

ضبط توزع عزوم الدوران بين المحورين الأمامي والخلفي لنظام التعليق ، عبر التحكم بارتفاع مركز الدوران لكل منهما

د . محمد ابراهيم خنيسي *

م . نزار احمد محمد **

(تاريخ الإيداع ٢٠٢٣/٣/١٤ . قُبِلَ للنشر في ٢٠٢٣/٧/٦)

□ ملخص □

إنَّ اختلاف سلوك المحورين الأمامي والخلفي لنظام تعليق العربة خلال حادثة الانقلاب (ارتفاع محور قبل آخر) ، يسهم بجزء من الانخفاض الحاصل على عتبة التسارع الجانبي المسبب للانقلاب (عتبة الانقلاب) . لذا نختبر خلال هذه الدراسة إمكانية الحد من هذه الظاهرة عبر الضبط المناسب لتوزع عزوم الدوران بين هذين المحورين ، وذلك من خلال التحكم بارتفاع مركز الدوران الخاص بكل منهما ، بهدف تطوير نظام تعليق فعال يحسّن مناعة سيارات الركاب ضدّ خطر حوادث الانقلاب ، عبر المحافظة على عتبة الانقلاب عند حدّ أعظم يصعب بلوغه .

أثبتت النتائج المقدمة خلال هذا البحث إمكانية ضبط توزع عزوم الدوران بين المحورين الأمامي والخلفي عبر التحكم بارتفاع مركزي الدوران ، وفعالية هذه الطريقة في توحيد سلوك المحورين الأمامي والخلفي لنظام التعليق . كما أكدت الدراسة على أن السلوك المتجانس لهذين المحورين ، سيوفر زيادة في قيمة عتبة الانقلاب بمقدار قد يصل حتى ٢٧% ، ولذا يجدر بنا أن نأخذ ذلك بالحسبان عند تصميم نظام التعليق .

كلمات مفتاحية : نظام تعليق فعال ، عتبة الانقلاب ، مركز الدوران ، توزع عزوم الدوران ، نظرية كيندي .

* أستاذ مساعد - قسم هندسة الميكاترونكس - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة .
** طالب دكتوراه - قسم هندسة الميكاترونكس - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين.

Roll Moment Distribution Adjustment , Between Front And Rear Suspension Axle , By Controlling Of Their Roll Centers Height

Dr. Mohammad Ibraheem Khnaisi*

Eng. Nizar Ahmad Mohammad**

(Received 14/3/2023 . Accepted 6/7/2023)

□ ABSTRACT

The different behavior between front and rear suspension axles during rollover (height of one before another) , contributes in decrease of lateral acceleration threshold causing rollover (rollover threshold) . so this study tests the possibility of reducing this phenomenon , throw appropriate control of roll moment distribution between these two axes , by controlling their roll centers height to develop an active suspension system improves passenger cars immunity against rollover, by maintaining rollover threshold at maximum and unreachable value .

The results of this article prove the possibility of roll moment distribution between front and rear axles by controlling their roll centers height , the feasibility of this method in unifying the behavior of these two axes and emphasize that homogeneous behavior of these two axes will provide an increase in the rollover threshold value by up to 27% , so we should take this into account when designing the suspension system .

Keywords : active suspension System , rollover threshold , roll center , Roll Moment Distribution , Kennedy Theory .

* Assistant Professor , Department of Mechatronics , Faculty of Mechanical and Electrical Engineering ,Tishreen University.

**Postgraduate Student (PHD) , Department of Mechatronics , Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University .

١ - مقدمة

يعد الانقلاب من أخطر الحوادث المرورية التي يمكن أن تواجهها العربات . فعلى الرغم من النسبة المنخفضة لحوادث الانقلاب ، فإنها تحصد القسم الأكبر من الوفيات الناجمة عن الحوادث المرورية [5],[3] . حتى تنقلب العربة لابدأ أن يتجاوز التسارع الجانبي المطبق عليها عتبة معينة تدعى عتبة الانقلاب . لقد بينت النماذج المحددة لعتبة الانقلاب أن خصائص وسلوك نظام تعليق العربة تلعب دوراً هاماً في خفض قيمة هذه العتبة [5],[6],[16]. وأحد هذه التخفيضات التي يسهم بها نظام التعليق ، تتجم عن حالة عدم التجانس في سلوك محوري العربة خلال عملية الانقلاب (ارتفاع محور قبل محور آخر) . سنحاول فيما يلي علاج هذه الظاهرة عبر الضبط المناسب لتوزع عزوم الدوران بين محوري العربة من خلال التحكم المناسب بارتفاع مركز الدوران لكل منهما . هنالك عدد من الدراسات المرجعية السابقة المشابهة لموضوع بحثنا . فقد صمّم (Williams) و (Haddad) عام (١٩٩٥) متحكماً لا خطي يضبط توزع عزوم الدوران بهدف تحسين خصائص الانعراج (Yaw) الحاصل للعربة . بينما اقترح (Tomar) عام (٢٠١٥) نموذجاً رياضياً لتمثيل الاختلاف الحاصل في السلوك بين محوري العربة . أما (Yao) وآخرون عرضوا عام (٢٠١٦) التحكم بتوزع عزوم الدوران عبر استخدام ماص صدمات مغناطيسي يبدل خصائص الصلابة والإخماد . كما اعتمد (Ricco) عام (٢٠١٨) على التحكم بتوزع عزم مقاومة الدوران لتحسين استجابة العربة عند المنعطفات . أما (Yan) فقد وضع عام (٢٠١٨) مع آخرين تصميمًا لقضيب موازنة فعّال (Active Stabilizer Bar) يستند على تحليل توزع عزوم مقاومة الدوران ، بهدف تحقيق مقايضة بين راحة السائق وأداء السيارة . كما لجأ (Ricco) عام (٢٠٢٢) مع باحثين آخرين إلى التحكم بتوزع عزم مقاومة الدوران (Anti Roll Moment) بين محوري العربة كوسيلة لتحسين خصائص الانعراج الحاصل .

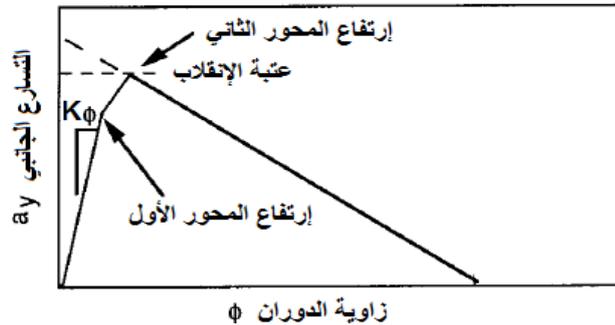
٢ - أهمية البحث وأهدافه

إنّ الهدف النهائي العام الذي نسعى إليه عبر هذه الدراسة هو جعل العربات أكثر مناعةً إزاء خطر الانقلاب ، عبر زيادة عتبة الانقلاب . ومن هنا تأتي الأهمية المتوقعة لهذا البحث بشقيها المعنوي والاقتصادي . حيث نقصد بأهميته المعنوية قدرته على توفير مستوى أمان أعلى للركاب ، عبر الحد من الوفيات والاصابات الناتجة عن حوادث الانقلاب . أما أهميته الاقتصادية فتتجلى بالعائد المتوقع من زيادة الطلب على العربات عندما تصبح أكثر كفاءةً ومناعةً ضدّ الانقلاب ، وبالوفرة الناجمة عن تفادي التالف الذي يمكن أن يحصل للعربات خلال حوادث الانقلاب .

