانهيال والكسر. هذا البرنامج يسمح بتقسيم نظام الدفع الى العدد المناسب من الكتل الدوارة مهما كثر عددها وتعقدت ظروف عملها. يوضح الشكل 4 البارامترات الأساسية والخصائص الهندسية التي يحتاجها البرنامج ك input والتي تمثل المواصفات الهندسية لنظام دفع سفينة تجارية مأخوذ من دراسة [11] [Senjanović et al](#) بحيث تقارن نتائج البرنامج مع نتائج هذه الدراسة.

Engine MAN B&W 5S50MC	MCR output	$P = 7150 \text{ kW}$
	MCR speed	$N_0 = 127 \text{ rpm}$
	Number of cylinders	$n_c = 5$
	Cylinder diameter	$D_c = 500 \text{ mm}$
	Stroke	$S = 1910 \text{ mm}$
	Connecting rod ratio	$\lambda = 0.436$
	Oscillating mass per cylinder	$m_{os} = 3229 \text{ kg}$
	Crankshaft diameter	$D_{cs} = 655 \text{ mm}$
	Crankshaft length	$L_{cs} = 13620 \text{ mm}$
	Turning wheel moment of inertia	$J_F = 1625 \text{ kgm}^2$
	Tuning wheel moment of inertia	$J_T = 7000 \text{ kgm}^2$
	Mean indicated pressure	$p_0 = 19 \text{ bar}$
	Firing order	1-4-3-2-5
Propeller	Moment of inertia (in air)	$J_{pa} = 14000 \text{ kgm}^2$
	Propeller shaft diameter	$D_{ps} = 423 \text{ mm}$
	Propeller shaft length	$L_{ps} = 6869 \text{ mm}$
	Intermediate shaft diameter	$D_{is} = 350 \text{ mm}$
	Intermediate shaft length	$L_{is} = 6680 \text{ mm}$

الشكل 4 : البارامترات الرئيسية لنظام الدفع المدروس [11].

يتم بداية ادخال البيانات الى البرنامج الذي تمت كتابته فنحصل من خلالها على الخرج التالي:

2.3. الترددات الطبيعية والقسرية

يتم تحديد الترددات الطبيعية للنظام والموضحة في كل من الجدول 3 والشكل 5 اعتماداً على الكتلة والصلابة والتخميد. قيمة هذه الترددات تعطي فكرة عن الخصائص الديناميكية للنظام، والتنبؤ بسلوكه الحركي بعد استنتاج معادلات الحركة له، وهذا مهم جدا في المراحل المبكرة للتصميم فهي تمكننا من معرفة استجابة النظام لقوى وعزوم التحريض التي تؤثر عليه قسريا وبالتالي

معرفة المناطق المعرضة لأقصى ضغط وأقصى إجهاد وإيجاد الحلول المثالية لتجنب عمل النظام عند ترددات الطنين وبالتالي خروج المنظومة عن الخدمة. يمتلك نظام الدفع عدد من الترددات الحرة (الطبيعية) مساوياً لعدد الكتل الدوارة حول محور الدوران منقوصاً منه 1 وبالتالي كلما تعقد نظام الدفع واحتوى عدد أكبر من الكتل الدوارة (كعجلة سرعة مثلاً) تزداد احتمالية حدوث الطنين في منطقة ما منه. تظهر الأعمدة الثلاث الأخيرة من الجدول 3 الترددات الطبيعية المحسوبة وفق نظام الكتلتين ونظام الكتل الثلاث ونظام متعدد الكتل بينما يظهر العمود الأول من الجدول 4 الترددات وفق طريقة HOLZER حيث أنه كما ذكرنا سابقاً فإن عدد الترددات يساوي عدد (التقسيمات -1) فهو غير محدود في طريقة HOLZER (لأننا نستطيع تقسيم نظام الدفع الى عدد غير نهائي من المقاطع التي لكل منها تردد معين ويتم الحصول على الترددات الطبيعية للنظام برسم الجدول 4 فيتم الحصول على الشكل 5 الذي يحدد التردد الطبيعي الأول والثاني لأجل مقارنتها مع باقي الطرق التحليلية حيث أنها تمثل تقاطع المحور الافقي الممثل للتردد مع المنحني الذي يعبر عن تغير قيمة عزم الفتل كتابع لقيمة التردد). وتردد واحد في نظام الكتلتين وترددان في نظام الكتل الثلاث. بإجراء مقارنة بين نتائج هذه الدراسة مع نتائج [Senjanović et al](#) [8]

التي يعرضها

الجدول 5 يلاحظ أن هناك تشابه الى حد كبير عند التردد الأول لكل من طريقة نظام الكتلتين والكتل الثلاث وطريقة HOLZER (حوالي 5HZ) بينما اقل بقليل عند النظام متعدد الكتل (3.1HZ) واختلاف كبير عند التردد الثاني لكل من نظام ثلاثي ومتعدد الكتل حوالي (19HZ) عن طريقة HOLZER (80HZ) ، يتضح ان تجميع عدة كتل دوارة في كتلة واحدة يغير بشكل كبير قيمة التردد بسبب اختلاف توزيع الكتلة وبالتالي عزوم العطالة حول محور الدوران وتردد الحسابات دقة كلما ازداد عدد التقسيمات وكان النظام المكافئ أقرب الى الواقع.

