

دراسة انشائية وحركية وديناميكية لبعض ميكانيزمات سيارة سياحية (آلية التوقيت)

إعداد الباحث: م. هشام رزق شقوف

ملخص البحث

تم في هذا البحث وضع القواعد العامة لإجراء الحسابات لمنظومة ميكانيكية لمحرك ثنائية الشوط والاسطوانات من خلال التحليل الحركي والديناميكي لكافة وضعيات هذه المنظومة معتمدين على استنتاج الدارة الترموديناميكية من وضعيات الحركة وطول الشوط وكما تم إجراء تحليل حركي وتحديد كافة المتطلبات لدراسة التوازن الديناميكي وتحديد كافة القوى كما تم إجراء الدراسات على آلية توقيت عمل المحرك

الكلمات المفتاحية: التحليل الحركي، ميكانيزم، المحرك

**A Construction, kinematic and dynamic study of some tourist car
mechanisms
(timing mechanism)**

Abstract

In this research, the general rules for performing calculations for a mechanical system for a two-stroke engine and cylinders were established through the kinetic and dynamic analysis of all positions of this system, relying on the deduction of the thermodynamic circuit from the movement positions and stroke length. A kinetic analysis was also conducted and all requirements were determined for studying the dynamic balance and determining all forces. Studies were also conducted on the mechanism of engine timing

Key Words: kinetic analysis – mechanism – engine

مقدمة

تخطيط وتحليل الرسوم الإنشائية ومعادلات حساب الميكانيزمات في الحالة العامة تعتبر من أهم المشاكل التي تواجه الباحث في دراسته لذلك تم العمل لوضع أسلوب حل هذه المشاكل ففي بحثنا هذا تم اعتماد الأساليب الحديثة لتنفيذ هذا البحث مما سمح لنا بإمكانية اختيار أسلوب الحساب والحل لهذه المسألة التي تنشأ في أثناء الدراسة، والحياة العملية أحياناً يكون من الصعوبة النصح بالعودة إلى المراجع المختصة لمعرفة الهدف .

1- معطيات البحث :

وصف لمخطط عمل السيارة والمعطيات الأولية لأجل التصميم، إذ يتم عمل سيارة الركاب ذات الجر الأمامي بواسطة محرك احتراق داخلي ثنائي الشوط وثنائي الأسطوانات كما هو مبين في الشكل إذ يتم نقل الحركة من خلال الفاصل الواصل ومن ثم إلى جملة مسننات للتحكم بسرعة السيارة كما هو موضح بالشكل (a1) والمتوضعة في علبة السرعة (صندوق المسننات) (r1).

قانون حركة هذا التابع معطى على الشكل (1r) كتابع لزاوية دوران الكرنك كما هو معلوم (زاوية دوران الكامه) ويبين الشكل زاوية الفتح والسكون ومن ثم زاوية الإغلاق والسكون الثابتة وهكذا تتكرر الدورة .

علبة نقل الحركة المبنية على الشكل (1 d) تتضمن مسننات أسطوانة Z_B, Z_A ومن ثم علبة سرعة مؤلفة من مسننات كوكبية مع مسننات شمسية Z_4, Z_1 ومسننات كوكبية Z_2, Z_3 وحامل H، ولأجل إجراء الحسابات نعتمد الفرضيات الآتية :

1- مركز ثقل الحدود 2&4 تحدد بالشكل الآتي $l_{AS_2} = l_{AS_4} = 0,35l_{AB}$ حيث S_2, S_4 مراكز ثقل للحدود 2,4 على الترتيب .

2- كتلة الحد (2) تعطى وفق العلاقات الآتية :

$$m_2 = q \cdot l_{AB}, q = 8kg / m, m_3 = m_5 = 0,7m_2, m_4 = 0, m_1 = 3,6m_2, m_9 = 0,1m_2 - 3$$

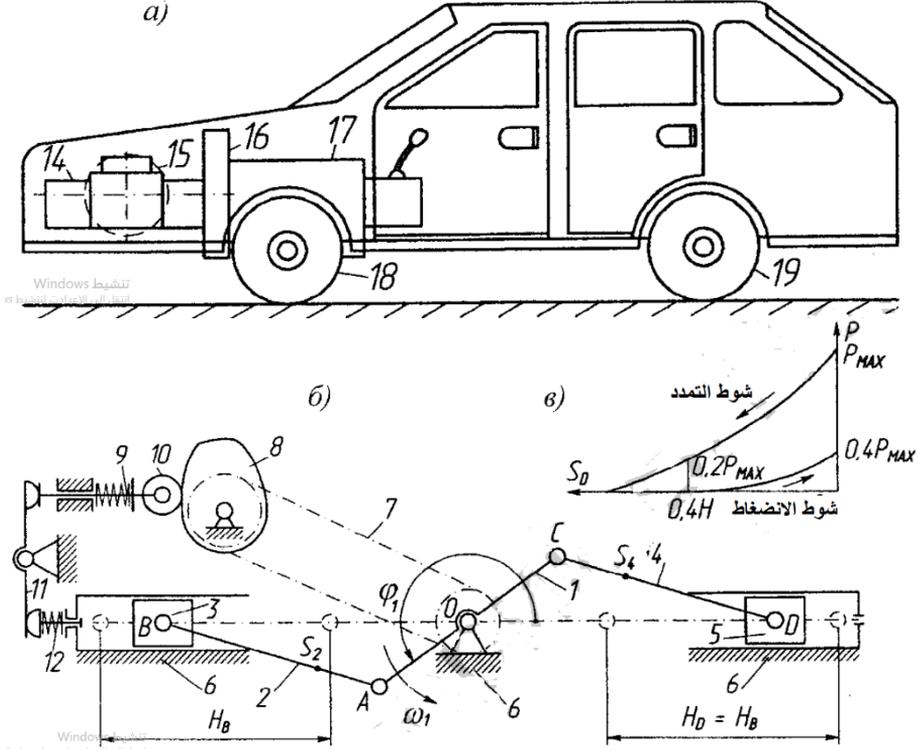
4- عزم العطالة حول محور مار من مركز الثقل للحدود 2&4 يعطى بالشكل الآتي :

$$I_{S_2} = 0,17m_2 l_{AB}^2, I_{S_4} = 0, I_{S_1} = I_{O_1} = 0,4m_1 l_{AC}^2 - 5$$

6- يختصر إلى المحور (1) عزوم العطالة الكتلية للحدود وفق العلاقة الآتية: $I_{c1}^T = 3I_{O_1}$

دراسة انشائية وحركية وديناميكية لبعض ميكانيزمات سيارة سياحية
(آلية التوقيت)

- 7- زاوية الضغط المسموح بها للكامة $\theta_{\max} = [\theta] = 27^\circ$ والجدول الآتي يبين كافة المعلومات
8- الأخرى اللازمة للتصميم .



الشكل (1)

جدول (1) بمعطيات البحث

رقم	البارمترات	الرمز	وحدة القياس	لقيمة
1	شوط المكبس 3&5	$H_3 = H_4$	m	0,1
2	زاوية الضغط الاعظمية بين ذراع التوصيل ومسار المكبس	$\theta_{\max} = [\theta]$	rad	11
3	عدد دورات الكرنك	n_1	r.p.m	2000
4	الضغط الاعظمي داخل الاسطوانة	P_{\max}	MPa	4,4

5	قطر المكابس 3&5	d	m	0,075
6	درجة عدم انتظام الدوران	δ	-	0,02
7	الاحداثيات الزاوية للحساب	φ_1	rad	240
8	عدد اسنان المسننات	Z_A	-	10
		Z_B	-	30
9	مودول المسننات	m	mm	3
10	عدد دورات وصلة كاردين	n_k	r.p.m	33,3
11	الرفع الاعظمي للتابع	h	m	0,011
12	زاوية الرفع والهبوط	$\varphi_y = \varphi_B$	dgr	65
	زاوية السكون	φ_d	dgr	0

هدف البحث

يهدف البحث الى وضع الأسلوب النظري لأجراء كافة الحسابات المطلوبة لتصميم ميكانيزمات سيارة سياحية وفق تسلسل سلس وواضح لهذه الخطوات.

المناقشة

تعتبر مسألة تحليل بنية الآليات، أو ما يطلق عليه التحليل الانشائي من أهم ما يُدرس ويركز عليه الباحثون في العلوم التكنولوجية، وفي مقدمة من تطرق لهذا الموضوع كما ذكر آشور (Assur)، وفيما بعد تم تطوير أساليب مختلفة لتحليل بنية الآليات، وذلك لاعتبار أن معرفة المكونات اللازمة للبناء هي الخطوة الأولى الذي يجب القيام بها عند تصميم الآليات، وقد تم دراسة ذلك من قبل الكثيرين حيث تم التوصل إلى تحديد عدد الازدواجات الأعظمية الذي يمكن أن يمتلكها أحد الحدود فمثلاً هناك الحدود الثنائية ويرمز لها بالرمز n_2 ، والثلاثية n_3 ... الخ، وبتجميع هذه الحدود مع بعضها البعض نحصل على آلية بحلقات مغلقة، وحروف خارجية، وأخرى داخلية، وتعتمد على التحليل بدون ارتباطات زائدة مما يتطلب لتجميع الحدود مع بعضها البعض ازدواجات تستخدم في الوصل بين الحدود بحيث أصبحت التحريكية $M \geq 1$ ، و عدد من الازدواجات z المعقدة تُبين من خلال حدود أخرى في السلاسل، وأغلب الدراسات ركزت على

اعتماد حدود كثيرة الأزواج n_2, n_3, \dots, n_i ، والتي تعطي أشكال مختلفة لبناء الآليات، ولأجل زيادة الأشكال المختلفة للبناء يقترح استخدام المفصلات المعقدة [1,2,3,4].

تحليل بناء الميكانيزم وفق المعطيات، وكتابة معادلات درجة الحرية أو التحريكية

يهدف إجراء التصميم الديناميكي نفرض أن الميكانيزم مثالي ونعدّ في الحالة الحركية كل العناصر صلبة بشكل تام، ومتصلة بأزواج كينماتيكية، وهذه الأزواج الكينماتيكية تتشكل باتصال سطحي عنصرين.

انطلاقاً مما ذكر أعلاه فإن تحليل بنية الآليات يكمن في وضع قواعد رسوم البناء للآليات وشكلها بحيث تؤمن التحريكية اللازمة للميكانيزم وعدد الحلقات المغلقة غير التابعة K وغياب الارتباطات الزائدة و عدد الحدود الأصغري [1,2,3].

هدف وأسلوب الدراسة الديناميكي للآليات القياسية

يتم إجراء تحليل البنية والتحليل الديناميكي وتحليل الآليات القياسية في أسلوب التصميم أثناء الحركة الثابتة عندما السرعة الرئيسية لمحور الآلة، و تكمن المهمة الأساسية للتحليل البنيوي الديناميكي للآلية في تحديد عزم العطالة المختزل للآلية القياسية I_{II}^I (مع حساب عزم العطالة للحدافة دولاب الموازنة I_M) عندما تتغير السرعة الزاوية للحد المختزل إليه خلال دورة واحدة بحركة ثابتة لا تزيد قيمة تذبذبها عن معامل δ عدم الانتظام للدوران الذي يؤخذ من الجدول (1)[4].

الجدول (1) يبين قيم معامل عدم الانتظام للدوران وفق نوع الآلية [4]

نوع الآلات	قيمة درجة عدم الانتظام δ
المضخات	$\frac{1}{20} \dots \dots \frac{1}{30}$
آلات تشغيل المعادن، آلات الطباعة، آلات النسيج	$\frac{1}{20} \dots \dots \frac{1}{50}$
آلات المغازل	$\frac{1}{60} \dots \dots \frac{1}{1100}$
المحركات الكهربائية ذات التيار المستمر	$\frac{1}{100} \dots \dots \frac{1}{200}$
محركات السيارات	$\frac{1}{180} \dots \dots \frac{1}{300}$
محركات الطائرات	$\frac{1}{1000} \dots \dots$

مسألة التحليل الديناميكي لحركة الآلية القياسية يحددها قانون الحركة للحدود المختزل إليها مما يعني السرعة الزاوية وكذلك التسارع الزاوي للحركة عندها نحصل على قيمة I_{II}^I .
يتم إجراء تحليل البنية الديناميكي للآليات القياسية وكذلك التحليل باستخدام طريقة الرسم للعلاقة $\Delta T_1(\varphi)$ على أساس الاستهلاك الأعظمي للطاقة في ميكانيزمات السيارات والتي تعدّ ميكانيزمات محرك الاحتراق الداخلي كما هو مبين على الشكل (1 6) .

