

Development Of An Active Suspension System To Prevent Passenger Cars Rollover

Dr. Mohammad Ibraheem Khnaisi*

Dr. Rabie Habib**

Nizar Ahmad Mohammad***

(Received 23 / 11 / 2023. Accepted 17 / 3 / 2024)

□ ABSTRACT □

Rollover is one of the most dangerous maneuvers that a vehicle may undergo at driving, and the main cause of most traffic accidents deaths . Therefore, this study presents a developed model of Double A-Arms Suspension System , designed specifically to prevent the rollover of passenger cars during critical cornering maneuvers . The developed suspension system distinguishes by its ability to control of its roll center position , by controlling the inclination angles of the upper transverse arms , and its ability to provide an increase in the vehicle track width , during the control of roll center position .

A model of the developed suspension system was built within the MATLAB-Multibody modeling environment . All parameters of this model were set to be equivalent to the parameters of the “Double Wishbone Suspension” reference model, built for a traditional Double A-arms Suspension System in the same previous environment, and stored within the MATLAB example library. The reference and developed models were then tested under the same critical cornering maneuver conditions .

The developed model showed an ability to avoid rollover , unlike the reference model . The developed model also retained its ability to provide a good level of vibration dampening .

Keywords: Active Suspension System , Double A-Arms Suspension System , Rollover, Rollover Threshold , Suspension Roll Center , Vehicle Track Width .

Copyright



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

* Associate Professor - Department of Mechatronics - Faculty of Mechanical and Electrical Engineering -Tishreen University - Lattakia - Syria.

** Professor - Department of Mechatronics - Faculty of Mechanical and Electrical Engineering - Tishreen University - Lattakia - Syria .

***Postgraduate Student (PHD) - Department of Mechatronics - Faculty of Mechanical and Electrical Engineering - Tishreen University - Lattakia, Syria . Nizarahmadmohammad@gmail.com

تطوير نظام تعليق فعال لمنع انقلاب سيارات الركاب

د . محمد ابراهيم خنيسي*

د . ربيع حبيب**

نزار احمد محمد***

(تاريخ الإيداع 23 / 11 / 2023. قُبِلَ للنشر في 17 / 3 / 2024)

□ ملخص □

يُعتبر الانقلاب من أخطر المناورات التي قد تتعرض لها العربة خلال القيادة ، والسبب الرئيسي لمعظم الوفيات المسجلة خلال الحوادث المرورية . ولذلك نعرض خلال هذه الدراسة نموذجاً مُطوّراً عن نظام التعليق ذو الأذرع A المضاعفة (Double A-arms Suspension) ، ومُصمّم خصيصاً لمنع انقلاب سيارات الركاب ، خلال مُناورات الانعطاف الحرجة . حيثُ يمتاز نظام التعليق المطوّر بقدرته على التّحكم بموضع مركز دوران نظام التعليق ، عبر التّحكم بزوايا ميل الأذرع العرضية العلوية . إضافةً إلى قدرته على توفير زيادة في عرض مسار العربة ، طيلة فترة التّحكم بموضع مركز الدوران .

تمّ خلال هذه الدراسة بناء نموذج لنظام التعليق المُطوّر ضمن بيئة النمذجة MATLAB-Multibody . وضبطت كامل بارامترات هذا النموذج لتكون مكافئة لبارامترات النموذج المرجعي " Double Wishbone Suspension " ، المبني لنظام التعليق Double A-arms Suspension التقليدي في نفس البيئة السابقة ، والمخزن ضمن مكتبة الأمثلة الخاصة ببرنامج MATLAB . وجرى بعد ذلك اختبار النموذجين المرجعي والمطوّر عند نفس شروط مناورة الانعطاف الحرجة .

أظهر النموذج المطوّر قدرةً على تلافي الانقلاب بخلاف النموذج المرجعي . كما احتفظ النموذج المطوّر بقدرته على توفير مستوى إخماد جيد للاهتزازات .

الكلمات المفتاحية : نظام تعليق فعال ، نظام التعليق ذو الأذرع A المضاعفة ، الانقلاب ، عتية الانقلاب ، مركز دوران نظام التعليق ، عرض مسار العربة .

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



CC BY-NC-SA 04

* أستاذ مساعد - قسم هندسة الميكاترونكس - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

** أستاذ - قسم هندسة الميكاترونكس - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

*** طالب دكتوراه - قسم هندسة الميكاترونكس - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

Nizarahmadmohammad@gmail.com

مقدمة:

أدخلت الشركات المصنعة للسيارات في السنوات الأخيرة عدة أنواع من الأنظمة بهدف تحسين أداء العربات ، والمساهمة في حماية الركاب والعربة على حدٍ سواء من خطر الحوادث المرورية . ولكن لا يزال الركاب والعربة دون تأمين حماية كافية تجاه أحد أخطر أنواع الحوادث المرورية ، ألا وهي حوادث الانقلاب (Rollover) . وعلى الرغم من أن معدل حصول هذا النوع من الحوادث صغير نسبياً ، إلا أنه السبب الأهم للتلّف الحاد للمركبات ، وللإصابات الخطيرة والوفيات [10] ، [11] .

أهمية البحث وأهدافه:

أهداف البحث

1. التحكم بموضع مركز الدوران في نظام التعليق المستقل ذي الأذرع A المضاعفة ، عبر الضبط الألي لزوايا ميل وصلاته العرضية العلوية ، لزيادة توازن جسم العربة ، ومنع الانقلاب .
2. التحقق من احتفاظ نظام التعليق المُطوّر بقدرته على إخماد الاهتزازات .

أهمية البحث

تأتي أهمية هذا البحث من الحماية التي سيوفرها نظام التعليق المُطوّر ، المعتمد على التحكم بموضع مركز الدوران ، ضدّ خطر الانقلاب . دون أن يضر ذلك بالقدرة على إخماد الاهتزازات .

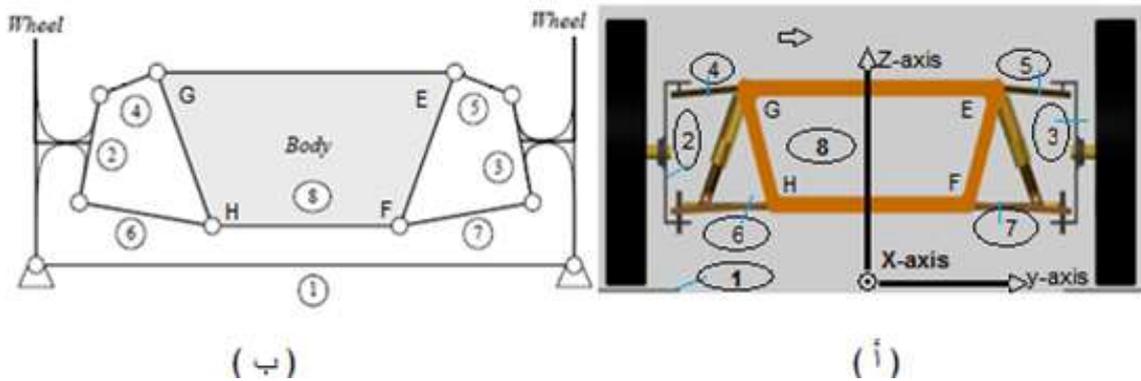
الدراسات السابقة

بيّنت الدراسات السابقة تنوعاً في الأساليب التي يمكن أن تنتهجها أنظمة منع انقلاب العربات . فعلى سبيل المثال ، اقترح J , Zhilin , مع Z , Wanzhong , و Y , Zhenghua عام 2023 نظاماً لمنع انقلاب السيارات الرياضية ، عند عبور المنعطفات الحادة ، عبر التحكم بالانزلاق من خلال نظام الكبح الهيدروليكي الإلكتروني [1] . كما اعتمد نظام منع الانقلاب المقترح عام 2023 من قبل S , Remya , و P , Harashal , و C , Shankra على نظام الكبح التفاضلي [2] . بينما اقترحت الدراسة التي قدمها J , Fuhuai , و D , Mengyuan , و F , Yuezhen و W , Qingchun عام 2022 نظاماً لمنع انقلاب السيارات الكهربائية عبر التحكم بسرعة دوران المحرك [3] . كما اعتمد نظام منع الانقلاب المقترح من قبل Q , Xingguo , و W , Chunyan , و Z , Wanzhong عام 2021 على التكامل بين نظامي الكبح والتوجيه [4] . أما النظام المقدم من قبل S , Ke , و C , Jinchuan , و D , Bin و H , Kang , و Z , Han عام 2020 فقد اعتمد على نظام التوجيه الفعّال لمنع الانقلاب [5] . بينما ناقش Soltani , A , و Sh , Azadi عام 2020 امكانية منع الانقلاب من خلال نظام الكبح الفعّال ونظام التعليق شبه الفعّال [6] . أما الدراسة المقدمة من قبل K , Jarosław , و S , Marek , و R , Waldemar عام 2020 فقد اقترحت نظاماً لمنع الانقلاب باستخدام قضيب موازنة فعّال مع متحكم ضبابي [7] .

طرائق البحث ومواده:

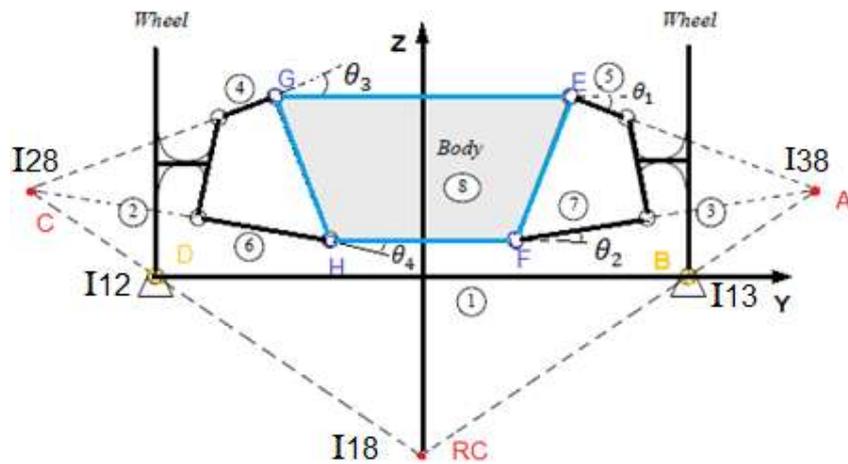
يمكن أن ندرج نظام التعليق المُطوّر خلال هذا البحث تحت إطار أنظمة التحكم الفعّال بالحركة . كونه يستخدم عناصر فعّالة (مُشغلات) ، تُغذّى من مصدر طاقة خارجي ، وتقاد عبر نظام تحكم مناسب ، بهدف التحكم الألي بموضع

مركز الدوران تبعاً لظروف التشغيل . ومن جهة أخرى ، يُعد نظام التعليق المُقترح نسخة مطورة عن نظام التعليق المستقل Double A- arms Suspension . يبين الشكل (1) التصميم الخاص بالنموذج المرجعي "Double Wishbone arms Suspension" ، المُعتمد ضمن برنامج MATLAB لتمثيل هذا النوع التقليدي من انظمة التعليق . كما يبيّن أيضاً المخطط ثنائي البعد للألية المكافئة له حركياً . حيث تمثل الوصلتين 4 و 5 الوصلتين العرضيتين العلويتين اليسارية واليمنية على التوالي . أما الوصلتين 6 و 7 فتمثلان الوصلتين العرضيتين السفليتين اليسارية واليمنية على التوالي . بينما تمثل كل من الوصلتين 2 و 3 وصلة المقرنة الحاملة للعجلة اليسارية واليمنية على التوالي . أما الوصلة 8 فهي تمثل جسم العربة . بينما تمثل الوصلة 1 سطح الطريق . ونوجز فيما يلي الخطوات المُتبعة خلال هذه الدراسة .



