

محاكاة الأداء الديناميكي لسيارات الركوب باستخدام الحاسوب

د. جمعة شحادة⁽¹⁾

الملخص

يُقدّم هذا البحث محاكاة شاملة ودقيقة لدراسة أداء سيارات الركوب، وذلك بالاستناد إلى نظرية السيارات من ناحية، وإلى المبادئ العامة للمحاكاة من ناحية أخرى. تتضمن المحاكاة ثلاث خطوات أساسية، وهي: النمذجة الديناميكية، والنمذجة الرياضية، والبرمجة الحاسوبية. وبالنسبة إلى الأداء الديناميكي للسيارة فإنه يتحدد عادة بالموشرات الثلاثة الآتية: السرعة القصوى للسيارة، وزاوية ميل الطريق العظمى، وزمن التسارع. وهنا يجب التنويه إلى أن زمن التسارع يمثل المؤشر الرئيس للأداء حسب التقليد المعروف في الأسواق العالمية للسيارات. هذا ويتحدد زمن تسارع السيارة، على وجه العموم، بشكل تجريبي إما على قواعد اختبار خاصة أو مباشرة على الطريق. وبما أن الاختبارات التجريبية تكلف كثيراً وتتطلب كادراً مؤهلاً، لذا من الأفضل تحديد هذا المؤشر حسابياً باستخدام طريقة التكامل العددية الرياضية. وكمثال تطبيقي، حُدّدت في هذا البحث جميع مؤشرات الأداء بتطبيق مبادئ المحاكاة على سيارة الركوب Kia/Rio، وهي إحدى السيارات المستعملة على نطاق واسع. لقد أظهرت نتائج المقارنة أن محاكاة النظام المدروس قد أُنجزت بنجاح. حيث تطابقت في هذا العمل القيمة الحسابية لزمن التسارع مع القيمة التجريبية المحددة من قبل الشركة الصانعة، إذ بلغت قيمته التقريبية في كلتا الحالتين 10 ثوانٍ، وذلك من لحظة الانطلاق حتى الوصول إلى سرعة قدرها 100km/h. أخيراً، وللدراسات المستقبلية يمكن استخدام مبادئ المحاكاة أيضاً في دراسة أداء السيارات الكهربائية والهجينة.

الكلمات المفتاحية: محاكاة، أداء ديناميكي، سيارة ركوب، نمذجة ديناميكية، نمذجة رياضية، مؤشرات الأداء، السرعة القصوى، زاوية ميل الطريق، زمن التسارع، تكامل عددي.

⁽¹⁾ أستاذ مساعد - قسم هندسة السيارات والآليات الثقيلة كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية-جامعة دمشق

Simulation of the Dynamic Performance of the Passenger Cars by Employing Computer

Dr. Joumah Shihada⁽²⁾

Abstract

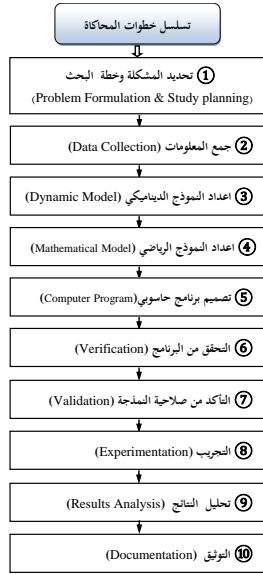
This research presents a precise comprehensive simulation to study the performance of the passenger cars, based on theory of the motor vehicles on the one hand, and based on the general principles of simulation on the other hand. the simulation includes three major steps: dynamic modeling, mathematical modeling , and computer programming. As to the dynamic performance of automobile, it is usually described by three parameters : the maximum speed of a car, the maximum uphill inclination angle, and the acceleration time. It must be pointed out that the acceleration time represents the major parameter of performance , according to the common practice in the international markets of automobiles.

In general, the time of acceleration can be determined experimentally on special stands or directly on the road . Since the experimental tests cost much and require qualified labor, so it will be better to calculate the acceleration time using Numerical Integration method. In this research, as an example, all the performance parameters have determined by applying the principles of simulation on "Kia Rio", because it is one of the most widely used car.