٣- منهجية البحث

١.٣- مراجعة السيناريو الذي يحدث وفقه الانقلاب

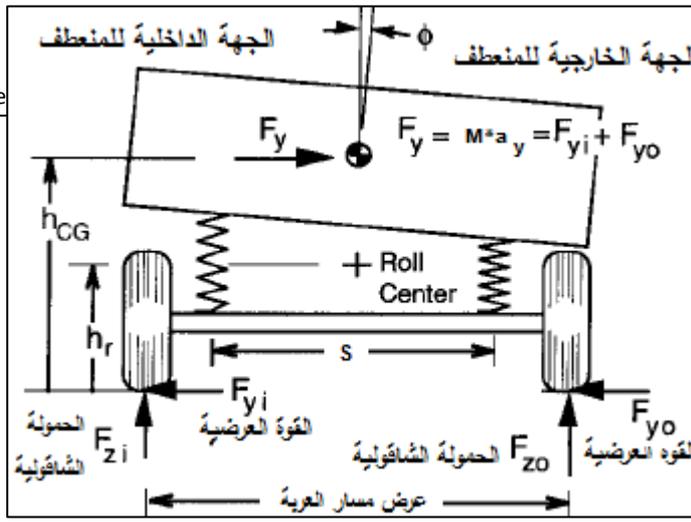
يبين الشكل (١) ، السيناريو الذي يحدث وفقه الانقلاب لعربة ذات محورين أمامي وخلفي . فمع زيادة التسارع الجانبي المطبق على مركز ثقل العربة خلال مناورة الانعطاف ، ستزداد زاوية الدوران (ϕ) الحاصلة لجسم العربة بشكل خطي، وبميل يساوي صلابة الدوران (K_ϕ) لنظام التعليق ، إلى أن ترتفع إحدى العجلتين الداخليتين (الموافقين للجهة الداخلية من المنعطف) الأمامية أو الخلفية فالعجلتين الداخليتين لن ترتفعا عن الأرض في نفس اللحظة بسبب الاختلاف في خصائص نظامي التعليق الأمامي والخلفي والاختلاف في الحمولة . وبعد ذلك فإن زاوية الدوران ستستمر بالزيادة مع زيادة التسارع الجانبي ولكن بنسبة أكبر من السابق لأن صلابة الدوران قد خفّضت إلى القيمة الخاصة بصلابة محور نظام التعليق الذي بقي محافظاً على تماسه مع الأرض إلى أن ترتفع العجلة الداخلية الثانية وهنا يكون التسارع الجانبي المطبق على العربة قد وصل لقيمة عتبة الانقلاب ، وتصبح العربة في حالة عدم توازن وتتسارع زاوية الدوران لتكتمل عملية الانقلاب خلال ثانية أو ثانيتين وفقاً لهذا المخطط من الممكن زيادة عتبة الانقلاب عبر تصميم نظام التعليق الأمامي والخلفي بحيث ترتفع كلا العجلتين الداخليتين عند نفس شروط زاوية الدوران [5] وهذا ما سنحاول انجازه عبر الضبط المناسب لتوزع عزوم الدوران بين المحورين الأمامي والخلفي بما يضمن سلوك متجانس لهما. يمكن تغيير صلابة الدوران لمحور نظام التعليق عبر تغيير ارتفاع مركز دورانه [6] ونأمل من خلال ذلك أن نتحكم بتوزع عزوم الدوران بين محوري نظام التعليق .



الشكل (١) : السيناريو الذي يحدث وفقه الانقلاب لعربة ذات محورين أمامي وخلفي [5].

٢.٣- العلاقات المحددة لتوزع عزوم الدوران بين محوري العربة خلال الانعطاف

يجب أن ندرك في البداية أن جميع أنظمة التعليق يمكن أن نكافئها من الناحية الوظيفية خلال الانعطاف بنموذج نظام التعليق ذو المحور الصلب المبيّن في الشكل (٢) ، شريطة أن نحدد بشكل صحيح قيمة صلابة الدوران الخاصة بنظام التعليق [15] .



الشكل (٢) : الشكل المكافئ لنظام تعليق العربة خلال الانعطاف [5].

فمن أجل أنظمة التعليق ذات المحور الصلب سيتسبب الانفصال العرضي بين نابضي نظام التعليق ، بتطوير عزم مقاومة دوران يتناسب طردياً مع الفرق في زاوية الدوران (ϕ) بين جسم العربة ومحور نظام التعليق ، بحيث تعطى صلابة الدوران لنظام التعليق وفق العلاقة التالية[5]:

$$K_{\phi} = 0.5 * K_s * S^2 \dots \dots \dots (1)$$

حيث تمثل (K_{ϕ}) صلابة الدوران الخاصة بنظام التعليق مقدره بالواحدة [N.m/rad] . أما K_s فتتمثل الصلابة الشاقولية الخاصة بالنوابض اليمينية واليسارية لنظام التعليق مقدره بالواحدة [N/m] . بينما يمثل المقدار (S) الانفصال العرضي بين النوابض مقدراً بالمتر . أما في حالة أنظمة التعليق المستقلة ، يتطلب حساب صلابة الدوران استبدال المقدار (K_s) بالصلابة المكافئة لنابض نظام التعليق عند اعتباره متوضعاً في مركز العجلة ، والذي يصطلح على تسميته بالمقدار ($Wheel\ rate$) ، ويجب أيضاً استبدال المقدار (S) بالمقدار (t) الذي يمثل عرض المسار الخاص بالعربة (البعد الأفقي بين العجلات اليمينية واليسارية) . كما يجب إضافة صلابة الدوران الخاصة بقضبان الموازنة (Anti Roll Bar) إلى القيمة المحددة عبر العلاقة السابقة ، في حال كان نظام التعليق يستخدم قضبان موازنة . من جهة ثانية ، يعد مركز الدوران (Roll Center) أحد السمات الأساسية التي يتميز بها نظام التعليق ، ويعرف على أنه النقطة التي يدور حولها المحور عندما يكون معرضاً إلى عزم دوران صافي [14] . إن تحديد الصيغة التي تتوزع بها عزوم الدوران بين المحورين الأمامي والخلفي يتطلب أن تؤخذ كامل العربة بعين الاعتبار ، وفي هذه الحالة نعرف محور الدوران (Roll Axis) على أنه المستقيم الذي يصل مركزي دوران المحورين الأمامي والخلفي . ونتيجة لوقوع مركزي الدوران الأمامي والخلفي على ارتفاعين مختلفين (h_f) و (h_r) ، سيكون هذا المحور مائلاً بزاوية محددة ($\epsilon_{roll\ axle}$) ، وعلى بعد مقداره (h_1) تحت مركز النقل ، وهما المتغيرين الأهم المحددين لهذا المحور . يعطى عزم الدوران المطبق على المحور الأمامي ($M_{\phi f}$) وعزم الدوران المطبق على المحور الخلفي ($M_{\phi r}$) وفق العلاقاتين التاليتين[5]:

$$M_{\phi f} = K_{\phi f} * \frac{W * h_1 * V^2 / R * g}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} + W_f * h_f * V^2 / R * g \dots \dots (2)$$