الشكل (1) : أ - المشهد الأمامي لنظام التعليق المُستقل ذي الأذرع A المضاعفة (نظام التعليق المرجعي) [13] . ب - المخطط ثنائي البعد للألية المكافئة حركياً لنظام التعليق المُستقل ذي الأذرع A المضاعفة [12] .

1. تحديد موضع مركز الدوران لنظام التعليق من النوع Double A-arms Suspension
يُعرف مركز دوران نظام التعليق على أنه مركز الدوران الأني لجسم العربة بالنسبة للأرض ، ولهذا يمكن أن يشار لمركز الدوران (RC) بالرمز I_{18} [8] . يوضّح المخطط المبين في الشكل (2) الطريقة المستخدمة لتحديد موضع مركز الدوران بالاعتماد على نظرية كينيدي ، حيث يتعيّن موضع هذا المركز عبر تقاطع المستقيمين \overline{AB} و \overline{CD} .



الشكل (2) : تحديد موضع مركز الدوران لنظام التعليق من النوع Double A-arms بالاعتماد على نظرية كينيدي [8] .

يُحدّد المستقيم \overrightarrow{AB} من خلال النقطتين A و B ، حيث A هي نقطة تقاطع امتداد الوصلتين 5 و 7 ، أما النقطة B فهي مركز رقعة اتصال العجلة اليمينية بسطح الطريق . ويحدّد المستقيم \overrightarrow{CD} من خلال النقطتين C و D ، حيث C هي نقطة تقاطع امتداد الوصلتين 4 و 6 ، أما D فهي مركز رقعة اتصال العجلة اليسرى بسطح الطريق . بفرض S_1 هو ميل المستقيم \overrightarrow{AB} ، و K_1 هو الترتيب الخاص به ، ستكون معادلة المستقيم \overrightarrow{AB} من الشكل :

$$Z = S_1 * y + K_1 \dots\dots\dots(1)$$

وبفرض S_2 هو ميل المستقيم \overrightarrow{CD} ، و K_2 هو الترتيب الخاص به ، ستكون معادلة المستقيم \overrightarrow{CD} من الشكل :

$$Z = S_2 * y + K_2 \dots\dots\dots(2)$$

وعليه إنَّ الحل المشترك للمعادلتين السابقتين سيعطي إحداثيات مركز الدوران المُعبر عنها بالمعادلتين التاليتين:

$$y_{RC} = \frac{K_2 - K_1}{S_1 - S_2} \dots\dots\dots(3)$$

$$Z_{RC} = S_1 * \frac{K_2 - K_1}{S_1 - S_2} + K_1 \dots\dots(4)$$

يُطلَب تحديد الميل والترتيب للمستقيم \overrightarrow{AB} معرفة لإحداثيات النقطتين A و B . وبما أنَّ B هي مركز رقعة اتصال العجلة اليمنى بسطح الطريق ، فإنَّها محدّدة بالإحداثيات $(B(\frac{W}{2} + Total \Delta W_{right}, 0 + Total \Delta Z_{right}))$ حيث W هي عرض مسار العربة ، أما المقدارين $Total \Delta W_{right}$ و $Total \Delta Z_{right}$ فيمثلان التغيُّر المُحتمل في الإحداثيات الأفقية والشاقولية للنقطة B . وبالانتقال للنقطة A الممثلة لتقاطع امتداد الوصلتين 5 و 7 ، فسيُطلَب تحديد إحداثياتها أن نحدّد أولاً معادلة منحنى كل من الوصلتين 5 و 7 . إنَّ الوصلة 5 مثبتة مع الهيكل عبر النقطة $E(y_E, Z_E)$ ، وبزاوية ميل عن المحور الأفقي مقدارها θ_1 ، ولذلك ستكون معادلة منحنى الوصلة 5:

$$Z = \tan(\theta_1) * y + (Z_E - \tan(\theta_1) * y_E) \dots\dots\dots(5)$$

أما الوصلة 7 فهي مثبتة عبر النقطة $F(y_F, Z_F)$ ، وبزاوية ميل θ_2 عن المحور الأفقي ، لذا ستكون معادلتها:

$$Z = \tan(\theta_2) * y + (Z_F - \tan(\theta_2) * y_F) \dots\dots\dots(6)$$

بالحل المشترك للمعادلتين (5) و (6) ، سنحصل على العلاقتين التاليتين المحدّتين لإحداثيات النقطة A :

$$y_A = \frac{Z_F - Z_E + \tan(\theta_1) * y_E - \tan(\theta_2) * y_F}{\tan(\theta_1) - \tan(\theta_2)} \dots\dots\dots(7)$$

$$z_A = \tan(\theta_1) * \frac{Z_F - Z_E + \tan(\theta_1) * y_E - \tan(\theta_2) * y_F}{\tan(\theta_1) - \tan(\theta_2)} + Z_E - \tan(\theta_1) * y_E \dots\dots(8)$$

يمكننا الآن أن نحسب الميل و الترتيب للمستقيم \overrightarrow{AB} من خلال العلاقتين التاليتين :

$$S_1 = \frac{Z_A - Z_B}{Y_A - Y_B} \dots\dots\dots(9)$$

$$K_1 = Total \Delta Z_{right} - S_1 \left(\frac{W}{2} + Total \Delta W_{right} \right) \dots\dots\dots(10)$$

وبالانتقال للمستقيم الثاني \overrightarrow{CD} ، يمكننا تحديد الميل والترتيب الخاص به بالاعتماد على إحداثيات النقطتين C و D . إنَّ النقطة D محددة بالإحداثيات $(D(\frac{-W}{2} + Total \Delta W_{left}, 0 + Total \Delta Z_{left}))$ لأنها مركز رقعة اتصال العجلة اليسرى بسطح الطريق ، حيث يعبر $Total \Delta Z_{left}$ و $Total \Delta W_{left}$ عن التغيُّر المُحتمل في إحداثياتها الأفقية والشاقولية . أما النقطة C ، فبدراسة مشابهة لما سبق تكون إحداثياتها محددة كما يلي :

$$y_C = \frac{Z_H - Z_G + \tan(\theta_3) * y_G - \tan(\theta_4) * y_H}{\tan(\theta_3) - \tan(\theta_4)} \dots\dots\dots(11)$$

$$Z_C = \tan(\theta_3) * \frac{Z_H - Z_G + \tan(\theta_3) * y_G - \tan(\theta_4) * y_H}{\tan(\theta_3) - \tan(\theta_4)} + z_G - \tan(\theta_3) * y_G \dots (12)$$

وعليه ، سيكون الميل والترتيب للمستقيم \overline{CD} محدداً عبر العلاقتين التاليتين :

$$S_2 = \frac{Z_C - Z_D}{Y_C - Y_D} \dots \dots \dots (13)$$

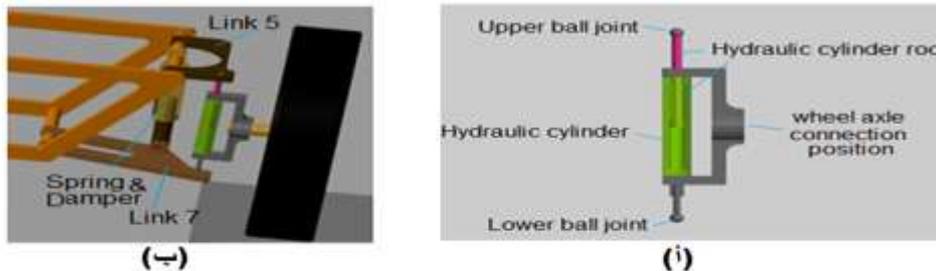
$$K_2 = Total \Delta Z_{left} - S_2 * (-\frac{W}{2} + Total \Delta w_{left}) \dots \dots \dots (14)$$

وبذلك أصبح الميل والترتيب لكلا المستقيمين \overline{AB} و \overline{CD} محدداً ، وهذا يعني بدوره تحديد إحداثيات مركز الدوران .
 2. صياغة التابع المحدد للزوايا المطلوبة من الوصلات العرضية العلوية ، لنقل مركز الدوران إلى موضع مرغوب لقد بينت الفقرة السابقة ، المعادلات الرياضية التي يمكن من خلالها تحديد إحداثيات مركز الدوران ، في مستوي الدوران تبعاً لزاويا الوصلات العرضية العلوية والسفلية $(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4)$. وبافتراض أن زوايا الوصلات العلوية (θ_1, θ_3) هي فقط المتغيرات سنتحكم بقيمتها في نظام التعليق المطور ، وباقي المتغيرات هي متغيرات معلومة القيمة ، أو يمكن التنبؤ بتغيراتها خلال شروط جولة القيادة . فإن من الممكن الاعتماد على التعليلة " Solve " الخاصة ببرنامج MATLAB ، لدمج المعادلات السابقة ضمن معادلة واحدة تعبر عن التابع "Position" ، الذي يحدد إحداثيات مركز الدوران تبعاً لزاويا الوصلات العلوية فقط . أي أن هذا التابع سيكون من الشكل :

$$(y_{RC}, z_{RC}) = Position(\theta_{left}, \theta_{right}) \dots \dots \dots (15)$$

حيث تمثل θ_{right} زاوية ميل الوصلة العلوية اليمينية (θ_1) ، بينما تمثل θ_{left} زاوية ميل الوصلة العلوية اليسارية (θ_3) . إن التابع العكسي $Position^{-1}$ سيمكننا من حساب الزوايا المطلوبة من الوصلات العلوية $(\theta_{left_ref}, \theta_{right_ref})$ ، لنقل مركز الدوران إلى موضع مرغوب (Y_{RC_ref}, Z_{RC_ref}) ، أي سيكون لدينا:
 $(\theta_{left_ref}, \theta_{right_ref}) = Position^{-1}(Y_{RC_ref}, Z_{RC_ref}) \dots \dots \dots (16)$
 يمكن إيجاد صيغة هذا التابع العكسي أيضاً بالاعتماد على التعليلة " Solve " الخاصة ببرنامج MATLAB .