الجدول 3 : الترددات الطبيعية لنظام الدفع.

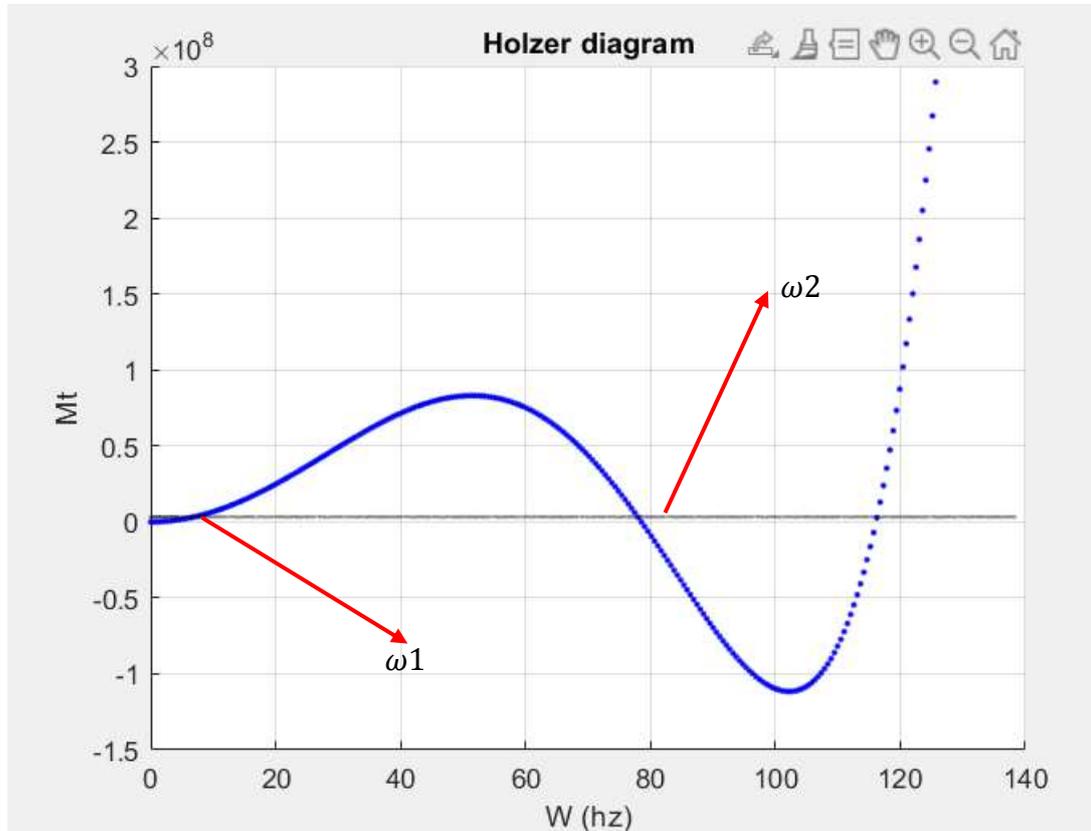
	L(m)	I(m^4)	J(Kgm^2)	phi value	phi rel	W natural(Hz)	W natural Two Mass	W natural Three Mass
1	0	1	49506	-136.0811	-2.0815	0	5.3380	5.3380
2	6.0500	0.0031	31996	-74.4916	-1.1394	3.1079	0	19.4000
3	12.5200	0.0015	31843	65.3755	1	3.3026	0	0
4	14.2100	0.0181	30120	68.1816	1.0429	7.4867	0	0
5	15.7970	0.0181	27877	70.6205	1.0802	10.4106	0	0
6	17.8310	0.0181	23777	73.2866	1.1210	12.3371	0	0
7	20.0140	0.0181	19677	75.6545	1.1572	14.0074	0	0
8	22.1780	0.0181	15577	77.5128	1.1857	15.6056	0	0
9	24.3130	0.0181	11477	78.8636	1.2063	17.1439	0	0
10	26.1400	0.0181	7377	79.6066	1.2177	18.8382	0	0

الجدول 4: الترددات الطبيعية بطريقة HOLZER.