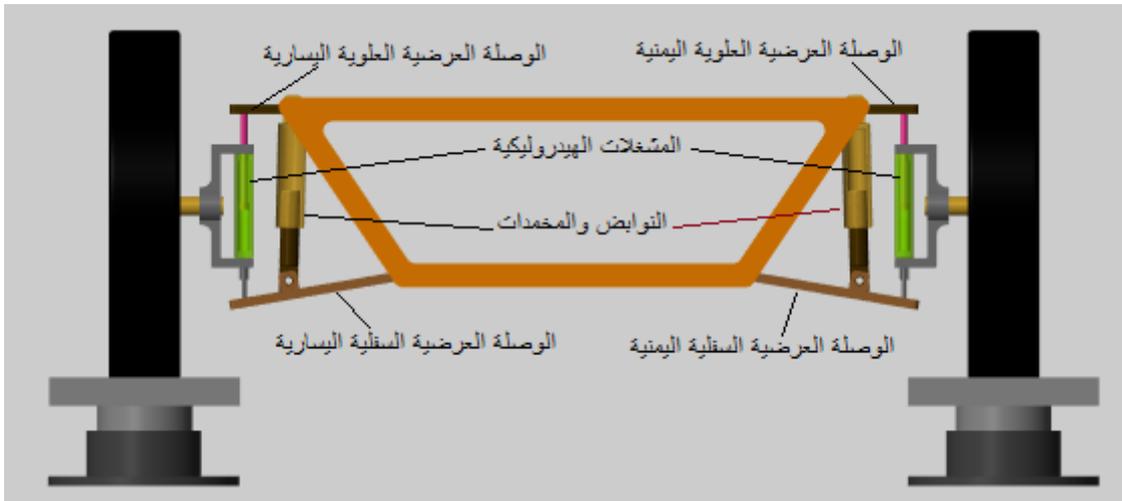
$$M_{\phi r} = K_{\phi r} * \frac{W * h_1 * V^2 / R * g}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} + W_r * h_r * V^2 / R * g \dots \dots (3)$$

حيث يعبر المقدارين (W_f و W_r) عن حمولة المحورين الأمامي والخلفي مقدره بالنيوتن ، ويعبر المقدار (V) عن سرعة العربة مقدره بالواحدة [m/s] ، أما المقدار (R) فيعبر عن نصف قطر المنعطف مقدراً بالمتر ، ويعبر المقدار (g) عن

ثابت تسارع الجاذبية الأرضية (9.81 m/s^2) ، بينما يعبر المقدارين (K_{ϕ_f} و K_{ϕ_r}) عن صلابة دوران المحور الأمامي والخلفي مقدره بالوحدة [N.m/rad] ، ويعبر المقدار (w) عن حمولة كامل العربة .

٣.٣- تحديد الطريقة المناسبة للتحكم بارتفاع مركز الدوران

يبين الشكل (٤) نظام التعليق الذي يوفر ميزة التحكم بموضع مركز الدوران ، في مستويي دوران العربة (Y, Z) . هذا النظام هو نسخة مطورة عن المطور عن نظام التعليق المستقل ذي النوع (Double A Arms) . حيث تستند الآلية التي يعتمد عليها في ضبط إحداثيات مركز الدوران ، على التحكم بزواويتي ميلان الوصلتين العرضيتين العلويتين اليمينية واليسارية ، باستخدام زوج من الاسطوانات الهيدروليكية ثنائية التأثير ، تُقاد كل منهما عبر صمام تحكم بالتدفق ، مع حلقة تغذية العكسية ذات متحكم تناسبي تكاملي تفاضلي (PID) .

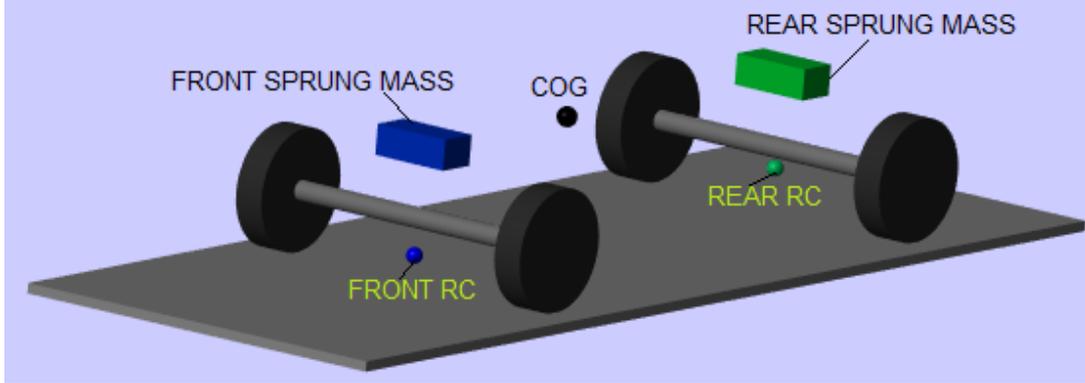


الشكل (٣) : نظام التعليق المطور للتحكم بموضع مركز الدوران .

٤.٣- بناء النموذج المخصص لاختبار تأثير التحكم بتوزع عزوم الدوران

بغية اختبار التغيير الحاصل في توزع عزوم الدوران ، لعربة ذات محورين أمامي وخلفي ، عند التحكم بارتفاع مركز الدوران لكل منهما . إضافة إلى ضرورة التسجيل الدقيق للتسارع الجانبي الذي ترتفع عنده العجلة الداخلية لكل محور ، وغير ذلك من القياسات المطلوبة خلال هذه الدراسة . فقد قمنا ببناء نموذج حاسوبي مكافئ لنظام التعليق المطور السابق ضمن البيئة (MATLAB-SIMULINK-MULTIBODY) . يمتاز هذا النموذج ، عن النموذج الحاسوبي المبني لنظام التعليق المطور ، والموضح سابقاً في الشكل (٣) ، بإمكانية إدخال القيم المرغوبة لارتفاع كل من مركزي الدوران الأمامي والخلفي بشكل مباشر ، بدلاً من إدخال زوايا الميل المطلوبة من الوصلات العرضية العلوية اليمينية واليسارية واللازمة لنقل مركز الدوران إلى الموضع المرغوب. أي أنه أنسب وأسهل لدراسة ظاهرة توزع عزوم الدوران ، ويتلافى الأخطاء التي يمكن أن تظهر في النموذج السابق بين الموضع الفعلي والمرغوب لمركز الدوران . فهو بذلك أكثر دقة وسهولة لدراسة ظاهرة توزع عزوم الدوران . يبين الشكل (٤) نموذج نظام التعليق المكافئ لنظام التعليق المطور ، حيث يظهر فيه المحورين الأمامي والخلفي ، والكتلة المعلقة على كل منهما (FRONT & REAR) ، إضافة إلى مركزي الدوران الأمامي والخلفي (FRONT RC & REAR) ، ومركز ثقل العربة (COG) ، والعجلات الأربعة . لا بد من الإشارة إلى أن خصائص الصلابة والإخماد