4. اقتراح التصميم المناسب للميكانيزم المسؤول عن التحكم بزواية ميل الوصلة العرضية العلوية يعتمد التصميم المقترح خلال هذه الخطوة ، على تعديل شكل ووظيفة وصلتي المقرنة اليمينية واليسارية. بحيث يستخدم كل منهما اسطوانة هيدروليكية ثنائية التأثير ، وتتصل نهاية القضيب الخاص بها مع الوصلة العرضية العلوية الموافقة عبر مفصل كروي . وتقاد هذه الاسطوانة الهيدروليكية عبر صمام تحكم بالتدفق من النوع المؤازر ، مع حلقة تحكم بالتغذية العكسية ذات متحكم تناسبى تكاملي تفاضلي (PID) ، بهدف التحكم بزواية ميل الوصلة العلوية تبعاً لمقدار التمدد أو الانسحاب الحاصل لقضيب المشغل الهيدروليكي . يبين الشكل (3) التصميم الخاص بوصلة المقرنة اليمينية ، من أجل إزاحة صفرية لقضيب الاسطوانة الهيدروليكية .



الشكل (3) : وصلة المقرنة اليمينية مفردة (أ) ، ومركبة ضمن نظام التعليق المطور (ب) .

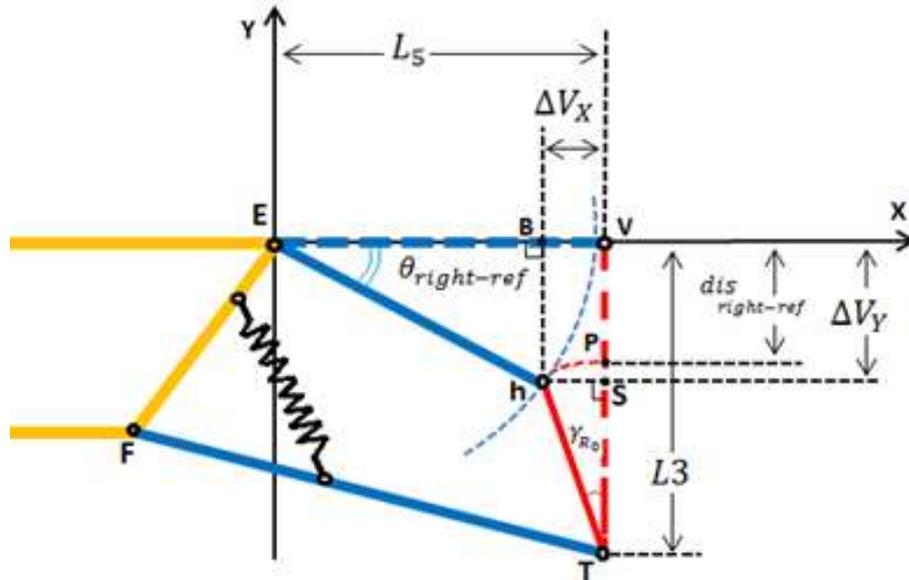
5. الضبط المناسب لزاويا وأطوال وصلات نظام التعليق المطوّر

بهدف الحصول على زاوية كامبر سلبية للعجلة ، عند أي إزاحة لقضيب المشغل الهيدروليكي ، فقد ضُبِّطت الوصلات العرضية العلوية لتكون أفقية خلال الوضع الابتدائي (وضع التوازن) ، وبطول أقصر من الوصلات العرضية السفلية . أما زاوية الميلان المُحدّدة للوصلات العرضية السفلية ، خلال وضع التوازن لنظام التعليق ، فتعتمد على جعل مركز الدوران واقعاً على المحور الشاقولي (المحور Z) خلال وضع التوازن ، وعلى الارتفاع الأمثل ($Z_{RC,optimal}$) من وجهة نظر مقاومة الانقلاب ، والذي يُعطى عبر العلاقة التالية :

$$Z_{RC,optimal} = 2 * h - 0.8 \frac{K_{\theta}}{k_{st} * h} \dots \dots \dots (17)[9]$$

حيث يمثل المقدار k_{st} الصلابة الشاقولية الكلية لنظام التعليق بالوحدة [N/m]، ويمثل المقدار K_{θ} صلابة الدوران لنظام التعليق بالوحدة [Nm/rad] . أما المقدار h فيمثل ارتفاع مركز ثقل العربة عن سطح الأرض بالوحدة [m]. أما الطول المُحدّد للوصلات العرضية العلوية ، فيعتمد على المحافظة على نفس قيمة العرض الاسمي للمسار الخاص بالنموذج المرجعي ، مع مراعاة أبعاد وصلة المقرنة وعرض العجلات . وبعد ذلك يصبح من السهل تحديد الطول المطلوب للوصلات العرضية السفلية ، طالما أن زاوية ميل هذه الوصلات معلومة ، وأنّ الوصلات العرضية العلوية أفقية وبطول معلوم خلال وضع التوازن ، وأن لوصلتي المقرنة منحى شاقولي خلال وضع التوازن.

6. حساب الإزاحة المرجعية المطلوبة من المشغل الهيدروليكي لإنجاز زاوية الميل المرجعية المرغوبة للذراع العرضية العلوية . من أجل المخطط المبين في الشكل (4) والممثل للقسم الأيمن من نظام التعليق المطوّر ، ومع الأخذ بعين الاعتبار الوضع الشاقولي لوصلة المقرنة اليمينية ، والوضع الأفقي للذراع العرضية العلوية اليمينية خلال وضع التوازن ، فإنّ الإزاحة المرجعية $dis_{right-ref}$ لقضيب المشغل الهيدروليكي اليميني، والمطلوبة لإنجاز زاوية مرجعية $\theta_{right-ref}$ للذراع العلوية اليمينية ، ستسبب بدوران العجلة مع وصلة المقرنة اليمينية بزاوية كامبر سلبية γ_{R_0} .



الشكل (4) : حساب الإزاحة المطلوبة من المشغل الهيدروليكي اليميني لإنجاز زاوية الميل المرجعية للذراع العرضية العلوية اليمينية .

ولكي نحدّد مقدار الإزاحة المطلوبة $dis_{right-ref}$ لقضيب المُشغّل الهيدروليكي اليميني، سنرسم قوساً دائرياً يبدأ من النهاية العلوية h لوصلة المقرنة اليمينية (في الوضعية الجديدة بعدَ الدوران) ومركزه النقطة T (المفصل الكروي السفلي للمقرنة اليمينية) ، ونصف قطره يساوي الطول الجديد للمقرنة اليمينية (الطول الجديد بعدَ إزاحة قضيب المُشغّل الهيدروليكي اليميني المُدمج مع المقرنة اليمينية) . هذا القوس سينقطع مع الوضعية الأصلية (الشاقولية) للمقرنة اليمينية في النقطة P . وبما أنّ القطعتين المستقيمتين \overline{TH} و \overline{TP} هما نصفي قطر لنفس الدائرة ، فإنّ لطول الجديد لوصلة المقرنة يساوي طول القطعة المستقيمة \overline{TP} . وبالتالي فإنّ الإزاحة المرجعية المطلوبة لقضيب المُشغّل الهيدروليكي اليميني تمثّل انسحاباً بمقدار طول القطعة المستقيمة \overline{PV} . ولحساب هذا الطول سنفترض جملة إحداثيات نظامية وفق ما هو مبين على الشكل السابق . إنّ دوران الذراع العلوية اليمينية بزاوية $\theta_{right-ref}$ ، سيسبب إزاحة أفقية للمفصل الكروي العلوي اليميني (V) محدّدة وفق المعادلة التالية :

$$\Delta V_x = \overline{VB} = L5 - L5 * \cos(\theta_{right-ref}) \dots \dots \dots (18)$$

حيثُ $L5$ هو طول الوصلة العرضية العلوية اليمينية . وبفرض أنّ $L3$ هو طول وصلة المقرنة اليمينية خلال وضع التوازن (عند إزاحة صفرية للمُشغّل الهيدروليكي) ، عندئذٍ سيعطى طول القطعة المستقيمة \overline{ST} كما يلي :

$$\overline{ST} = L3 + L5 * \sin(\theta_{right-ref}) \dots \dots \dots (19)$$

الآن من الثالث القائم hST ، ومع الانتباه إلى أنّ طول القطعة المستقيمة \overline{hS} مساوي للمقدار ΔV_x ، فإنّ طول القطعة المستقيمة \overline{hT} (المساوي للطول الجديد لوصلة المقرنة اليمينية) سيعطى كما يلي :

$$\overline{hT} = \sqrt{(L5 - L5 \cos \theta_{right-ref})^2 + (L3 + L5 \sin \theta_{right-ref})^2} \dots \dots (20)$$

وبالتالي ستكون الإزاحة المرجعية المطلوب إنجازها من قبل قضيب المُشغّل الهيدروليكي اليميني هي :

$$dis_{right-ref} = -L3 + \sqrt{(L5 - L5 \cos \theta_{right-ref})^2 + (L3 + L5 \sin \theta_{right-ref})^2} \dots (21)$$

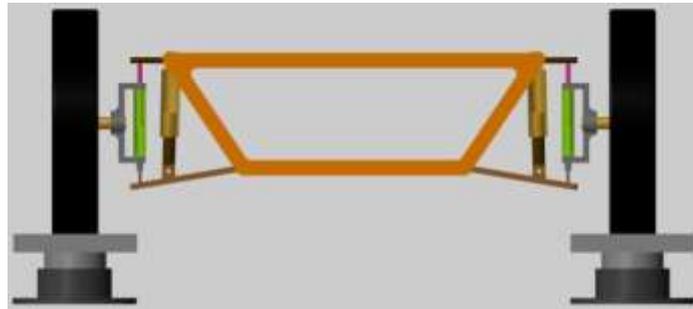
وبمناقشة مُشابهة ، سنحصل على العلاقة التالية المُحدّدة للإزاحة المرجعية $dis_{left-ref}$ المطلوبة من المُشغّل الهيدروليكي اليساري ، لإنتاج إزاحة زاوية مرجعية $\theta_{left-ref}$ للذراع العرضية العلوية اليسارية .

$$dis_{left-ref} = -L2 + \sqrt{(L4 - L4 \cos \theta_{left-ref})^2 + (L2 - L4 \sin \theta_{left-ref})^2} \dots \dots (22)$$

حيثُ $L4$ هو الطول المكافئ للذراع العلوية اليسارية . و $L2$ هو الطول المكافئ لوصلة المقرنة اليسارية خلال وضع التوازن لنظام التعليق المطوّر (عند إزاحة صفرية لقضيب المُشغّل الهيدروليكي اليساري) .