The results of comparison have shown that simulation of the real system is achieved successfully, Indeed, the calculated time was identical to the experimental time , which was given by the manufacturing company. In both cases the approximate magnitude of the acceleration time within a certain speed interval (0-100 km/h) is 10 seconds. Finally, for the future studies, the simulation principles can be used also to study the dynamic performance of electric and hybrid vehicle>

Keywords: Simulation, Dynamic performance, Passenger car, Dynamic modeling, Mathematical modeling, Performance parameters, Maximum speed, Inclination angle, Acceleration time, Numerical integration.

⁽²⁾ Associate Professor , Department of Automobiles and Heavy Machines Engineering , Faculty of Mechanical & Electrical Engineering, Damascus University



الشكل (2) الخطوات الأساسية لعملية المحاكاة

يُبين الجدول رقم (1) المواصفات الفنية للسيارة المراد دراستها [10,11,12]، وهي إحدى السيارات المستعملة على نطاق واسع.

جدول رقم (1) المواصفات الفنية للسيارة

No	المواصفات الفنية	الرمز	القيمة	وحدة القياس
1	الاستطاعة القصوى للمحرك	P_{max}	112(82)	hp(kW)
2	سرعة المحرك عند الاستطاعة القصوى	n_p	6000	r.p.m
3	عزم الدوران الأعظمي	M_{max}	145	N.m
4	سرعة المحرك عند عزم الدوران الأعظمي	n_M	4500	r.p.m
5	عدد نسب النقل في علبة السرعة	GR	5	-
6	مواصفات الاطارات	Tire	175/70R14	-
7	عرض السيارة	B	1.695	m
8	ارتفاع السيارة	H	1.470	m
9	كتلة السيارة	m_o	1049	kg
10	كتلة السيارة مع الحمولة الكاملة	m_a	1580	kg
11	زمن التسارع المحدد تجريبياً	t_a	10.2	sec

2- النمذجة الديناميكية والرياضية للعجلات:

إن إجراء هذه النمذجة يتطلب تمثيل السيارة بنموذج ثنائي الأبعاد يشبه الدراجة. وفي الحالة المراد دراستها تتدحرج العجلة الأمامية القائدة تحت تأثير عزم الدوران M الواصل إليها من محرك الاحتراق الداخلي عبر جملة نقل الحركة، بينما تتدحرج العجلة الخلفية المنقادة تحت تأثير قوة دافعة F ناتجة عن الحركة المستقيمة لجسم السيارة.

1- المقدمة:

إن معرفة مدى صلاحية السيارة للعمل في ظروف التشغيل المختلفة يرتبط بمجموعة من الخصائص الاستثنائية، والتي يدخل في عدادها الأداء الديناميكي أو الديناميكية [5].

وبهذا الخصوص، يتحدد الأداء الديناميكي للسيارة بثلاثة مؤشرات أساسية وهي: السرعة القصوى للسيارة، وزاوية الصعود العظمى، وزمن التسارع. وحسب التقليد المعروف في الأسواق العالمية للسيارات يُمثل زمن التسارع - من لحظة الانطلاق حتى وصول السيارة إلى سرعة قدرها 100km/h - المؤشر الرئيس للأداء.

هذا ويتحدد زمن تسارع السيارة، على وجه العموم، إما بشكل تجريبي على قواعد اختبار خاصة أو مباشرة على الطريق. وبما أن الاختبارات التجريبية تُكلف كثيراً وتتطلب كادراً مؤهلاً عالي الأداء، لذا من الأفضل تحديد هذا المؤشر حسابياً وذلك بتطبيق الأساليب الحديثة في البحث العلمي والذي يشكل علم المحاكاة عمودها الفقري. يتناول البحث الحالي تعيين مؤشرات الأداء لإحدى سيارات الركوب الموضحة في الشكل (1) باستخدام علم المحاكاة، والذي يتضمن كما هو موضح في الشكل (2) عشر خطوات أساسية [1].



الشكل (1) الشكل العام للسيارة المدروسة

التدحرج كحاصل ضرب معامل مقاومة التدحرج f بقوة رد الفعل الناظمي N_1 .