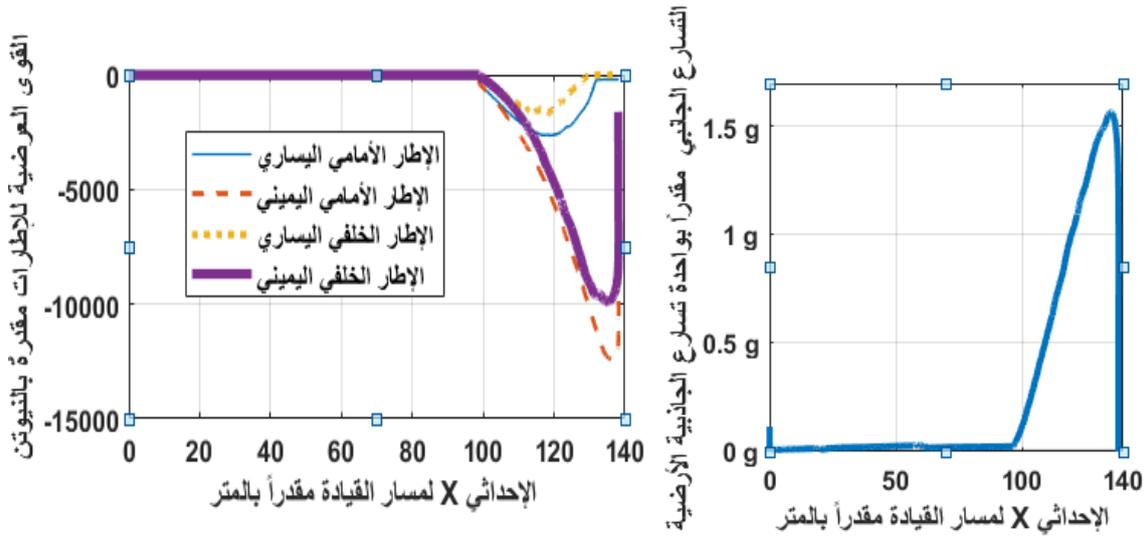
التي يتمتع بها نموذج نظام التعليق المكافئ قد ضمنت من خلال البارامترات الخاصة بالمفاصل الموافقة لمختلف درجات الحرية التي يحتويها نظام التعليق .



الشكل (٤) : نظام التعليق المكافئ لنظام التعليق المطور .

٥.٣- توفير المعطيات اللازمة لاختبار النموذج الحاسوبي

بغية توفير المعطيات (البيانات) اللازمة لاختبار النموذج المبني لنظام التعليق المطور ، وبشكل خاص القوى العرضية التي تولدها الإطارات ، وسرعة العربة ، والتسارع الجانبي المؤثر في مركز ثقلها ، فقد لجأنا إلى التطبيق (Slowly Increasing Steering Maneuver) المخزن ضمن مكتبة التطبيقات الخاصة بالحزمة البرمجية MATLAB . يمثل هذا التطبيق نموذج كامل لسيارة ركاب تجري مناورة توجيه متزايد ، وموصى باستخدامه لتحليل جولة القيادة ، ولتطوير أنظمة التحكم بالهيكل والديناميكا الجانبية للعربة [20] . عبر هذا التطبيق قمنا بمحاكاة مناورة قيادة لسيارة ركاب ذات بارامترات مماثلة لما هو معتمد خلال دراستنا، بحيث تنتهي هذه المناورة بحادث انقلاب عند الانعطاف يميناً نتيجة للزيادة المفرطة في زاوية توجيه العربة المتزامنة مع سرعة القيادة العالية . يوضح الشكل (٥) ، القوى العرضية التي تولدها الإطارات الأربعة خلال مناورة القيادة السابقة والتسارع الجانبي المؤثر في مركز ثقل العربة (والتي تشكل معاً المعطيات اللازمة لتشغيل النموذج الخاص باختبار تورع عزوم الدوران) .



الشكل (٥) : القوى العرضية التي تولدها الإطارات الأربعة والتسارع الجانبي المؤثر في مركز ثقل العربة خلال مناورة تنتهي بالانقلاب .

٤ - طرائق البحث

بالاعتماد على النموذج المكافئ لنظام التعليق المطور والمبين سابقاً في الشكل (٤) ، اختبرنا فعالية التحكم بتوزع عزوم الدوران بين المحورين الأمامي والخلفي للعربة . ونظراً لوجود مركزي دوران أمامي وخلفي يمر عبرهما محور الدوران ، كانت خيارات التحكم المتاحة لدينا على الشكل التالي :

٤.١ - التحكم بارتفاع مركز الدوران لمحور واحد فقط

أتاح هذا الخيار إمكانية التحكم بزواوية ميلان محور الدوران ($\epsilon_{roll\ axle}$) فقط . عبر المحافظة على ارتفاع مركز الدوران الأمامي (h_f) عند قيمة ثابتة وتغيير ارتفاع مركز الدوران الخلفي (h_r) ، أو العكس . ويجب الانتباه إلى أن المجال المٌتاح لارتفاع مركز الدوران مقيد بعدة شروط ، هي عدم تجاوز القيمة المحددة لارتفاع مركز ثقل الكتلة المعلقة الخاصة بكل محور ($h_0 = 0.65$) ، والإبقاء على مركز الدوران فوق مستوى سطح الطريق (لأن ذلك يضمن أن لا تتسبب حركة وصلات نظام التعليق بانخفاض عرض المسار الخاص بالعربة ، وبالتالي انخفاض عتبة الانقلاب [16]) ، وأن لا تتعدى صلابة الدوران الخاصة بالمحور الخلفي صلابة الدوران الخاصة بالمحور الأمامي بمقدار معتبر لأن ذلك يضمن المحافظة على أداء سليم وأمن لنظام التوجيه .

٤.٢ - التحكم بارتفاع مركز الدوران لكلا المحورين

وفّر هذا الخيار إمكانية التحكم بزواوية ميلان محور الدوران ، إضافةً إلى إمكانية رفع أو خفض هذا المحور . وهنا وجب أيضاً التقيد بالشروط السابقة خلال عملية التحكم .

حاولنا عبر الاختبارات المنفذة التأكد من فعالية التحكم بارتفاع مراكز الدوران في ضبط توزع عزوم الدوران بين المحورين الأمامي والخلفي ، كما حاولنا الاستدلال على التوزع الأنسب لعزوم الدوران بين هذين المحورين ، والأجدي في توحيد سلوكهما ، بما يحقق أعلى قيمة ممكنة لعتبة الانقلاب خلال الانعطاف . علماً أنّ المعايير التي سنعتمدها لمقارنة النتائج تقوم على القيمة الأعظم للتسارع الجانبي المطبق على العربة ، والموافق لارتفاع العجلة الداخلية من المنعطف في كل من المحور الأمامي والخلفي لنظام التعليق (المقدارين ay_f و ay_r على التوالي) . إضافةً إلى المجال الأصغر المطلوب للتحكم بارتفاع مركز الدوران ، دون أن ننسى الفترة الزمنية الأطول المتاحة أمام السائق لإعادة العربة إلى وضع التوازن .

٥- النتائج والمناقشة

تعبّر البيانات المدونة في الجدول (١) ، عن القياسات المسجلة خلال المرحلة الأولى من الاختبارات . والتي تمّ فيها اختبار أداء نظام التعليق عند قيم مختلفة لارتفاع مركز الدوران الأمامي ، وقيمة محددة وحيدة لارتفاع مركز الدوران الخلفي ($h_r = h_{optimal} = 0.2 m$) تمثل القيمة التصميمية المثلى لهذا الارتفاع من أجل المحور الخلفي ، والمحدّدة وفق القواعد العامة المتبعة عند تصميم نظام التعليق عبر العلاقة (٤) [16] :

$$h_{optimal} = 2 * h_0 - 0.8 \frac{k_{\phi}}{k_{s total} * h_0} \dots \dots \dots (4)$$

حيث يمثّل المقدار (k_{ϕ}) صلابة الدوران الكلية لمحور نظام التعليق عندما تؤخذ صلابة الإطارات بعين الاعتبار ، أما المقدار ($k_{s total}$) فهو يمثّل الصلابة الشاقولية الكلية لمحور نظام التعليق . ونشير أيضاً إلى أنّ المقدارين ($\phi_{lift f}$ و $\phi_{lift r}$) المدونين خلال الجدول ١ يشيران على التوالي إلى زاوية دوران الكتلة المعلقة للعربة ، والموافقة للحظة ارتفاع العجلة الداخلية في كل من المحور الأمامي والخلفي لنظام التعليق . أما المقدار (T_{end}) فيشير إلى الزمن الذي يصبح فيه الانقلاب مؤكداً (الزمن الذي يصبح فيه مركز ثقل العربة خارج خط التماس الواصل بين نقطتي ارتكاز العجلتين الخارجيتين على سطح الطريق [5]) .