7. بناء نظام التحكم الخاص بنظام التعليق المطوّر

يُبين المُخطّط الصندوقي المُوضّح في الشكل (5) ، مراحل عمل نظام التّحكّم المقترح لنظام التعليق المطوّر .



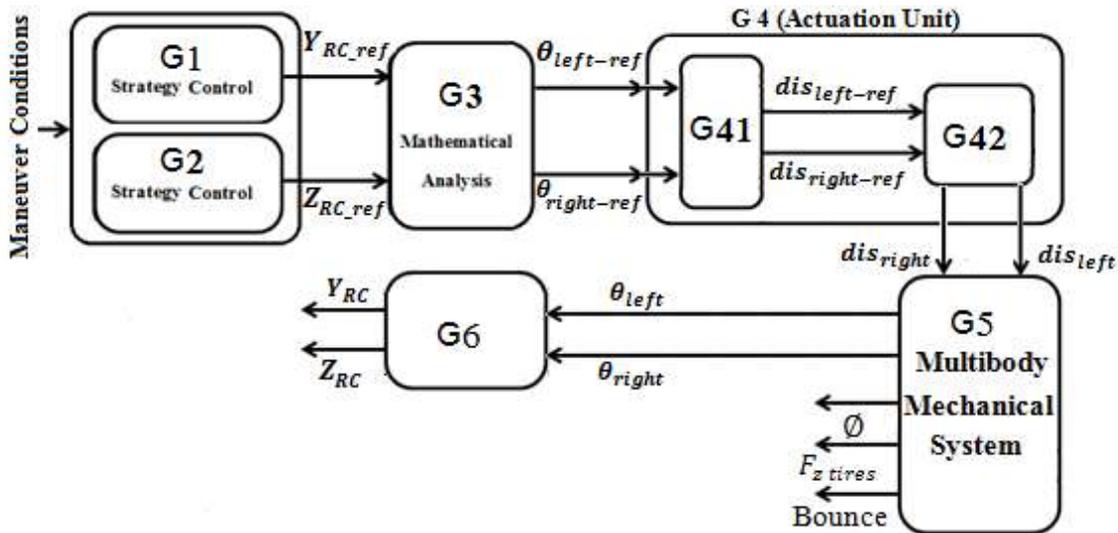
الشكل (5) : مراحل عمل نظام التّحكّم المقترح لنظام التعليق المطوّر .

تتمثل الخطوة الأولى بتحديد الإحداثيات (Y_{RC_ref}, Z_{RC_ref}) المعبرة عن الموضع المرغوب لمركز الدوران تبعاً لشروط القيادة ، وعبر خوارزميات مُحَدَّدة مُضَمَّنة في البلوكين G1 و G2 المُعَبَّرين عن استراتيجية التَّحَكُّم . يجري بعد ذلك تحديد القيم المرجعية ($\theta_{left-ref}, \theta_{right-ref}$) المطلوبة لزوايا الوصلتين العلويتين اليمينية واليسارية لنظام التَّعليق المطوَّر ، واللازمة لنقل مركز الدوران إلى الموضع المرغوب . يتم ذلك من خلال البلوك G3 الذي يجسد تابع النقل العكسي $Position^{-1}$. وبعدها يتم حساب الإزاحة ($dis_{left-ref}, dis_{right-ref}$) المطلوبة من المشغلين اليميني واليساري لضبط زوايا الأذرع العلوية عند القيم المرغوبة المحسوبة في المرحلة السابقة . يتم ذلك من خلال البلوك G4 ، الذي يحسب في المرحلة الأولى هذه الإزاحة بالاعتماد على المعادلتين 21 و 22 ، ثمَّ ينجزها عبر المشغلات الهيدروليكية مع أنظمة التَّحَكُّم بالتدفُّق الخاصة بها . بعد ذلك يتم تطبيق القيم الفعلية المُنجزة لإزاحة المشغلات (dis_{left}, dis_{right}) على النموذج الميكانيكي المبني لنظام التعليق المطوَّر في بيئة النمذجة Multibody، والذي يمثِّله البلوك G5 . يتم بعدها ومن خلال نموذج Multibody المبني لنظام التعليق المطوَّر قياس الزوايا الفعلية لوصلات هذا النظام ، ليُصار إلى تحديد الموضع الفعلي لمركز الدوران من خلال البلوك G6 ، الذي يجسد تابع النقل $Position$ ، بهدف التَّأكد من نجاح عملية التحكم بموضع مركز الدوران . كما يتم من خلال نموذج Multibody المبني لنظام التعليق المطوَّر قياس بعض الإشارات التي تتيح التَّأكد من نجاح نظام التعليق المطوَّر في تقادي الانقلاب ، وإخماد الاهتزازات (إشارة حمولة العجلات $F_{z\ tires}$ ، إشارة زاوية الدوران \emptyset ، إشارة الإزاحة الشاقولية لجسم العربة Bounce) .

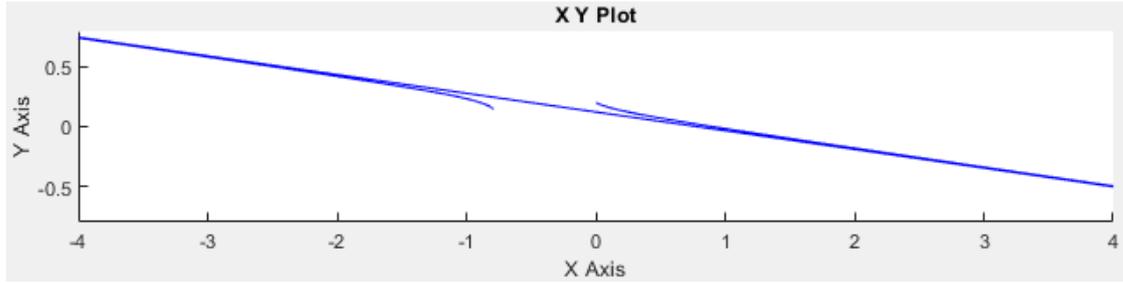
النتائج والمناقشة:

1. التحقق من نجاح عملية التحكم بموضع مركز الدوران

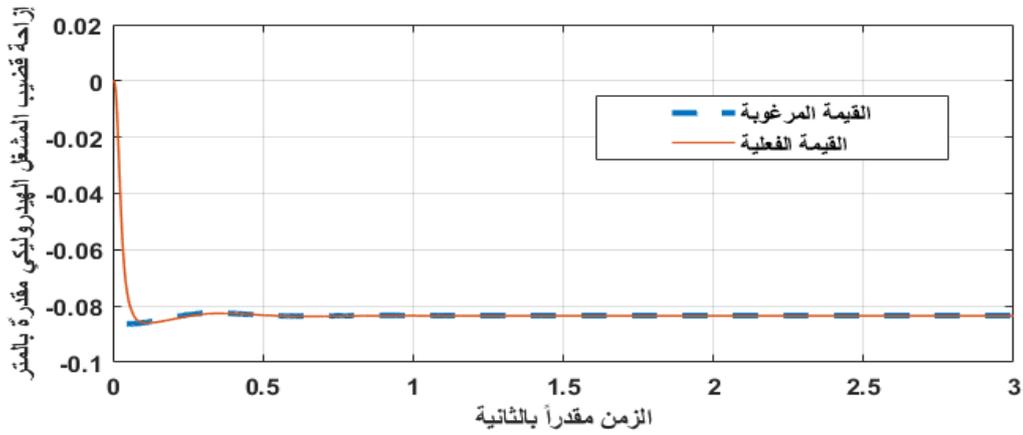
يبين الشكل (6) المسقط الأمامي لنظام التعليق المطوَّر، خلال وضع التوازن . وفيه يتوضع مركز الدوران على محور التناظر الشاقولي ، وعلى الارتفاع $0.201[m]$ ، وهو الارتفاع الأمثل من وجهة نظر مقاومة الانقلاب ، والمُحَدَّد بالاعتماد على العلاقة 17 . أي أنَّ الموضع الابتدائي لمركز الدوران هو $RC_{intial}(0 m, 0.201 m)$



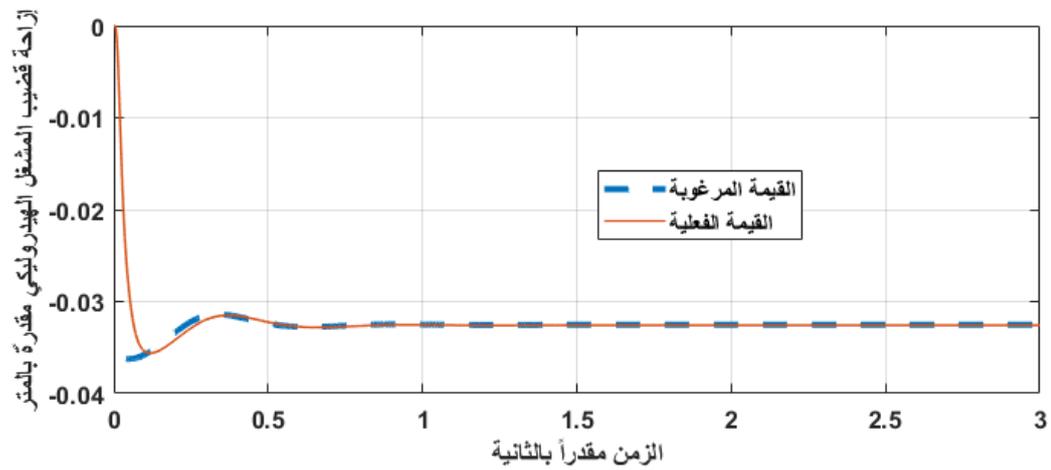
الشكل (6) : المسقط الأمامي لنظام التعليق المطوَّر، فوق منصة الاختبار الخاصة به ، خلال وضع التوازن .



