

دراسة ظاهرة تركّز الإجهادات في عمود نقل الحركة (P.T.O) بين الجرّار وآلة الحراثة ورفع موثوقيته على بمتانة التعب بمساعدة الحاسوب (تطبيق على جرّار (Universal 445))

الدكتور خضر خفيف*

الدكتور سليمان علي**

منهل خريمة***

(تاريخ الإيداع 11 / 3 / 2012. قُبِلَ للنشر في 25 / 6 / 2012)

□ ملخّص □

يتناول هذا البحث دراسة ظاهرة انهيار التعب لعمود نقل الحركة بين الجرّار وآلة الحراثة. إذ أن الآخاديد الموجودة على العمود والمخصصة لنقل العزوم والحركة، هي مناطق تركّز إجهادات تسهم بشكل كبير في انهيار المادة على التعب. الفحص البصري لمقطع التحطم للعمود يظهر شقوق ابتدأت عند جذر الآخاديد، ومن هنا تأتي أهمية دراسة هذه الآخاديد وتصميمها بعناية فائقة، وهذا ما توفّره البرامج الحاسوبية والتصميمية باستخدام الحاسوب، إذ سيتم تصميم العمود وربطه بمجموعة من المعادلات والقيم، للتمكن من تغيير جملة من الأبعاد الهندسية بشكل سريع وقت الضرورة، واستخدام طريقة العناصر المنتهية في تحليل الإجهادات للوصول إلى تحديد الإجهادات الأعظمية، وبالتالي المناطق الخطرة باستخدام برنامج التصميم الميكانيكي KCAD/CATIA وصولاً لحالة التصميم المثالية. إذ تعتمد الطريقة التحليلية على فرضيات المتانة لتحديد الإجهادات المؤدية لفشل العمود، ومعرفة أبعاد العمود الضرورية بالمقارنة مع الإجهادات المسموحة. نستخدم أيضاً طريقة قانون Basquin's power في حساب عدد مرات التحميل. وقد وجد أن تغيير حالة تصميم العمود القائمة إلى حالة تصميم العمود المثالية المستنتجة في نهاية البحث ($L1 =$) أعطى نتائج أفضل بنسبة 50% .

الكلمات المفتاحية: برنامج CATIA- فشل التعب- طريقة العناصر المنتهية- تركّز إجهادات- الآخاديد- عدد مرات التحميل- عمود الإدارة الخلفي = P.T.O - الإجهادات الأعظمية .

*مدرس- قسم هندسة التصميم والإنتاج-كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية- جامعة تشرين- اللاذقية- سورية.

**مدرس-قسم هندسة التصميم والإنتاج- كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية- جامعة تشرين- اللاذقية- سورية.

*** طالب دراسات عليا (ماجستير)- قسم هندسة التصميم والإنتاج كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية- جامعة تشرين- اللاذقية- سورية.

Studying the Phenomenon of Stresses Concentration at (P.T.O) Transmission Shaft between Tractor and Tillage Machine, and Rises Authenticity Its on Durability of Fatigue Aided Computer (Application on (Universal 445) Tractor)

Dr. Khedir Khafif*
Dr. Sulieman Ali**
Manhah

Khreima***

(Received 11 / 3 / 2012. Accepted 25 / 6 / 2012)

□ ABSTRACT □

This search deals with studying the phenomenon of the fatigue of failure at transmission shaft between the tractor and tillage machine. Where the splines existed onto shaft and specified for transmission of moments and movement is stresses concentration regions contributes efficiently in failure of material on the fatigue. Visual examination of the fractured shaft surface clearly showed cracks initiated from roots of splines. Hence the importance of studying these splines and designed them fussily and this is availability design and arithmetical software aided computer, where they will be designing the shaft and associated with group from equations and relations to be able to change sentence from geometric dimensions quickly necessity time, and use the finite elements method in analysis of stresses to reach the determine the maximum stresses, and therefore perilous regions by used CAD/CATIA mechanical design program for arrivals into ideal design state. Where analytical approach based on durability criteria for determine stresses leading to failure of shaft and therefore necessary to know shaft of dimensions compared with allowable stresses. We also use Basquins power law in calculated of loading cycles numbers. It was found that changing the state of the natural shaft design to the state of the ideal shaft design derived in the end of the research gave better results by 50%.

Keywords: Catia Program, Fatigue Failure, Finite Element Method, Stresses Concentration, Splines, P.T.O, Loading Cycles Numbers, Maximum Stresses.

* Assistant Professor, Department of Production and Design Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria

** Assistant Professor, Department of Production and Design Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria

*** Postgraduate Student, Department of Production and Design Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

مقدمة:

لا تكاد تخلو آلة من آليات النقل أو آليات التشغيل من الأعمدة الدوّارة التي تتعرض لإجهادات فتل وانحناء، إذ يتعلق مقدار تحمل الإجهادات حسب معدن الأعمدة وشكلها الخارجي (أعمدة متدرّجة، أعمدة مخدّدة، أعمدة مثقّبة، أعمدة بمجارٍ لتوضع الأسافين والخوابير) مما يجعل الإجهادات في هذه المواضع أكثر تركّزاً، وبالتالي تكون المقاطع عندها أكثر خطورة و نتيجة للحمولات الديناميكية المتغيرة على هذه الأعمدة الأمر الذي يؤدي إلى فشلها على أساس ظاهرة التعب المرتبطة في الوقت نفسه بمعاملات تركّز الإجهادات، لذا يتطلب الأمر دراسة، وتحليل هذه المقاطع لتجنب الخطورة فيها وتحقيق المتانة على التعب. يتعرض البحث إلى المسألة المطروحة لعمود نقل الحركة (P.T.O) بين جرار (Universal 445) وآلة الحراثة المرتبطة معه. يتعرض العمود أثناء الحراثة إلى أحمال سناتيكية وديناميكية (عزوم فتل وانحناء ناتجة عن قوى المسننات وردود أفعال المساند) تُنتج إجهادات فتل، وانحناء يجب تحصيلها على أساس الإجهاد المكافئ. تنتج الحمولات الديناميكية المتغيرة من الإقلاع والفرملة وتغيّر الحمل كوجود الصخور، وتغيّر كثافة ورطوبة التربة مما يفرض حساب متانة العمود على التعب (المتانة الدائمة).

أهمية البحث وأهدافه :

إن الهدف الأساس من هذا البحث دراسة ظاهرة تركّز الإجهادات في عمود نقل الحركة بين الجرّار، وآلة الحراثة وتأثيرها على متانة وإجهاد التعب. للوصول إلى هذا الهدف سيتم تصميم عمود نقل الحركة بين الجرّار وآلة الحراثة المرتبطة معه بعناية فائقة وتحليل الإجهادات وفق نظرية العناصر المنتهية لتحديد مستوى تركّز الإجهاد عند المنطقة المنهارة للعمود وتغيير الأبعاد الهندسية للعمود وصولاً لحالة تصميم مثالية، تقلل من تركّز الإجهادات في المناطق الخطرة (أي يكون معامل تركّز الإجهاد أقل)، وبالتالي يصبح العمود أكثر متانة على التعب (المتانة الدائمة) مما يؤدي إلى إطالة عمر العمود وتقليل نفقات تبديله والخسائر الاقتصادية الناتجة عن توقف العملية الإنتاجية بسبب التوقف الكامل للآلة المتضمنة للعمود المدروس.

طرائق البحث و موارده :

إن البرنامج المستخدم في رسم و تصميم عمود نقل الحركة بين الجرّار، وآلة الحراثة وتحليل الإجهادات وفق نظرية العناصر المنتهية هو برنامج CATIA من وظائف هذا البرنامج تشكيل العناصر ثلاثية وثنائية الأبعاد وتجميع هذه العناصر وتطبيق القوى والعزوم وإظهار توزيع الإجهادات وإعطاء الحركة للميكانيزمات المركبة ثم رسم مساقط هذه الأجسام، وأيضا إمكانية استنتاج شكل الجسم بعد رسم مساقطه، وإمكانية القيام بالحساب والبرمجة وحل المعادلات .