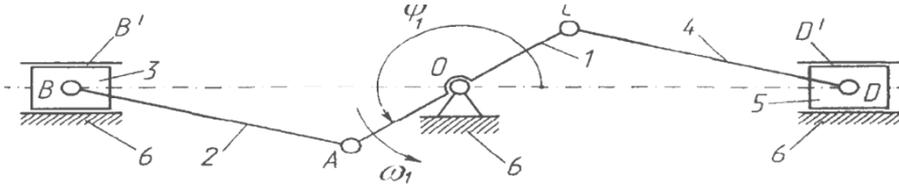
التحليل لميكانيزمات الأذرع

مسألة تحليل البنية تقوم على : تحديد درجة الحرية (التحريرية) للميكانيزم - حساب الارتباطات الزائدة وكيفية إزالتها ودرجة الحرية الخاصة - تحديد صف وبناء الميكانيزم الرسوم البنوية لميكانيزمات الأذرع (باعتبار الحد 1 هو الحد القائد) كما هو مبين في الشكل (2) حدود الميكانيزم هي: العمود المرفقي 1 (الكرنك)، 2 و 4 أذرع التوصيل، 3 و 5 المكابس (المنزقات)، الهيكل 6 (هيكل السيارة بما فيها الأسطوانات)، عدد الحدود المتحركة $n = 5$.
الازدواجات هي كما يأتي :

O - بين الحدين 1 و 6 ازدواج دوراني من الصف 5.

A - بين الحدين 2 و 1 و B بين الحدين (3،2) و C بين الحدين (4،1) و D بين الحدين (5،4) ازدواجات دورانية من الصف 5 والازدواجات B' بين الحدين (6،3) و D' بين (6،5) ازدواجات انسحابية من الصف 5 وبدرجة حرية واحد والصف 5 عددها $j_5 = j_H = 7$ أما

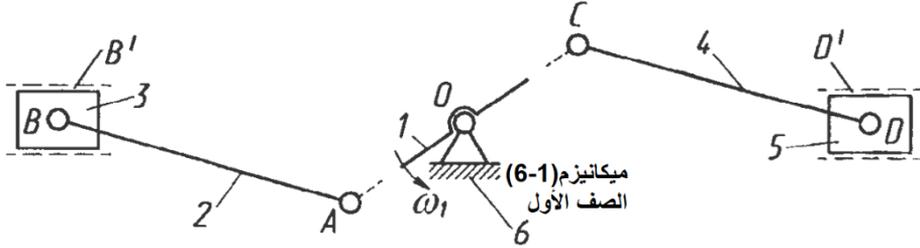
الازدواجات العلوية تملك درجتى حرية ومن الصف 4 تساوي $j_4 = j_y = 0$



الشكل (2)

مجموعة II(2-3)
الصف الثاني
الصف الثاني

مجموعة II(4-5)
الصف الثاني
الصف الثاني



الشكل (3)

وبذلك الآلية مستوية وتحريكيتها M تحدد بالشكل الآتي: $M = 3(n-j-1) + \sum_{i=1}^j f_i = 3(6-7-1) + 7 \cdot 1 = 1$

مما يعني أننا نحتاج إلى إحداثية عامة واحدة لتحديد وضعية الميكانيزم وكذلك منبع حركة واحد وهذا يتمثل بمعرفة الزاوية φ_1 [1,2,3].

تحليل الموضوع من خلال تحديد موضع كل الازدواجات من أجل اثنا عشر وضعية للحد القائد

لتحليل الموضوع يتوجب تحديد الابعاد الأساسية للحدود انطلاقاً من بعض المعطيات التي

تحددها الآليات الموجودة والتي تعتبر الأساس للانطلاق إلى تطوير أو تحديث أي تصميم، وهذا

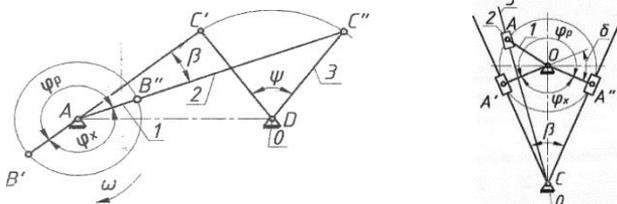
يتم وفق شروط العمل لذلك لأجل تحديد الابعاد الأساسية للميكانيزم نعتبر معلوم لدينا ما يأتي:

معامل تغير السرعة الوسطية للحد القائد في معظم الآليات إذ يمر الحد القائد بمسار مع حمولة

وأخرى على فراغ (بدون حمولة)، حيث يعود الحد القائد إلى موضعه الأصلي، و في مثل هذه

الآليات يتم التباطؤ عادةً في حالة عدم وجود حمولة، و يبين الشكل التالي احد الميكانيزمات في

وضعية مختلفة [2].



يبين الشكل (5) الوضعيات الحدية لميكانيزم مع منزلقه يبين الشكل (4) وضعيات الميكانيزم الحدية

لرباعية القضبان

لذلك لزيادة أداء الآلية يجب أن تكون سرعة حد الخرج في وضع الفراغ (عدم التحميل) أكبر من سرعة حد الخرج في حالة الحمولة (بسرعة ثابتة لحد الدخل). تسمى نسبة متوسط سرعة حد الخرج في حالة عدم التحميل إلى متوسط سرعة الخرج في حالة التحميل بمعامل التغيير في متوسط السرعة [4]:

$$k = \frac{V_{vacave}}{V_{wave}} \quad (2)$$

V_{vacave} - السرعة الوسطية بدون حمولة للحد القائد

V_{wave} - السرعة الوسطية مع وجود الحمولة للحد القائد.

ومثال آخر عن تحديد معامل تغير السرعة الوسطية: يمكن استبدال معامل متوسط سرعات حد الخرج بنسبة الزوايا المقابلة لدوران المرفق، والتي يتم تحديدها من المواضع القصوى للآلية كما هو مبين على الشكلين أعلاه [4] بما يأتي:

$$k = \frac{\varphi_w}{\varphi_{vac}} \quad (6)$$

φ_w - زاوية الحد القائد في شوط العمل.

φ_{vac} - زاوية الحد القائد في شوط عدم وجود حمولة (فراغ).

وكما هو مبين مجموع الزاويتين يساوي $360^\circ = \varphi_w + \varphi_{vac}$ ،

وبالتعويض بالعلاقة السابقة نجد [1,2,3,4]:

$$k = \frac{360 - \varphi_{vac}}{\varphi_{vac}} \quad (7)$$

و من ثم، وفقاً لمعامل التغيير المحدد في متوسط السرعة K ، باستخدام الصيغ (6) و (7) من الممكن تحديد زوايا الحد القائد بدون عمل φ_{vac} و زاوية الحد القائد مع وجود عمل (حمولة) φ_w ومع ذلك في الآليات غالباً ما يرتبط معامل التغيير في متوسط السرعة بزاوية التداخل θ أو تعطى الرمز β ، وهي الزاوية بين المواضع القصوى لقضيب التوصيل أو أقصى وضعية ومن ثم نستطيع كتابة:

$$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} \quad (8)$$

لكي تكون الآلية منتجة من الضروري أن يكون معامل التغيير في متوسط السرعة أكبر من واحد. عند تجميع العديد من الآليات، وعند تحليل مجموعة من الميكانيزمات يتم إعطاء معامل التغيير في متوسط سرعة للحد القائد، وفقاً لذلك يتم تحديد زاوية التداخل بالشكل الآتي:

$$\theta = 180 \frac{k - 1}{k + 1} \quad (9)$$

بما أنه معلوم معامل تغير السرعة الوسطية للمنزقة 5 لذلك ممكن تحديد زاوية التداخل θ الشكل

$$\theta = 180 \frac{K_V - 1}{K_V + 1} = 180 \cdot \frac{0.62 - 1}{0.62 + 1} = 42.2^\circ \text{ الآتي:}$$

تحديد أبعاد وبارمترات أذرع الميكانيزم

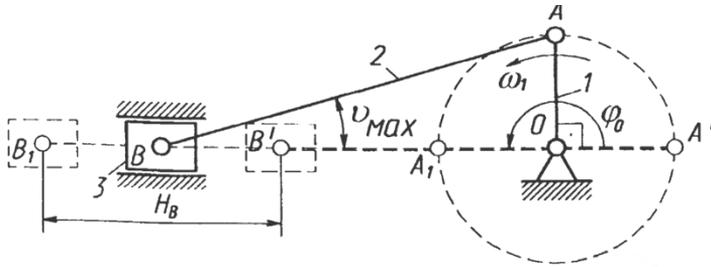
وفق المعطيات الواردة في الجدول (1) بارمترات الدخل لبنية ميكانيزم الأذرع هي:

- شوط المكبس $H_3 = H_5 = 0,1m$ (3&5) - القيمة العظمى لزاوية الضغط لذراع التوصيل

$\theta_{max} = 11^\circ$ - عدد دورات الكرنك $n = 2000 r.p.m$

بارمترات الخرج للبنية التي سيتم تحديدها هي أبعاد الحدود & $l_{OA}, l_{OC}, l_{AB}, l_{CD}$ والسرعة

الوسطية لدوران الكرنك ω_{ave} .



الشكل (6)

الشروط الأساسية لبنية الميكانيزم الحالي تعدّ تأمين شوط العمل $H_5 = H_3$ للمكابس وهذا بين حدين (هما النقطتين الميتة العليا والسفلى) لوضعيات الميكانيزم $OAB \& OA'B'$ عندما المرفق OA وذراع التوصيل AB يقعان على استقامة واحدة كما هو مبين في الشكل (6) والإحداثيات

العامة الأولية φ_0 التي تحدد الوضعيات الحدية لـ O,A,B للميكانيزم تساوي 180 من الشكل (6) نجد أن:

$$H = l_{OB1} - l_{OB} = (l_{OA} + l_{AB}) - (l_{AB} + l_{OA}) = 2l_{OA}$$

من هنا يكون طول المرفق $l_{OA} = l_{OC} = \frac{H}{2} = \frac{0,1}{2} = 0,05m$ ، ومن ثم تكون القيمة

الأعظمية لزاوية الضغط θ_{\max} لذراع التوصيل AB تكون عندما يكون المرفق OA عمودي على المحور OB للمكبس (مسار المكبس) كما هو مبين في الشكل (6) من المثلث القائم

$$\sin \theta_{\max} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \quad \text{نجد } OAB \text{ من هنا توجد طول ذراع التوصيل } [4,5,6,7,10]:$$

$$l_{AB} = l_{CD} = \frac{l_{OA}}{\sin \theta_{\max}} = \frac{0,05}{\sin 11} = 0,262m$$

من الشكل (6) والشكل (7) يتبين أن الميكانيزم مركزي (له مركز دوران ثابت) لذلك فإن الإزاحة e لمحور المكبس (المنزلة) يساوي الصفر، ومن ثم السرعة الزاوية الوسطية للكرنك

$$(1) \text{ تعطى بالشكل الآتي: } \omega_{ave} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2000}{30} = 209,44 \frac{rad}{sec}$$

موضع الكتلة المركزية S يحدد بالتوافق مع ما تم ذكره أعلاه في الشكل (1) كما يأتي :

$$l_{AS2} = l_{CS4} = 0,35l_{AB} = 0,35 \cdot 0,262 \approx 0,092m, l_{OS1} = 0, l_{BS3} = 0, l_{DS4} = 0$$

كتلة الحدود تحدد بالشكل الآتي:

$$m_2 = q \cdot l_{AB} = 8 \cdot 0,262 = 2,096 \approx 2,1kg, m_3 = m_5 = 0,7m_2 = 0,7 \cdot 2,1 = 1,47kg$$

$$m_4 \approx 0, m_1 = 3,6 \cdot m_2 = 3,6 \cdot 2,1 = 7,56kg$$

يتم تحديد عزوم العطالة المركزية للحدود بالشكل الآتي :

$$I_{S2} = 0,17m_2 \cdot l_{AB}^2 = 0,17 \cdot 2,1 \cdot 0,262^2 = 0,0245kg \cdot m^2$$

الجدول (3) يبين نتائج الحسابات

$\omega_{lave}, \frac{rad}{sec}$	الأبعاد m			الكتلة kg			عزوم العطالة الكتلي $kg.m^2$	
	$\ell_{OA} = \ell_{OC}$	$\ell_{AB} = \ell_{CD}$	ℓ_{AS2}	m_1	m_2	$m_3 = m_5$	I_{S2}	I_{O1}
209,4	0,05	0,262	0,092	7,56	2,1	1,47	0,0245	0,0302
4								4

$$I_{S_4} = 0, I_{S_1} = I_{O_1} = 0, 4m_1 \cdot \ell_{OA}^2 = 0, 4 \cdot 7,56 \cdot (2,05)^2 = 0,03024kg.m^2$$

نتائج تحديد الأبعاد وبارامترات الميكانيزم نوردها في الجدول (3)

تحليل بنية آلية الكاماة

تتألف تركيبية آلية الكاماة من وصلة بشكل كاماة وتابع أو عتلة تتصل فيما بينها بواسطة ازدواجات، تقوم بتحقيق الاتصال بين عناصر الآلية، ويمكن أن تكون هذه الآليات مستوية أو فراغية، وبهذا تصنف إلى فئات (أسر) كما هو موضح في العلاقة الآتية لحساب معيار تقييد

$$M = N(n - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i \quad \text{الحركة:}$$

N - فئة أو اسرة الآلية وقد تأخذ قيم مختلفة.

المواصفات الأساسية لتركيبية آلية الكاماة

أ - تحدد زاوية دوران الكاماة وضعية التابع، ويُحدد وضع التابع من دوران الكاماة بمقدار 360 ، وتقسم حركة التابع إلى أربع مراحل تقابل أربع زوايا لدوران الكاماة على الأكثر وهي كما يلي:

1- زاوية الصعود β_r ؛ 2- زاوية السكون الأولى β_{D1} ؛ 3- زاوية الهبوط β_f ؛ 4- زاوية السكون الثانية β_{D2} .