	W(Hz)	Phi1	Phi2	Phi3	Phi4	Phi5	Phi6	Phi7
1	0.5236	1	1-9.3211e+04	1.9337e+09	-1.1058e+12	1.0853e+15	-1.3654e+18	1.8
2	1.0472	1	1-3.7285e+05	3.0943e+10	-7.0876e+13	2.7866e+17	-1.4042e+21	7.5
3	1.5708	1	1-8.3891e+05	1.5665e+11	-8.0754e+14	7.1455e+18	-8.1037e+22	9.8
4	2.0944	1	1-1.4914e+06	4.9510e+11	-4.5377e+15	7.1388e+19	-1.4394e+24	3.1
5	2.6180	1	1-2.3303e+06	1.2087e+12	-1.7311e+16	4.2554e+20	-1.3408e+25	4.5
6	3.1416	1	1-3.3556e+06	2.5065e+12	-5.1691e+16	1.8299e+21	-8.3022e+25	4.0
7	3.6652	1	1-4.5674e+06	4.6435e+12	-1.3035e+17	6.2806e+21	-3.8786e+26	2.5
8	4.1888	1	1-5.9656e+06	7.9216e+12	-2.9044e+17	1.8279e+22	-1.4744e+27	1.2
9	4.7124	1	1-7.5502e+06	1.2689e+13	-5.8881e+17	4.6900e+22	-4.7879e+27	5.2

الجدول 5: نتائج الدراسة المرجعية [11] [Senjanović et al](#).

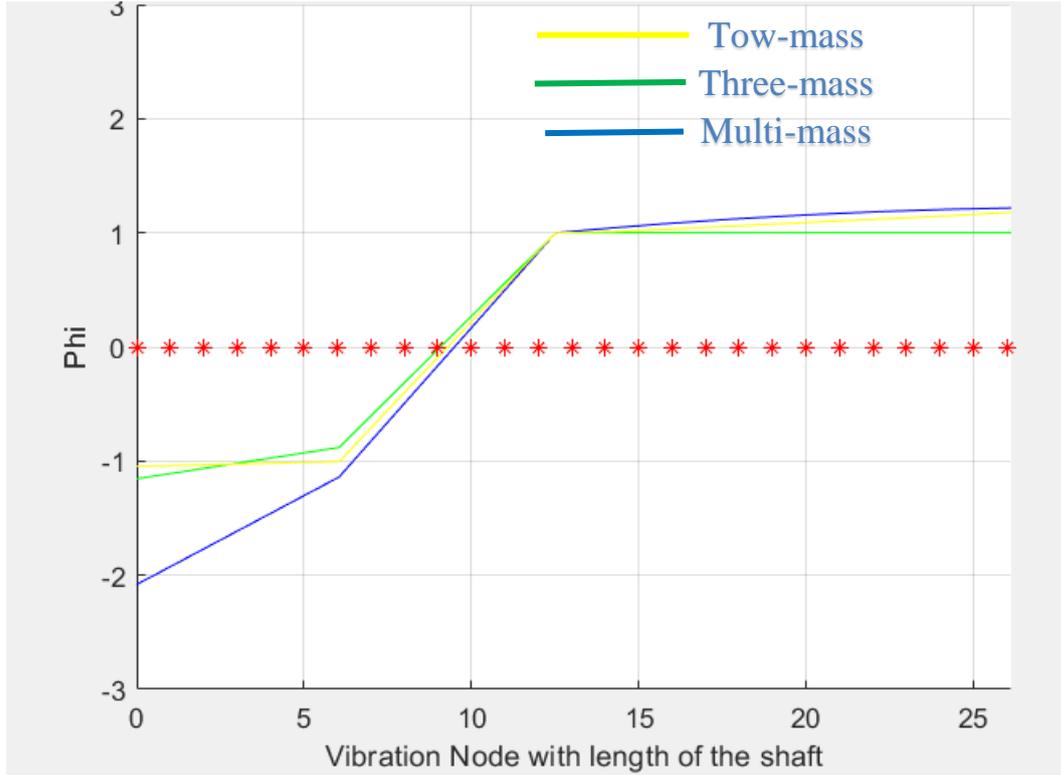
NO	method	ω_1 [hz]	ω_2 [hz]	N[RPM]	τ [N/mm ²]
1	Tow-mass	5.250	19.271	64.07	115
2	Three-mass	5.167	19.11	62.65	112
3	Multi-mass	5.339	19.222	62.64	113