مخطط البحث :

1. إجراء كافة التجارب على عدة عينات لمعادن أعمدة مختلفة، لتحديد نوع معدن العمود المستخدم بدقة وتحديد خواصه الميكانيكية.
2. تصميم و حساب الأبعاد الهندسية للعمود يدوياً وفق فرضية تغير الشكل في حساب الإجهادات .
3. إنجاز رسم وتصميم العمود موضوع البحث بمساعدة الحاسوب عن طريق برنامج التصميم الميكانيكي a. CATIA و ربطه بمجموعة من المعادلات و القيم للتمكن من تغيير جملة من الأبعاد الهندسية بشكل سريع وقت الضرورة.
4. التحليل الكامل للإجهادات التي يتعرض لها العمود(قتل-قص-إنحناء)وتحديد المواقع الأعظمية بواسطة برنامج التصميم CATIA ومساعدة العناصر المنتهية (FINITE ELEMENTS) .
5. إنجاز الدراسة العملية على الكمبيوتر المتمثلة بتغيير الأبعاد الهندسية للعمود (طول الجزء الأسطواني الأول- طول الخابور- عدد أخاديد البروفيل المخدد - عرض الخابور - نصف قطر الشنفرة) حتى الوصول إلى أفضل تصميم للعمود يقلل من خطورة الإجهادات .

النتائج والمناقشة:

1. تحديد نوع معدن عمود نقل الحركة باستخدام جهاز التحليل الطيفي:
تم إجراء اختبار التحليل الطيفي على عدة عينات من أعمدة مستخدمة في نقل الحركة بين الجرار وآلة الحراثة. يبين التحليل أنه يتم استخدام نوع واحد من الفولاذ في تصنيع عمود نقل الحركة و هو فولاذ كربوني المصنف بواسطة AISI المعهد الأمريكي للفولاذ و الحديد (American Iron and Steel Institute) و لكن بتركيز كربون مختلفة $0.35\%C, 0.45\%C, 0.50\%C, 0.60\%C$ ، وكانت النتائج على النحو الذي يظهره الجدول (1).

الجدول(1) يظهر نوع معدن العمود و الخواص الميكانيكية لكل معدن [1].

نوع المعدن	مقاومة الشد (Mpa)	مقاومة الخضوع (Mpa)	الاستطالة (%)	حالة العمود
AISI1035	485	415	15	مدرقل على البارد ، قضيب معدني (50-32)
AISI1045	620	550	10	مدرقل على البارد ، قضيب معدني (50-32)
AISI1050	862	655	23	مقسى بالزيت ، مرجع عند $540C^0$
AISI1060	965	669	17	مقسى بالزيت ، مرجع عند $540C^0$

- يستنتج من مقارنة العينات أن العينة AISI1060 تملك أكبر قيمة إجهاد شد وإجهاد خضوع من العينات الأخرى .
- 2. حساب الأبعاد الهندسية للعمود وفق فرضية تغير الشكل في حساب الإجهادات :

- يهدف هذا الحساب إلى التأكد من الأبعاد الهندسية للعمود وفق فرضية تغير الشكل في حساب الإجهادات.
- يحسب عزم الدوران الاسمي وفق المعادلة التالية :

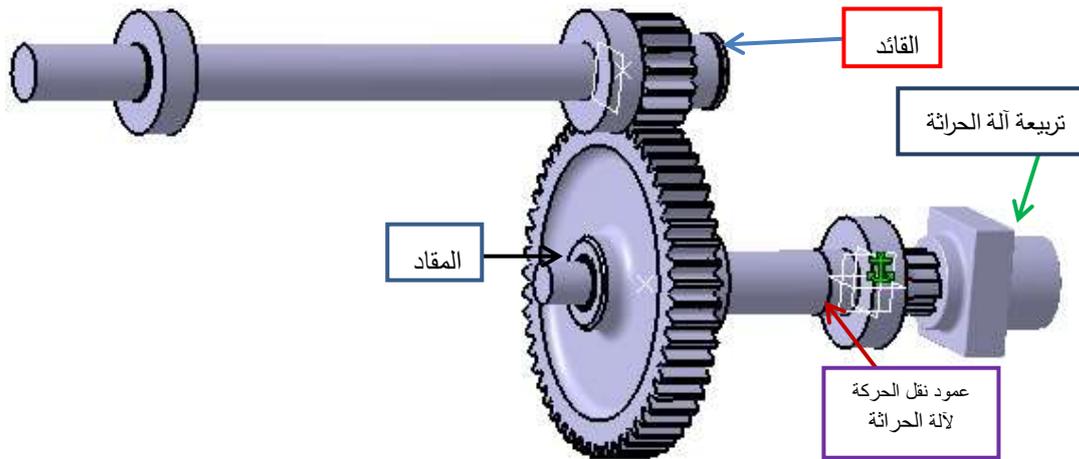
$$T = 9950 \frac{P}{n} C_B N.m = 131.71 \text{ N m}$$

إذ إن :

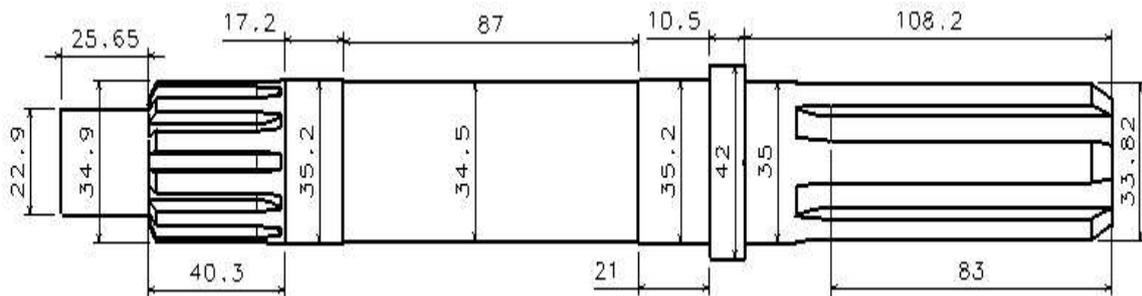
$C_B = 1$ معامل ظروف العمل (الشغل).

$P = 33,1 \text{ KW}$ الاستطاعة الاسمية الأعظمية المراد نقلها مقدرة بـ KW.

$N = 2400 \text{ r.p.m}$ عدد الدورات الأصغري التابع للاستطاعة مقدرة بـ 1/min.



الشكل (1) : يوضح آلية نقل الحركة للعمود.



الشكل (2) : يبين أبعاد العمود بـ mm.

- يسلم الجرار 80% من استطاعته لآلة الحراثة أثناء العمل :
- $Mt_1 = 131.71 \times 0.8 = 105.37 \text{ N.m}$
- إن عزم الفتل المنقول للعمود المدروس يمر بنسبة نقل بين مسننين كما هو مبين بالشكل (1).
- فنكون نسبة النقل :

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{93,5}{30,6} = 3,05$$

يحسب عزم الدوران المنقول للعمود من العلاقة التالية :

$$i = \frac{Mt_2}{Mt_1} \longrightarrow Mt_2 = Mt_1 \cdot i = 105,37 \cdot 3,05 = 321,38 \text{ N.m}$$

- إن تحديد عزوم الانحناء تكون أكثر صعوبة ، وأكثر كلفة من تحديد عزوم الفتل إذ يتم تجزئة محصلة القوة النازمية المنطبقة على خط التعشيق ، العمودية على جانب السن F إلى مركبتين مماسية F_t و قطرية F_r . إذ أن القوة المماسية F_t تسبب عزم انحناء في المستوي الأفقي ، و القوة القطرية F_r تسبب عزم انحناء في المستوي الشاقولي [2].

• يتم حساب ردود الأفعال في المحامل A و B ، وذلك من تأثير القوتين F_t و F_r وهي $F_{BZ}, F_{AZ}, F_{BX}, F_{AX}$ على المحورين X و Z ، وبذلك يمكن تشكيل M_z, M_x ، و حساب عزم الانحناء الأعظمي الذي ينتج من محصلة العزميين M_z, M_x كما يلي :

$$M = M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_z)^2} = 135,89 \text{ Nm}$$

• في حال التأثير المركب للفتل و الانحناء تظهر في كل مرة إجهادات أعظمية في الأعمدة. التأثير الإجمالي يمكن تمثيله بحسب فرضية طاقة تغير الشكل ، ويمكن تحديده من الإجهاد المكافئ :

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{bzul} \text{ N/mm}^2 \quad (1)$$

إذ إن :

σ_b إجهاد الانحناء المطبق على العمود بـ N/mm^2 .