وبالانطلاق من ذلك تكون زاوية العمل لتركيبية آلية الكاماة هي دورة كاملة 360 :

$$\beta_w = \beta_r + \beta_{D1} + \beta_f + \beta_{D2} = 360^\circ$$

بعد اجراء تحليل آلية الكاماة المستخدمة كجزء من منظومة آلية التوقيت نكون بذلك تعرفنا

بشكل مفصل عليها ولكن التوقيت نستخدم كاماة قرصية مستوية بتابع دحروجي ترددي للتحكم

بعملية فتح واغلاق الصمامات [1,6,7,8,9,10].

تطبيقات الدراسة النظرية والمعادلات على الآلية المدروسة:

1- عدد الحدود $n = 6$ باعتبار الاطار المرجعي رقمه (6)، ومن ثم يكون نوع الحدود الداخلة

في تركيب الآلية كمايلي: ا- حدود ثنائية: $n_2 = 4$.ب- حدود ثلاثية: $n_3 = 2$.

$$cod = \frac{n_2, n_3, n_4, \dots, n_{r_{max}}}{v_2, v_3, v_4, \dots, v_p} = \frac{42}{0}$$

عدد الحلقات المغلقة من الكود يعطى بالشكل الآتي: وفق ما ذكر أعلاه فإن عدد الحلقات المغلقة

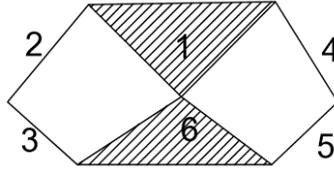
تساوي كمية الأرقام في بسط الكود: $k = 2$ ، ومن معادلة الحساب تعطى بالشكل الآتي:

$$k = j - n + 1 = 7 - 6 + 1 = 2$$

$$C = j + \gamma + \beta - n, j = 7, \gamma = 0, \beta = 0, n = 6 \Rightarrow C = 7 - 6 = 1$$

السلسلة الحركية مغلقة لأن كل حد يتصل بحدين من خلال ازدواجات وهي معقدة لأنه يوجد ضمن

حدودها حدود ثلاثية وتملك المخططات الآتية:



مخطط الدراسة الديناميكي للآلية مبين على الشكل (9) في هذه الدراسة اعتمدنا المراحل الآتية :

- تحديد المواصفات الديناميكية للحدود وهي [4, 6, 7] :

أ- اختزال العزم لقوى الحركة والقوى الفاعلة والمقاومة

$$I_{II} = I_{II}^I + I_{II}^{II}$$

ب- اختزال عزم العطالة :
تحديد قانون حركة الحد المختزل اليه .

التحليل الديناميكي للميكانيزمات المستخدمة

أ- تحليل حركي ويدخل فيه تحديد سرعة وتسارع النقاط والحدود مع الأخذ بعين الاعتبار القانون

الذي تم الحصول عليه لدوران الحد المختزل .

ب- حساب القوى بهدف تحديد ردود الفعل في الازدواجات الحركية وعزم الموازنة وفق المخطط

المبين في الشكل (9) .

تحديد الخصائص الحركية لميكانيزم الأزرع

في جوهر الخصائص الحركية من المخطط التمثيلي المذكور أعلاه نحدد إحداثيات ومواقع النقاط و الحدود لمشروعنا والسرعة الموافقة لأجل هذا التحديد ورسم مخططات السرعة والتسارع يتم تنفيذ العمل لأجل دورة عمل واحدة أي دوران المرفق (1) دورة واحدة (360°).

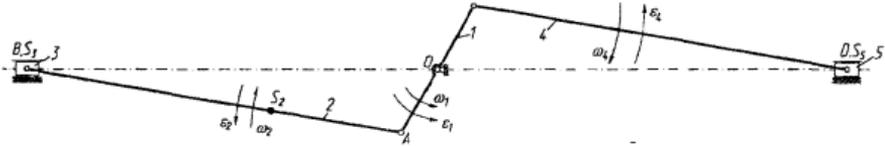
رسم المخطط الحركي

يبين الشكل (10) مخطط الحركي إذ يتم اختيار مقياس رسم معين وليكن $M = 0,001 \frac{m}{mm} = \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}$

ومن ثم يتم تمثيل الحدود وفق الأطوال الآتية:

$$OA = OC = \frac{\ell_{OA}}{M} = \frac{0,05}{0,001} = 50mm, \quad AB = CD = \frac{\ell_{AB}}{M} = \frac{0,262}{0,001} = 262mm$$

$$AS_2 = \frac{\ell_{AS_2}}{M} = \frac{0,092}{0,001} = 92mm$$



يبين الشكل (10) المخطط الحركي

يتم إنشاء الوضعية الأولية الحدية وبالتالي موضع الميكانيزم وفق نصف القطر يكون:

$$\ell_1 = OA + AB = 50,262 = 312mm$$

تحديد سرعات النقاط كافة

باعتبار قانون تغير السرعة الزاوية الفعلي ω_1 للدوران الداخلي غير معلوم لذلك بدلاً منها يتم تحديد السرعة المقابلة مما يعني تشتق u من الإحداثيات الخطية نسبة الإحداثيات العامة نسبة إلى الإحداثيات العامة أي نسبة إلى زاوية دوران الكرنك φ كما يأتي:

$$u = i = \frac{\partial S}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial X}{\partial \varphi_1} \quad (10)$$

مخطط السرعة الفعلية هو عبارة عن المضلع الشعاعي المشكل من المثلثات. كل قطعة فيه يعبر عنها وفق مقياس الرسم للسرعات الخطية الفعلية للنقاط $\vec{u} = i = \vec{S}'$ بقدر ما يكون إنشاء

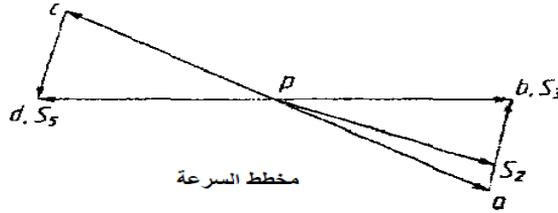
مخطط السرعات الفعلية كما هو في مخطط السرعة . نبدأ من الحد القائد (الدخل) حيث فعلا السرعة الخطية لنقاط الدوران A & C تعطى بالشكل الآتي :

$$u_A = u_C = \frac{\partial S_A}{\partial \varphi_1} = \frac{l_{OA} \cdot \partial \varphi_1}{\partial \varphi_1} = l_{OA} = 0,05m$$

باستخدام مقياس الرسم المناسب، وباعتبار أن شعاع السرعة الفعلية عند الحركة الدورانية يكون $\vec{u}_A \perp OA$ & $\vec{u}_C \perp OC$ وبذلك من القطب المختار O ننشئ القطع oa & oc وذلك باتجاه ω_1 كما هو مبين على الشكل (11)، و في مجموعة الهيكل وفق اشور من الحدود (2,3) نحدد السرعة الفعلية للنقطة B للمكبس 3 وفق المعادلة الشعاعية الآتية :

$$\vec{u}_B = \vec{u}_A + \vec{u}_{B/A}, \quad (11)$$

إذ أن: $\vec{u}_{B/A} \perp AB, \vec{u}_B$ ية . وذلك باعتبار OB محور حركة المكبس (3).



يبين الشكل (11) مخطط السرعة

المعادلة الشعاعية (2-2) تمثل على مخطط السرعة الفعلية وذلك انطلاقاً من النقطة a موجهة بحيث $\vec{u}_{B/A} \perp AB$ ومن القطب o تمثل الشعاع \vec{u}_B محمول على المحور X . عند تقاطع هذه الأشعة نحصل على النقطة b ، والقطعة ob تمثل في مقياس الرسم السرعة الفعلية $\vec{u}_B = \vec{u}_{31}$ والنقطة S_2 يتم تحديدها في ذراع التوصيل على القطعة ab في المخطط

$$as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = ab \frac{92}{262} = 0,35ab$$

وفق نظرية خيال السرعة كما يأتي :

في مجموعة تحليل البناء لأشور، ومن الحدود (4&5) تحدد سرعة النقطة D للمكبس وفق المعادلات الشعاعية الآتية [1,2,3,5,6,7] :

$$\vec{u}_D = \vec{u}_C + \vec{u}_{D/C}, \quad (12)$$

إذ أن: $\vec{u}_{D/C} \perp DC, \vec{u}_D$ ية . وذلك باعتبار OD محور حركة المكبس (5).

وذلك باعتبار OD محور حركة المكبس (5).

دراسة انشائية وحركية وديناميكية لبعض ميكانيزمات سيارة سياحية
(آلية التوقيت)

من الحل التخطيطي للمعادلات الشعاعية (2-3) نحصل على المخطط الفعلي لسرعة النقطة D و تمثلها النقطة d ، و بقياس أطوال القطع في المخطط od, os_2, ab, ob ، وبالقسمة على مقياس رسم مخطط السرعة نحصل على قيم سرعة نقاط الحدود ومن ثم :

- السرعات الخطية الفعلية:

$$u_B = u_{31} = ob.M_V, u_D = u_{51} = od.M_V, u_{s_2} = os_2.M_V, u_{B/A} = ab.M_V$$

$$\omega_{21} = \frac{u_{B/A}}{\ell_{AB}} = \frac{u_{B/A}}{0,262} \quad (2) \text{ : السرعة الزاوية لذراع التوصيل}$$

لأجل وضعية الحساب رقم (3) إذا كان $\varphi_1 = 240^\circ$ نجد :

$$a_{s_2} = 0,35ab = 0,35.27 = 9,5mm, u_{31} = ob.M_V = 48.0,001 = 0,048m$$

$$u_{51} = od.M_V = 48.0,001 = 0,048m, u_{s_2} = os_2.M_V = 48,5.0,001 = 0,0485m$$

$$u_{BA} = ab.M_V = 27.0,001 = 0,027m, u_{21} = \frac{U_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{0,027}{0,262} = 0,103$$

نتائج القياس للقطع والحساب الفعلي للسرع لأجل 12 وضعية نوردتها في الجدول (4)

الجدول (4)

رقم الوضع ية	اطوال القطع على مخطط السرعة					القيم الفعلية للسرع			
	ab	as_2	os_2	od	ob	m u_{31}	$u_{s_2,y}$ m	u_{51} m	u_{21}
1	50	17,5	32, 5	0	0	0	0,0325	0	0,1906
2	44	15,4	39	- 29	29	0,029	0,039	- 0,029	0,168
3	27	9,5	48, 5	- 48	48	0,048	0,0485	0,048 -	0,103
4	0	0	50	- 50	50	0,05	0,05	-0,05	0

5	27	9,5	46	-	39	0,039	0,046	0,039	0,103
				39				-	
6	44	15,4	37	-	22	0,022	0,037	-	0,168
				22				0,022	
7	50	17,5	32,	0	0	0	0,0325	0	0,1906
			5						
8	44	15,4	37	22	-	-	0,037	0,022	0,168
				22	0,022				
9	27	9,5	46	39	-	-	0,046	0,039	0,103
				39	0,039				
10	0	0	50	50	-	-0,05	0,05	0,05	0
				50					
11	27	9,5	48,	48	-	-	0,0485	0,048	0,103
			5	48	0,048				
12	44	15,4	39	29	-	-	0,039	0,029	0,168
				29	0,029				

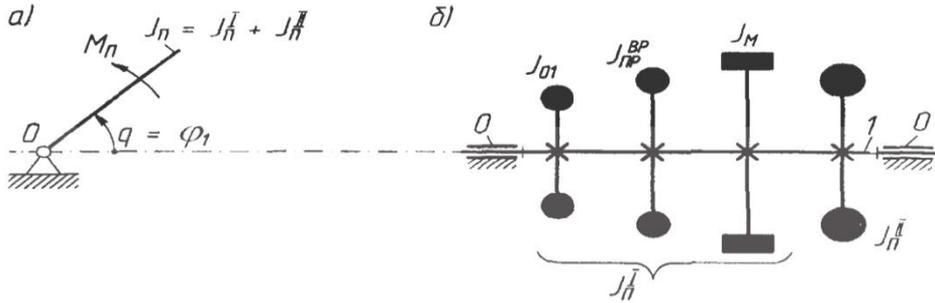
ملاحظات :

1- إشارة (+) أو (-) للسرعات $\vec{u}_B = \vec{u}_{31}$ و $\vec{u}_D = \vec{u}_{51}$ تحدد في منظومة الإحداثيات اليمينية (+) في اتجاه الأعلى أو اليمين و (-) باتجاه الأسفل أو اليسار.

المودول الديناميكي للآليات القياسية

لأجل تبسيط الحلول الديناميكي للرسوم الفعلية للآليات القياسية لمحرك السيارة المبين في الشكل (1) (عندما تكون الشروط مثالية و الحدود الصلبة، وغياب الخلوصات في الازدواجات الحركية ودرجة الحرية $W=1$) تكافئ المنظومة بكتلة واحدة لموديل الديناميكي. المودول الديناميكي للآلية يعني اختزال حدود الآلية المتحركة إلى حد متحرك (أي إلى وصلة الحد القائد) مع

احتساب القوى وبارمترات العطالة وفق الإحداثيات العامة. في هذه الحالة نستخدم المودول الديناميكي لوصلة الدوران والتي بالأساس تعتبر المرفق (1) كرنك الشكل (12)[4,3].