الجدول (١) : القياسات المسجلة عند التحكم بارتفاع مركز دوران المحور الأمامي فقط (المرحلة الأولى من الاختبارات) .

الاختبار	$h_f[m]$	$h_r[m]$	$\epsilon_{roll axle}$	$ay_f[g]$	$ay_r[g]$	$\phi_{lift f}$	$\phi_{lift r}$	$T_{end}[s]$
١	0.05	0.201	3.14°	1.276	0.98	5.136°	3.214°	12.7
٢	0.1	0.201	2.107°	1.301	1.037	4.72°	3.189°	12.74
٣	0.2	0.201	0.02°	1.339	1.193	3.89°	3.087°	12.82
٤	0.3	0.201	-2.06°	1.338	1.294	3.07°	2.98°	12.9
٥	0.4	0.201	-4.14°	1.184	1.361	2.468°	2.869°	12.89

أما المرحلة الثانية من الاختبارات ، فشملت اختبار أداء نظام التعليق ، عند قيم مختلفة لارتفاع مركز الدوران الخلفي ، وقيمة وحيدة لارتفاع مركز الدوران الأمامي ($h_f = h_{optimal} = 0.119 m$) تعبر عن القيمة المثلى المحدّدة أيضاً لهذا الارتفاع عبر العلاقة (٤) . وقد سُجّلت القياسات الخاصة بهذه المرحلة في الجدول ٢ .

الجدول (٢) : القياسات المسجلة عند التحكم بارتفاع مركز دوران المحور الخلفي فقط (المرحلة الثانية من الاختبارات).

الاختبار	$h_f[m]$	$h_r[m]$	$\epsilon_{roll axle}$	$ay_f[g]$	$ay_r[g]$	$\phi_{lift f}$	$\phi_{lift r}$	$T_{end}[s]$
١	0.119	0.05	-1.44°	1.322	1.163	4.532°	3.84°	12.79
٢	0.119	0.1	-0.39°	1.320	1.12	4.538°	3.596°	12.78
٣	0.119	0.2	1.69°	1.301	1.052	4.55°	3.14°	12.75
٤	0.119	0.3	3.7°	1.293	1.01	4.596°	2.798°	12.73
٥	0.119	0.4	5.8°	1.264	0.978	4.623°	2.4°	12.7

لقد أشرنا خلال هذه القياسات إلى الحالة التي يكون فيها مركز دوران المحور الأمامي أخفض من مركز دوران المحور الخلفي عبر إعطاء قيمة موجبة لزاوية ميل محور الدوران ($\epsilon_{roll axle}$) بينما أشارت القيمة السالبة لزاوية ميل محور الدوران إلى الحالة التي يكون فيها مركز دوران المحور الأمامي أعلى من مركز دوران المحور الخلفي .

أوضحت البيانات المسجلة في الجدولين السابقين ، إمكانية زيادة عتبة التسارع الجانبي الذي ترتفع عنده العجلة الداخلية في كل من المحورين الأمامي والخلفي ، عبر خفض زاوية الميلان الموجبة لمحور الدوران ، سواء تم ذلك عبر رفع مركز الدوران الأمامي ، أو خفض مركز الدوران الخلفي . كما أوضحت البيانات السابقة أن زيادة عتبة التسارع الجانبي الحاصلة عند رفع مركز الدوران الأمامي أكبر من الزيادة الحاصلة عند رفع مركز الدوران الخلفي بنفس المقدار ، وهذا يعني بدوره أن كفاءة التحكم بتوزع عزوم الدوران تكون أكبر عندما يتم ذلك عبر ضبط ارتفاع مركز الدوران الأمامي لا الخلفي . وبالانتقال إلى المرحلة الثالثة من الاختبارات ، والتي نغير فيها ارتفاع مركزي الدوران الأمامي والخلفي في أن واحد معاً ، بحيث نحافظ فقط على زاوية ميلان ثابتة لمحور الدوران ($\epsilon_{roll\ axle} = 1.7^\circ$) توافق زاوية الميلان المسجلة لمحور الدوران عند القيمة المثلى لارتفاع مركز الدوران الأمامي والقيمة المثلى لارتفاع مركز الدوران الخلفي ($h_r = 0.2\ m, h_f = 0.119\ m$) المحددتين عبر العلاقة السابقة (٤) ، فإن القياسات المسجلة عبر هذا الاختبار مبينة في الجدول ٣ .

الجدول (٣) : القياسات المسجلة عند التحكم بارتفاع مركزي الدوران الأمامي والخلفي مع المحافظة على زاوية ثابتة لمحور الدوران (المرحلة الثالثة من الاختبارات).

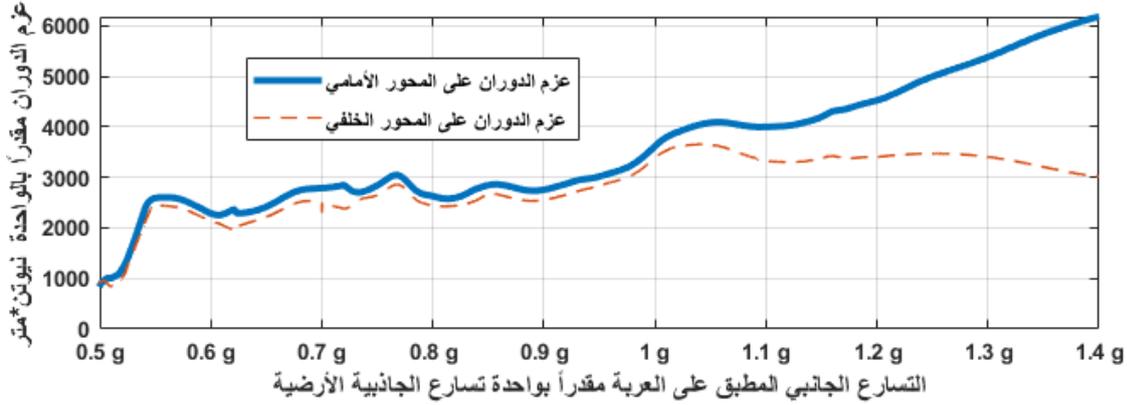
الاختبار	$h_f[m]$	$h_r[m]$	$h_1[m]$	$\epsilon_{roll\ axle}$	$ay_f[g]$	$ay_r[g]$	$\phi_{lift\ f}$	$\phi_{lift\ r}$	$T_{end}[s]$
١	0.019	0.101	0.54	1.7°	1.275	1.012	5.35°	3.65°	12.7
٢	0.119	0.201	0.4	1.7°	1.298	1.036	4.5°	3.17°	12.75
٣	0.219	0.301	0.34	1.7°	1.327	1.126	3.7°	2.6°	12.8
٤	0.319	0.401	0.248	1.7°	1.339	1.164	2.8°	2.1°	12.84
٥	0.419	0.501	0.14	1.7°	1.364	1.8	2.02°	1.5°	12.89