τ_t إجهاد الفتل المطبق على العمود بـ N/mm^2 .

α_0 نسبة التعب في الحمولة الديناميكية.

يمكن حساب σ_b و τ_t من العلاقات التالية :

$$\sigma_b = \frac{M_v}{W_p} \text{ و } \tau_t = \frac{Mt_2}{W_t} \quad (2)$$

إذ إن :

M_v العزم المكافئ بـ N m وبحسب من العلاقة التالية :

$$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_1)^2} \quad (3)$$

إذ إن :

M عزم الانحناء للمقطع الخطر بـ N mm .

T_1 عزم الدوران للعمود بـ N mm .

بالتعويض بالمعادلة (3) نجد أن :

$$T_1 = Mt_2 = 321,38 \text{ Nm} \text{ و } M = M_{max} = 135,89 \text{ Nm} \text{ و } \alpha_0 = 1,73$$

$$M_v = \sqrt{(135,89)^2 + 0,75 \cdot (1,73 \cdot 321,38)^2} = 501 \text{ Nm}$$

• حساب σ_b و τ_t من العلاقة (2) :

$$w_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = 0,1 \cdot d^3$$

$$w_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 = 0,2 \cdot d^3$$

d قطر العمود المدروس و يساوي 35mm.

بالتعويض :

$$[3] \sigma_b = \frac{501}{0,1.(35)^3} = 117 \text{ N/mm}^2, \tau_t = \frac{321380}{0,2.(35)^3} = 37,48 \text{ N/mm}^2$$

بالتعويض بالمعادلة (1) نجد أن :

$$\sigma_v = \sqrt{(117)^2 + 3.(1,73 . 37,48)^2} = 162,18 \text{ N/mm}^2$$

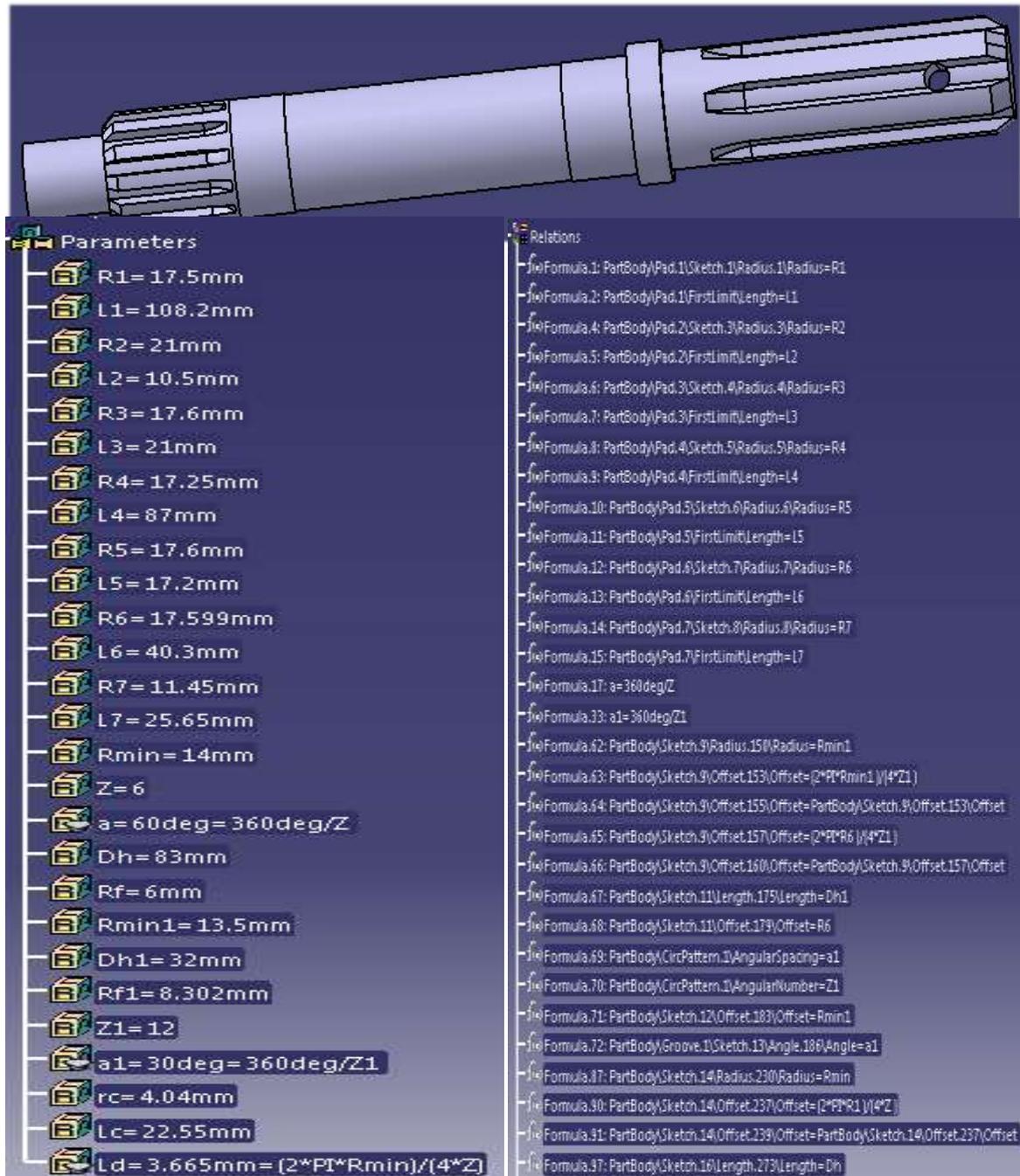
أن الإجهاد المكافئ أقل من الإجهاد المسموح به لكافة المعادن المعطاة في الحالات الأربعة $\sigma_v \leq \sigma_{ballo}$ و لذلك يمكننا اعتبار أن تصميم عمود نقل الحركة في حالات العينات الأربع آمن وفق فرضية تغير الشكل.

الجدول (2): يظهر الإجهاد المسموح به للعينات الأربعة .

الإجهاد المسموح σ_{ballo} ÷ N/mm^2	المعدن حسب DIN		المعدن حسب AISI
	الاسم المختصر	رقم المعدن	
325	C60	1.0601	AISI1060
290	C50	1.1210	AISI1050
262.5	C45E	1.1191	AISI1045
257.5	C35	1.0501	AISI1035

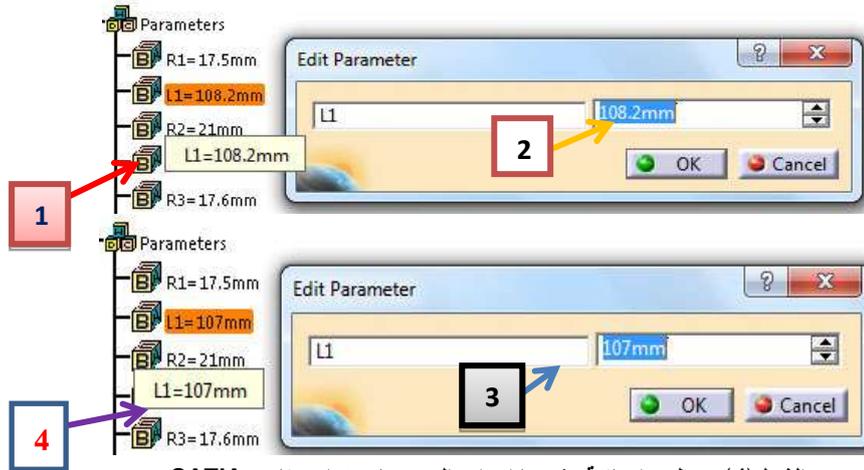
3. تصميم عمود نقل الحركة بين الجرار وآلة الحراثة:

يتم تصميم عمود نقل الحركة بمساعدة CATIA وفق أبعاد هندسية معينة وربطه بمجموعة من البارامترات المتغيرة والبارامترات التابعة وصيغهم اللازمة لرسم العمود بمساعدة البرنامج، وبذلك يتم الحصول على الرسم النهائي لعمود نقل الحركة كما هو واضح في الشكل(3).



الشكل (3) : الرسم الكامل للعمود نقل الحركة مع البارامترات المتغيرة و البارامترات التابعة و صيغها اللازمة.