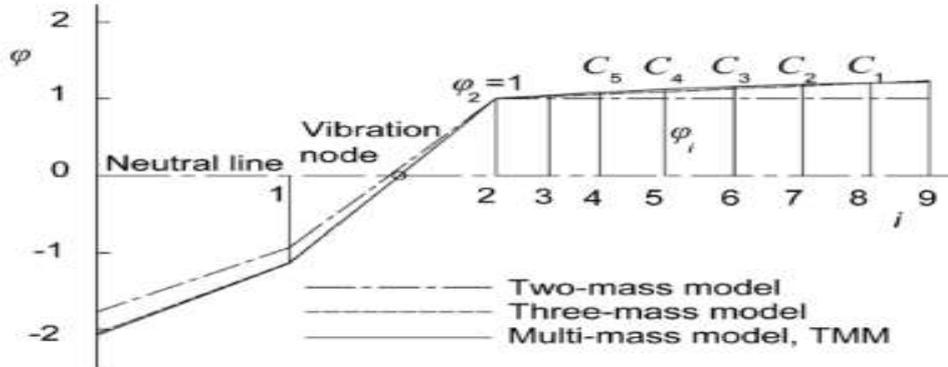
الشكل 5: حساب التردد الطبيعي الأول والثاني بطريقة HOLZER.

2.4. أنماط الاهتزاز

تعطينا أنماط الاهتزاز فكرة واضحة عن كيفية اهتزاز الكتل حول المستوي المحوري للدوران وبالتالي تحديد أكثر المواضع تعرضاً للإجهاد والفتل وبالتالي التشوه، علماً أن عدد أنماط الاهتزاز يساوي عدد الترددات الطبيعية للنظام المدروس وبالتالي نحن أمام خيارات كثيرة ومعقدة لاحتمالية حدوث الاهتزازات وبالتالي من الضروري والحتمي رسمها وتحليلها لتخفيف الأضرار الناجمة عن الاهتزاز المفرط لأحد مكونات نظام الدفع. يظهر الشكل 6 النمط الاهتزازي الأول للنظام المدروس حيث يمثل المحور الافقي الطول الحقيقي لعمود الدفع والمحور الشاقولي يمثل زاوية الفتل بينما المنحنيات الملونة تمثل أنماط الاهتزاز المرسومة بالطرق السابقة بينما الشكل 7 يوضح نتائج دراسة [Senjanović et al](#) [8] ويلاحظ تشابه كبير بين الدراستين عند النمط الاهتزازي الأول حيث تم اعتماد الرفاص في النقطة صفر حيث تظهر عندها أقصى إزاحة زاوية بينما تهتز أجزاء المحرك بنفس الزاوية تقريباً بينما النقطة التي تبعد عن الرفاص حوالي 8 متر تتشكل فيها عقدة اهتزاز أي ازاحتها الزاوية معدومة الاختلاف بين الطرق الثلاث سببه تجميع الكتل في كتل مجمعة وكلما زاد عدد التقسيمات ستكون النتائج أقرب الى الواقع.



الشكل 6: النمط الاهتزازي الاول للنظام المدروس.