تشير البيانات المدونة في هذا الجدول ، إلى أن رفع محور الدوران سيزيد عتبة التسارع الجانبي الذي ترتفع عنده العجلة الداخلية لكل من المحورين الأمامي والخلفي ، وسيخفض زاوية دوران الكتلة المعلقة للعربة الموافقة لذلك ، وهو ما يتوافق مع العلاقة المحددة لنسبة تغير زاوية الدوران مع التسارع الجانبي المطبق على العربة (النسبة R_θ المقدره بالدرجة لكل 1g من التسارع الجانبي) المعطية وفق العلاقة (٥) [5] :

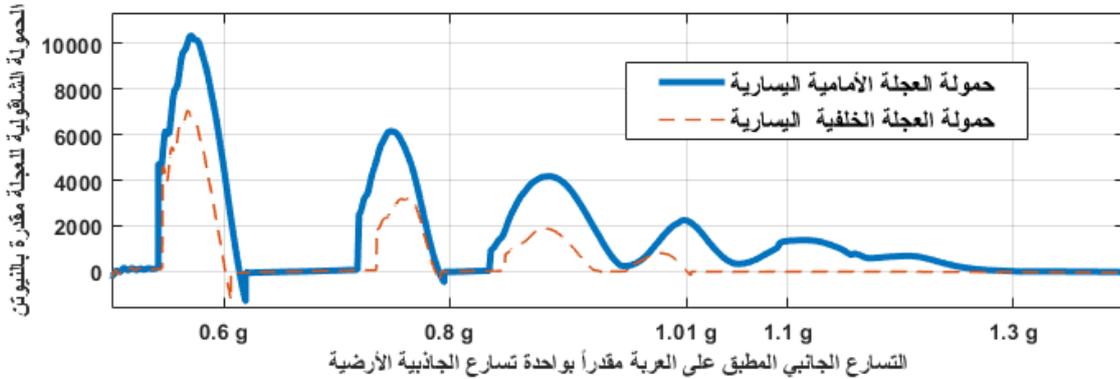
$$R_\theta = \frac{d\phi}{da_y} = \frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} \dots \dots \dots (5)$$

حيث تشير هذه العلاقة إلى أن خفض البعد h_1 سيخفض النسبة R_θ ، أي سيجعل نظام التعليق أكثر صلابة ، وهذا ما يحدث في الحقيقة عند رفع محور الدوران . بالاعتماد على النتائج المسجلة من الاختبارات السابقة ، فإن النظام المقترح لضبط توزع عزوم الدوران سيقوم على فكرتين أساسيتين هما : رفع محور الدوران ، وخفض زاوية ميلانه . ولإنجاز ذلك هنالك خيارين ، فإما أن ننجز ذلك عبر التحكم بارتفاع مركزي الدوران بشكل متزامن (التحكم بارتفاع مركزي الدوران الأمامي والخلفي في نفس الوقت) ، أو أن ننجز ذلك عبر التحكم بارتفاع مركزي الدوران بشكل متتابع ، كأن نتحكم أولاً بارتفاع مركز الدوران الخلفي بعد أن يبلغ التسارع الجانبي المطبق عتبة أولى (THR1)، بينما نتحكم بارتفاع مركز الدوران الأمامي بعد أن يبلغ التسارع الجانبي عتبة ثانية (THR2) أكبر من العتبة الأولى (لأن المحور الخلفي يرتفع قبل الأمامي). لاختبار فعالية هذه الطريقة في ضبط توزع عزوم الدوران ، بما يلائم زيادة عتبة الانقلاب ، وكفاءتها في توحيد سلوك المحورين الأمامي والخلفي ، سنعتمد على النموذج المبني لنظام التعليق المكافئ ، للمقارنة بين حالتين: الأولى نبقى فيها مركزي الدوران على ارتفاعهما الأمثل ($h_f = 0.119\ m, h_r = 0.201\ m$) ،

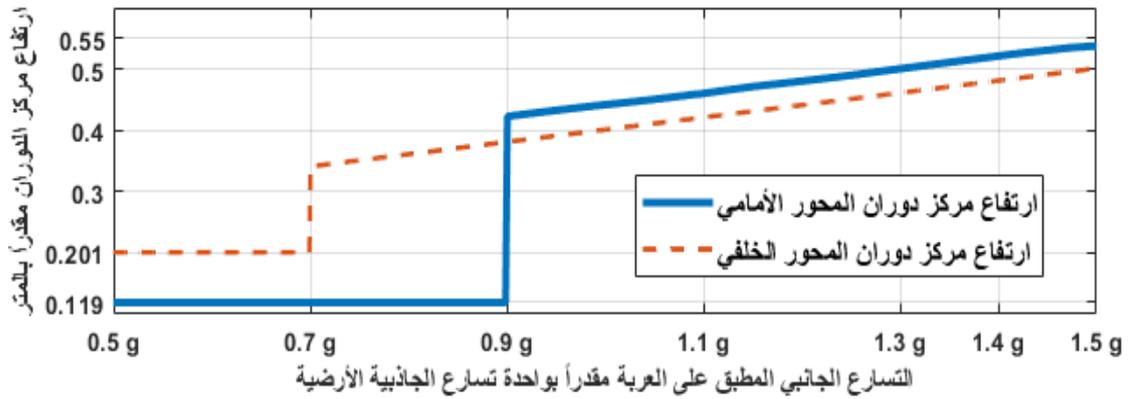
والثانية نتحكم خلالها بارتفاع مركزي الدوران بشكل متتابع . حيث سنحاكي في كلا الحالتين حادثة انقلاب العربة ، عند الانعطاف يمينا بسرعة حادة ، نتيجة زياد زاوية التوجيه بشكل سريع ومفطر . فمن أجل الحالة الأولى يبين الشكل (٦) عزوم الدوران المطبقة على المحورين الأمامي والخلفي .



الشكل (٦) : عزوم الدوران المطبقة على المحورين الأمامي والخلفي للعربة من أجل ارتفاع أمثل وثابت لمركزي الدوران . أما الشكل (٧) ، فيبين حمولة العجلتين الداخليتين كتابع لإشارة التسارع الجانبي المطبق على العربة خلال مناورة القيادة.

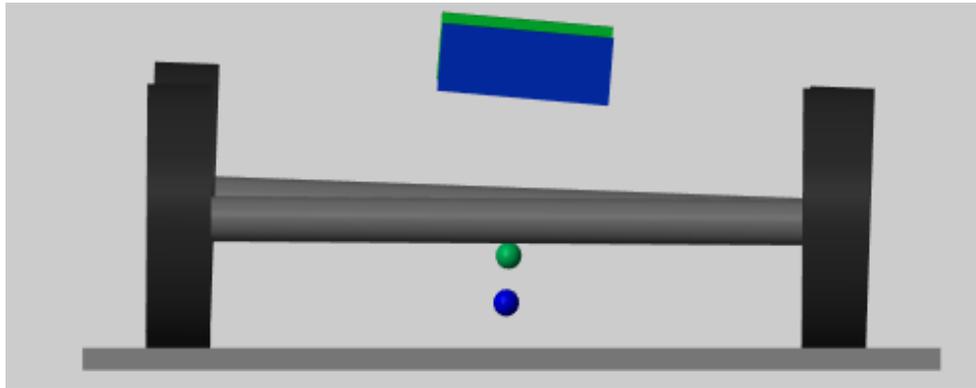


الشكل (٧) : حمولة العجلتين الداخليتين (اليساريتين) من أجل ارتفاع أمثل وثابت لمركزي الدوران . لقد سجّل النموذج الحاسوبي القيمتين التاليتين لعتبة التسارع الجانبي التي ترتفع عندها العجلة الداخلية في كل من المحورين الأمامي والخلفي $(ay_r = 1.01 g)$ ، $(ay_f = 1.29 g)$. وهو ما يوافق في الشكل ٧ لحظتي انعدام حمولة العجلتين الداخليتين . إن اخلاف هاتين القيمتين يدل على ارتفاع المحور الخلفي قبل الأمامي وهذا ما يؤكد الشكل (٨) الذي يحاكي سلوك محوري نظام التعليق خلال مناورة القيادة .