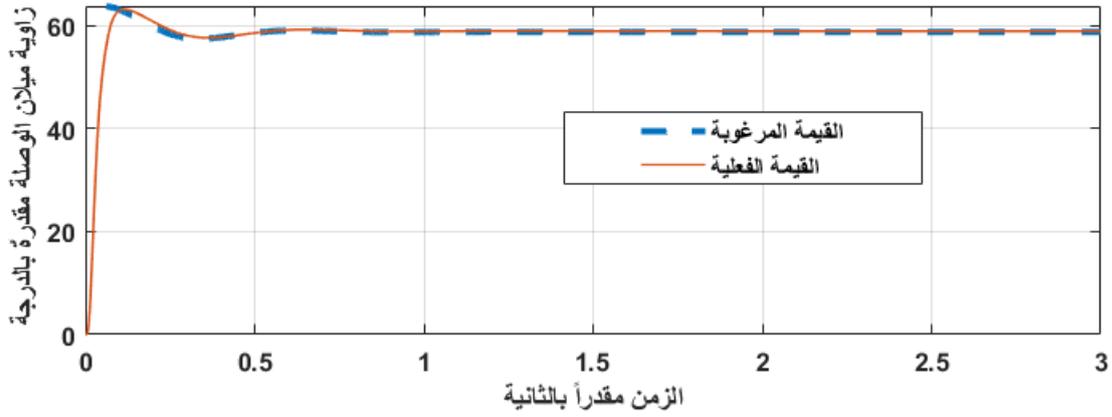
الشكل (7) : المسار الذي يسلكه مركز الدوران خلال انتقاله انطلاقاً من موضعه الابتدائي $(0\text{ m}, 0.201\text{ m})$ ، إلى الموضع $RC_{test}(-0.8\text{ m}, 0.15\text{ m})$.



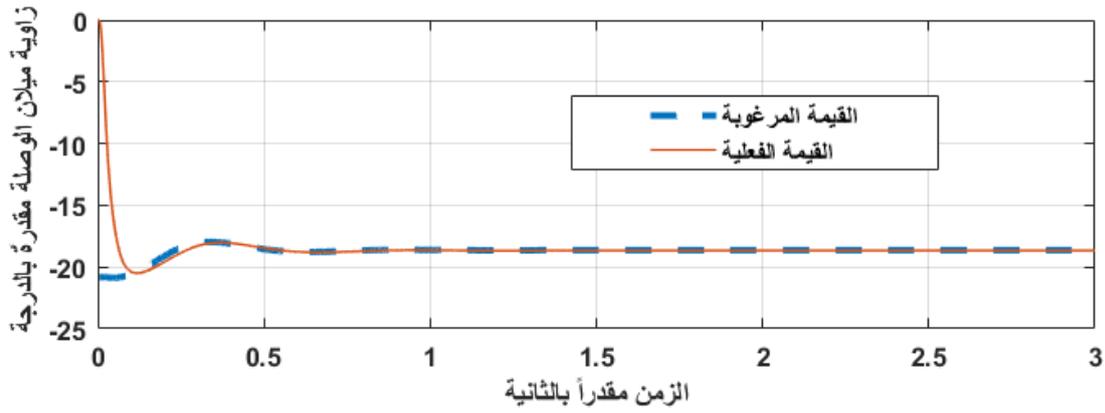
الشكل (8) : الإزاحة المرغوبة والفعلية للمشغل الهيدروليكي اليساري عند نقل مركز الدوران إلى الموضع المرغوب .



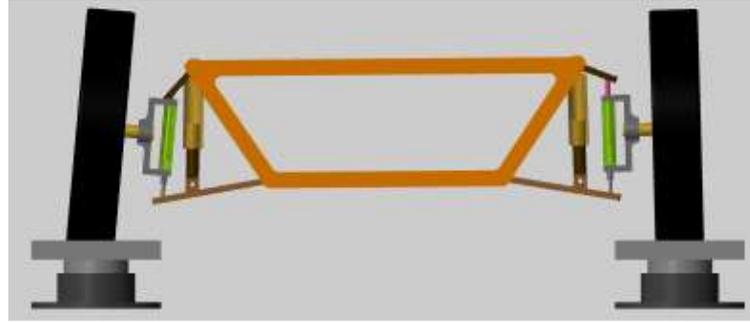
الشكل (9) : الإزاحة المرغوبة والفعلية للمشغل الهيدروليكي اليميني عند نقل مركز الدوران إلى الموضع المرغوب



الشكل (10) : الإزاحة الزاوية الفعلية والمرغوبة للوصلة العرضية العلوية اليسارية عند نقل مركز الدوران إلى الموضع المرغوب .

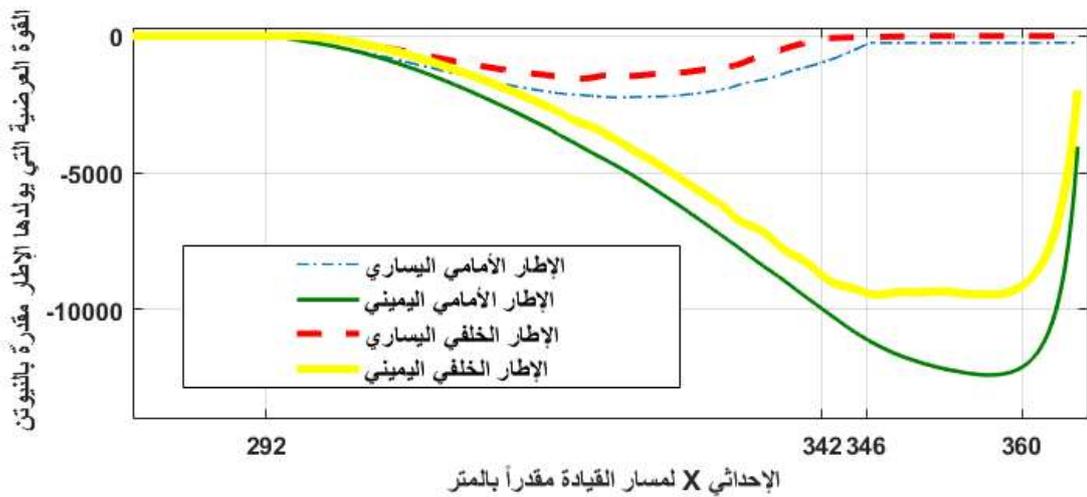


الشكل (11) : الإزاحة الزاوية الفعلية والمرغوبة للوصلة العرضية العلوية اليمينية عند نقل مركز الدوران إلى الموضع المرغوب
 يفرض أنَّ $RC_{test}(-0.8 m, 0.15 m)$ هو الموضع الجديد المرغوب لمركز الدوران ، فإنَّ الشكل (7) يعرض المسار الذي يسلكه مركز الدوران خلال انتقاله من موضعه الابتدائي إلى الموضع المرغوب ، وهو ما يؤكد نجاح عملية التحكم بموضع مركز الدوران لنظام التعليق المطوّر .
 ويؤكد على ذلك أيضاً الشكلين (8) و(9) ، الذين يعرضان على التوالي الإزاحة المرغوبة والفعلية لكل من المشغلين الهيدروليكيين اليساري واليميني خلال عملية التحكم السابقة .
 كما يؤكد على نجاح عملية التحكم الشكلين (10) و (11) ، الذين يعرضان على التوالي الإزاحة الزاوية الفعلية والمرغوبة للوصلتين العرضيتين العلويتين اليسارية واليمينية خلال عملية التحكم السابقة .

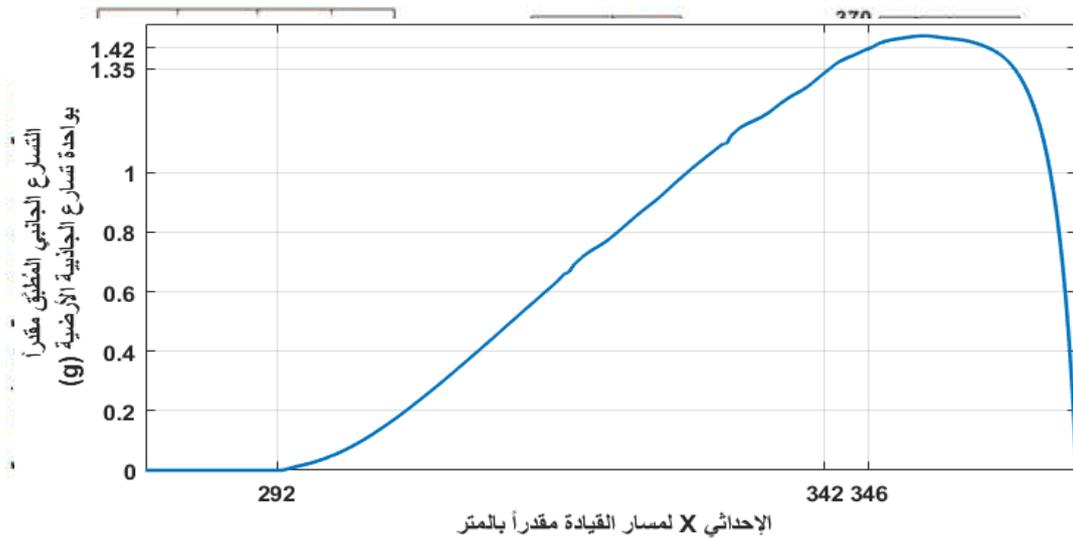


الشكل (12) المسقط الأمامي لنظام التعليق المطور ، بعد إنجاز عملية التحكم بموضع مركز الدوران .

أما الشكل (12) فيعرض المسقط الأمامي لنظام التعليق المطور ، بعد إنجاز عملية التحكم بموضع مركز الدوران.



الشكل (13) : الإشارات المعبرة عن مسار القيادة الناتج خلال مناورة الانعطاف الحرجة ، مع سرعة اجتيازه ، وزاوية توجيه المقود .