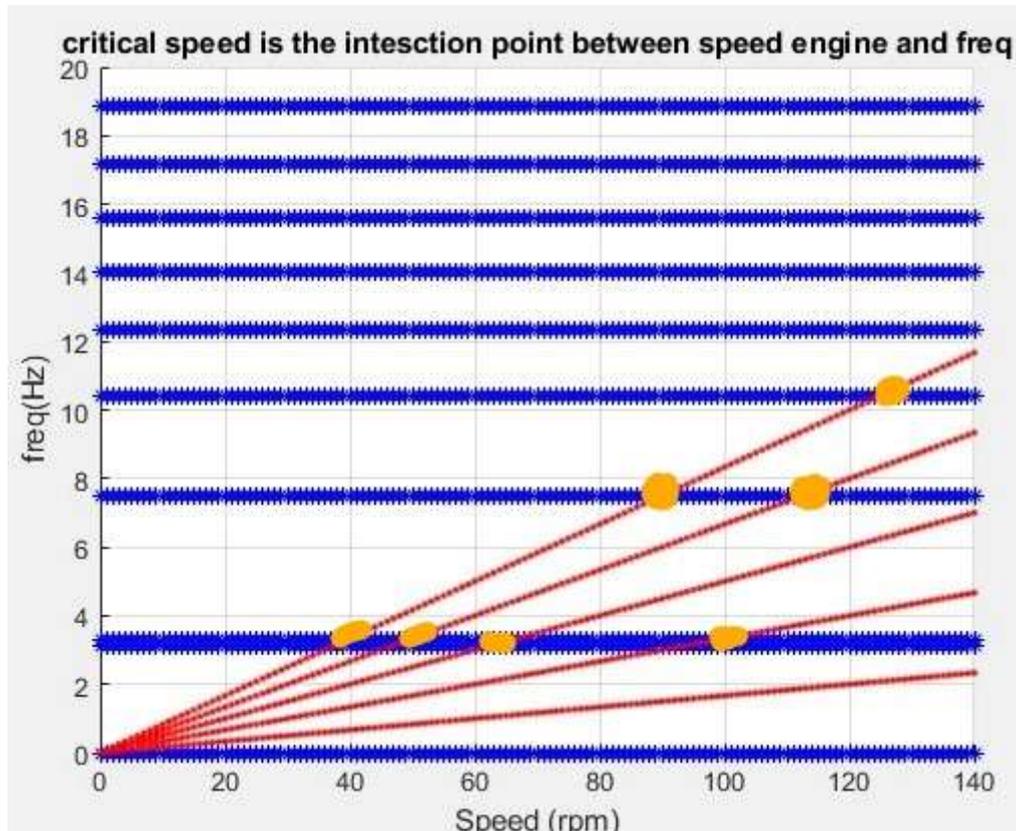


الشكل 7: أنماط الاهتزاز من نتائج دراسة [8].

2.5. مخططات كامبل

تربط مخططات كامبل والموضحة في الشكل 8 سرعة الدوران (الترددات القسرية للمحرك والرفاص) مع الترددات الذاتية لنظام الدفع. من خلال هذه المخططات يمكن تحديد السرعة الحرجة التي تؤدي الى الطنين ونطاق السرعة المحظور (BSR Barred Speed Range) الذي يمر به النظام أثناء الإقلاع والوقوف. مما يسبب ساعات اهتزاز كبيرة تؤدي الى كسر أعمدة نقل القدرة مما يؤكد حتمية تركيب المخمدات وضرورة المرور سريعاً ضمن زمن الطنين وتشغيل نظام الدفع في نقطة عمل تكون أبعد ما يمكن عن احتمالية تراكم الترددات القسرية والذاتية. الاختلاف في ساعات الاهتزاز يؤدي لتفاوت قيمة الضغوط والاجهادات التي تتعرض لها مكونات نظام الدفع مما يؤدي لحدوث التعب والانهياب. تمثل الخطوط الافقية الترددات الطبيعية للنظام والخطوط المائلة الترددات القسرية وهي نفسها هنا للمحرك والرفاص لأننا اعتبرنا الربط مباشر بينهما أي سرعة الدوران واحدة بينما نقط التقاطع الموضحة على الشكل تمثل قيم السرعة الحرجة التي سيحدث عندها الطنين، فرضاً السرعة (64RPM) هي نفسها السرعة الحرجة الموضحة في

الجدول 5. يلاحظ خطورة العمل في المجال من 40 الى 60 rpm لأنه يحوي ثلاث سرع حرجة لذلك يمكن اعتباره مجال BSR ويجب تصميم النظام للمرور به خلال ثوان معدودة.

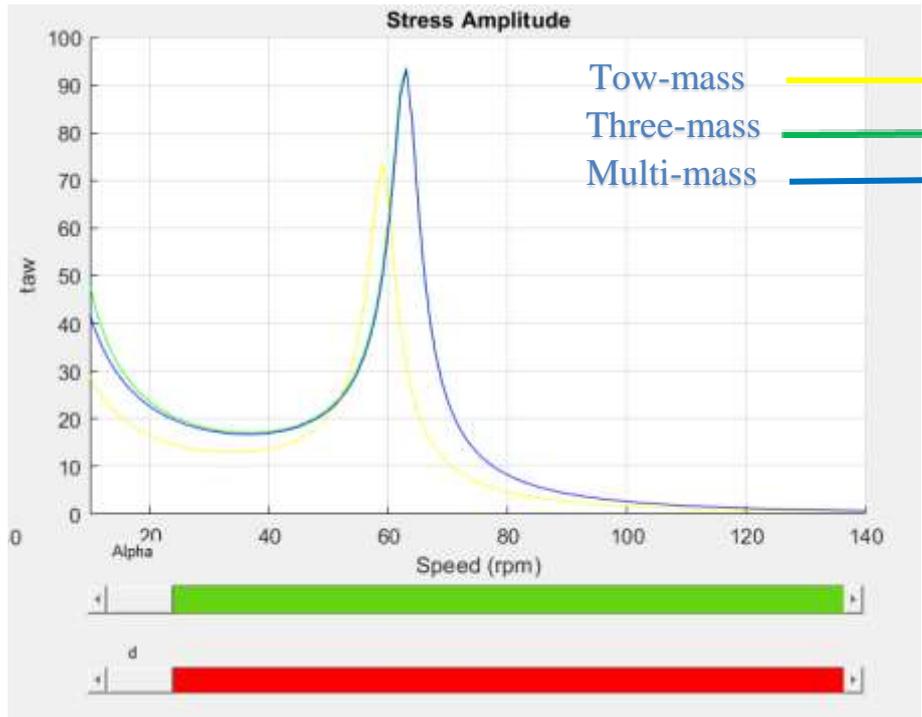


الشكل 8: مخططات CAMPLL للسرع الحرجة.