الشكل (12)

قانون حركة الحد المختزل يجب أن يكون كما لو انه الكرنك 1 (المرفق) لاذرع الميكانيزم مما يعني أن الإحداثيات العامة $q = \varphi_1$ والسرعة الزاوية للحد بعد الاختزال $\omega_{\Pi} = \dot{q} = \omega_1$ التسارع الزاوي $\alpha_{\Pi} = \dot{q} = \alpha_1$ لأجل ذلك كل بارمترات العطالة لحدود الميكانيزم (كتلتها m_i وعزوم عطالة I_i) تستبدل بعزم العطالة المختزل I_{Π} وبارمترات القوى على الحدود (أشعة القوى F_i ، وعزوم القوى M_i) تستبدل بعزم مختزل للقوى M_{Π} .

عزم العطالة المختزل I_{Π} هو عزم العطالة التي يفرضها الاختزال والطاقة الحركية T_{Π} الذي تساوي مجموع الطاقات الحركية $T_{\Pi} = \sum T_i$ أو بشكل آخر [2,3]:

$$\frac{1}{2} I_{\Pi} \omega_1^2 = \sum T_i \Rightarrow I_{\Pi} = 2 \frac{\sum T_i}{\omega_1^2}$$

في بحثنا عزم العطالة المختزل I_{Π} يتم صياغته وفق جزئيين الشكل (12) (b) ما يأتي :

$$I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{II}$$

إذ أن :

$-I_{\Pi}^I$ - القيمة أو المركبة الثابتة لـ I_{Π} من دوران الحدود و من علاقة النقل الثانية
لذلك $I_{\Pi}^I = const$ $u = i = const$.

$-I_{\Pi}^{II}$ - المركبة المتغيرة للعزم المختزل I_{Π} ، والتي تنتج من الحدود متغيرة السرعة $u = i$

المركبة الثابتة I_{Π}^1 وفق الشكل (12) بدورها تعطى وفق المعادلة الآتية:

$$I_{\Pi} = I_{O1} + I_{\Pi}^{Bp} + I_M = I_{\Pi}^o + I_M \quad (13)$$

$I_{O1} = 0,03024 kg.m^2$ عزم عطالة المرفق (1) وفي مشروعنا هذا يملك القيمة

I_{Π}^{Bp} عزم العطالة المختزل على المحور (1) لعزم العطالة للحدود الذي تدور في الآلية في

مشروعنا يملك القيمة الآتية: $I_{\Pi}^{Bp} = I_{\Pi}^T = 3I_{O1} = 3.0,03024 = 0,09072 kg.m^2$

ملاحظات: إذا كانت الشروط المعطاة لـ I_i وحدود أخرى غير مختزلة على المحور 1 يجب أن

يتم اختزاله (يمكن اعتبارها) على محور الكرنك وذلك من معادلة الطاقة الحركية كما يأتي:

$$I_{\Pi}^{BP} = I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 = I_i u_{i-1}^2 = \frac{I_i}{u_{1-i}^2} \text{ من هنا نجد: } \frac{I_{\Pi}^{BP} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{I_i \cdot \omega_i^2}{2}$$

إذ أن : ω_i - السرعة الزاوية للحد (i) مع عزم عطالة I_i .

u_{1-i} - النقل من المحور (1) إلى الحد (i).

I_{Π}^o - مركبة معلومة لـ I_{Π}^1 ، ويعطى: $I_{\Pi}^o = I_{O1} + I_{\Pi}^{Bp} = 0,03024 + 0,09072 = 0,121 kg.m^2$

I_M - عزم عطالة الحداقة (الدولاب المعدل).

تحديد المركبة المتغيرة لعزم العطالة المختزل

المركبة المتغيرة I_{Π}^{11} لعزم العطالة المختزل تحدد من المساووات للطاقة الحركية للحد

المختزل (1) والحدود 2,3,4,5 لأذرع الميكانيزم بالشكل الآتي:

$$\frac{1}{2} I_{\Pi}^{11} \cdot \omega_1^2 = \sum T_i = \sum \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_1^2}{2} \right) \quad (13)$$

كما أنه لأجل الحد (4) $m_4 \approx 0$ وكذلك $I_{S4} \approx 0$ ومن ثم مساوات الطاقة الحركية بالتطابق

مع الرسوم المبينة على الشكل (b1) تصاغ بالشكل الآتي :

$$\frac{I_{\Pi}^{11} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{m_2 V_{s2}^2}{2} + \frac{I_{s2} \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 V_B^2}{2} + \frac{m_5 V_D^2}{2}$$

$$I_{\Pi}^{11} = m_2 \left(\frac{V_{s2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{s2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_D}{\omega_1} \right)^2 = \text{من هنا نجد:}$$

$$m_2 u_{S2}^2 + I_{s2} u_{21}^2 + m_3 u_{31}^2 + m_5 u_{51}^2 = A + B + C + D$$

إذا أن : $A = m_2 u_{S2}^2, B = I_{s2} u_{21}^2, C = m_3 u_{31}^2, D = m_5 u_{51}^2$

دراسة انشائية وحركية وديناميكية لبعض ميكانيزمات سيارة سياحية
(آلية التوقيت)

بأخذ القيم الفعلية للسرعات من الجدول (5) الكتل وعزوم العطالة m_i & I_i من الجدول (1)

نحسب I_{Π}^{11} لكل وضعية وفق ما تم عمله في الوضعية الثالثة نجد:

$$A = m_2 u_{s2}^2 = 2,1.(0,0485)^2 = 0,00484 kg.m^2$$

$$B = I_{s2} u_{21}^2 = 0,03024.(0,103)^2 = 0,00026 kg.m^2$$

$$C = m_3 u_{31}^2 = 1,47(0,048)^2 = 0.00339 kg.m^2$$

$$D = m_5 u_{51}^2 = 1,47(-0,048)^2 = 0.00339 kg.m^2$$

جدول 6

رقم الوضعية	A kg.m ²		B kg.m ²		C kg.m ²		D kg.m ²		I_{Π}^{11} kg.m ²	y_i mm
1	0,0022 2	44,4	0,0008 9	17,8	0	0	0	0	0,0031 1	62,2
2	0,0031 9	63,8	0,0006 9	13,8	0,0017 7	35, 4	0,0017 7	35,4	0,0074 2	148, 4
3	0,0049 4	89	0,0026	5,2	0,0033 9	67, 8	0,0033 9	67,8	0,0119 7	239, 4
4	0,0052 5	105	0	0	0,0036 7	73, 4	0,0036 7	73,4	0,0126	255 2
5	0,0044 4	88,8	0,0026	5,2	0,0022 3	44, 6	0,0022 3	44,6	0,0091 7	183, 4
6	0,0028 7	57,4	0,0006 9	13,8	0,0007 1	14, 2	0,0007 1	14,2	0,0049 9	99,8
7	0,0022 2	44,4	0,0008 9	17,8	0	0	0	0	0,0031 1	62,2

8	0,0028 7	57,4	0,0006 9	13,8	0,0007 1	14, 2	0,0007 1	14,2	0,0049 9	99,8
9	0,0044 4	88,8	0,0026	5,2	0,0022 3	44, 6	0,0022 3	44,6	0,0091 7	183, 4
10	0,0052 5	105	0	0	0,0036 7	73, 4	0,0036 7	73,4	0,0126	255 2
11	0,0049 4	89	0,0026	5,2	0,0033 9	67, 8	0,0033 9	67,8	0,0119 7	239, 4
12	0,0031 9	63,8	0,0006 9	13,8	0,0017 7	35, 4	0,0017 7	35,4	0,0074 2	148, 4

نتائج الحساب I_{Π}^{11} لكل الوضعيات الأخرى (12) نوردتها بالجدول (2-2) وفق نتائج الحساب
ننشئ مخططات المركبة المتغيرة لعزم العطالة كتابع لزاوية دوران المرفق ($I_{\Pi}^{11}(\varphi_1)$)، ومقياس رسم

$$M_I = 0,00005 \frac{kg.m^2}{mm} \text{ مخطط عزم العطالة يعطي بالشكل الآتي:}$$

إحداثيات الرسم $y_I = \frac{I_{\Pi}^{11}}{M_I}$ ، ومن ثم تحدد الاحداثيات المتطابقة نوردتها بالجدول (6) وتعطى

$$y_A = \frac{A}{M_I}, y_B = \frac{B}{M_I}, y_C = \frac{C}{M_I}, y_D = \frac{D}{M_I} \text{ بالشكل الآتي:}$$

تحديد عزوم القوى المختزلة

عزوم القوى المختزلة M_{Π} - هي شروط العزم للقوى على الحدود المختزلة والعمل العنصري
هو dA_{Π} (يساوي الاستطاعة اللحظية P_{Π})، و يساوي مجموع الاعمال للعناصر $\sum dA_{\Pi}$
(أو مجموع الاستطاعات اللحظية $\sum P_i$). كل القوى الداخلية وعزوم القوى على حدود الآلية
المتحركة في مشروعنا M_{Π} يعتبر المجموع للجزئين كما يأتي [4,5,6,7]:

$$M_{\Pi} = M_{\Pi}^D + M_{\Pi}^C$$

إذا أن : M_{Π}^D - العزم المختزل لقوى الحركة .

M_{Π}^C - العزم المختزل لقوى المقاومة .

في بحثنا M_{Π}^D تحدد بالأساس من خلال قوى الحركة الناتجة عن ضغط غازات الاحتراق على المكابس 3&5 .

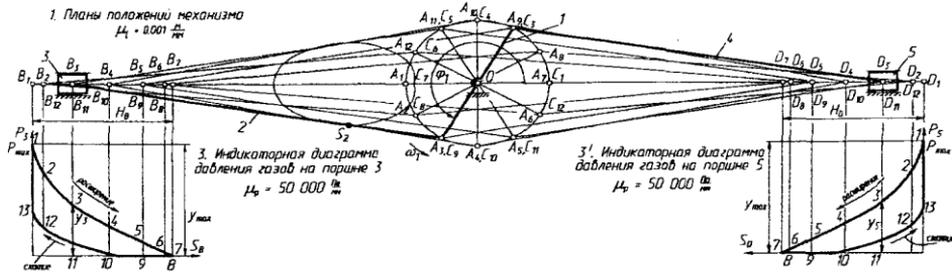
تحديد قوى الحركة على مكابس محرك الاحتراق الداخلي

القوى المحركة على المكابس 5&3 تتبع من قيمة الضغط P_i في أسطوانات المحرك :

$$F = P_i \cdot A_D \quad (14)$$

إذا أن : A_D - مساحة المكبس وتعطى بالعلاقة الآتية :

$$A_D = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,075)^2}{4} = 0,00442 m^2$$



يبين الشكل (13) رسم الدارة الترموديناميكية استناداً إلى وضعيات المكبس

قيمة الضغط تحدد وفق الرسم البياني المبين في الشكل (13)، والتي يبين تغيرات الضغط وفق إزاحة المكبس $P_i(S_i)$ الرسم المعطى والمرسوم وفق مقياس رسم معين مع مخطط لوضعيات بالجهة اليمينية المحور S يوازي المحور الذي يتحرك عليه المكبس أي $S_D // OD, S_B // OB$ ، ويوجد وضعيات بالأعلى TDC وبالأسفل BDC والنقاط الحدية للمكبس (النقطة الميتة السفلى والعليا) مقياس رسم مخطط الضغط يعطى بالشكل الآتي :

$$M_p = \frac{P_{\max}}{y_{P_{\max}}} = \frac{4,4 \cdot 10^6}{88} = 5000 \frac{Pa}{mm}$$

إذا أن : P_{\max} - الضغط الأعظمي المعطى $P_{\max} = 4,4 MPa = 4,4 \cdot 10^6 Pa$

$y_{P_{\max}}$ - القيمة الأعظمية المختارة للإحداثيات $y_{P_{\max}} = 88 mm$

ملاحظة: $y_{P_{\max}}$ لأجل مخططات الصفحة 1 تعتمد مو أقل من 60mm.

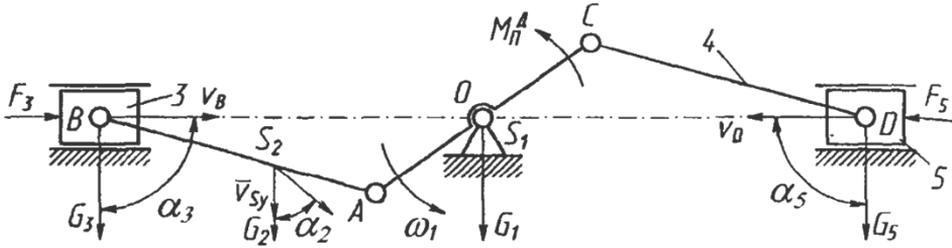
الجدول (7)

رقم الوضعية	y_3, mm	$P_3, N / m^2 \times 10^6$	F_3, N	y_5, mm	$P_5, N / m^2 \times 10^6$	F_5, N
1	88	4,4	19439	88	4,4	- 19439
2	65	3,25	14358	65	3,25	- 14358
3	40	2	8836	40	2	-8836
4	27	1,1	4860	27	1,1	-4860
5	9	0,45	1988	9	0,45	-1988
6	3	0,15	663	3	0,15	-663
7	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0
10	4	0,2	884	4	0,2	-884
11	13	0,65	2872	13	0,65	-2872
12	27	1,35	5964	27	1,35	-5964
13	35,2	1,76	7776	35,2	1,76	-7776

ملاحظة : إشارة القوى (+, -) تحدد كتابع لاتجاه القوة التي يمكن لمنظومة للإحداثيات (+) لليمين والأعلى . (-) للأسفل واليسار .