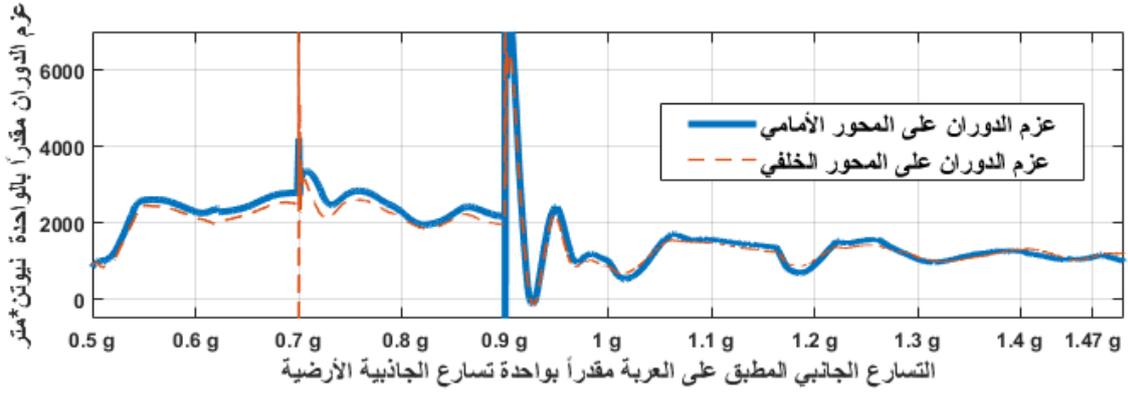
الشكل (٨) : لحظة ارتفاع المحور الخلفي بينما لا يزال المحور الأمامي على تماس مع سطح الطريق عند اختبار حالة الارتفاع الثابت الأمثل لمركزي الدوران .

وبالانتقال للحالة الثانية ، التي نختبر فيها جدوى التحكم بارتفاع مركزي الدوران ، في تغيير توزع عزوم الدوران بين محوري نظام التعليق وفي توحيد سلوكهما ، سنعتبر أنّ نظام التحكم يتفعل ويبدأ بالعمل حال بلوغ التسارع الجانبي عتبة محددة تتبيء بإمكانية حصول الانقلاب . لنفترض أنّ عتبة التسارع الجانبي التي سيبدأ عندها التحكم بارتفاع مركز دوران المحور الأمامي هي (THR1=0.9 g) ، وأنّ عتبة التسارع الجانبي التي سيبدأ عندها التحكم بارتفاع مركز دوران المحور الخلفي هي (THR2=0.7 g) (لأن القياسات السابقة أوضحت أن المحور الخلفي سيرتفع عند قيم أقل للتسارع الجانبي مقارنةً بالمحور الأمامي) ، وسنغيّر ارتفاع مركزي الدوران كتابع لشدة التسارع الجانبي المطبق على العربة وفق المنحنيين الموضّحين في الشكل (٩) .



الشكل (٩) : منحنىي تغيير ارتفاع مركزي الدوران الأمامي والخلفي المعتمدين عند اختبار التأثير الحاصل على سلوك محوري العربة .

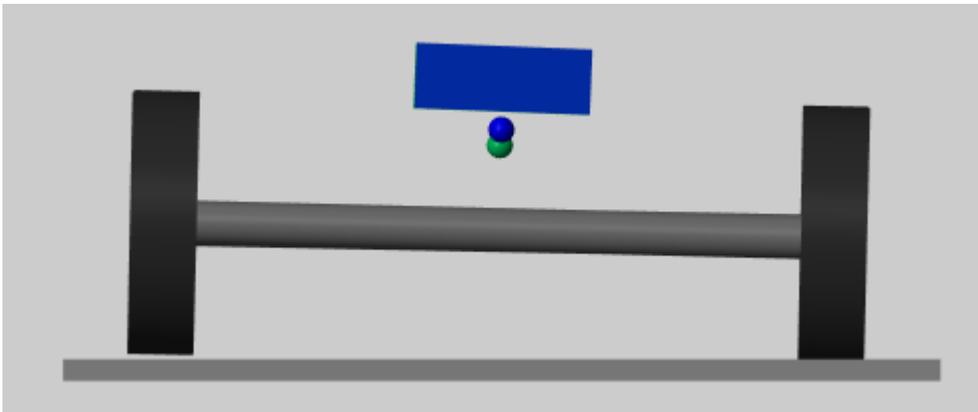
إنّ النتائج التي سجلها نموذج نظام التعليق لعتبة التسارع الجانبي التي ترتفع عندها العجلة الداخلية (اليسارية) في كل من المحورين الأمامي والخلفي هي: ($ay_r = 1.39 g$) ، ($ay_f = 1.4 g$) . هذه النتائج يمكن ملاحظتها من الشكل (١٠) الذي يوضح حمولة العجلتين الداخليتين كتابع للتسارع الجانبي المطبق



الشكل (١٠): حمولة العجلتين الداخليتين كتابع للتسارع الجانبي المطبق على العربة ، عند اختبار حالة التحكم بارتفاع مركزي الدوران.

أما الشكل (١١) فهو يبيّن عزوم الدوران المطبقة على المحورين الأمامي والخلفي للعربة عند التحكم بارتفاع مركزي الدوران (وفق ما هو موضّح سابقاً) .

الشكل (١١) : عزوم الدوران المطبقة على المحورين الأمامي والخلفي للعربة عند التحكم بارتفاع مركزي الدوران . لقد أعطت طريقة التحكم هذه سلوكاً متجانساً للمحورين الأمامي والخلفي ، حيث ارتفعت العجلة الداخلية لكلا المحورين تقريباً عند نفس قيمة التسارع الجانبي ، وهذا ما يظهر بوضوح من خلال الشكل (١١) . ويؤكد ذلك أيضاً الشكل (١٢) الذي يحاكي سلوك محوري نظام التعليق خلال مناورة القيادة عند حالة التحكم بارتفاع مركزي دورانها ، حيث نلاحظ ارتفاع العجلتين الداخليتين معاً .