يمكن الآن تغيير طول الجزء الاسطواني الأول وكافة بارامترات عمود نقل الحركة من دون الحاجة إلى إعادة رسم العمود عند تغيير أي جزء منه، مما يوفر الوقت والجهد. من شجرة العمليات من قائمة Parameters نجد طول الجزء الأسطواني الأول $L1=108.2$ mm، وبالنقر مرتين تظهر نافذة Parameters Edit ، يتم تغيير قيمة طول الجزء الأسطواني الأول فيها إلى $L1=107$ mm كما في الشكل (4)[4].



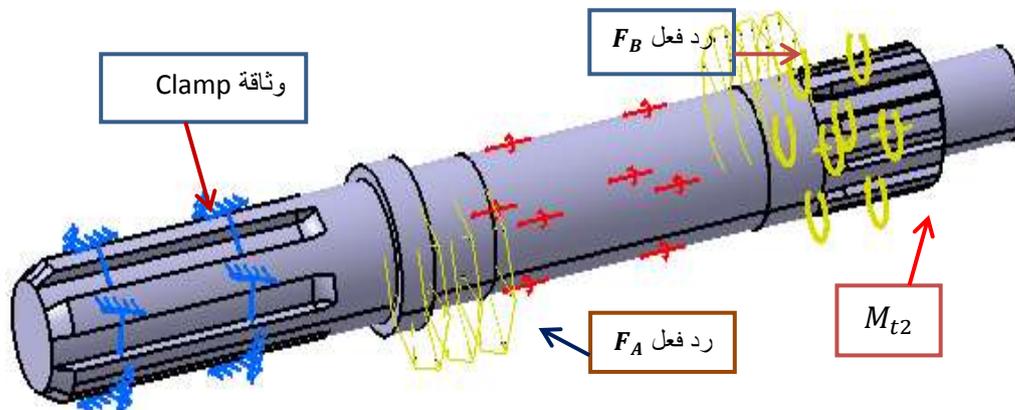
الشكل (4) : يظهر إمكانية تغير بارامترات العمود باستخدام برنامج CATIA.

4. تحليل الإجهادات بمساعدة CATIA :

بعد الرسم ثلاثي الأبعاد للعمود يتم تطبيق خصائص المادة على القطعة المنجزة. عمود نقل الحركة مصنع من معدن فولاذ كربوني من الصنف AISI 1060 له معامل يونغ $1,9 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ ونسبة بواسون 0,27، والكثافة 7700 Kg/m^3 ومقاومة الخضوع $7 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ ومقاومة الشد. $9,65 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ والتمدد الحراري

$1,49 \cdot 10^{-5} \text{ Kdeg}$ [1]. عمود نقل الحركة خاضع إلى عزم دوران عند بدايته أي (عند المسنن القائد الذي تتداخل أسنانه في المسنن المقاد) وقيمته $M_{t2} = 321.38 \text{ N.m}$ ونضعه في الاتجاه Y الموجب ومستند على محملين دحروجين في الموضعين A, B، نطبق حمل المحمل في الموضع A ثم يتم إدخال قيم قوى ردود الأفعال المحسوبة سابقاً $F_x = -1203.5 \text{ N.m}$ $F_z = -438.33 \text{ N.m}$ في صندوق المعطيات وكذلك يتم إدخال قيم ردود الأفعال في المحمل الثاني في الموضع B. يتم افتراض أن منطقة البروفيل المخددة مثبتة على الجانب معاكس لاتجاه عزم الدوران ، والقيود Clamp يعني أن الانتقالات والانحرافات الزاوية في الاتجاهات الثلاثة تكون مساوية للصفر. يمنع الحركة الانتقالية للعمود في الاتجاهات X , Z والحركة الدورانية حول المحور X و المحور Z، بالتالي يصبح العمود معرّفاً ستاتيكيّاً و جاهزاً للتحليل وفق طريقة العناصر المنتهية كما يوضح الشكل (5) [5].

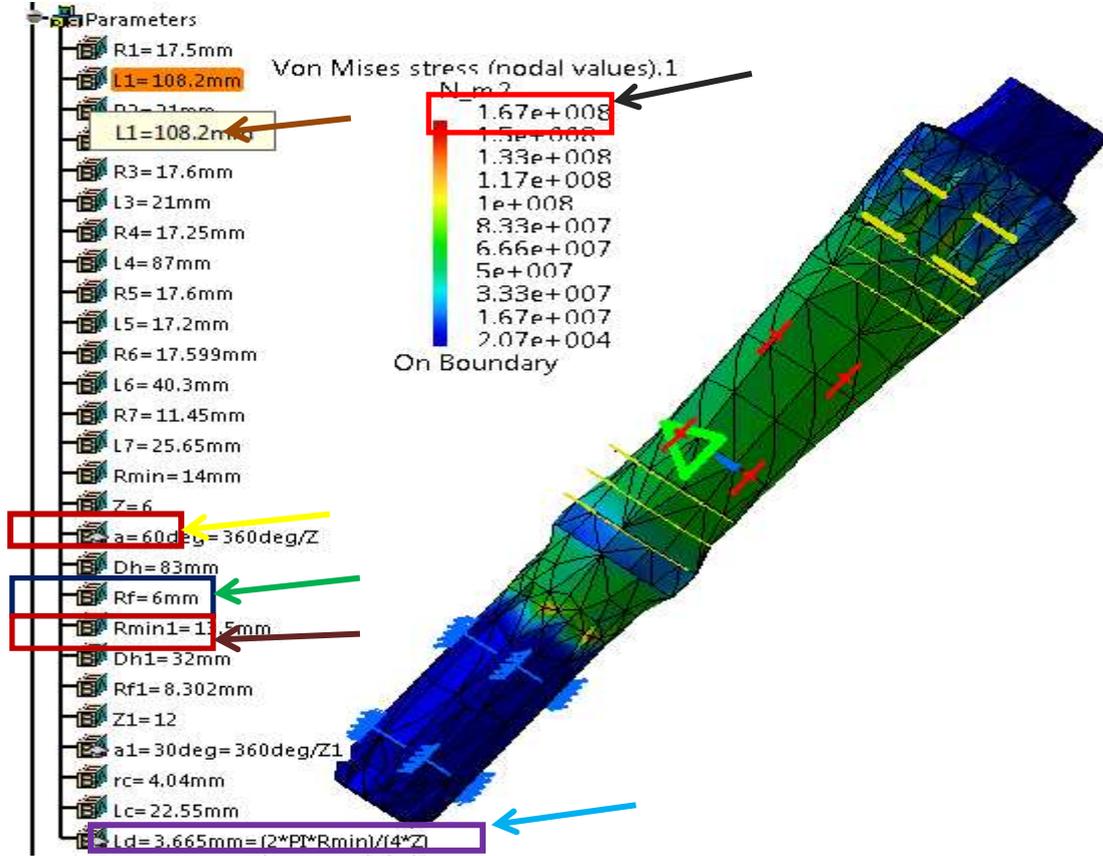
يتم بعدها إيجاد نتائج تحليل الإجهادات وفق نظرية العناصر المنتهية (FINITE ELEMENTS ANALYSIS)



الشكل (5): كيفية تطبيق الأحمال و العزوم وردود الأفعال (في موضعين A, B) و القيود على العمود.