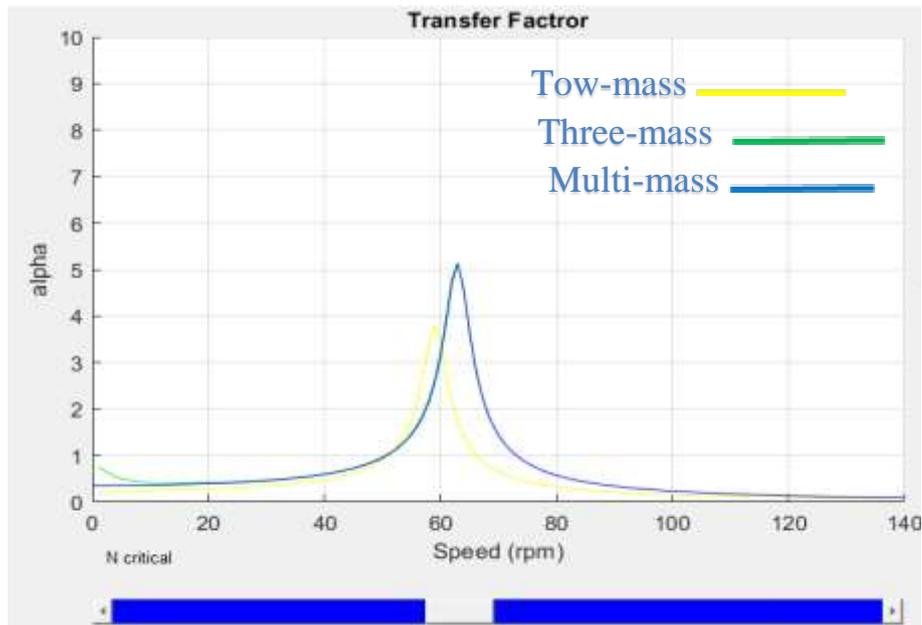
2.6. مخطط الاجهاد

يربط مخطط الإجهاد الموضح في الشكل 9 سرعة دوران المحرك مع قيمة الاجهاد ويمكن من خلال هذا المخطط تحديد سرعة الدوران التي تسبب أقصى اجهاد وهي السرعة 64 RPM التي يبلغ عندها الاجهاد $95 N/mm^2$ حسب نظام متعدد الكتل وأقل بقليل عند باقي الطرق وهو أقل بقليل من نتائج [Senjanović et al](#) المعروضة في

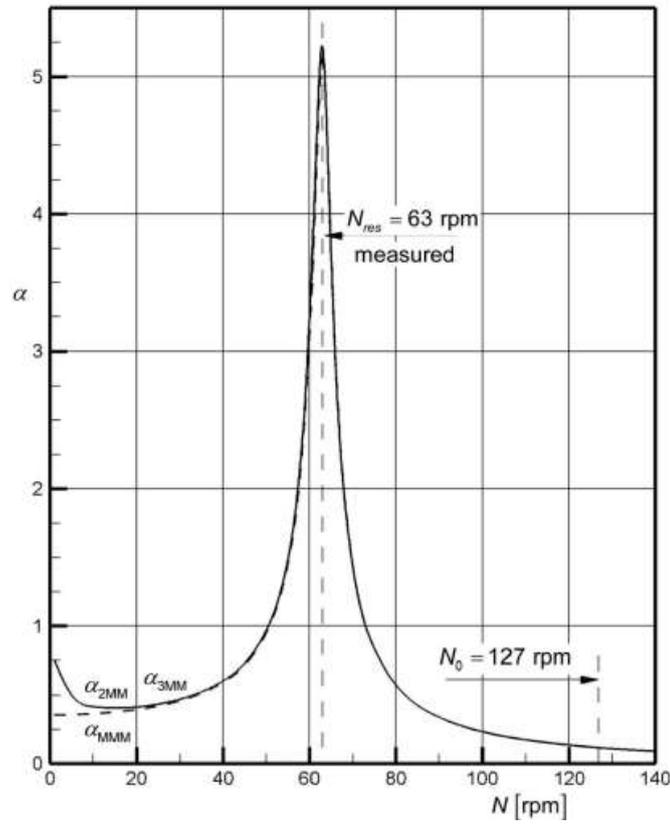
الجدول 5. يمكن تقليل هذا الاجهاد بإجراء بعض التعديلات لكل من d نصف قطر العمود وأيضا لمعامل النقل في المعادلة (4) الذي يمثل النسبة بين عزم التحريض وعزم الفتل. معامل النقل موضح في الشكل 10 يبلغ ذروته عند السرعة 64 وفقا للطرق الثلاث التي رسم بها وهو مطابق لحد كبير لنتائج دراسة [Senjanović et al](#) [8] التي يمثلها الشكل 11. من الجدير بالذكر أن عزم الفتل الموضح في الشكل 12 يأخذ قيمته العظمى عند القيمة الموافقة للسرعة الحرجة ايضاً، الاختلاف البسيط بين المنحنيات الثلاث سببه اختلاف عدد الكتل الدوارة حول عمود الدفع وبالتالي اختلاف التشابه بين النظام الحقيقي والنظام المكافئ.