تحديد العزم المختزل لقوى الحركة

بالآليات منها المحركات (في مشروعنا هذا - محرك احتراق داخلي لسيارة) بالبداية نحدد العزم المختزل لقوى الحركة M_{II}^D من مساوات الاستطاعة P_{III} على الحدود ومجموع الاستطاعات



الشكل (13a)

$\sum P_i$ للقوى الداخلية F_i والعزوم M_i للحدود المتحركة مما يعني $P_{II} = \sum P_i$ في مشروعنا هذا M_{II}^D تحدد من تأثير قوى الحركة F_5 & F_3 على المكابس وقوى الثقالة G للحدود بالتوافق مع مخطط القوى الشكل (13a) [4,5].

قوة النقل تحسب بالشكل الآتي :

$$G_2 = m_2 \cdot g = 2,1,9,81 = 20,6N, \quad G_3 = G_5 = m_5 \cdot g = 1,47,9,81 = 14,4N$$

الاستطاعة تعطى بالشكل الآتي :

$$P_{II} = \sum P_i = P_{F_3} + P_{G_3} + P_{G_2} + P_{F_5} + P_{G_5}$$

في هذه الحالة P_{G_3} & P_{G_5} تساوي الصفر إذا تصنع زوايا $\alpha_5 = \alpha_3 = 90^\circ$ ومن ثم تعطى

$$P_{G_i} = G_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i = 0$$

عندئذ الاستطاعة يمكن حسابها بالعلاقة الآتية:

$$P_{II} = M_{II}^D \cdot \omega_1 = F_3 \cdot V_B + G_2 \cdot V_{S_2}^y + F_5 \cdot V_D \quad (15)$$

$$M_{II}^D = F_3 \cdot \frac{V_B}{\omega_1} + G_2 \cdot \frac{V_{S_2}^y}{\omega_1} + F_5 \cdot \frac{V_D}{\omega_1} = F_3 u_{31} + G_2 u_{S_2}^y + F_5 u_{51}$$

وهكذا في حالتنا $(20,6 \ll 663)$ $G_2 \ll F_{3min}$ & F_{5min} ، ولذلك فعلياً تأثير G_2 يمكن

$$M_{II}^D = F_3 u_{31} + F_5 u_{51}$$

إهمالها وحساب M_{II}^D وذلك وفق المعادلة $M_{II}^D = F_3 u_{31} + F_5 u_{51}$ وللحصول على F_3 & F_5 من الجدول (7) والسرعات الفعلية u_{31} & u_{51} من

$$\text{الجدول (5) نحصل على : } M_{II}^D = 8836,0,048 + (-8836) \cdot (-0,048) = 848,2N \cdot m$$

تحديد العزم المختزل لقوى المقاومة

العزم المختزل لقوى المقاومة M_{Π}^C يحدد من مساوات عمل قوى الحركة A_D وعمل قوى المقاومة A_C خلال دورة للحركة المدروسة : $A_{D13} = |A_C|_{13}$ ، وكما هو معلوم العمل يعبر عنه من خلال تكامل عزم القوى وفق المعادلة الآتية [4] :

$$A = \int_0^{\varphi} M(\varphi) d\varphi \quad (2-8)$$

جدول (8)

رقم الوضعية	$F_3 u_{31}$ N.m	$F_5 u_{51}$ N.m	M_{Π}^D N.m	y_M mm	A_D J	y_A mm	y_T mm
1	0	0	0	0	0	0	6,8
2	416,4	416,4	832,8	83,3	218	21,8	16,3
3	424,1	424,1	848,2	84,8	658	65,8	26,2
4	243	243	486	48,6	1007	100,7	27,6
5	77,5	77,5	155	15,5	1175	117,5	20,1
6	14,6	14,6	29,2	2,9	1223	122,3	10,9
7	0	0	0	0	1231	123,1	6,8
8	0	0	0	0	1231	123,1	10,9
9	0	0	0	0	1231	123,1	20,1
10	-44,2	-44,2	-88,4	-8,8	1208	120,8	27,6
11	-137,8	-137,8	- 275,6	-27,6	1112	111,2	26,2
12	-172,9	-172,9	- 345,8	-34,6	949	94,9	16,3
13	0	0	0	0	859	85,9	6,8

في السيارات أو الآليات (محرك) يتم في البداية تحديد عمل قوى الحركة A_D بأسلوب حساب التكامل لتابع العزم المختزل لقوى الحركة $M_{\Pi}^D(\varphi_1)$ الذي يعطى القيمة المنفصلة

M_{Π}^D ونوردها في الجدول (4-2) وفق العلاقة الآتية :

$$A_{Di} = A_{Di-1} + \Delta A_{Di} = A_{Di-1} + \frac{M_{\Pi i}^D + M_{\Pi i-1}^D}{2} \Delta \varphi_1$$

$$\Delta \varphi_1 = \frac{2\pi}{12} = 0,5236 \text{ rad} \quad \text{إذ أن : } \Delta \varphi_1 - \text{خطوة التكامل وتحسب بالشكل الآتي:}$$

- . A_{Di} & A_{Di-1} - قيمة العمل في البدائي والنهائي i خطوة لتكامل $\Delta \varphi_1$.
- . $M_{\Pi i}^D, M_{\Pi i-1}^D$ - قيمة العزم المختزل للقوى.
- . M_{Π}^D - بدائي والنهائي i خطوة التكامل $\Delta \varphi_1$.
- . $A_{Di} = 0$ - قيمة A_D في الوضعية البدئية.

لأجل وضعية الحساب (3) إذ أن $\varphi_1 = 240^\circ$ يكون $A_{Di} = 0$

$$A_{D2} = A_{D1} + \frac{M_{\Pi 1}^D + M_{\Pi 2}^D}{2} \Delta \varphi_1 = 0 + \frac{0 + 83,8}{2} 0,5236 = 218J$$

$$A_{D3} = A_{D2} + \frac{M_{\Pi 2}^D + M_{\Pi 3}^D}{2} \Delta \varphi_1 = 218 + \frac{832,8 + 848,2}{2} 0,5236 = 658J$$

نتائج حساب A_D لأجل (3) وضعية للنقاط لدورة واحدة و مبينة في الجدول (8) بالنهاية للدارات الحركة التالية (النقطة 13) $A_{D13} = |A_{C13}| = 859J$. بالأخذ بالحساب فإن العزم

المختزل لقوى المقاومة فإنه ثابت $M_{\Pi}^C = \text{const}$ نحصل على :

$$A_{C13} = \int_0^{\varphi_{13}} M_{\Pi}^C d\varphi = M_{\Pi}^C \cdot \varphi_1 = M_{\Pi}^C \cdot 2\pi$$

$$\text{المقاومة : } |M_{\Pi}^C| = \frac{|A_{C13}|}{2\pi} = \frac{A_{D13}}{2\pi} = \frac{859}{2.3,1416} = 136,8N.m$$

لقوى المقاومة ثابت، ومن ثم المخطط $M_{\Pi}^C(\varphi_1)$ نورده على شكل خط مستقيم أفقي على

$$\cdot y_{M_{\Pi}^C} = \frac{M_{\Pi}^C}{M_m} = \frac{136,8}{10} = 13,7mm$$

إنشاء مخططات العمل وتغير الطاقة الحركية

إذا أن : K - معامل تكبير أو تصغير وبذلك $M_T = \frac{M_A}{k}$.

تحديد عزم العطالة المختزل I_{Π}^I وعزم عطالة الدولاب المعدل (الحداقة)

نستخدم أسلوب ميرتسلاوف لدى إنشاء المخطط للطاقة الحركية المتغيرة $\Delta T_I(\varphi_1)$ للحدود الدوارة مع $I_{\Pi}^I = const$ فيكون:

$$\Delta T_I = \Delta T - T_{II} \quad (16)$$

إذا أن:

$-T_{II}$ الطاقة الحركية للحدود مع عزم عطالة I_{Π}^{II} متغير ومن ثم تعطى الطاقة الحركية بالشكل

$$T_{II} \approx \frac{I_{\Pi}^{II} \cdot \omega_{lave}^2}{2} \text{ الآتي:}$$

على أساس العلاقة (16) لأجل الحصول على المخطط $\Delta T_I(\varphi_1)$ توضعها من المنحني $\Delta T(\varphi_1)$ باتجاه الأسفل للإحداثيات الاحداثية:

$$y_T = \frac{T_{II}}{M_T} = \frac{I_{\Pi}^{II} \cdot \omega_{lave}^2}{2M_T} = \frac{y_1 \cdot \omega_{lave}^2}{2M_T} = k_1 \cdot y_1 \quad (17)$$

إذا أن : k_1 - معامل تحسب الإحداثيات y_1 للمنحنيات $I_{\Pi}^{II}(\varphi_1)$ جدول (2)، ويعى بالعلاقة

$$k_1 = \frac{M_I \cdot \omega_{lave}^2}{2M_T} = \frac{0,00005 \cdot (209,44)^2}{2 \cdot 10} = 0,1097 \text{ الاتية:}$$

لأجل الوضعية المدروسة (3) نجد: $y_{T3} = 0,107.239,4 = 26,2mm$

للإحداثيات y_T نورها في الجدول (9) لأجل بناء المخطط $\Delta T_I(\varphi_1)$ يكون باتجاه الأعلى ومن

ثم أفقياً مما سياتفق مع المحور ΔT عندئذ التغير الأعظمي ΔT_{max} يعطى بالشكل الآتي:

حساب قيمة الجزء يتوجب أن تكون ثابتة لعزم العطالة $\Delta T_{max}^I = ab \cdot M_T = 84.10 = 840J$

المختزل I_{Π}^I بحيث تؤمن استقرار بالدوران للمرفق 1 وفق معامل عدم انتظام الدوران المعطى

$$I_{\Pi}^I = \frac{\Delta T_{max}^I}{\delta \cdot \omega_{lave}^2} = \frac{840}{0,02 \cdot (209,44)^2} = 0,95748kg \cdot m^2 \text{ ويساوي إلى:}$$

من المعادلة (17) لأجل I_{Π}^I تحدد عزم العطالة للدولاب المعدل (الحداقة) على محور المرفق

(الكرنك) الذي يؤمن متطلبات انتظام الدوران بالشكل الآتي:

$$I_M = I_{\Pi}^I - I_{\Pi}^O = 0,95748 - 0,12096 = 0,83652 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

المعدل (الحداقة) يكون قطر القرص: $D \approx 12 \cdot \ell_{OA} = 12 \cdot 0,05 = 0,6 \text{ m}$
المعدل (الحداقة) $m \cdot D^2$ واعتماد الكتلة m_M كما يأتي:

$$m \cdot D^2 = 8 \cdot I_M = 8 \cdot 0,83652 = 6,692 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad m_M = \frac{m \cdot D^2}{D^2} = \frac{6,692}{0,6} = 18,59 \text{ kg}$$

التحليل الديناميكي لحركة الآلية

يتوجب تحديد السرعة الزاوية ω_1 والتسارع الزاوي α_1 للحد المختزل إليه (المرفق 1) داخل الدارة بعد أن يكون وضع عليه الحداقة (الدولاب المعدل) بما يؤمن حساب قيمة I_{Π}^I [5].
السرعة الزاوية ω_1 يمكن أن تحدد من علاقة الطاقة الحركية T_1 للحدود الدوارة مع I_{Π}^I كما يأتي:

$$T_1 = \frac{I_{\Pi}^I \cdot \omega_1^2}{2} \Rightarrow \omega_1 = \sqrt{\frac{2T_1}{I_{\Pi}^I}}$$

بالتوافق مع طريقة ميرتسالوف ننشئ المنحني $\Delta T_1(\varphi_1)$ الذي يعتبر تقريبي، ومخطط تغير السرعة الزاوية $\Delta \omega(\varphi_1)$ وتغيرها عن القيمة الوسطية للسرعة الزاوية ω_{ave} لذلك لأجل التحديد التخطيطي لـ ω_1 نحتاج للقطعة ab على المخطط $\Delta T_1(\varphi_1)$ يقسم بمنتصفه ومن النقطة $\frac{ab}{2}$ ننشئ مستقيم أفقي (وسطي) والذي يتوافق مع القيمة ω_{ave} من هذا المستقيم المتوسط في وضعية الحساب رقم (3) يمكن قياس الإحداثيات $y_{\Delta \omega_3}$ حتى المنحني ΔT_1 فيكون $y_{\Delta \omega_3} = -11 \text{ mm}$ عندئذ السرعة الزاوية ω_1 في هذه الوضعية تكون مساوية: $\omega_1 = \omega_{ave} + \Delta \omega_1 = \omega_{ave} + y_{\Delta \omega} \cdot M_{\omega}$
إذا أن: M_{ω} - مقياس رسم السرعة الزاوية بالمخطط $\Delta \omega$ ويعطى بالعلاقة الآتية:

$$M_{\omega} = \frac{\Delta \omega_{\max}}{ab} = \frac{\delta \cdot \omega_{ave}}{ab} = \frac{0,02 \cdot 209,44}{84} = 0,0499 \frac{\text{radmm} \cdot \text{sec}}{\text{sec}}$$