يظهر الشكل (6) توزيع إجهاد Von Mises stress للعمود الخاضع للعزم الثابت المنقول دون صدم مفاجيء،

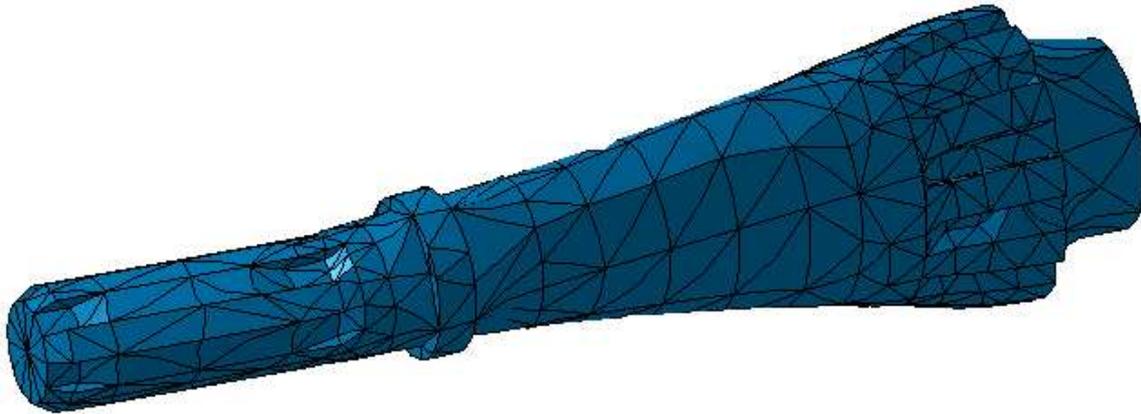
إذ يبقى الجسم مشوهاً، ولكن يظهر طيف الإجهادات بين القيمتين الحديتين للإجهاد وفق علاقة Von Mises [6]



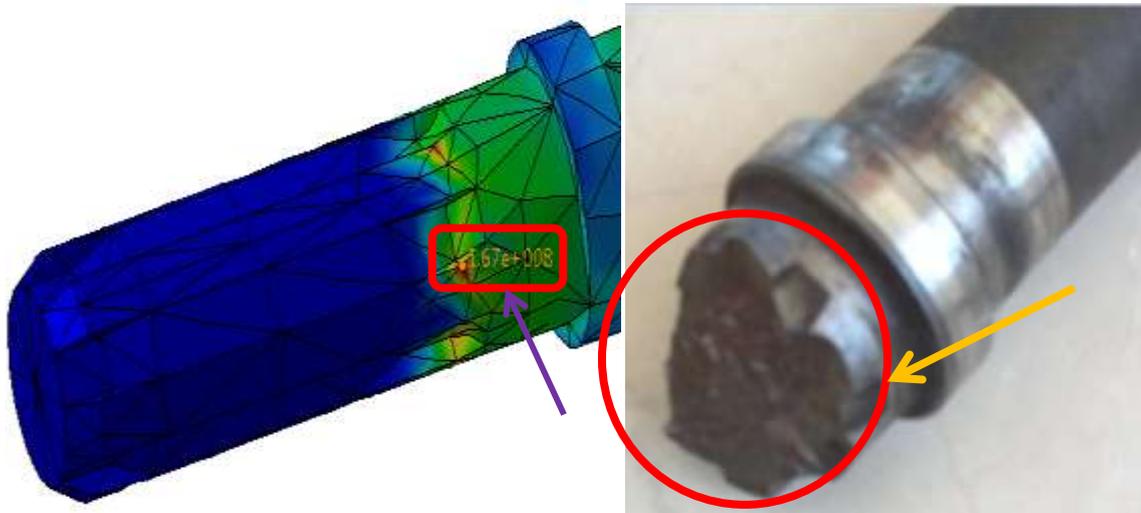
الشكل (6): توزيع الإجهادات حسب قيم إجهاد Von Mises للعمود في الحالة القائمة.

5. تحليل الانهيار (Failure Analysis):

تحليل الانهيار يحدد السبب الرئيس لفشل العمود، بناءً على نتائج تحليل الإجهاد وفق نظرية العناصر المنتهية المستخدم لتحديد مستوى تركّز الإجهاد عند المنطقة المنهارة للعمود، نموذج العناصر المنتهية ينشأ مع عناصر رباعية السطح (قطع مكافئ)، إذ إن هذا النموذج يتألف من 1534 عنصر (Element) و 3089 عقدة (Nodes) [7] كما يبين بالشكل (7). يلاحظ من الشكل (8) الإجهادات الأعظمية التي تحدث عند مناطق جذور البروفيل المخدد (إجهادات الذروة)، متطابقة مع المنطقة المنهارة التي تظهر بالعين المجردة.



الشكل (7) : نموذج العناصر المنتهية لعمود نقل الحركة، يتألف من 1534 عنصر (Element) و3089 عقدة (Nodes).



الشكل (8) : تطابق عمود نقل الحركة المحطم في منطقة التخميد مع الإجهادات الأعظمية عند جذور البروفيل المخدد.

بشكل عام إنَّ حدود الإجهاد كانت تحت حد الخضوع للمواد المستخدمة في تصنيع العمود، أي أنَّ الإجهاد المطبق لا يتجاوز الحدود المسموحة للإجهاد. إنَّ الفشل الوظيفي للعمود وانهيائه ينتج من الحملات المتبدلة والمنكررة الناتجة عن الصدم المفاجيء نتيجة عدم تجانس التربة و وجود الصخور والإقلاع والفرملة وبسبب تكرار الحمولة ، وهذا الإجهاد الأعظمي المتوقع تحت تحميل الصدم يتجاوز مقاومة الخضوع، و تكون حملات الصدم القوة الرئيسة المنبئه من أجل بداية الشقوق، وانتشارها باتجاه مركز العمود [8]، والتي تقل بشكل تدريجي قدرة تحمل العمود للحمل المطبق، وتقوده إلى انكسار مفاجيء أثناء العمل (نتيجة للحملات المتبدلة والمنكررة الناتجة عن الصدم المفاجيء).

6. حساب المتانة الدائمة (متانة التعب):

- يمكن توقع حدوث انهيار التعب بناءً على قانون Basquin 's power [9] الذي طُور بناءً على معطيات اختبار عمر التعب، ويعطى هذا القانون بالعلاقة :

$$A = \sigma_R \cdot N_R^B$$

إذ

σ_R الإجهاد الدوري مقدراً بـ N/mm^2 .

N_R حياة انهيار التعب مقدرة بعدد مرات التحميل .

A و B ثوابت تتعلق بمقاومة المادة و نستطيع تحديدها من العلاقات :

$$A = \frac{(0.9 \cdot \sigma_{ut})^2}{\sigma_e} \quad , \quad B = \frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9 \cdot \sigma_{ut}}{\sigma_e} \right)$$

إذ إن:

σ_{ut} متانة الشد القصوى مقدرة بـ N/mm^2 .

σ_e متانة التعب مقدرة بـ N/mm^2 .

- يتم تحديد الإجهاد الدوري باستخدام معايير الانهيار ل Goodman [10]، هذا يعني :

$$\sigma_R = \frac{\sigma_a \cdot \sigma_{ut}}{\sigma_{ut} - \sigma_m}$$

إذ إن:

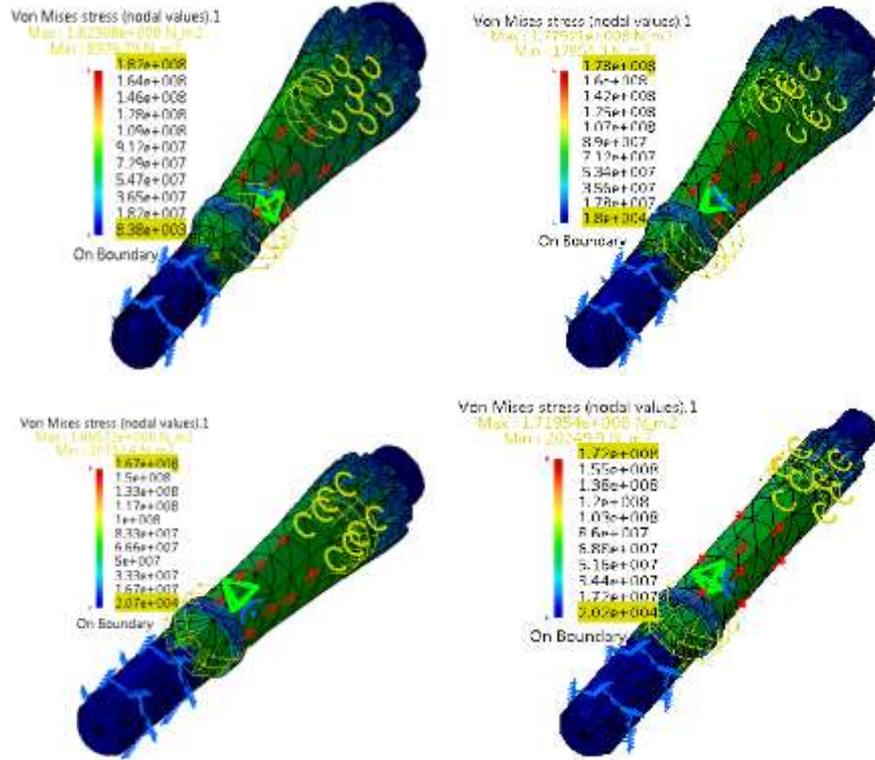
$$\sigma_a = \frac{\Delta \sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{العلاقة } \sigma_a \text{ الإجهاد السعوي يحسب من العلاقة}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{العلاقة } \sigma_m \text{ الإجهاد المتوسط يحسب من العلاقة}$$