الإحداثي X لمسار القيادة مقدراً بالمتراً
الإحداثي X لمسار القيادة مقدراً بالمتراً
الإحداثي Y لمسار القيادة مقدراً بالمتراً

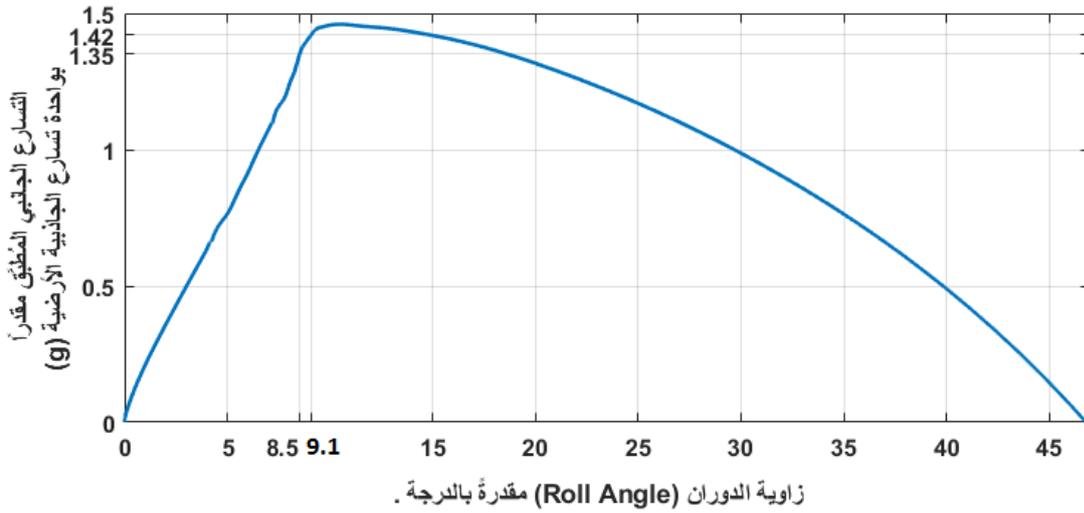
الشكل (14) : الإشارات المسجلة للقوى العرضية التي تولدها الإطارات الأربعة ، خلال مناورة الانعطاف الحرجة .

2. اختبار أداء نظام التعليق المرجعي ونظام التعليق المطور ، خلال شروط مناورة الانعطاف الحرجة

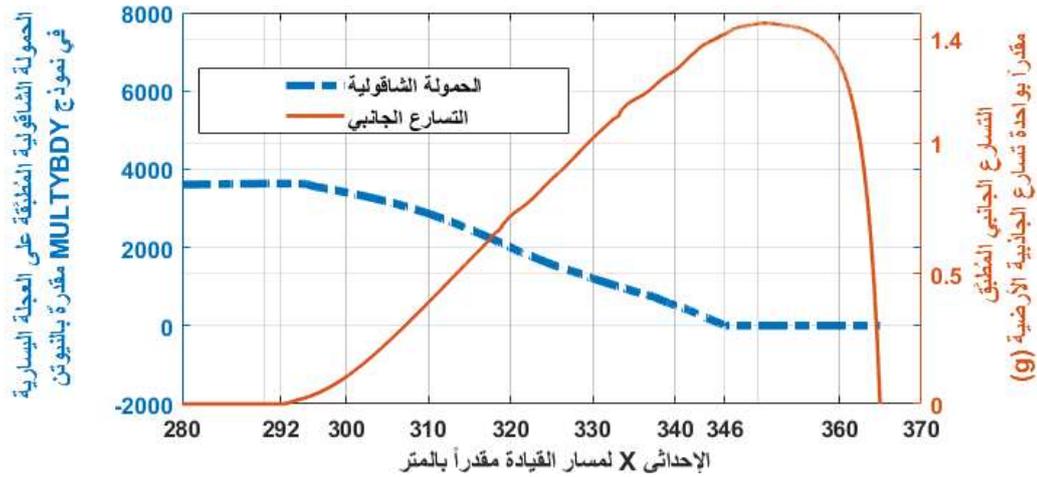
1.2. توفير المعطيات اللازمة لإجراء الاختبار

بغية توفير المعطيات اللازمة لاختبار أداء نموذجي نظام التعليق المرجعي والمطور خلال شروط مناورة الانعطاف الحرجة ، والمتمثلة بالقوى العرضية التي تولدها الإطارات ، وبالتسارع الجانبي المؤثر في مركز ثقل العربة ، فقد لجأنا إلى التطبيق "Slowly Increasing Steering Maneuver" الخاص ببرنامج MATLAB [14] . حيث قمنا من خلاله بمحاكاة مناورة انعطاف حرجة تنتهي بحادث انقلاب ، وسجلنا الإشارات الممثلة للمعطيات المطلوبة . يوضح الشكل (13) مسار القيادة الخاص بمناورة الانعطاف الحرجة ، مع سرعة اجتيازه ، وزاوية التوجيه المطبقة على المقود . فيما يعرض الشكل (14) الإشارات المسجلة للقوى العرضية للإطارات ، خلال هذه المناورة .

أما الشكل (15) فيعرض إشارة التسارع الجانبي المؤثر على مركز ثقل العربة ، خلال مناورة الانعطاف الحرجة .

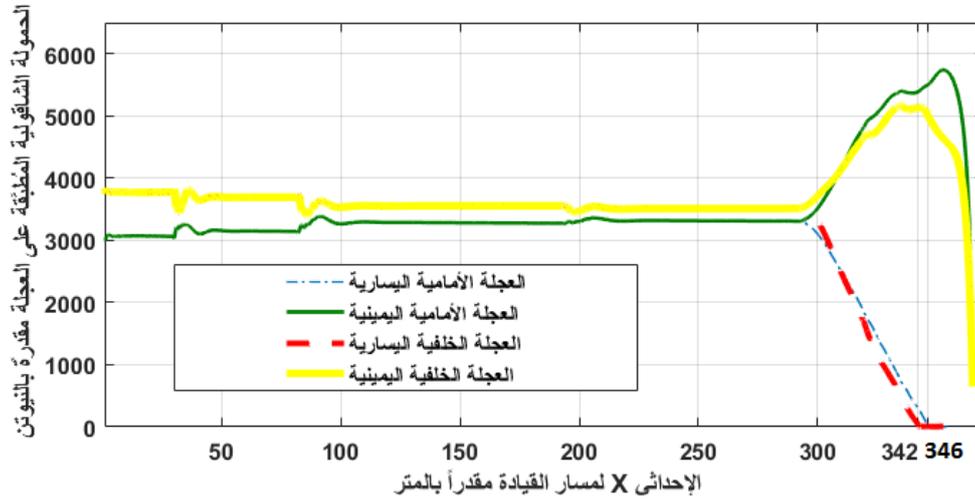


الشكل (15) : الإشارة المُعبّرة عن التسارع الجانبي المؤثر على مركز ثقل العربة ، خلال مناورة الانعطاف الحرجة .

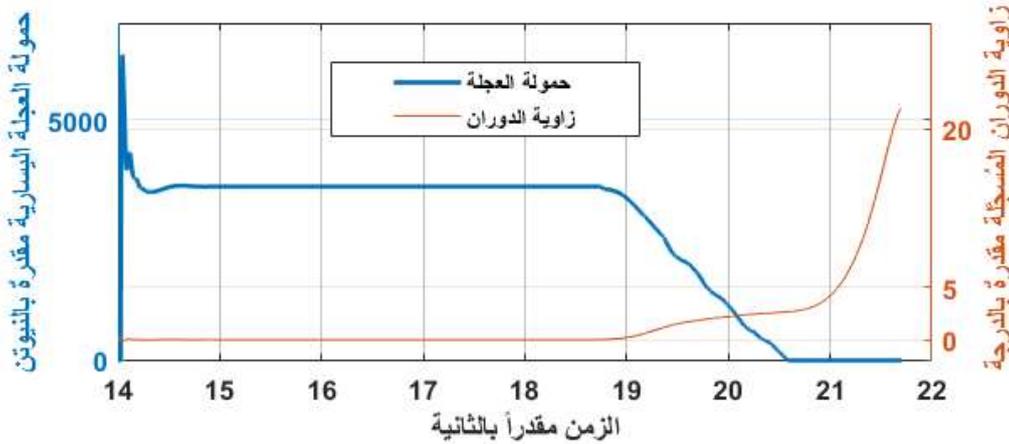


بينما يعرض الشكل (16) الاشارات المُسجَّلة للحمولات الشاقولية للعجلات الأربعة، والتي تُشير إلى ارتفاع المحور الخلفي للعربة قبل المحور الأمامي خلال حادثة الانقلاب. حيث نلاحظ من هذه الإشارات انعدام الحمولة الشاقولية للعجلة اليسارية الخلفية قبل العجلة اليسارية الأمامية .

أما الشكل (17) فهو يعرض المُخطط المعبر عن السيناريو الذي يحدث وفقه الانقلاب (مُخطط التسارع الجانبي المؤثر



الشكل (17) : المخطط المعبر عن سيناريو الانقلاب (مخطط التسارع الجانبي المؤثر كتابع لزاوية الدوران الناتجة) .



الشكل (18) : الحمولة الشاقولية المطبقة على العجلة الداخلية (اليسارية) لنموذج MULTYBDY المبني لنظام التعليق المطور بصورته السلبية ، خلال مناورة الانعطاف الحرجة .

بدلالة زاوية الدوران الناتجة) . ويُظهر عليه بوضوح عتبة الانقلاب الخاصة بالمحور الخلفي عند القيمة $1.35 [g]$) التسارع الجانبي الموافق لارتفاع العجلة اليسارية للمحور الخلفي) . وعتبة الانقلاب الخاصة بالمحور الأمامي عند القيمة $1.42 [g]$ (التسارع الجانبي الموافق لارتفاع العجلة اليسارية للمحور الأمامي) .

2.2. اختبار أداء نظام التعليق المطور بصورته السلبية (دون التحكم بموضع مركز الدوران) .

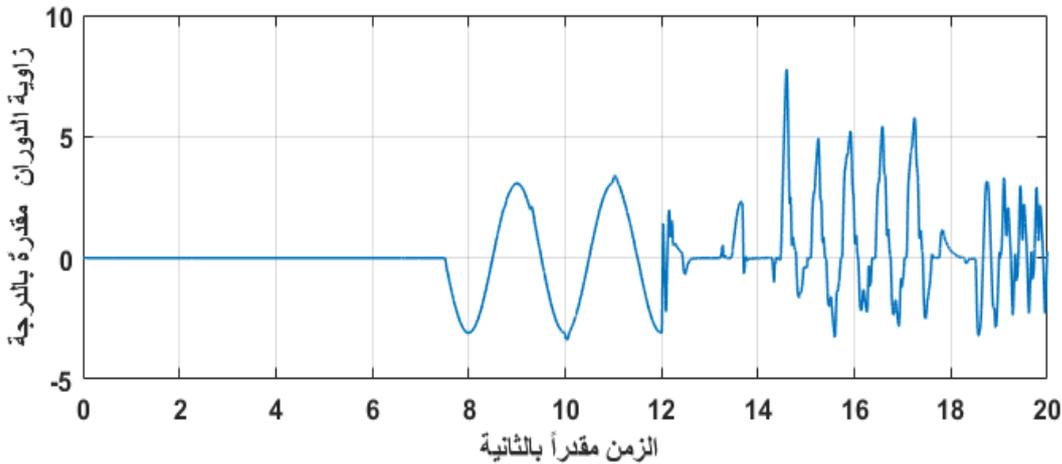
بالاعتماد على المعطيات السابقة التي وفرها التطبيق ، سنختبر أداء نظام التعليق المطور بصورته السلبية (حالة عدم التحكم بموضع مركز الدوران) . وهنا نشير إلى أن البارامترات الخاصة بالتطبيق قد ضُبِّت ليكون نموذج MULTYBDY المبني لنظام التعليق المطور ، مكافئاً لنظام التعليق الأمامي لسيارة الركاب المعتمدة عبر التطبيق .