وفي حالة العجلة الخلفية المنقادة نجد أيضاً بتطبيق

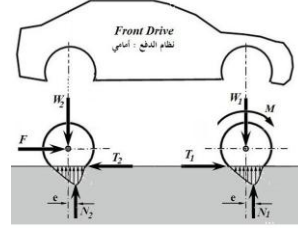
معادلة العزوم بالنسبة لمركزها (0) الآتي:

$$\begin{aligned}\sum M_o &= I\alpha \\ T_2(r) - N_2(e) &= I\alpha \\ T_2(r) &= N_2(e) + I\alpha \\ T_2 &= \left(\frac{e}{r}\right) N_2 + \frac{I\alpha}{r} \\ T_2 &= fN_2 + \frac{I\alpha}{r} \\ T_2 &= R_{r2} + R_{in2}\end{aligned}$$

وهنا نلاحظ أن ردّ الفعل المماسي في حالة العجلة المنقادة، يكون مساوياً إلى مجموع مقاومتي التدحرج وعطالة العجلة. إنَّ لهذه النتائج أهمية كبرى عند إجراء النمذجة الديناميكية للسيارة كاملة.

3- إنشاء منحنيات أداء المحرك:

إن دراسة حركة السيارة تتطلب تعيين خصائص محركها الموضح في الشكل (4)، والتي تُبيّن كيفية تغير عزم الدوران M_e والاستطاعة P_e مع سرعة المحرك n_e . وبما أن هذه الخصائص تكون - غالباً - غير محددة لذا سنقوم فقط بإنشاء الخصائص الحديثة التي تمثل أقصى ما يمكن أن يعطيه المحرك، وذلك بالاعتماد على المعطيات الأولية للشركة الصانعة للسيارة من جهة، وعلى المعطيات الحسابية الموضحة في الجدول (2) من جهة أخرى.



الشكل (3)- القوى والعزوم المؤثرة في عجلات السيارة

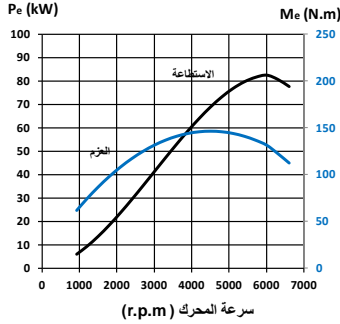
يُوضّح الشكل رقم (3) مخطط القوى والعزوم المؤثرة

في عجلات السيارة في أثناء حركتها على طريق صلب [8]، والذي يضمّ القوى الآتية: W_2, W_1 - القوتان الناتجتان عن الوزن الإجمالي للسيارة. N_2, N_1 - ردّ الفعل الناظميين لسطح الطريق، حيث يبعد كل منهما مسافة قدرها (e) عن خط الشاقول المار من مركز العجلة، لأن شدة الضغط في الجزء الأمامي من منطقة التماس تكون أكبر مقارنة بالضغط في الجزء الخلفي. T_1, T_2 - ردّ الفعل المماسيين لسطح الطريق. هذا وتعتمد النمذجة الرياضية لعجلة نصف قطرها r وكتلتها m وعزم عطالتها I وتسارعها الزاوي α على القوانين الأساسية لعلم التحريك مع مراعاة نوع العجلة. ففي حالة العجلة الأمامية القائدة نستطيع بتطبيق معادلة العزوم بالنسبة لمركزها (0) أن نحدد ردّ الفعل المماسي على النحو الآتي:

$$\begin{aligned}\sum M_o &= I\alpha \\ M - T_1(r) - N_1(e) &= I\alpha \\ T_1(r) &= M - N_1(e) - I\alpha \\ T_1 &= \frac{M}{r} - \left(\frac{e}{r}\right) N_1 - \frac{I\alpha}{r} \\ T_1 &= \frac{M}{r} - fN_1 - \frac{I\alpha}{r} \\ T_1 &= F_t - R_{r1} - R_{in1}\end{aligned}$$

وهكذا نستنتج أن ردّ الفعل المماسي في حالة العجلة القائدة، يكون مساوياً إلى قوة الشد F_t مطروحاً منها مقاومتي التدحرج وعطالة العجلة. وهنا تتحدد مقاومة

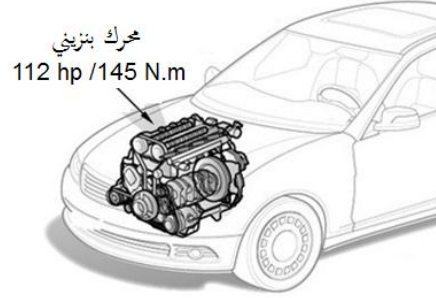
وبتطبيق ذلك على محرك السيارة قيد الدراسة، فإننا نحصل باستخدام برنامج الحسابات الشهير Excel على النتائج الواردة في الجدول رقم (4)، واستناداً إليها يجري إنشاء منحنيات أداء المحرك كما هو واضح في الشكل (5).