الشكل (١٢) : لحظة ارتفاع العجلتين الداخليتين للمحورين الأمامي والخلفي عند اختبار حالة التحكم بارتفاع مركزي الدوران . يمكن تفسير السلوك السابق للمحورين ، والتباين الحاصل بين الحالتين الأولى والثانية ، عند ادراك أن المحورين الأمامي والخلفي للعربة يمثلان نابضين دورانيين موصولين على التوازي . لذلك فهما يخضعان لعزمي دوران مختلفين ولزاوية دوران واحدة هي زاوية دوران الكتلة المعلقة للعربة ($\emptyset_f = \emptyset_r = \emptyset$) وهو ما يظهر بوضوح في الشكلين ٨ و ١٢) . وبما أنّ :

$$M_{\emptyset_f} = K_{\emptyset_f} * \emptyset_f \dots \dots \dots (5) \quad [5]$$

$$M_{\emptyset_r} = K_{\emptyset_r} * \emptyset_r \dots \dots \dots (6) \quad [5]$$

فإنَّ زيادةً أو نقصاناً أو تساوي عزمي الدوران المطبق على محوري نظام التعليق تكافئ زيادةً أو نقصاناً أو تساوي صلابة دوران المحاور الموافقة لها . ومن جهة أخرى إن :

$$M_{\theta f} = \Delta Fz_f * t_f \dots\dots\dots (7) \quad [5]$$

$$M_{\theta r} = \Delta Fz_r * t_r \dots\dots\dots (8) \quad [5]$$

حيث $(t_f), (t_r)$ هما عرض المسار الخاص بالمحورين الأمامي والخلفي ، ويساويان في نموذجنا عرض المسار (t) الخاص بالعربة . و $(\Delta Fz_f), (\Delta Fz_r)$ هما فرق الحمولة الظاهر بين العجلتين الداخلية والخارجية في كل من المحورين الأمامي والخلفي للعربة . لذلك فإنَّ تساوي أو اختلاف عزوم الدوران تكافئ تساوي أو اختلاف فرق الحمولة الظاهر على المحورين ، وبالتالي تماثل أو اختلاف سلوكهما ، وهو ما يمكن ان نسقطه على الحالتين السابقتين .

إنَّ مقارنة القيم السابقة المسجلة لعتبة الانقلاب عند تجانس سلوك المحورين الأمامي والخلفي ، مع القيم المسجلة لعتبة الانقلاب في الجداول (١) و (٢) و (٣) (والتي يظهر فيها جلياً الاختلاف في سلوك المحورين) تؤكد أن أعلى قيمة ممكنة لعتبة الانقلاب $(ay_f = 1.4 g , ay_r = 1.39 g)$ يمكن الحصول عليها عندما يكون سلوك المحورين متجانساً .

٦- الاستنتاجات والتوصيات

١. أكدت هذه الدراسة ما خلصت إليه الدراسات السابقة ، ولاسيما إمكانية ضبط توزع عزوم الدوران بين محوري نظام التعليق عبر التحكم بارتفاع مركزي دورانهما .
٢. التحكم المناسب بتوزع عزوم الدوران بين محوري نظام التعليق يمكنه أن يسهم في توفير سلوك متجانس لهما. وهذا من شأنه أن يضمن أعلى قيمة ممكنة لعتبة الانقلاب (زيادة من ٨% وحتى ٢٧% في قيمة عتبة الانقلاب) .
٣. ارتفاع مركز دوران المحور الأمامي أكثر تأثيراً على قيمة عتبة الانقلاب مقارنةً بارتفاع مركز دوران المحور الخلفي . لذلك نوصي أن تكون له الأولوية خلال عملية التحكم .
٤. أثبتت هذه الدراسة إمكانية التحكم بصلابة دوران محوري نظام التعليق عبر التحكم بارتفاع مركزي دورانهما . لذلك نوصي باختبار إمكانية الاعتماد على هذا المبدأ كحل رديف لاستخدام قضبان الموازنة الفعالة .
٥. نوصي بأن توفرّ النسخ المطوّرة من أنظمة التعليق ميزة التحكم بارتفاع مركز الدوران .

المراجع العربية

- [1] خنيسي ، محمد . ديناميك الآلات و الاهتزازات ، منشورات جامعة تشرين ، الطبعة الأولى ، اللاذقية ، 2013 ، ٥٥٤ .
- [2] داود ، محسن . ، محمود ، على . التحكم الآلي الكهربائي (٢) ، الطبعة الثانية ، منشورات جامعة تشرين ، اللاذقية ، ٢٠٠٦ ، ٦٢١ .

المراجع الأجنبية

- [3] AZMAN, M . A . and SINGH , R . *Development Of Vehicle Rollover Prevention System Using Active Braking* , PROJECT COMPLETION REPORT FOR (SHORT TERM) RESEARCH GRANT, MALAYSIA , 20١٤, 24 .
- [4] SOLMAZ , S. and AKAR , M. and SHORTEN , R . *Center of Gravity Estimation and Rollover Prevention Using Multiple Models & Controllers* . Hamilton Institute , Department of Electrical and Electronic Engineering , 2008.
- [5] GILLESPIE , T . D . *Fundamentals Of Vehicle Dynamics* , third published , Society Of Automotive Engineers , Inc. , UK , 1992,470.
- [6] JACOBSON , B . and DAWKES ,A . and AURELL , J. *Vehicle Dynamics Compendium for Course MMF062*, Chalmers University of Technology , 2015 , 267.
- [7] Williams , D. and Haddad , M . 1995 , *Nonlinear Control of Roll Moment Distribution to Influence Vehicle Yaw Characteristics. IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY .U.S.A . VOL. 3 , NO. I , 110-116 .*
- [8] TOMAR, A . S . *Estimation of Steady State Rollover Threshold for High Capacity Transport Vehicles using RCV Calculation Method*, Chalmers University Of Technology, 2015 , 117 .
- [9] Jialing ,Y. and Guangwei , L. and Min , Q. and Zhihong , L. and Shan ,R. and Saied ,T. 2016 , *Lateral stability control based on the roll moment distribution using a semiactive suspension. Journal of Automobile Engineering .U.K . VOL. 231 , NO. I2 , 1627-1639 .*
- [10] Ricco,M. *Front-to-total anti-roll moment distribution control to enhance vehicle cornering response*. Master's thesis, POLITECNICO DI TORINO UNIVERSITY, 2018.
- [11] Mingshuai ,Y. and dawei , P. and Yulong , L. and Hongliang , W. 2018, *The Design Of Anti-Roll Moment Distribution For Dual Channel Active Stabilizer Bar System.Chines Control And Decision Conference .China . VOL. 11 , NO. 4 , 152-163 .*
- [12] Ricco,M. and Percolla,A. and Zanchetta ,M. 2022 , *On the model-based design of front-to-total antirollmoment distribution controllers for yaw rate tracking. VEHICLE SYSTEM DYNAMICS.U.K. VOL. 60 , NO. 2 , 569–596 .*
- [13] ESFAHANI , M . M . and MOSAYEBI , M . and POURSHAMS , M . *Optimization of Double Wishbone Suspension System with Variable Camber Angle by Hydraulic Mechanism*, Iran , International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering , Vol:4, No:1., 2010 , 60-67 .
- [14] JAZAR, R.N. *Vehicle Dynamics :Theory and Applications* , 2nd ed., Springer Science + Business Media , New York , USA, 2008, 1022 .
- [15] DIXON , J. C. *Suspension Geometry and Computation* , first published , Wiley & Sons Ltd , UK , 2009,417.
- [16] HAC, A . *Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design*, Society of Automotive Engineers, Inc , UK , Vol. 01-0965 Sae Technical Paper Series , 2002 .

- [17] GENTA , G . and MORELLO , L . *The Automotive Chassis* , 2nd ed., Springer Science + Business Media , New York , USA, 2009, 627 .
- [18] RAJAMANI, R. *Vehicle Dynamics and Control* . 2nd ed., Springer Science + Business Media, New York, USA, 2006, 470 .
- [19] LEE,S.H. and LEE,U.K. and HAN , C. S . *Enhancement Of Vehicle Handling Characteristics By Suspension Kinematic Control* , Korea , Proc InstnMech Engrs Vol 215 Part D , 2001 , 197-213 .
- [20] MathWorks , MATLAB 2018 , Slowly Increasing Steering Maneuver .