يوضح الشكل (18) الحمولة الشاقولية المُطبقة على العجلة اليسارية لنموذج MULTYBDY المبني لنظام التعليق المطور بصورته السلبية ، عند إخضاعه لنفس الشروط التي يختبرها نظام التعليق الأمامي لسيارة الركاب ، المُعتمدة عبر التطبيق ، خلال مناورة الانعطاف الحرجة .

يبين الشكل السابق أن حمولة العجلة الداخلية (اليسارية) لنموذج MULTYBDY ستعتمد عند القيمة [g] 1.41 للتسارع الجانبي . وهذا مماثل تقريباً لعتبة الانقلاب المسجلة للمحور الأمامي عبر التطبيق .

إن ما سبق يؤكد نجاحنا في مكافئة بارامترات التطبيق ، مع بارامترات النموذج المبني لنظام التعليق المطور . وهذا شرط هام وضروري قبل البدء باختبار أداء النموذج المبني لنظام التعليق المطور بصورته الفعالة (حالة التحكم بموضع مركز الدوران) خلال شروط مناورة الانعطاف الحرجة .

تجدر أيضاً الإشارة إلى أن اختبار النموذج المرجعي "Double Wishbone Suspension" ، خلال شروط مناورة الانعطاف الحرجة ، أعطى نتائج مشابهة لما سبق . فقد فشل نظام التعليق المُمثل عبر هذا النموذج في تجنب الانقلاب ، وسجل القيمة [g] 1.37 لعتبة الانقلاب . ويمكن الاستدلال على حدوث الانقلاب من خلال الشكل (19) الذي يبين الإشارة المسجلة لحمولة العجلة الداخلية (اليسارية) لنظام التعليق المرجعي ، بالتزامن مع الإشارة المسجلة لزواوية الدوران (Roll Angle) ، خلال الفترة الزمنية الممتدة من 15 ثانية وحتى 21.7 ثانية ، وذلك عند محاكاة مناورة الانعطاف الحرجة (المسببة للانقلاب) . حيث يضم المجال الزمني الذي رُسمت خلاله الإشارات السابقة ، الفترة الممتدة من اللحظة التي يبدأ فيها التسارع الجانبي المطبق على العربة بالنشوء (عند الزمن 19 ثانية تقريبا) ، والتي تمثل البداية الفعلية للانعطاف ، إلى اللحظة التي ينعدم فيها التسارع الجانبي (عند الزمن 21.7 ثانية تقريبا) ، والتي تمثل نهاية مناورة الانعطاف الحرجة .



الشكل (19) : الإشارة المسجلة لحمولة العجلة الداخلية (اليسارية) لنظام التعليق المُمثل عبر النموذج المرجعي ، والإشارة المسجلة لزواوية الدوران (Roll Angle) ، عند محاكاة مناورة الانعطاف الحرجة (المسببة للانقلاب) .

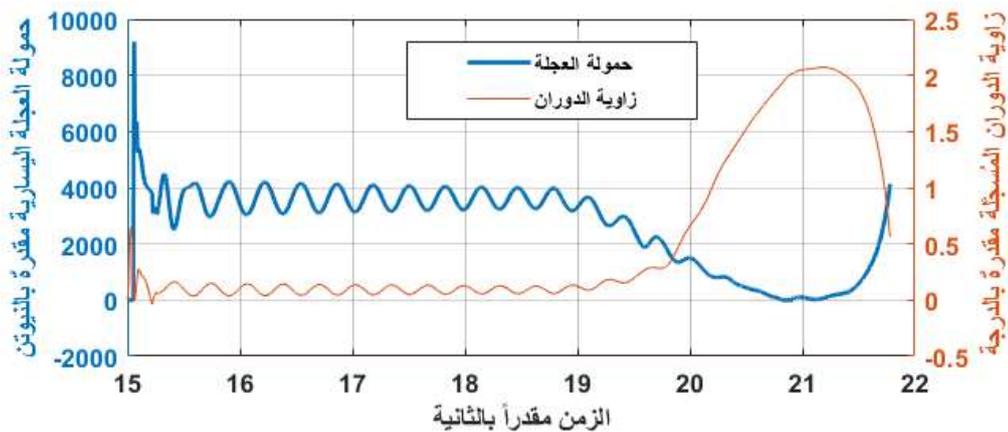
3.2. اختبار أداء نظام التعليق المطور بصورته الفعالة (مع التحكم بموضع مركز الدوران) .
تقوم استراتيجية التحكم التي يعتمد عليها النموذج المبني لنظام التعليق المطور ، في اختيار الموضع المرغوب لمركز الدوران ، على الاستفادة من عزم قوة ثقل الكتلة المُعلّقة للعربة ، في إلغاء عزم القوة العرضية المؤثرة في مركز ثقل العربة خلال الانعطاف (حاصل جداء كتلة العربة بالتسارع الجانبي) والمسببة للانقلاب .

إن تحليل النموذج الديناميكي للعربة ، مع القيم الخاصة ببارامترات هذا النموذج ، ومع الخصائص المميزة لاستجابة العربة خلال مناورة الانقلاب ، أعطى المعادلة التالية المُجسدة لاستراتيجية التَّحكم التي يعتمدها النموذج المبني لنظام التعليق المطوَّر بصورته الفعَّالة ، في تحديد الموضع المرغوب لمركز الدوران :

$$y_{RC_ref} = K * 2.95 * (0.65 - z_{RC_ref}) \dots \dots \dots (23)$$

حيثُ يمثل المقدار y_{RC_ref} الإحداثي الأفقي المطلوب لمركز الدوران مقدراً بالمتر . أما المقدار z_{RC_ref} فيمثل الإحداثي الشاقولي المطلوب لمركز الدوران مقدراً بالمتر . بينما يمثل المقدار K معامل تنقيل للمقدار y_{RC_ref} . وفقاً للمعادلة السابقة ومن أجل القيمة $K = 3$ لمعامل التنقيل ، يمكن أن يكون الموضع المرغوب لمركز الدوران محدداً بالإحداثيات $(y_{RC_ref} , z_{RC_ref}) = (0.1 m , 4.8 m)$.

يبين الشكل (20) الإشارة المُسجلة لحمولة العجلة الداخلية (اليسارية) لنظام التعليق المطوَّر ، والإشارة المُسجلة لزاوية الدوران (Roll Angle) خلال الفترة الزمنية الممتدة من 15 ثانية وحتى 21.7 ثانية ، عند محاكاة مناورة الانعطاف الحرجة (المسببة للانقلاب) ، مع نقل مركز الدوران إلى الموضع $(0.1 m , 4.8 m)$.

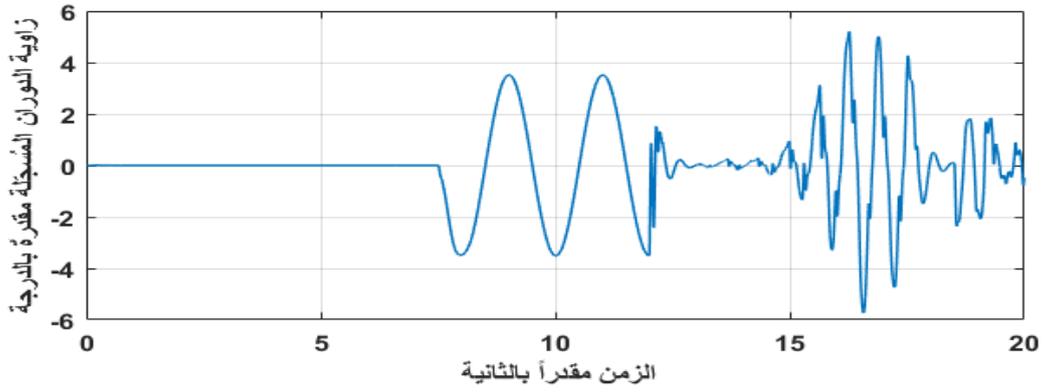


الشكل (20) : الإشارة المُسجلة لحمولة العجلة الداخلية (اليسارية) لنظام التعليق المطوَّر ، والإشارة المُسجلة لزاوية الدوران (Roll Angle) ، عند محاكاة مناورة الانعطاف الحرجة (المسببة للانقلاب) بوجود نظام التعليق المطوَّر ، ومن أجل الموضع $(0.1 m , 4.8 m)$ لمركز الدوران .

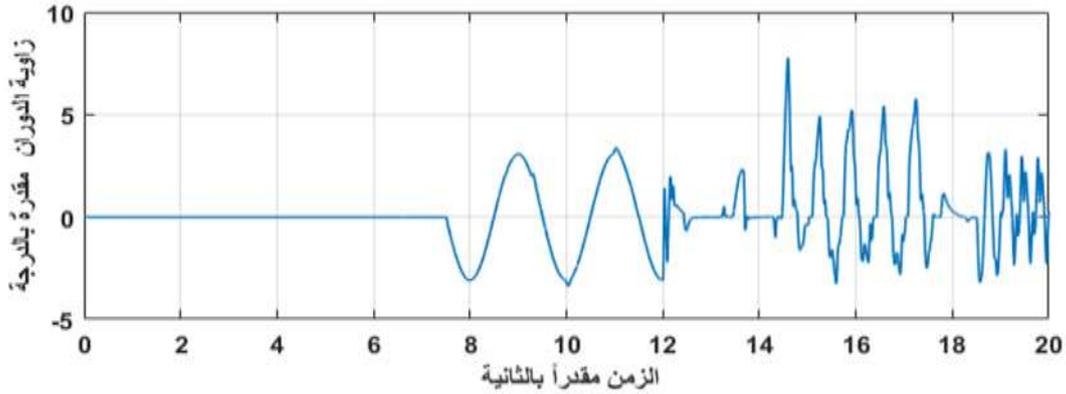
يُثبت الشكل السابق ، نجاح نظام التعليق المطوَّر بصورته الفعَّالة ، في اجتياز مناورة الانعطاف الحرج دون حصول انقلاب . فعلى الرغم من انعدام حمولة العجلة اليسارية لبعض اللحظات ، فإنَّ الانقلاب لم يحدث . وهذا ما تؤكدُه إشارة زاوية الدوران ، المُسجَّلة بالتزامن مع إشارة حمولة العجلة اليسارية . فالمطال الأعظمي لزاوية الدوران بقي بحدود 2 درجة فقط . ولذلك يمكننا القول أن نظام التعليق المطوَّر بصورته الفعَّالة قد نجح في تحقيق الهدف المرجو منه والمتمثل بمنع الانقلاب ، كما تفوَّق على نظام التعليق المرجعي فيما يخص إخماد الاهتزازات .