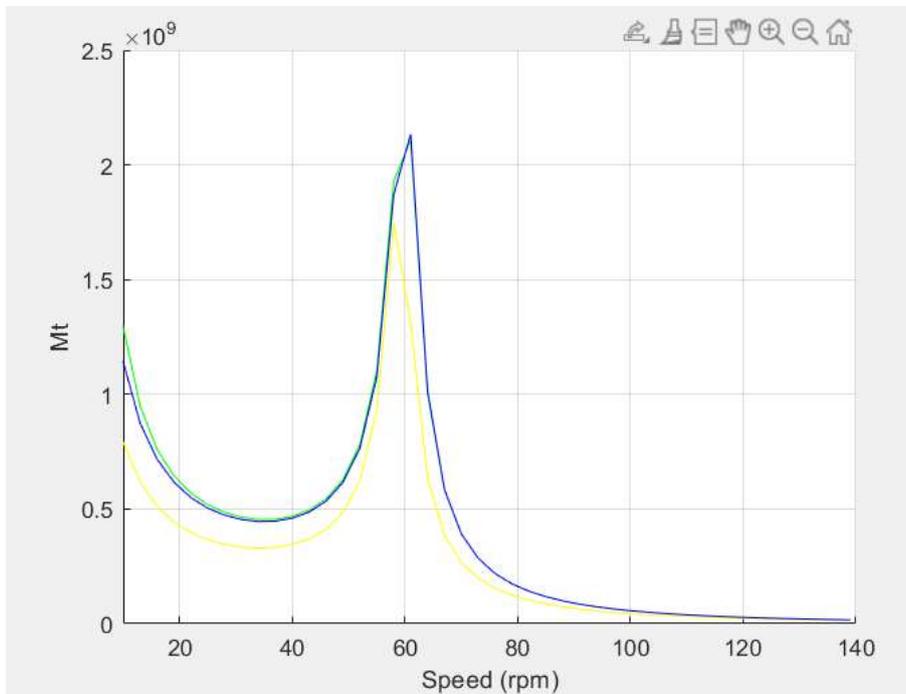
الشكل 9: مخطط الاجهاد للنظام المدروس



الشكل 10: معامل نقل العزم للنظام المدروس.



الشكل 11: معامل نقل العزم من دراسة [Senjanović et al](#) [8].



الشكل 12: عزم الفتل كتابع لسرعة الدوران.

الاستنتاجات والتوصيات:

الاستنتاجات:

- يمكن تلخيص الاستنتاجات التي تم التوصل إليها من هذا العمل بما يلي:
- العمل ولو لفترة قصيرة عند السرعات الحرجة أثناء الإقلاع والوقوف يؤدي لأثار سلبية كبيرة لاهتزازات الفتل لذلك يجب المرور سريعاً ضمن نطاق السرعة الحرج BSR.
- الأطراف الحرة لنظام الدفع تعطي تردداً طبيعياً يساوي الصفر.
- زيادة صلابة عمود الدفع سيزيد التردد الطبيعي للنظام مع زيادة البارامتر K.
- يمكن تعديل التردد الطبيعي لعمود نقل القدرة عن طريق ضبط قطره حيث أنه بتقليل قطر العمود يقل التردد الطبيعي، والعكس صحيح.
- يمكن أيضاً خفض التردد الطبيعي بشكل فعال وجعله بعيد عن الترددات القسرية من خلال تركيب عجلة الضبط (حدافة)، بالنسبة للسفن قيد الاستثمار يصبح تركيب مخمد اهتزاز الفتل ضرورياً، تمتص هذه المخمدات طاقة الفتل وتبددها، مما يقلل بشكل فعال من قوى الاهتزاز ويحمي نظام العمود من الضرر المحتمل.