الشكل (5) منحنيات أداء المحرك

4 - تعيين نسب التغيير في عتبة السرعة:

يوضح الشكل (6) رسماً تخطيطياً لنظام الدفع الأمامي في سيارة الركوب المراد دراستها. إن إجراء الحسابات يتطلب تعيين نسب التغيير في عتبة السرعة العائدة لتلك السيارة. ومن الطرق الشائعة بهذا الخصوص طريقة المتوالية الهندسية [4] [5]، والتي ترتبط نسب التغيير فيها بموجب متوالية يرمز لأساسها بالحرف q، وإجراء الحساب نحصل على الجدول (3) بعد تطبيق العلاقات الرياضية الآتية:



الشكل (4) - محرك السيارة المدروسة

جدول رقم (2) المعطيات الأولية والحسابية

№	المعطيات	الرمز	القيمة	وحدة القياس
1	الاستطاعة القصوى للمحرك	P_{max}	= 82	kW
2	سرعة المحرك عند الاستطاعة القصوى	n_p	= 6000	r.p.m
3	عزم الدوران الأعظمي	M_{max}	= 145	N.m
4	سرعة المحرك عند عزم الدوران الأعظمي	n_M	= 4500	r.p.m
6	السرعة الزاوية عند الاستطاعة القصوى	ω_p	= 628	rad/s
7	عزم الدوران عند الاستطاعة القصوى	M_p	= 131	N.m
8	معامل تكيف المحرك مع تغير العزم	K_M	= 1.11	-
9	معامل تكيف المحرك مع تغير السرعة	K_ω	= 1.33	-
10	الثابت الأول لعلاقة الاستطاعة	C_1	= 0.11	-
11	الثابت الثاني لعلاقة الاستطاعة	C_2	= 2.67	-
12	الثابت الثالث لعلاقة الاستطاعة	C_3	= -1.78	-
13	مجموع الثوابت	$\sum C_i$	= 1.00	-

تتضمن المعطيات: الاستطاعة القصوى P_{max} وسرعة المحرك الموافقة لها، والعزم الأعظمي M_{max} وسرعة المحرك الموافقة له. ولإجراء الحسابات نستخدم العلاقات الرياضية الآتية [4]:

$$P_e = P_{max}(c_1 U + c_2 U^2 + c_3 U^3)$$

$$M_e = \frac{P_e}{\omega_e}$$

حيث:

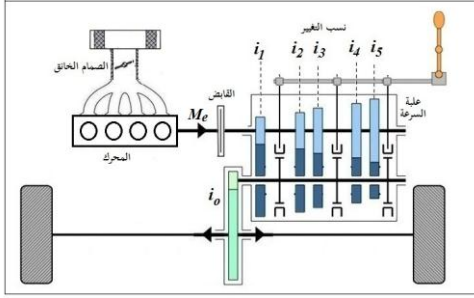
$$U = \frac{n_e}{n_p} ; \omega_e = \frac{2\pi n_e}{60}$$

$$c_1 = \frac{K_M K_\omega (2 - K_\omega) - 1}{K_\omega (2 - K_\omega) - 1}$$

$$c_2 = -\frac{2K_\omega (K_M - 1)}{K_\omega (2 - K_\omega) - 1}$$

$$c_3 = \frac{K_\omega^2 (K_M - 1)}{K_\omega (2 - K_\omega) - 1}$$

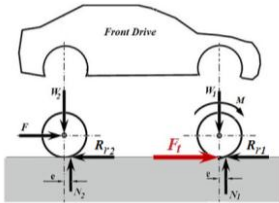
$$K_M = \frac{M_{max}}{M_p} ; K_\omega = \frac{n_p}{n_M}$$



الشكل (6) مخطط نظام الدفع الأمامي

5- النمذجة الديناميكية والرياضية للسيارة:

إنَّ الغرض من هذه النمذجة هو تعيين القوى المؤثرة في السيارة عند حركتها المستقيمة، ثم إنشاء منحنيات الأداء [2]. فبالرجوع إلى نتائج النمذجة السابقة التي تمَّ التوصل إليها بالنسبة لعجلات السيارة، فإننا نستطيع رسم المخطط الموضح في الشكل (8) وذلك بعد إهمال قوى عطالة العجلات ثم دمجها لاحقاً مع قوة العطالة الإجمالية للسيارة من خلال مُعامل يدعى مُعامل احتساب العطالة δ . يوضح الشكل (10) مخطط الجسم الحر للسيارة كاملة عند حركتها المستقيمة على طريق صاعدة. كما يبين الشكل (9) المعادلات الرياضية المستخدمة في حساب القوى المؤثرة في السيارة [3,6].



الشكل (8) - القوى والعزوم المؤثرة في العجلات

$$i_1 = \frac{\Psi_{max} r_d W}{M_{max} i_0 \eta_t}$$

$$\Psi_{max} = 0.35 - 0.50$$

$$i_5 = 0.65 - 0.85$$

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_4}{i_5} = q$$

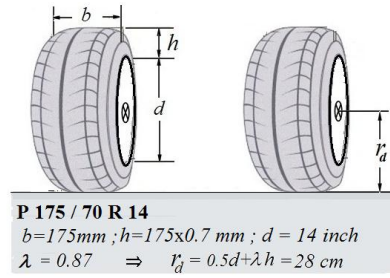
$$\Rightarrow q = \sqrt[4]{\left(\frac{i_1}{i_5}\right)}$$

ويستحسن لسيارات الركوب [5] تعديل أساس المتواليات q

بحيث تتحقق العلاقة:

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \frac{i_3}{i_4}$$

يبين الشكل (7) كيفية حساب نصف القطر الدينامي للعجلة اعتماداً على مواصفات الاطار.



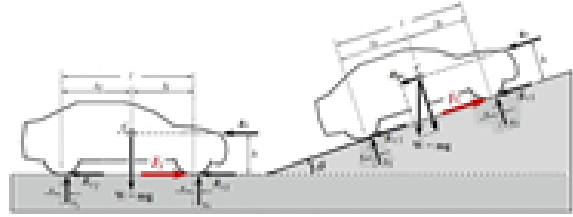
الشكل (7) طريقة حساب نصف القطر الدينامي

جدول رقم (3) تعيين نسب التغيير

No	المعطيات الأولية والحسابية	الرمز	القيمة	وحدة القياس
1	عدد نسب النقل في علب السرعة	GR	= 5	-
2	المقاومة العظمى لسطح الطريق	Ψ_{max}	= 0.43	-
3	نصف قطر عجلة السيارة	r_d	= 0.28	m
4	كتلة السيارة مع الحمولة الكاملة	m	= 1580	kg
5	وزن السيارة مع الحمولة الكاملة	W	= 15500	N
6	عزم الدوران الأعظمي	M_{max}	= 145	N.m
7	نسبة النقل الرئيسية	i_0	= 4.0	-
8	مرودو جملة التوصل	η_{tr}	= 0.93	-
9	نسبة التغيير الأولى في علب السرعة	i_1	= 3.51	
10	نسبة التغيير الأخيرة	i_5	= 0.85	
11	أساس المتواليات الهندسية	q	= 1.43	
12	نسبة التغيير الثانية	i_2	= 2.14	
13	نسبة التغيير الثالثة	i_3	= 1.37	
14	نسبة التغيير الرابعة	i_4	= 1.03	

معادلات حساب القوى المؤثرة في السيارة	
$W = mg$	① وزن السيارة weight of the car
$F_t = \frac{M_e \dot{\alpha}_0 \eta_t}{r_d}$	② قوة الشد الكلية Tractive force
$R_a = KAV^2$ $K = 0.20 - 0.35$; $A = 0.80 \text{ B.H}$	③ مقاومة الهواء Air resistance
$R_r = fW \cos \theta$ $f = 0.013 - 0.020$	④ مقاومة التدرج Rolling resistance
$R_g = W \sin \theta$	⑤ مقاومة الصعود Gradient resistance
مقاومة الطريق = مقاومة التدرج + مقاومة الصعود $R_\psi = (f \cos \theta + \sin \theta)W = \psi W$	