4.2. اختبار كفاءة نظام التعليق المطوَّر في إخماد الاهتزازات خلال شروط القيادة المستقيمة .

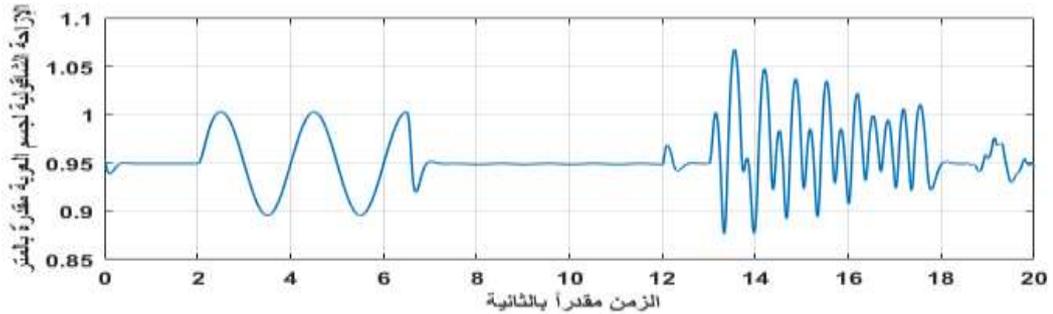
على الرغم من النجاح الذي سجله نظام التعليق المطور في إخماد الاهتزازات خلال شروط مناورة الانعطاف الحرجة ، فإن من الضروري اختبار كفاءة نظام التعليق المطور ، في إخماد الاهتزازات خلال شروط القيادة المستقيمة . للقيام بذلك يمكننا الاستعانة بمنصة الاختبار الخاصة ببرنامج MATLAB ، والموضحة سابقاً في الشكل (6) . يوضح الشكلين (21) و(22) على التوالي الإشارة المُمثلة لزاوية الدوران (Roll Angle) ، التي يسجلها النموذجين المرجعي والمطور خلال اختبار القيادة المستقيمة ، من أجل نفس إشارة الدخل المعتمدة في برنامج MATLAB لإزاحة مكبسي منصة الاختبار ، والمعبرة عن تغيرات مستوى سطح الطريق تحت العجلتين اليمينية واليسارية . بينما يوضح الشكلين (23) و(24) على التوالي الإشارة المُعبّرة عن الإزاحة الشاقولية لجسم العربة (Bounce) ، التي يُسجلها النموذجين المرجعي والمطور خلال الاختبار السابق .



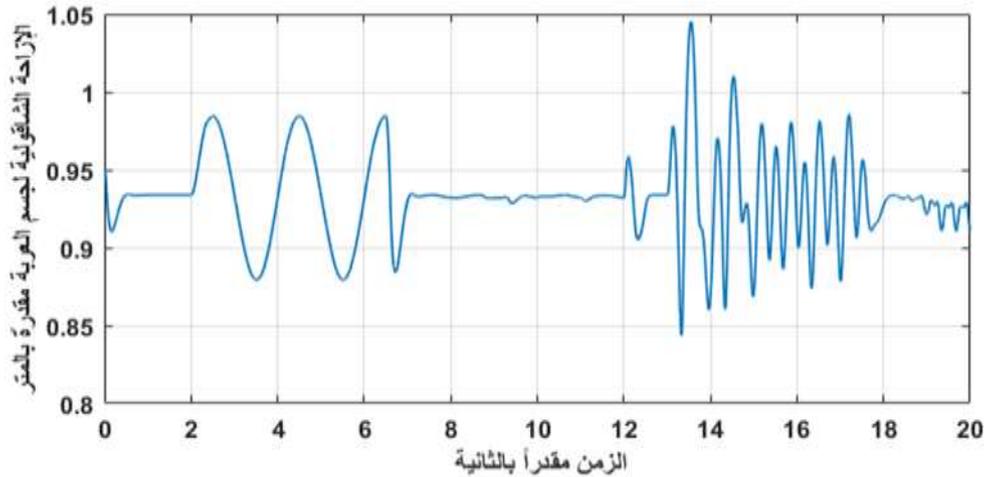
الشكل (21) : زاوية الدوران التي يسجلها النموذج المرجعي ، خلال شروط القيادة المستقيمة .



الشكل (22) : زاوية الدوران التي يسجلها النموذج المطور ، خلال شروط القيادة المستقيمة .



الشكل (23) : الإزاحة الشاقولية التي يسجلها النموذج المرجعي ، خلال شروط القيادة المستقيمة .



الشكل (24) : الإزاحة الشاقولية التي يسجلها النموذج المطور ، خلال شروط القيادة المستقيمة .

فعلى الرغم من عدم إيلاء موضوع اخماد الاهتزازات عناية خاصة خلال الحسابات الخاصة بتصميم النموذج المطور لنظام التعليق ، فإن الأشكال السابقة تبيّن أن أداء هذا النموذج كان مقبولاً خلال شروط القيادة المستقيمة ، ولاسيما عند مقارنته بأداء النموذج المرجعي لنظام التعليق .

الاستنتاجات والتوصيات:

1. يمكن للبيانات المُستخلصة عبر النماذج الحاسوبية المرجعية ، أن تُشكل وسيلة مُلائمة لدراسة مسألة الانقلاب ، شريطة الفهم الجيد لهذه النماذج ، والمُكافأة الصحيحة لمختلف بارامتراتنا . وتتجلى الميزة الفريدة لهذه الطريقة، بقدرتها على توفير مختلف البيانات اللازمة لإجراء الدراسة بصورة سهلة ، وأمنة ، وغير مكلفة . بخلاف الطُرق التجريبية ، التي قد لا تتيح بالأصل توفير مثل هذه البيانات .
2. يوفّر التحكم بزوايا ميل الوصلات العرضية العلوية ، لنظام التعليق المستقل ذي الأذرع A المضاعفة، طريقة ناجحة ، وسريعة للتحكم بموضع مركز الدوران الخاص بهذا لنظام .
3. التحكمُ المُناسب بموضع مركز دوران نظام التعليق يعزز مناعة العربة ضدّ خطر الانقلاب .
4. يمكن لنظام التعليق المطور عبر هذه الدراسة ، تفادي الانقلاب الناتج خلال مناورات الانعطاف الحرجة لسيارات الرُكاب .
5. احتفظ نظام التعليق المطور عبر هذه الدراسة بقدرته على إخماد الاهتزازات . فالتأثير الناتج عن عملية التحكم بموضع مركز الدوران كان طفيفاً ، ويمكن التغاضي عنه في سبيل درء خطر أشد (خطر الانقلاب) .
6. نوصي باستكمال هذه الدراسة لتشمل التحكم بموضع مركزي الدوران للمحورين الأمامي والخلفي لنظام التعليق. لأن اختلاف سلوك هذين المحورين ، يعتبر أحد العوامل المسببة لانخفاض عتبة الانقلاب .

References:

- [1] Zhenghua ,Y; Wanzhong , Z; Zhilin , J . *Rollover stability and anti-roll control of sport utility vehicle with driver in the loop*, International Journal of Vehicle Design , Vol. 90, pp 19-41, 2023 .
- [2] Remya , S; Harashal , P ; Shankra ,C . *Differential Braking Based Controller for Mitigating Un-Tripped Rollover in a Heavy Commercial Road Vehicle* , International Conference on Control, Decision and Information , 2023 .
- [3] Fuhuai , J ; Mengyuan , D; Yuezhen , F ; Qingchun , W . *Research on Motor Speed Control Method Based on the Prevention of Vehicle Rollover*, Advanced Electric Vehicle Technology , 2022 .
- [4] Xingguo ,Q; Chunyan ,W ; Wanzhong ,Z . *Rollover prevention and path following control of integrated steering and braking systems* , Journal of Automobile Engineering , 2021 .
- [5] Ke ,S ; Jinchuan , C; Bin , D ; Kang ,H ; Han , Z . *Active steering control for vehicle rollover risk reduction based on slip angle estimation* , The Institution of Engineering and Technology , Vol. 2 , pp 19-41 , 2020 .
- [6] Soltani , A; Azadi , Sh . *stability and the rollover prevention compared with the only active braking and semi-active suspension systems*, Journal of Multi-body Dynamics , 2020 .
- [7] Jarosław , K ; Marek , S ; Waldemar , R . *An original fuzzy control approach for active anti-roll bars to prevent rollover*, University of Hull , UNITED KINGDOM, 2020 .
- [8] GILLESPIE , T . D . *fundamentals of vehicle dynamics* . Society Of Automotive Engineers , Inc. , UK , 1992.
- [9] HAC , A . *Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design*, Society of Automotive Engineers, Inc , UK , Vol. 01-0965 Sae Technical Paper Series , 2002 .
- [10] Khan , I ; Vachal , K . *Factors affecting injury severity of single-vehicle rollover crashes in the United States* , Taylor & Francis Group , 2020 .
- [11] Dahmani , H ; Chadli , M ; Rabhi , A ; Hajjaji , A . *Detection of Impending Vehicle Rollover with Road Bank Angle Consideration Using a Robust Fuzzy Observer* . International Journal of Automation and Computing , 2015 .
- [12] JAZAR, R.N. *Vehicle Dynamics :Theory and Applications* , 2nd ed., Springer Science + Business Media , New York , USA, 2008, 1022 .
- [13] MathWorks , Double Wishbone Suspension , MATLAB Example , 2018 .
- [14] MathWorks , Slowly Increasing Steering Maneuver , MATLAB help , 2018.