- يتم الحصول على القيمة الصغرى و العظمى من نتائج تحليل العناصر المنتهية المنجز بوساطة برنامج

CATIA، الإجهاد الرئيسي المُعرض عند مناطق تركّز الإجهاد يتفاوت عند كل عينة من قيمة صغرى σ_{min}

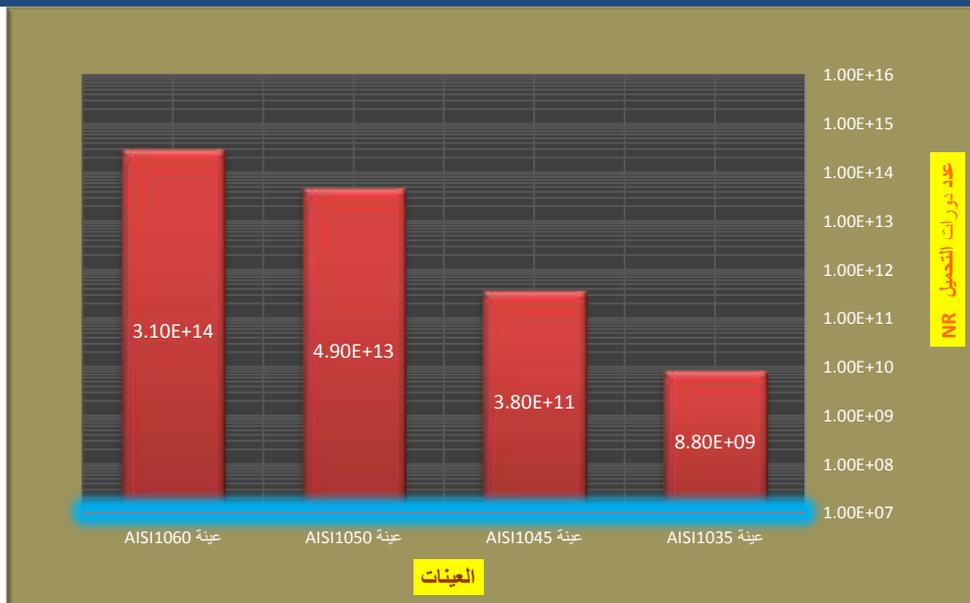
إلى قيمة عظمى σ_{max} لكل حالة تحميل وهذا ما يظهره الشكل (9).



الشكل (9): حساب الإجهاد الأعظمي و الأصغري للعينات الأربعة.

الجدول (3): يبين كيفية حساب متانة التعب و الإجهاد الدوري لكل عينة بعد إدخال البارامترات اللازمة.

K	J	I	H	G	F	E	D	C	B	A	
N_R	σ_R	B	A	σ_a	σ_m	σ_e	σ_{ut}	σ_{min}	σ_{max}	العينة AISI	
8.8E+09	112.01	0.0851	785.7	90.996	91.004	242.5	485	0.0084	182	1035	1
3.8E+11	103.91	0.0851	1004.4	88.991	89.009	310	620	0.018	178	1045	3
4.9E+13	95.521	0.0851	1396.4	85.99	86.01	431	862	0.0202	172	1050	4
3.1E+14	91.399	0.0851	1563.3	83.49	83.51	482.5	965	0.0207	167	1060	5



الشكل (10): مقارنة بين متانة التعب للعينات الأربعة.

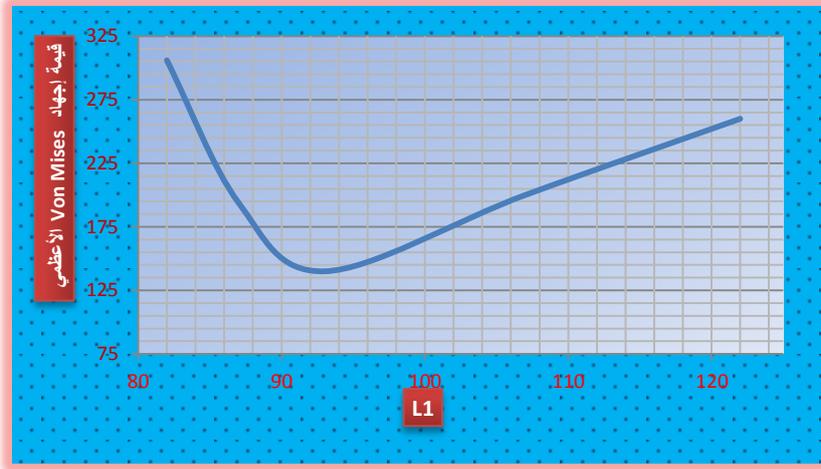
مما تقدم، يتم استنتاج أن العينة AISI1060 لها أكبر متانة التعب بين العينات الأربعة ، إذ أنها تتهار بعد عدد مرات تحميل $N_R = 3,1 \cdot 10^{14}$ ، بينما العينة الثانية لها أقل متانة تعب من العينة الأولى لأنها تتهار بعد عدد مرات تحميل $N_R = 4,9 \cdot 10^{13}$ ، و العينة الثالثة بعد عدد مرات تحميل $N_R = 3,8 \cdot 10^{11}$ ، والعينة الرابعة تتهار بعد عدد مرات تحميل $N_R = 8,8 \cdot 10^9$.

7. تغيير الأبعاد الهندسية للعمود وصولاً لحالة مثالية :

• تغيير طول الجزء الاسطواني الأول لعمود نقل الحركة :

يتم تغيير طول الجزء الاسطواني الأول من شجرة العمليات من قائمة Parameters ، إذ إن طول الجزء الأسطواني الأول $L_1=108.2 \text{ mm}$ ، و بالنقر مرتين تظهر نافذة Parameters Edit ، يتم تغيير قيمة طول الجزء

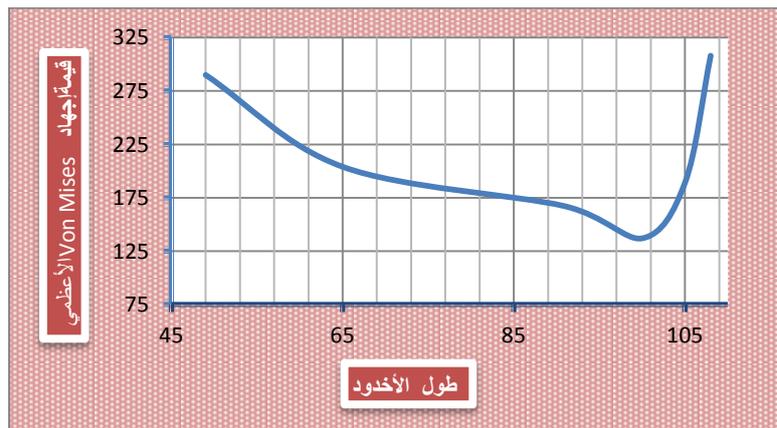
الأسطواني الأول فيها إلى $L1=107mm$ كما هو مبين بالشكل (4) ثم يتم إيجاد إجهاد Von Mises عند كل حالة تغيير .



الشكل (11): العلاقة بين طول الجزء الأسطواني الأول $L1$ وإجهاد Von Mises الأعظمي .

مما سبق يستنتج أنه عند قيمة طول الجزء الأسطواني الأول للعمود $L1=93mm$ ، يتم الحصول على أصغر قيمة لإجهاد Von Mises الأعظمي $\sigma_{max} = 141 N/mm^2$ ، وبالتالي يكون معامل تركّز الإجهاد β_k أقل ويصبح العمود أكثر مقاومة لانتهيار التعب بالمقارنة مع حالة العمود القائمة. • تغيير طول الأخدود:

الطريقة السابقة نفسها، يتم تغيير قيمة البارامتر الممثل لطول الأخدود في قائمة Parameters على شجرة العمليات إذ $Dh= 83mm$ هو طول الأخدود في الحالة القائمة. يتم تغيير قيم طول الأخدود في المجال [50 , 108].