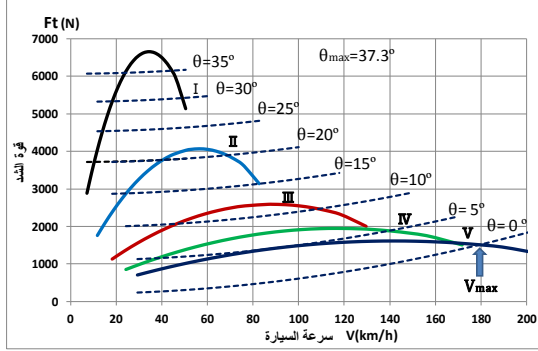
الشكل (9) مخطط صندوقي يوضح معادلات حساب القوى



الشكل (10) مخطط القوى المؤثرة في السيارة

القائمة (بيانات) ثم انقر على الزر (تحليل ماذا لو) واختيار الأمر (استهداف) فنحصل على:

$$\theta_{\max}=37.3^\circ$$



الشكل (11) منحنيات أداء السيارة

6- معادلة التسارع وبرنامج المحاكاة:

يحدد تسارع السيارة استناداً إلى مخطط القوى المؤثرة في السيارة من جهة، وإلى القانون الأساسي في التحريك من جهة ثانية [6,9], على النحو:

$$\sum F = \delta ma \Rightarrow a = \frac{F_t - \sum R}{\delta m}$$

هذه العلاقة تتضمن مُعامل ازدياد العطالة δ ، الذي يأخذ بالاعتبار عطالة الأجزاء الدوارة في السيارة كالعجلات ومسننات علبة السرعة ودولاب الحدافة وغيرها، ويحسب بالعلاقة التجريبية [6]:

$$\delta = 1.03 + 0.03i_g^2$$

حيث: i_g -نسبة التغيير في علبة السرعة . نقوم بإجراء حسابات التسارع على طريق أفقي، وعلى كافة نسب التغيير، وذلك باستخدام برنامج Excel، فنحصل حينئذ على منحنيات التسارع الموضحة في الشكل (12). إنَّ لهذه المنحنيات أهمية كبرى عند حساب زمن تسارع السيارة.

تُبين الجداول الثلاثة الموضحة أدناه كيفية محاكاة حركة السيارة عند تعشيق الغيارات الثلاثة الأولى في علبة السرعة. وهنا نلاحظ صورة واضحة عن تسلسل الحسابات

في الحقيقة، تتولد قوة الشد F_t نتيجة لتأثير عزم المحرك المنقول عبر جملة نقل الحركة، أما مقاومة التدرج R_r فتتولد بشكل رئيس بسبب انضغاط الإطارات وتمدها عند احتكاكها بسطح الطريق. وتشكل مقاومة التدرج مع مقاومة الصعود مقاومة الطريق الإجمالية R_{ψ} ، والتي تساوي إلى جداء وزن السيارة بالمعامل ψ ، الذي يسمى معامل مقاومة الطريق الاجمالية. وبالنسبة لمقاومة الهواء فهي تنشأ نتيجة لاصطدام تيارات الهواء بمقدمة السيارة، ويتوقف مقدارها على مُعامل مقاومة الهواء k وعلى مساحة سطح المواجهة بالإضافة إلى سرعة حركة السيارة. وبناء على ما سبق نستطيع حساب مجموع المقاومات بالعلاقة:

$$\sum R = R_r + R_g + R_a$$

ولتحديد السرعة القصوى للسيارة V_{\max} تبعاً لظروف الاستثمار، وكذلك زاوية الصعود العظمى θ_{\max} ، ينبغي رسم منحنيات أداء السيارة بالنسبة لزاويا صعود مختلفة للطريق. هذه المنحنيات تُبيِّن العلاقة بين قوى الشد والمقاومات المعاكسة للحركة من جهة، وسرعة السيارة من جهة أخرى.