بالوضعية رقم (3) تعطى السرعة الزاوية بالشكل الآتي:

$$\omega_{13} = 209,44 + (-11) \cdot 0,0499 = 208,99 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

التسارع الزاوي α_1 للحد (1) يحدد من معادلة الحركة للحدود وذلك وفق شكلها التفاضلي كما يأتي:

$$\alpha_1 = \frac{\partial \omega_1}{\partial t} = \frac{M_{\Pi}^D - M_{\Pi}^C - \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{\partial I_{\Pi}}{\partial \varphi_1}}{I_{\Pi}^I} \quad : \quad M_{\Pi}^D + M_{\Pi}^C = I_{\Pi}^I \cdot \frac{\partial \omega_1}{\partial t} + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{\partial I_{\Pi}}{\partial \varphi_1}$$

نجد لأجل الوضعية (3) للحساب تكون قيمة التسارع الزاوي:

$$\alpha_1 = \frac{848 - 136,8 - \frac{(208,99)^2}{2} \cdot 0,004686}{0,096945} = 628,3 \frac{rad}{sec^2}$$

إذا أن :

M_{Π}^D, M_{Π}^C - عزم القوى المختزلة المقاومة والحركية في الوضعية للحساب تأخذ القيم الآتية :

$$M_{\Pi}^D = 848N \cdot m, M_{\Pi}^C = 136,8N \cdot m$$

$$\omega_1 - \text{السرعة الزاوية الفعلية للوضعية (3) تأخذ القيمة الآتية: } \omega_1 = 208,99 \frac{rad}{sec}$$

I_{Π} - العزم الإجمالي المختزل للعتالة في الوضعية (3) ويعطى بالشكل الآتي:

$$I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi(3)}^II = 0,95748 + 0,01197 = 0,96945 kg \cdot m^2$$

$\frac{\partial I_{\Pi}}{\partial \varphi_1}$ - تفاضل I_{Π} بالنسبة للزاوية φ_1 ويحدد تخطيطياً من المنحني $I_{\Pi}^II(\varphi_1)$ ويعطى

بالشكل الآتي:

$$\frac{\partial I_{\Pi}}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial}{\partial \varphi_1} (I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^II) = \frac{\partial I_{\Pi}^II}{\partial \varphi_1} = \frac{M_I}{M_{\varphi}} \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{0,00005}{0,0349} \operatorname{tg} 73^{\circ} = 0,004685 kg \cdot m^2$$

α_1 - زاوية ميل نحصل من المخطط $I_{\Pi}^II(\varphi_1)$ وفي الوضعية (3) تأخذ القيمة $\alpha_1 = 73^{\circ}$

M_{φ}, M_I - مقاييس رسم المخطط $I_{\Pi}^II(\varphi_1)$ وتأخذ القيم الآتية:

$$M_{\varphi} = 0,0349 \frac{rad}{mm}, M_I = 0,00005 \frac{kg \cdot m^2}{mm}$$

يوجه في جهة السرعة الزاوية ω_1 وفي الاتجاه المعاكس في (-) .

التحليل الحركي وفق طريقة المخططات

بعد تحديد القيمة الفعلية للسرعة الزاوية الدنيا نظرياً للحد القائد(الكرنك) يتم إجراء التحليل

الحركي، و يتم الحساب لأجل الوضعية رقم (9) بمعرفة الإحداثيات العامة $\varphi_1 = 240^{\circ}$ التي

تعكسها رسمة الميكانيزم في هذه الوضعية باستخدام مقياس رسم M_{φ} ورسم القطع

AS_2, CD, AB, OC, OA ، وإجراء الحساب وفق الفقرة (3-4-1)، وذلك الأجراء يتم وفق

الأسلوب المستخدم لأجل الإحداثيات المعطاة إذ أن قيمة السرعة الزاوية والتسارع الزاوي للكرنك 1

في الوضعية (9) تساوي $\alpha_1 = 628,5 \frac{rad}{sec^2}$, $\omega_1 = 208,89 \frac{rad}{sec}$ و يبين الاتجاه لها على

الرسم كما يشير إلى ذلك الأسهم [1,4,5,6].

إنشاء مخطط السرعة

لأجل إنشاء مخطط السرعة يلزم تحديد سرع النقاط A&C للمرفق كما يأتي:

$$V_A = V_C = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = 208,89 \cdot 0,05 = 10,44 \frac{m}{sec}$$

القطع oc & oa تعبر عن سرعة النقاط A&C وتساوي $26,1mm$ ونساوي $\frac{V_A}{M_V} = \frac{10,44}{0,4} = 26,1mm$

إنشاء مخطط السرعة ينفذ وفق المعادلة (18) وإنشاء الميكانيزم يتم كما يأتي:

$$II(2,3) \leftarrow I(0,1) \rightarrow II(4,5)$$

لأجل مجموعة اشور $II(2,3)$ نكتب المعادلة الشعاعية لسرعة النقطة B كما يأتي:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A}, \quad \vec{V}_B = \vec{V}_{Bo} + \vec{V}_{B/Bo} \quad (17)$$

إذا أن $\vec{V}_A \perp OA$ وتوجه باتجاه ω_1 ، \vec{V}_C عكس اتجاه \vec{V}_A ، $\vec{V}_{B/A} \perp AB$ ، $\vec{V}_{Bo} = \vec{0}$ ، $\vec{V}_{B/Bo} \parallel OB$ ، في نقطة تقاطع الأشعة المعادلة (17) تمثل تخطيطياً كما هو مبين في الشكل (15) في نقطة تقاطع الأشعة $\vec{V}_{B/A}$ & $\vec{V}_{B/Bo}$ نحصل على النقطة b موقع النقطة S_2 لمركز كتلة ذراع التوصيل (2) على القطعة ab تحدد وفق نظرية خيال السرعة كما يأتي:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB} \Rightarrow as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 12,8 \frac{46}{131} = 3,51mm$$

سرعة النقطة D في مجموعة اشور (4,5) تحدد كذلك من جملة المعادلات الشعاعية الآتية:

$$\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{D/C}, \quad \vec{V}_D = \vec{V}_{Do} + \vec{V}_{D/Do} \quad (18)$$

إذا أن $\vec{V}_C \perp OC$ ويتجه باتجاه ω_1 و $\vec{V}_{D/C} \perp DC$ ، $\vec{V}_{Do} = \vec{0}$ ، $\vec{V}_{D/Do} \parallel OD$ حل المعادلات (18) يتم بتمثيلها تخطيطياً من إنشاء مخطط السرعة المنشأ توجد السرعات المطلقة للنقاط .

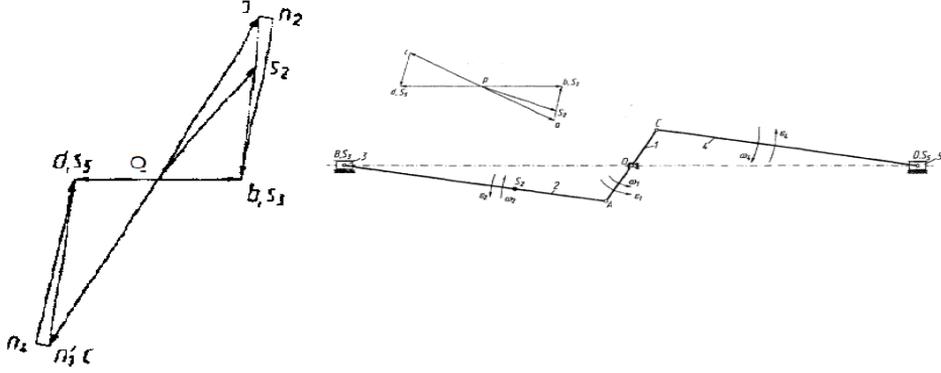
$$V_B = ob \cdot M_V = 25 \cdot 0,4 = 10m / sec, V_D = od \cdot M_V = 25 \cdot 0,4 = 10m / sec$$

$$V_{S_2} = os_2 \cdot M_V = 25 \cdot 0,4 = 10m / sec$$

السرعات النسبية تعطى بالشكل الآتي:

$$V_{B/A} = ab.M_V = 12,8.0,4 = 5,12m / sec$$

$$V_{D/C} = dc.M_V = 12,8.0,4 = 5,12m / sec$$



الشكل (15)

السرعات الزاوية لأذرع التوصيل 2&4 :

$$\omega_2 = \frac{V_{B/A}}{l_{AB}} = \frac{ab.M_V}{l_{AB}} = \frac{5,12}{0,262} = 19,54 \frac{rad}{sec}, \omega_4 = \frac{V_{D/C}}{l_{DC}} = \frac{dc.M_V}{l_{DC}} = \frac{5,12}{0,262} = 19,54 \frac{rad}{sec}$$

اتجاهات السرعة الزاوية ω_2 & ω_4 تحدد بالتوافق مع اتجاهات السرعة النسبية $V_{B/A}$ & $V_{D/C}$ في النقاط B&D لأذرع التوصيل 2&4 ومن ثم اتجاه ω_2 & ω_4 يعبر عنها بسهم منحني على الحدود 2&4 للمخطط الحركي للميكانيزم.

2-2-3- إنشاء مخطط التسارع

لإنشاء مخطط التسارع نبدأ من وصلة الدخل (1) وذلك بتحديد تسارع النقاط A&C من المرفق

وفق ما يأتي [1] :

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{A_o}^{\tau} + \vec{a}_{A_o}^n, \quad \vec{a}_C = \vec{a}_{C_o}^{\tau} + \vec{a}_{C_o}^n \quad (19)$$

إذا أن : \vec{a}^n - مركبة التسارع الناظرية وتمثل على مخطط التسارع بالشكل الآتي :

وتعطى قيمها كما يأتي :

$$a_{A_o}^n = \omega_1^2 l_{OA} = 208,89^2.0,05 = 2181,75m / sec^2, a_{C_o}^n = \omega_1^2 l_{OC} = 208,89^2.0,05 = 2181,75m / sec^2$$

مركبة التسارع المماسية $\vec{a}_{A_o}^{\tau}$ & $\vec{a}_{C_o}^{\tau}$ وتمثل على مخطط التسارع كما يأتي :

و $\vec{a}_{C_o}^{\tau} \perp \vec{a}_{C_o}^n$ وتكون متعامدة مع المركبة الناظرية وتتجه وفق اتجاه التسارع الزاوي وتحسب

$$a_{Ao}^{\tau} = \alpha_1 \cdot \ell_{OA} = 628,3.0,05 = 31,42m / \text{sec}^2$$

قيمه كما يأتي :

$$a_{Co}^{\tau} = \alpha_1 \cdot \ell_{OC} = 628,3.0,05 = 31,42m / \text{sec}^2$$

باختيار مقياس رسم $M_a = 100 \frac{m / \text{sec}^2}{mm}$ تحدد طول القطع الممثلة والمبينة على المخطط

التي تمثل تسارع النقاط C&A وقيمتها كما يأتي:

$$o'a_1' = \frac{a_{Ao}^n}{M_a} = \frac{2181,75}{100} = 21,82mm; a_1'a' = \frac{a_{Ao}^{\tau}}{M_a} = \frac{31,42}{100} = 0,31mm$$

$$o'c_1' = \frac{a_{Co}^n}{M_a} = \frac{2181,75}{100} = 21,82mm; c_1'c' = \frac{a_{Co}^{\tau}}{M_a} = \frac{31,42}{100} = 0,31mm$$

من قطب مخطط التسارع o' ننشئ القطع $o'a_1'$ & $o'c_1'$ موازي للحدود OA&OC ومن

نهايتها a_1' & c_1' ننشئ القطع $a_1'a' \perp AO$ & $c_1'c' \perp CO$ وذلك باتجاه α_1 .