الشكل (12) : العلاقة بين طول الأخدود للبروفيل المخدد Dh وإجهاد Von Mises الأعظمي .

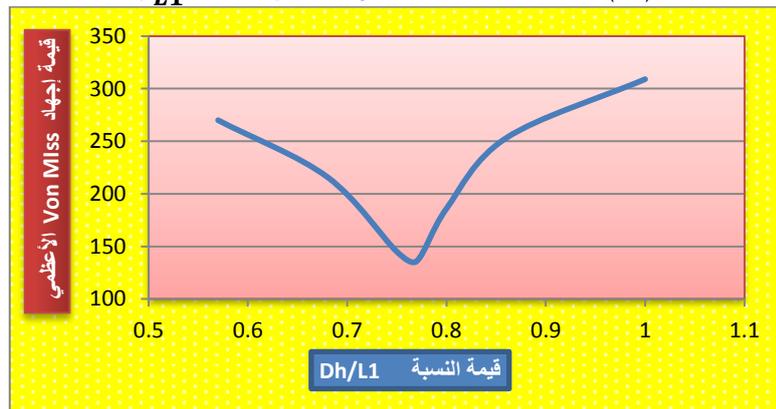
مما سبق يلاحظ أنه عند قيمة طول الأخدود $D_h = 100\text{mm}$ ، يتم الحصول على أصغر قيمة لإجهاد Von Mises الأعظمي $\sigma_{max} = 137\text{N}/\text{mm}^2$ ، وبالتالي يكون معامل تركيز الإجهاد β_k أقل ويصبح العمود أكثر مقاومة لانهايار التعب بالمقارنة مع حالة العمود القائمة.

• تغيير طول الجزء الأسطواني و طول الأخدود بنسب مختلفة:

يتم تغيير قيمة البارامترين $L1$ طول الجزء الأسطواني الأول و D_h طول الأخدود معاً بنسب مختلفة.



الشكل(13) : العلاقة بين معامل تركيز الإجهاد β_k و النسبة D_h/L_1 .



الشكل (14): العلاقة بين إجهاد Von Mises الأعظمي و النسبة D_h/L_1 .

يستنتج مما سبق أنه عند النسبة $D_h/L_1 = 0.77$ ، يتم الحصول على أصغر قيمة لإجهاد Von Mises

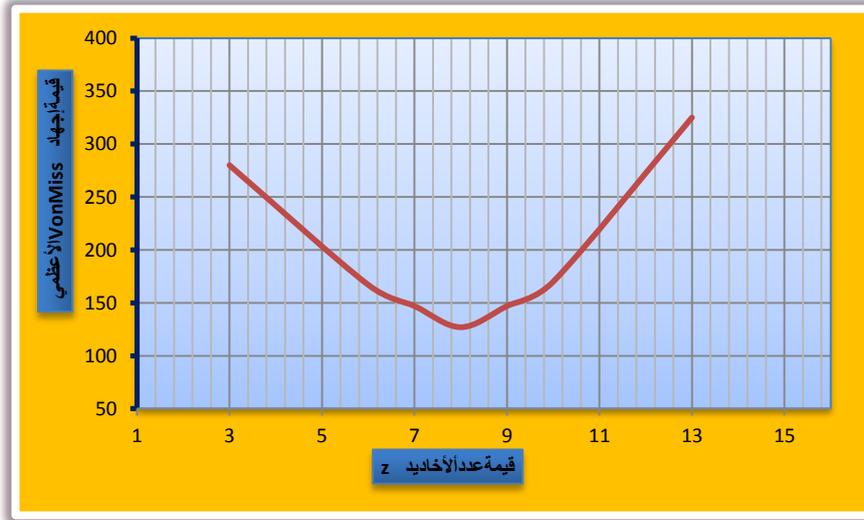
الأعظمي $\sigma_{max} = 136\text{N}/\text{mm}^2$ ، وبالتالي يكون معامل تركيز الإجهاد $\beta_k = 2.359$ أقل الحالات ويصبح العمود أكثر مقاومة لانهايار التعب بالمقارنة مع حالة العمود القائمة.

ملاحظة : عندما تكون قيمة النسبة D_h/L_1 ضمن المجال $[0.7 - 0.79]$ يكون العمود أكثر متانة لمقاومة

انهيار التعب ، حيث القيم الأكبر أو الأصغر من هذا المجال تؤدي إلى معامل تركيز الإجهاد β_k أكبر .
• تغيير عدد الآخاديد :

الطريقة السابقة نفسها، حيث يتم تغيير قيمة البارامتر الممثل لعدد الآخاديد في قائمة Parameters على

شجرة العمليات وتكون $Z = 6$ هو عدد آخاديد العمود في الجزء الأسطواني الأول في الحالة القائمة.



الشكل (15): العلاقة بين عدد الآخاديد Z و إجهاد Von Mises الأعظمي σ_{max} .

مما سبق يلاحظ أنه عند قيمة عدد الآخاديد $Z = 8$ ، يتم الحصول على أصغر قيمة لإجهاد Von Miss الأعظمي $\sigma_{max} = 127N/mm^2$ ، وبالتالي يكون معامل تركيز الإجهاد β_k أقل ويصبح العمود أكثر مقاومة لانهايار التعب بالمقارنة مع حالة العمود القائمة .

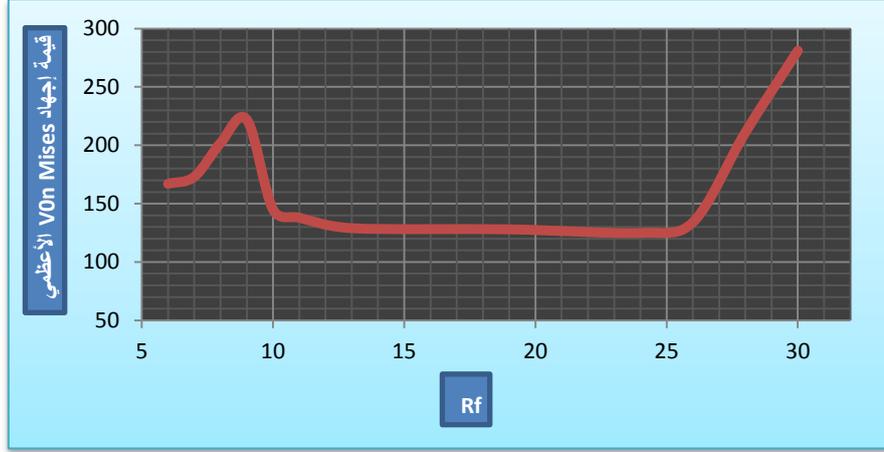
• تغيير عرض الأخدود :



الشكل (16) : العلاقة بين عرض الأخدود Ld و إجهاد Von Miss الأعظمي σ_{max} .

يستنتج أنه عند قيمة عرض الأخدود للبروفيل المخدد $Ld = (2 \cdot P_l \cdot R_{min}) / (5 \cdot Z) = 5,864 \text{ mm}$ ، يتم الحصول على أصغر قيمة لإجهاد Von Miss الأعظمي $\sigma_{max} = 130N/mm^2$ ، وبالتالي يكون معامل تركيز الإجهاد β_k أقل ويصبح العمود أكثر مقاومة لانهايار التعب بالمقارنة مع حالة العمود القائمة.

• تغيير نصف قطر تدور البروفيل المخدد:



الشكل (17): العلاقة بين نصف قطر تدور البروفيل المخدد R_f و إجهاد Von Mises الأعظمي σ_{max} .

يستنتج أنه عند مجال تغيير نصف قطر تدور البروفيل المخدد [9 – 19]، نحصل على أصغر قيمة لإجهاد Von Miss الأعظمي σ_{max} ، وبالتالي يكون معامل تركيز الإجهاد β_k أقل وبصبح العمود أكثر مقاومة لانهايار التعب بالمقارنة مع حالة العمود القائمة .