يوضِّح الشكل رقم (11) المنحنيات المذكورة للحالة المدروسة عند: $f=0.02$, $k=0.27$ ، والتي نستنتج من خلالها السرعة العظمى للسيارة وقدرها 180km/h . وأما أكبر زاوية صعود θ_{\max} يمكن للسيارة تجاوزها، فتحدد عند تعشيق الغيار الأول، وعمل المحرك على عزم الدوران الأعظمي، وبإهمال مقاومة الهواء. وبناء على ذلك، وانطلاقاً من معادلة حركة السيارة يمكن أن نكتب:

$$F_{t \max} = (f \cos \theta_{\max} + \sin \theta_{\max}) W$$

وبالتعويض بعد الاستعانة بالجدول رقم (4) نجد:

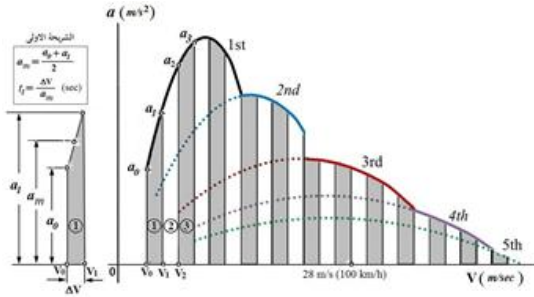
$$6658 = (0.02 \cos \theta_{\max} + \sin \theta_{\max}) 15500$$

في هذه المعادلة يمكن حساب قيمة الزاوية المجهولة مباشرة، وذلك بمساعدة برنامج Excel ولهذا يجري فتح

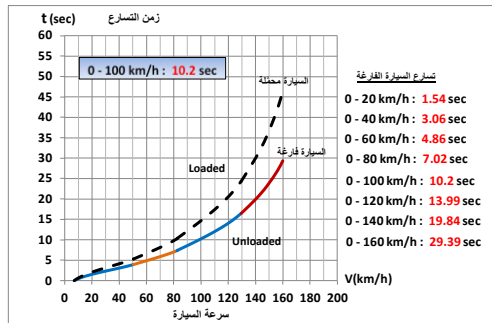
وعلى سبيل المثال أيضاً، نلاحظ أن قيمة زمن التسارع تساوي 2.33 sec وذلك من لحظة انطلاق السيارة حتى سرعة قدرها 30 km/h.

توضّح جداول المحاكاة المذكورة آنفاً كيفية حساب زمن تسارع السيارة المدروسة، باستخدام برنامج Excel. كما يُبيّن الشكل رقم (14) بيانياً العلاقة بين زمن التسارع وسرعة السيارة قبل تحميلها بالركاب وبعده. في الحالة الأولى تكون السيارة غير مُحمّلة بالركاب (unloaded)، وفي الحالة الثانية تكون السيارة محمّلة تماماً (loaded). وهنا نلاحظ

التطابق التام بين زمن التسارع الحسابي وزمن التسارع التجريبي للشركة الصانعة، حيث بلغ في الطريقتين الحسابية والتجريبية 10.2 sec، مما يشير إلى أن محاكاة حركة السيارة كانت صحيحة. هذا مع العلم أن الزمن المذكور يمثل تسارع السيارة عندما تكون غير مُحمّلة بالركاب.



الشكل (13) مخطط حساب زمن التسارع



الشكل (14) العلاقة بين زمن التسارع وسرعة السيارة

التسارع. ولتحقيق هذه الغاية واعتماداً على برنامج الحساب يجري تجزئة المساحة المحصورة بين منحنيات التسارع ومحور السرعة إلى مجموعة من الشرائح الشاقولية كما هو موضح في الشكل (13). ولإجراء الحسابات الرياضية نتعامل مع كل شريحة على أنها شبه منحرف، أبعاده الهندسية بالنسبة للشريحة الأولى مثلاً هي: طول القاعدة Δv وارتفاعه الأصغر a_0 وارتفاعه الأكبر a_1 ، وبناء على ذلك نستطيع بسهولة تعيين قيمة الارتفاع الوسطي لتلك الشريحة كما هو موضح في الشكل المذكور آنفاً. بعدها نبدأ بالتسلسل بحساب زمن التسارع t_i الموافق لكل شريحة من الشرائح باعتبار أن التسارع فيها ثابت ومتوسط قيمته a_m ، ثم نحدد زمن التسارع الإجمالي للسيارة، وذلك على النحو الآتي:

$$t = \sum_{i=1}^n t_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{a_{mi}} \right) \Delta v_i$$