تسارع النقطة B في المجموعة (2-3) توجدنا تخطيطياً من جملة المعادلات الشعاعية الآتية :

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{B/A}^n + \vec{a}_{B/A}^{\tau}, \quad \vec{a}_B = \vec{a}_{BO} + \vec{a}_{B/Bo}^{cor} + \vec{a}_{B/Bo}, \quad (20)$$

إذا أن : $-\vec{a}_{B/Bo}^{cor}$ مركبة تسارع كوريوليس للنقطة B وتعطى قيمته بالشكل الآتي:

$$\vec{a}_{B/Bo}^{cor} = 2 \cdot \omega_o \cdot V_{B/Bo} = 2 \cdot 0,10 = 0$$

التسارع الناظمي للنقطة B بالنسبة للنقطة A يعطى بالعلاقة الآتية:

$$a_{B/A}^n = \omega_2^2 \ell_{AB} = 19,54^2 \cdot 0,05 = 100,03m / \text{sec}^2$$

$$a'b_1' = \frac{a_{B/A}^n}{M_a} = \frac{100,03}{100} = 1mm \text{ كما يأتي :}$$

النقطة S_2 مركز كتلة ذراع التوصيل (2) تحددنا على مخطط التسارع وفق نظرية خيال التسارع

وبالقياس للقطعة $a'b' = 19,5mm$ ومن ثم نحسب طول القطعة $a's_2'$ بالشكل الآتي :

$$a's_2' = a'b' \frac{AS_2}{AB} = 19,5 \frac{46}{131} = 6,8mm$$

تسارع النقطة D بالمجموعة (4,5) تحدد من منظومة المعادلات الشعاعية كما يأتي:

$$\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{D/C}^n + \vec{a}_{D/C}^{\tau}, \quad \vec{a}_D = \vec{a}_{DO} + \vec{a}_{D/Do}^{cor} + \vec{a}_{D/Do}, \quad (21)$$

إذا أن : $\vec{a}_{D/C}^n$ - مركبات التسارع الناظمية والمماسية للنقطة D عند دوران الحد (4) بالنسبة للنقطة C $\vec{a}_{D/C}^t \perp DC$, $\vec{a}_{D/C}^n // DC$ وتعطى قيمته بالشكل الآتي:

$$a_{D/C}^n = \omega_4^2 \ell_{DC} = 19,54^2 \cdot 0,05 = 100,03 \text{ m/sec}^2$$

ومن ثم يمثل على مخطط التسارع بالشكل الآتي: $c'd'_1 = \frac{a_{D/C}^n}{M_a} = \frac{100,03}{100} = 1 \text{ mm}$

(النقطة Do لا تتحرك لأنها تعتبر من الحد الثابت) $\vec{a}_{D/Do} = 0$

$\vec{a}_{D/Do}^{cor}$ - مركبة تسارع كوريوليس للنقطة D وتعطى قيمته بالشكل الآتي:

$$\vec{a}_{D/Do}^{cor} = 2 \cdot \omega_o \cdot V_{D/Do} = 2 \cdot 0,10 = 0$$

$\vec{a}_{D/Do}$ - التسارع النسبي للنقطة D بعلاقتها مع النقطة Do .

من مخطط التسارع الذي تم إنشاؤه نوجد التسارع المطلق للنقاط :

$$a_B = o'b' \cdot M_a = 8 \cdot 100 = 800 \text{ m/sec}^2, a_D = o'd' \cdot M_a = 8 \cdot 100 = 800 \text{ m/sec}^2$$

$$a_{S_2} = o's'_2 \cdot M_a = 15,5 \cdot 100 = 1550 \text{ m/sec}^2$$

المركبة المماسية النسبية لتسارع الحد(2) والحد (4) يعطى بالشكل الآتي :

$$a_{B/A}^t = b_2'b' \cdot M_a = 18,5 \cdot 100 = 1850 \text{ m/sec}^2, a_{D/C}^t = d_4'd' \cdot M_a = 18,5 \cdot 100 = 1850 \text{ m/sec}^2$$

التسارع الزاوي للحدود يعطى بالعلاقات الآتية :

$$\alpha_2 = \frac{a_{B/A}^t}{\ell_{AB}} = \frac{1850}{0,262} = 7061,1 \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2}, \alpha_4 = \frac{a_{D/C}^t}{\ell_{DC}} = \frac{1850}{0,262} = 7061,1 \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2}$$

اتجاهات α_2 & α_4 نحصل عليها عن طريق وضع الشعاع $\vec{a}_{B/A}^t$ & $\vec{a}_{D/C}^t$ في النقاط B&D

لذرع التوصيل 2&4 عندئذ دور الوصلات 2&4 تحت تأثير هذه المركبة حول A&C فنحصل

على اتجاه دوران α_2 & α_4 .

تحديد القوى الخارجية على الوصلات

في البداية نحدد القوى المؤثرة على حدود الميكانيزم الكرنك (1) :

$$G_1 = (m_1 + m_M) \cdot g = (7,56 + 41,826) \cdot 9,81 = 4845 \text{ N}$$

قوة الثقالة وتعطى بالشكل الآتي: $F_1^I = m_1 \cdot 0 = 0$ ، وذلك باعتبار مركز كتلة الكرنك S_1 غير متحرك.

عزم العطالة لقوى العطالة: $M_1^I = I_{\Pi}^1 \cdot \alpha_1 = 0,95748.628,3 = 601,58N \cdot m$ الشعاع الرئيسي F_1^I والعزم الرئيسي M_1^I لقوى العطالة يوجهان عكس اتجاه التسارع الخطي لمركز النقل والتسارع الزاوي، وتحديد الوزن و قوى العطالة وعزمها لذراع التوصيل 2 بالشكل الآتي:

$G_2 = m_2 \cdot g = 2,1.9,81 = 20,6N$, $F_2^I = m_2 \cdot a_{S_2} = 2,1.1550 = 3255N$

$M_2^I = I_{s_2} \cdot \alpha_2 = 0,0245.7061,1 = 173N \cdot m$

المكبس (3):

$$G_3 = m_3 \cdot g = 1,47.9,81 = 14,42N$$
 , $F_3^I = m_3 \cdot a_{S_3} = 1,47.800 = 1176N$

قوى ضغط الغاز على المكبس تملك القيمة الآتية: $F_3 = 8836N$

تحديد الوزن و قوى العطالة وعزمها لذراع التوصيل (4) بالشكل الآتي:

$$m_4 \approx 0, I_{s_4} \approx 0 \Rightarrow G_4 \approx 0 \Rightarrow F_4^I = 0$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 1,47.9,81 = 14,42N$$
 , $F_5^I = m_5 \cdot a_{S_5} = 1,47.800 = 1176N$: (5) المكبس

قوى ضغط الغاز على المكبس تملك القيمة الآتية: $F_5 = 8836N$

قوى المجموعة (4-5)

من توصيل مجموعة اشور (4&5) وانشاءه وفق المقياس $M_\ell = 0,002m / mm$ إذ

تطبق على المكبس (5) القوى الخارجية G_5, F_5 & F_{E5} المؤثرة من الاتصال مع الحد (1) الكرنك والحد الثابت بالتعويض لردود الأفعال غير المعلومة F_{41} (في النقطة C) و F_{50} على المكبس في النقطة D. يكون غير معلوم الشعاع \vec{F}_{41} والتي يعبر عنه كمجموع الأشعة كما يأتي [1,3]:

$$\vec{F}_{41} = \vec{F}_{41}^n + \vec{F}_{41}^\tau \quad (22)$$

إذا أن : \vec{F}_{41}^n - المركبة الناعظمية لرد الفعل ($\vec{F}_{41}^n // CD$).. $\vec{F}_{41}^\tau \perp CD$ - المركبة المماسية لرد الفعل

$$\sum M_D (F_i)_4 = 0 \quad , F_{41}^\tau \cdot \ell_{CD} = 0$$
 وتحدد وفق العلاقات الآتية:

إذا أن $\ell_{CD} \neq 0$ ، ومن ثم $\vec{F}_{41}^\tau = 0$ ، وبالتالي رد الفعل الكامل $\vec{F}_{41} = \vec{F}_{41}^n$.

غير معلوم رد الفعل ويحدد من معادلة توازن القوى للمجموعة (4,5) كما يأتي :

$$\vec{F}_{41}^n + \vec{F}_{E5} + \vec{G}_5 + \vec{F}_5 + \vec{F}_{50} = \vec{0} \quad (23)$$

المعادلة (23) تحل تخطيطياً يرسم مضلع القوى ونختار مقياس القوى $M_F = 40N / mm$ ومن ثم اطوال القطع تكون مساوية إلى:

$$[1-2] = \frac{F_5^I}{M_F} = \frac{1176}{100} \approx 11,8mm, [2-3] = \frac{G_5}{M_F} = \frac{14,42}{100} \approx 014mm,$$

$$[3-4] = \frac{F_5}{M_F} = \frac{8836}{100} \approx 88,4mm,$$

بحيث يكون: $[1-2] // \vec{F}_5^I, [2-3] // \vec{G}_5, [3-4] // \vec{F}_5$

من المخطط الذي تم إنشاؤه للقوى للمجموع (4-5) نحدد ردود الافعال في الازدواجات كما يأتي:

$$\vec{F}_{41} = \vec{F}_{41}^n = [5-1].M_F = 79.100 = 7900N, \vec{F}_{50} = \vec{F}_{41}^n = [4-5].M_F = 14.100 = 1400N$$

ردود الأفعال الداخلية \vec{F}_{45} في المفصل D من شروط توازن القوى لحد واحد مثلاً الحد 4 نجد:

$$\vec{F}_{41} = \vec{F}_{41}^n = [5-1].M_F = 79.100 = 7900N$$

حساب قوى المجموعة (2-3)

لإنشاء مخطط المجموعة (3,2) بمقياس رسم $M_\ell = 0,002m / mm$ لتمثل جميع القوى

الداخلية المؤثرة على الحدود 2&3 التي تؤثر من الحدود 1&0 يتغير الشعاعين F_{30} & F_4 كما

أنه غير معلوم قيمة واتجاه F_{21} التي تعتبر مساوية إلى المجموع كما يأتي: $\vec{F}_{21} = \vec{F}_{21}^n + \vec{F}_{21}^r$

رد الفعل \vec{F}_{30} توجه عمودية على اتجاه حركة المنزلقة 3 والمركبة المماسية \vec{F}_{21}^r تحدد من

$$\text{المعادلة: } \sum M_B (F_i)_2 = 0 \text{ لأجل الحد 2 يكون: } F_{21}^r \cdot AB - F_2^I \cdot h_2 - \frac{M_2^I}{M_\ell} + G_2 \cdot h_3 = 0$$

إذا أن: AB, h_2, h_3 - قطع تتغير على مخطط المجموعة (3,2) في mm عندئذ:

$$F_{21}^r = \frac{F_2^I \cdot h_2 + \frac{M_2^I}{M_\ell} - G_2 \cdot h_3}{AB} = \frac{3255.73 + \frac{173}{0,002} - 206.83}{131} = 2473,5N$$

المركبة F_{21}^n تعتبر القيمة الكاملة لرد الفعل F_{21} و رد الفعل F_{30} تحدد من مخطط القوى الذي

تم إنشاؤه وفق المعادلة الشعاعية لتوازن المجموعة (3,2)، ومن ثم يكون:

$$\vec{F}_{21}^n + \vec{F}_{21}^r + \vec{F}_2^I + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{F}_3^I + \vec{F}_{30} = 0 \quad (24)$$

وباعتماد مقياس رسم القوى: $M_F = 100N / mm$ وبالحساب بما يتفق مع القطع المستقيمة

لمخطط القوى نجد:

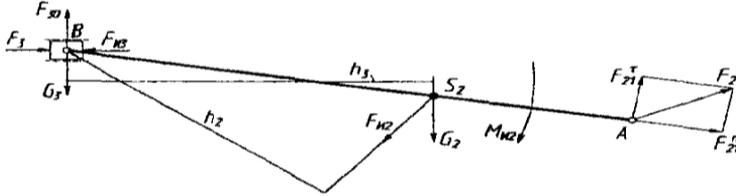
$$[1-2] = \frac{F_5^I}{M_F} = \frac{2473,5}{100} \approx 24,7mm, [2-3] = \frac{F_2^I}{M_F} = \frac{3225}{100} \approx 32,6mm,$$

$$[3-4] = \frac{G_2}{M_F} = \frac{20,6}{100} \approx 0,21mm,$$

$$[4-5] = \frac{G_3}{M_F} = \frac{14,42}{100} \approx 0,1442mm, [5-6] = \frac{F_3^I}{M_F} = \frac{1176}{100} \approx 11,76mm,$$

$$[6-7] = \frac{F_3}{M_F} = \frac{8836}{100} \approx 88,36mm,$$

القطع $[7-8] \perp OB$ & $[1-8] // AB$ تعبر عن ردود الفعل F_{30} & \vec{F}_{21}^n تعتبر غير معلومة حتى الآن ويتوجب حسابها، وننشئ مخطط القوى وفق اشور كما هو مبين على الشكل ومنه تحدد القوى غير المعلومة:



الشكل (16)

$$F_{21}^n = [8-1].M_F = 63,5.100 = 6350N, F_{21} = [8-2].M_F = 68.100 = 6800N$$

$$F_{30} = [7-8].M_F = 8.100 = 800N$$

لأجل تحديد رد الفعل F_{23} في المفصل B ندرس توازن ذراع التوصيل 2:

$$\vec{F}_{21}^n + \vec{F}_{21}^c + \vec{F}_2^I + \vec{G}_2 + \vec{F}_{23} = \vec{0} \quad (3-9)$$

من المعادلة (4-2) وبالأخذ بالحسبان المعادلة (4-8) نجد أنه لأجل تحديد \vec{F}_{23} يكفي رسم مخطط القوى لمجموعة نقاط وصل الحدود 4&8 وبالتالي نجد : $F_{23} = [4-8].M_F = 77.100 = 7700N$

حساب قوى وصلة الخرج

ننشئ وضعيات الميكانيزم من الصنف الأول كما هو مبين في الشكل للنقاط A&C المرفق وفق وجهة مجموعة اشور (2-3)&(4-5) وذلك بوضع قوى رد الفعل الآتية [1,2,5]: $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{21}, \vec{F}_{14} = -\vec{F}_{14}$ من مركز الدوران O نرسم عمود على مناحي الأشعة \vec{F}_{21} & \vec{F}_{14} وبالقياس نجد: $h_1' = 24,5mm, h_1 = 24,9mm$. إضافة لذلك على المرفق تؤثر قوى الثقالة، والعزم الرئيسي M_1^I لقوى العطالة كما أن الميكانيزم ينفصل من الآلية القياسية، و تؤثر