التوصيات:

- يجب إجراء تحليل شامل لاهتزازات الفتل التي تؤثر على عمود نقل الحركة في منظومة دفع السفينة في المراحل الأولى من التصميم باستخدام البرامج الحاسوبية والابتعاد عن الطرق التحليلية اليدوية لأن تقسيم النظام لـ 6 كتل دوارة يعطي معادلة تفاضلية من 63 حد مثلاً وبالتالي من المستحيل حلها يدوياً.
- يجب أخذ أكبر عدد من التقسيمات أثناء إجراء الحسابات لأن تجميع عدة كتل في كتلة واحدة يغير فيزيائية النظام ويبعد قيم الخرج عن القيم الحقيقية.

التوصيات للأعمال المستقبلية

- إجراء تحليل ومحاكاة للأنواع الأخرى من الاهتزازات على نظام الدفع وأيضاً تحليل اهتزازات أنظمة الدفع المعقدة التي تتضمن أكثر من عمود دفع وبالتالي أكثر من رفاص مع أخذ أنواع أخرى من القوى التي تؤثر على منظومة الدفع كالقوى الدورية غير التوافقية والقوى المعقدة التي تتلاشى مع الزمن.
- إجراء تحليل ومحاكاة لاهتزازات الفتل بالطرق الرقمية ومقارنتها مع الطرق التحليلية.

References:

- [1] Z. Korczewski and J. Rudnicki, "The vibration based diagnostics of ship propulsion systems," *Mar. 2015 - Comput. Methods Mar. Eng. VI*, pp. 535–545, 2015.
- [2] Y. A. Batrak, A. M. Serdjuchenko, and A. I. Tarasenko, "Calculation of torsional vibration responses in propulsion shafting system caused by ice impacts," *Torsional Vib. Symp.*, no. January 2011, 2014.
- [3] L. Murawski and A. Charchalis, "Simplified method of torsional vibration calculation of marine power transmission system," vol. 39, pp. 335–349, 2014.
- [4] A. L. Michala, I. Lazakis, and G. Theotokatos, "Predictive maintenance decision support system for enhanced energy efficiency of ship machinery PREDICTIVE MAINTENANCE DECISION SUPPORT SYSTEM FOR ENHANCED ENERGY EFFICIENCY OF SHIP MACHINERY," no. November, 2015.
- [5] D. Van Doan, L. Murawski, and K. P. Techniki, "VIBRATIONS IN MARINE POWER TRANSMISSION SYSTEM," no. 100, pp. 37–50, 2017.

- [6] C. Zhang, D. Xie, Q. Huang, and Z. Wang, “Experimental Research on the Vibration of Ship Propulsion Shaft under Hull Deformation Excitations on Bearings,” vol. 2019, no. Vlcc, 2019.
- [7] ABS, “Insights into Ship Vibration Analysis,” no. June, 2022.
- [8] W. Chu, Y. Zhao, G. Zhang, and H. Yuan, “Longitudinal Vibration of Marine Propulsion Shafting : Experiments and Analysis,” 2022.
- [9] S. Srivastava, “COURSE FILE IV B . Tech I Semester Department of Aeronautical Engineering MALLA REDDY COLLEGE OF ENGINEERING & TECHNOLOGY (Autonomous Institution – UGC , Govt . of India),” 2022.
- [10] A. Thesis, “REDUCED ORDER MODELLING OF MISTUNED INTEGRALLY,” no. August, 2023.
- [11] I. Senjanović, I. Ančić, G. Magazinović, N. Alujević, N. Vladimir, and D. S. Cho, “Validation of analytical methods for the estimation of the torsional vibrations of ship power transmission systems,” *Ocean Eng.*, vol. 184, pp. 107–120, Jul. 2019, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2019.04.016.
- [12] M. Chen, H. Ouyang, W. Li, D. Wang, and S. Liu, “applied sciences Partial Frequency Assignment for Torsional Vibration Control of Complex Marine Propulsion Shafting Systems,” 2020.
- [13] H. Rimstad, “Dynamic Modelling , Vibration and Fatigue Analysis of Slow Rotating Propulsion Systems,” no. July, 2018.
- [14] D. T. D. M. Dahanayaka, A. R. Lokuge, and I. U. Atthanayake, “An Algorithm for the Holzer Method & Holzer Correction Formula for Torsional Vibration Analysis,” vol. 7, no. 2, pp. 10–20, 2019.