وحسب برنامج المحاكاة المستخدم، بلغ عدد الشرائح $n=40$ ، وذلك من لحظة الانطلاق حتى السرعة 170 km/h القريبة من القصوى. وهكذا نجد على سبيل المثال، عند تعشيق الغيار الأول، أن زمن التسارع الموافق لكل شريحة من الشرائح الثلاث الأولى المبينة في الشكل المذكور يجري بالتسلسل الموضح بالعلاقات الرياضية الآتية:

$$t_1 = \frac{\Delta v}{a_{m1}} = \frac{2\Delta v}{a_0 + a_1}$$

$$t_2 = \frac{\Delta v}{a_{m2}} = \frac{2\Delta v}{a_1 + a_2}$$

$$t_3 = \frac{\Delta v}{a_{m3}} = \frac{2\Delta v}{a_2 + a_3}$$

وبالتعويض ينتج أن:

$$t_1 = \frac{0.64}{1.74} = 0.37 \text{ sec}$$

$$t_2 = \frac{0.64}{2.09} = 0.30 \text{ sec}$$

$$t_3 = \frac{0.64}{2.4} = 0.26 \text{ sec}$$

8- الخلاصة والمقترحات:

1. إن زمن التسارع هو مؤشر يتمتع بقدر كبير من الأهمية في تحديد الأداء الديناميكي لسيارات الركوب الحديثة بكافة أنواعها.
2. تطابقت في هذا البحث نتائج المحاكاة للسيارة المدروسة مع النتائج التجريبية للشركة الصانعة، حيث بلغ زمن تسارع حركة السيارة في الحالتين الحسابية والتجريبية 10.2 sec . وبناء عليه يمكن القول إن عمليات النمذجة الديناميكية والرياضية كانت تعكس وبشكل دقيق الحالة الحقيقية للسيارة المدروسة.
3. في حالة عدم توفر البيانات التجريبية، يمكن اعتماداً على هذا البحث، تحديد زمن التسارع حسابياً لأي سيارة انطلاقاً من المواصفات الفنية المحددة من قبل الشركة الصانعة.
4. حددت الدراسة الحالية كيفية حساب السرعة القصوى للسيارة، وكذلك زاوية الصعود العظمى التي يمكن للسيارة تجاوزها.
5. يتعلق زمن التسارع بتصميم السيارة وظروف حركتها. ولمعرفة مدى حساسية أداء السيارة للعوامل التصميمية والتشغيلية، يمكن الاستفادة من هذا البحث في الدراسات المستقبلية.
6. ضرورة استخدام أساليب البحث الرياضي الحديثة في محاكاة حركة السيارات، وبصورة خاصة طرق التكامل العددية.
7. يقترح هذا البحث الاستفادة من نتائج هذه الدراسة في محاكاة حركة السيارات الكهربائية والهجينة لأنها تحظى باهتمام الشركات الصانعة للسيارات في الوقت الحاضر.

المراجع References

1. Averill, M. L., Simulation Modeling and Analysis, Fourth Edition, McGraw-Hill, USA, 2007.
2. Newton, K., Steeds, W., Garrett T.K , The Motor Vehicle, Twelfth Edition, McGraw-Hill,1996.
3. Happian-Smith, J., An Introduction to Modern Vehicle Design, First Edition, Butterworth-Heinemann, 2001.
4. Grishkevich, A. E., Theory of Motor Vehicles , Minsk, 1986.
5. Ehsani, M., Gao, Y., Emadi, A., Modern Electric & Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles, Second Edition, CRC-Press, 2010.
6. Artamonov, M. D., Ilarionov, V. A., Morin, M. M., Fundamentals and Design of Motor Vehicles, Mir, Moscow, 1976.
7. Mudrov, A. E., Computer Applications using Numerical Methods , Tomck, 1991.
8. Nauheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Automotive Transmissions, Second Edition, Springer, Stuttgart, 2010.
9. Beer, F. B., Johnston, E.R. , Mazurek, D. F., Cornwell, P. J., Eisenberg, E. R., Vector Mechanics For Engineers, Ninth Edition, McGraw-Hill, 2010.
10. www.kiamotors.com
11. www.automobile-catalog.com
12. www.auto-data.com

Received	2020/1/26	إيداع البحث
Accepted for Publ.	2020/3/5	قبول البحث للنشر