أيضاً على أجزاء السيارة للنقل (نقل الحركة) نستعيض عن هذا العزم في معادلة التوازن بالعزم M_y الذي يحدد من معادلة العزوم بالنسبة للنقطة O كما يأتي [1,2,4,5]:

$$M_y + M_1^I - F_{12} \cdot h_1 \cdot M_\ell - F_{14} \cdot h_1' \cdot M_\ell = 0$$

ومن ثم نجد :

$$M_y = F_{12} \cdot h_1 \cdot M_\ell - M_1^I + F_{14} \cdot h_1' \cdot M_\ell =$$

$$6800 \cdot 24,9 \cdot 0,002 + 7900 \cdot 24,5 \cdot 0,002 - 601,58 = 124,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

معادلة توازن المرفق تملك الشكل الآتي :

$$\vec{F}_{12} + \vec{F}_{14} + \vec{G}_{11} + \vec{F}_{10} = \vec{0} \quad (3-10)$$

نختار مقياس رسم القوى: $M_F = 100 \text{ N} / \text{mm}$ ، أطوال قطع مخطط قوى المرفق (1) تعطى

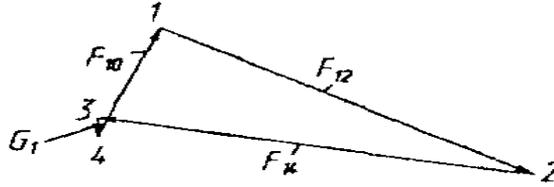
$$[1-2] = \frac{F_{12}}{M_F} = \frac{6800}{100} = 68 \text{ mm}, [2-3] = \frac{F_{14}}{M_F} = \frac{7900}{100} = 79 \text{ mm},$$

$$[3-4] = \frac{G_1}{M_F} = \frac{484}{100} \approx 4,9 \text{ mm},$$

تنشئ مضلع القوى وفق المعادلة (4-10) كما هو مبين في الشكل (17) إذ تغلق القطعة

[4-1] التي تمثل رد الفعل \vec{F}_{10} المؤثرة على المرفق من الحد الثابت ومن ثم تملك القيمة الآتية :

$$F_{10} = [4-1] \cdot M_F = 34 \cdot 100 = 3400 \text{ N}$$



الشكل (17)

التحليل الديناميكي لميكانيزم الكامة

يهدف ميكانيزم الكامة بشكل أساسي إلى تأمين حركة الكامة بشكل ضروري وفقاً للشروط

التكنولوجية لحركة التابع ، و الشكل التالي يبين احتمالات متعددة لميكانيزم آلية آلية التوقيت

وسوف نركز على أهم ما يتوافق مع معطيات بحثنا [7,8,9].

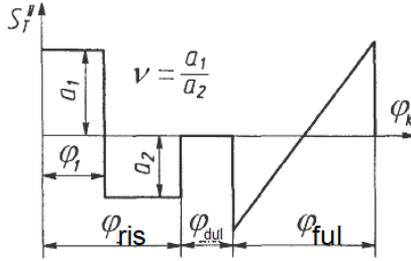
بارامترات الدخول للتحليل

- الرسوم البنوية للميكانيزم مع تبيان طريقة الازدواجات الحركية المغلقة.

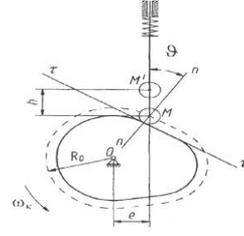
- قانون حركة التابع الذي يعطي مخططه على شكل رسوم وكذلك التسارع كتابع لزاوية دوران الكامرة φ أو معرفته بالتوافق مع الجدول (1) نجد:
- الإزاحة الأعظمية للتابع مستقيمة h أو زاوية التآرجح ψ للخيار الثاني.
- مقدار زاوية الدوران للكامرة في كل شوط :
- φ_r - شوط الصعود ، φ_d - زاوية السكون ، φ_f - شوط الهبوط
- القيمة الأعظمية لزاوية الضغط $\theta_{\max} = [\theta]$ لأجل الخيار الأول والثاني وإذا كانت $\theta_{\max} = [\theta]$ غير معلومة في معطيات المشروع تعتمد $\theta_{\max} = [\theta] = 30^\circ$ في الخيار الأول للتتابع وفي الخيار الثاني للتتابع المتأرجحة.
- كتلة التابع m_T إذا كانت غير معلومة في مشروعنا تعتمد كنسبة من كتلة ذراع التوصيل $m_T = 0,1m_2$
- إذا أن : m_2 - كتلة ذراع التوصيل.
- حل المسألة المطروحة للتحليل تدرس بشكل ميكانيزم الكامرة مع حركة انسحابية للتابع الدحرجي مع ازدواجات مركبة كبيرة ومغلقة بالقوى كما في الشكل (18) بهذه المعطيات لبارامترات الدخل الجدول (2) قانون حركة التابع مبين في الشكل (19).

الجدول (2)

$\omega_k, \frac{rad}{sec}$	$h; m$	$m_T; kg$	$m_T; kg$	زاوية دوران الكامرة			قانون حركة التابع	
				φ_r	φ_D	φ_f	هبوط	صعود
76,4	0,01 1	27	0,23	65	0	65	قطع مكافئ $V=1,5$	مع تسارع ثابت



الشكل (18)



الشكل (19)

5-2- تحديد قانون حركة التابع

قانون حركة التابع يقترح على شكل رسوم للازحة $S(\varphi)$ ، والسرعة والتسارع كتابعين لزاوية الدوران φ للكامة شكل (19) زاوية عمل الكامة تعطى بالشكل الآتي:

$$\varphi_p = \varphi_r + \varphi_D + \varphi_f = 65 + 0 + 65 = 130^\circ$$

تحول هذه الزاوية للراديان نجد :

$$\varphi_p^{rad} = \frac{\pi}{180} \varphi_p = \frac{\pi}{180} 130 = 2,269 rad; \varphi_{ris}^{rad} = \varphi_{ful}^{rad} = \frac{\pi}{180} 65 = 1,1345 rad$$

باعتقاد مقياس لمحور الزاوي يكون : $M_\varphi = 0,015 rad / mm$

عندئذ طول القطعة l لزاوية الدوران للكامة على المحور φ تساوي :

$$l_p = \frac{\varphi_p}{M_\varphi} = \frac{2,263}{0,015} = 150,86 mm; l_{ris} = l_{ful} = \frac{\varphi_{ris}}{M_\varphi} = \frac{1,1345}{0,015} = 75,43 mm; l_D = 0$$

بحساب القيم الأعظمية للسرعة S'_{max} ، وكذلك التسارع S''_{max} وفق المعادلات الواردة بالجدول (3)، وزاوية الرفع للتابع حيث تتم الحركة وفق قطع مكافئ تملك الشكل الآتي :

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_{ris}}{1+V} = \frac{1,1345}{1+1,5} = 0,4538; l_{\varphi_1} = \frac{\varphi_1}{M_\varphi} = \frac{0,4538}{0,015} = 30,25 mm$$

$$S'_{ris \max} = \frac{2 \cdot h}{\varphi_{ris}} = \frac{2 \cdot 0,011}{1,1345} = 0,0194 m$$

$$S''_{ris \max} = \frac{2 \cdot h}{\varphi_{ris} \cdot \varphi_1} = \frac{2 \cdot 0,011}{1,1345 \cdot 0,4538} = 0,04273 m \text{ عندما } 0 \leq \varphi \leq \varphi_1 \text{ يكون}$$

$$S''_{ris \max} = \frac{2 \cdot h}{\varphi_{ris} \cdot (\varphi_{ris} - \varphi_1)} = \frac{2 \cdot 0,011}{1,1345 \cdot (1,1345 - 0,4538)} = -0,0284 m \text{ عندما } \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_{ris} \text{ يكون}$$

خلال زاوية الهبوط للتابع الحركة تكون فوق قانون تغير التسارع بانتظام لأجل ذلك نملك:

$$S''_{ful\ max} = -\frac{3.h}{2.\varphi_{ful}} = -\frac{3.0,011}{1,1345.2} = -0,0145m \quad S''_{ful\ max} = \pm \frac{6.h}{\varphi_{ful}^2} = \pm \frac{6.0,011}{1,1345^2} = \pm 0,05128m$$

باعتدال مقياس الرسم على محاور الرسم واحدة لأجل المخططات $S(\varphi)$ & $S'(\varphi)$ نجد:

$$M_{S''} = 0,002 \frac{m}{mm} \quad \text{نجد: } S''(\varphi) \text{ ولأجل المخطط } M_{S'} = M_{S''} = 0,0005 \frac{m}{mm}$$

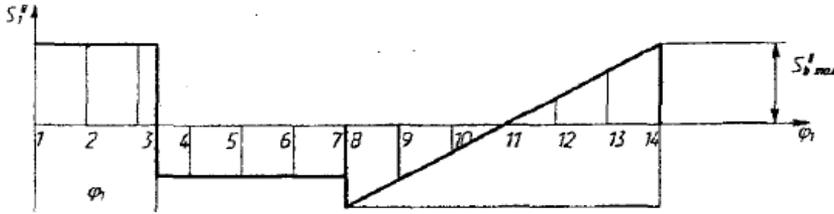
نحسب الإحداثيات الأعظمية للمخططات

$$1- \text{الإزاحة الأعظمية: } y_{S\ max} = \frac{h}{M_{S'}} = \frac{0,011}{0,0005} = 22'$$

$$2- \text{السرعة الأعظمية } y_{S'\ max\ ris} = \frac{S'_{ris\ max}}{M_{S'}} = \frac{0,0194}{0,0005} = 38,8mm$$

$$\text{التسارع: عندما } 0 \leq \varphi \leq \varphi_1 \text{ يكون: } y_{S''\ max} = \frac{S''_{ris\ max}}{M_{S''}} = \frac{0,042731}{0,002} = 21,36mm$$

$$\text{عندما } \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_{ris} \text{ يكون: } y_{S''_{ful\ max}} = \frac{S''_{ful\ max}}{M_{S''}} = \frac{0,0284}{0,002} = \pm 25,24mm$$



مخطط التسارع

الشكل (20)

بحساب القيم S & S' نوردتها بالجدول (2)

الجدول (4)

رقم	8	9	10	11	12	13	1
الوضعية							4
φ_i, rad	1,134	0,945	0,756	0,567	0,378	0,189	0
	5						
S, m	0,011	0,0101	0,0081	0,0054	0,0028	0,0008	0
		8	4	9	4	1	

دراسة انشائية وحركية وديناميكية لبعض ميكانيزمات سيارة سياحية
(آلية التوقيت)

y_s, m	22	20,36	16,28	10,99	5,69	1,62	0
S', m	0	-	-	-	-0,129	-	0
		0,0081	0,0129	0,0145		0,0081	
y_s', mm	0	-16,19	-25,87	-29	-25,87	-16,19	0

النتائج

- 1- تم في هذا البحث وضع تسلسل تنفيذ الحسابات الديناميكية بشكل سلس.
- 2- تم وضع أسس تحديد حجم وابعاد الية التوقيت بشكل واضح ودقيق ومتسلسل.
- 3- توصلنا الى نتيجة توضح توضع المكابس في الأسطوانة انطلاقاً من الدارة الترموديناميكية كتابع بعلاقتها بزواوية دوران المرفق.

المراجع

- 1- نزيه يوسف 2018-2019- نظرية الآلات منشورات جامعة البعث.
- 2- نزيه يوسف المودول الرياضي لتحليل بنية الآليات بمستويات تعقيد وقيم تحركية مختلفة منشور في مجلة جامعة البعث مجلد 38 لعام 2016.
- 3- نزيه يوسف، مروان الحجى استخدام معيار تقيد الحركة لتحليل بنية الآليات المستوية التي تملك درجة طلاقة واحدة وازدواجات من ذات النوع وتطبيق ذلك على آلة مكونة من 14/ حداً منشور في مجلة جامعة البعث مجلد 33 لعام 2011.
- 4- معن حوراني ديناميك الآلات منشورات جامعة دمشق.
- 5- نزيه يوسف 2023-2024- ميكانيك هندسي 2 منشورات جامعة حمص.

- 6-Забара К.Н.и др2021.Проект по ТММ издели Сибири.
- 7- Курсовое проектирование по теории механизмов и машин /Под общ, ред. Г.Н. Девойно. - Мн.: Выш. шк., 1986. - 285 с.
- 8- Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. - М.:Высш. шк., 1987. - 496 с.
- 9- Машков, А.А. Теория механизмов и машин: учебное пособие. - Мн.: Выш. школа, 1971. - 1971 с.
- 10- Теория механизмов и машин: методические указания и контр, задания для студентов-заочников инженерно-технических специ-альностей вузов / Н.И. Левитский, Л.П. Солдаткин, В.Д. Плахин, Ю.Я. Гуревич. - М.: Высш. шк., 1989. - 127 с.
- 11- Левитская, О.Н., Левитский, Н.И. Курс теории механизмов имашин.- М.:Высш. шк.,1985. - 280 с.