- ملاحظة : يحسب معامل تركيز الإجهادات β_k وفق العلاقة التالية :

$$\beta_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad \text{إذ إن}$$

$$\sigma_{max} \text{ الإجهاد الأعظمي مقدر بـ } \frac{N}{mm^2} \text{ و } \sigma_{nom} \text{ الإجهاد الاسمي مقدر بـ } \frac{N}{mm^2} \text{ ويحسب من العلاقة :}$$

$$[11] \quad \sigma_{nom} = \frac{16M}{\pi d^3} \left[1 + \sqrt{1 + \left(\frac{T^2}{M^2} \right)} \right]$$

وبالتعويض بقيم عزم الانحناء $M=135,89 \text{ Nm}$ و عزم الفتل الاسمي $T= 321,38 \text{ Nm}$

وقطر العمود $d=35\text{mm}$ المستنتجة سابقاً نحصل على :

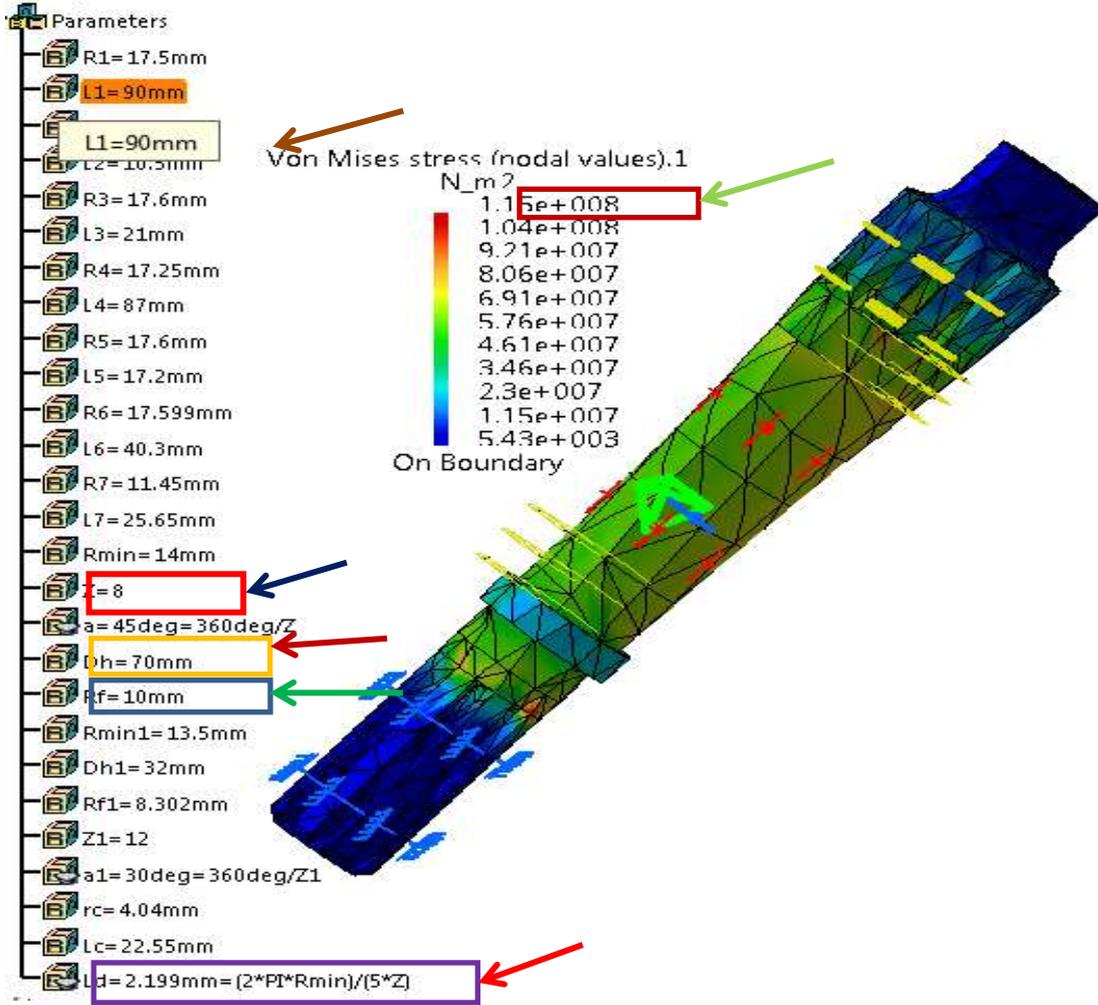
$$\sigma_{nom} = 57,64 \text{ N/mm}^2$$

مما تقدم يستنتج أنه توجد حالة أمثل لتصميم العمود بعد الأخذ بعين الاعتبار قيم البارامترات الخمس المتغيرة ، ويمكن أخذ كل حالة من الحالات على حدى لتغيير تصميم العمود دون تغيير كافة البارامترات للوصول للحل الأمثل .

عند حالة التصميم الأمثل تكون البارامترات $R_f = 10\text{mm}$ ، $Z = 8$ ، $D_h = 70\text{mm}$ ، $L_1 = 90\text{mm}$

حيث نحصل على أصغر قيمة لإجهاد Von Mises $L_d = (2 \cdot P_I \cdot R_{min}) / (5 \cdot Z) = 2,199\text{mm}$

الأعظمي $\sigma_{max} = 115 \text{ N/mm}^2$ عند هذه القيم ، وبالتالي يكون معامل تركيز الإجهاد $\beta_k = 1,995$ أقل وتكون المتانة الدائمة أكبر حيث يبلغ عدد مرات التحميل $N_R = 3,5 \cdot 10^{16}$ أكبر من $N_R = 3,1 \cdot 10^{14}$ للحالة القائمة وبالتالي يصبح العمود أكثر متانة على التعب وعمره أطول بالمقارنة مع حالة العمود القائمة كما هو مبين بالشكل (18)



الشكل (18) : قيم الإجهادات حسب إجهاد Von Miss الأعظمي بعد تغيير البارامترات R_f ، L_d ، Z ، D_h ، L_1 (الممثلة للحالة الأمثل) للحصول على أفضل تصميم للعمود.

الاستنتاجات والتوصيات :

1. وجد من خلال إجراء اختبار التحليل الطيفي أن العينة AISI1060 تملك أكبر قيمة إجهاد شد وإجهاد خضوع من العينات الأخرى و بالتالي يمكن الاستنتاج أن العينة AISI1060 هي العينة الأفضل .
2. إن استخدام برنامج CATIA في هذا البحث ساعد في رسم و تصميم عمود نقل الحركة بين الجرار، وآلة الحراثة، وربطه بمجموعة من المعادلات والقيم للتمكن من تغيير جملة من الأبعاد الهندسية وقت الضرورة، وتحليل الإجهادات وفق نظرية العناصر المنتهية للوصول إلى تحديد الإجهادات الأعظمية والمناطق الخطرة .
3. أظهرت نتائج تحليل إجهاد Von Mises وفق نظرية العناصر المنتهية الذي يستخدم لتحديد مستوى تركيز الإجهاد عند منطقة الانهيار للعمود بأن الإجهادات الأعظمية (إجهادات الذروة) التي تحدث عند مناطق جذور البروفيل المخدد (مناطق تركيز الإجهادات)، متطابقة مع منطقة الانهيار التي تظهر بالعين المجردة .

4. مكنت الدراسة من أنّ الفشل الوظيفي للعمود وانهاره ينتجان من الحمولات المتبدلة، والمنكثرة الحاصلة من الصدم المفاجيء نتيجة وجود أجسام غريبة في التربة والإقلاع، والفرملة إذ إنّ حدود الإجهاد كانت تحت حد الخضوع للمواد المستخدمة في تصنيع العمود ، أي أنّ الإجهاد المطبق لا يتجاوز الحدود المسموحة للإجهاد .
5. إن استخدام طريقة Basquin 's power وبرنامج CATIA مكّن من حساب عدد مرات التحميل لكل عينة (حساب المتانة الدائمة).
6. يوصى باعتماد التصميم الأمثل في عملية تصنيع العمود، إذ يقلل من تركيز الإجهاد في منطقة الأخدود ويصبح العمود بالتالي أكثر متانة على التعب وعمره أطول بالمقارنة مع حالة العمود القائمة.

المراجع:

1. Web site: <http://www.efunda.com/materials>.
2. د. خضر خفيف: تصميم الآلات 1، مديرية الكتب و المطبوعات ، جامعة تشرين 2010 ، ص 129-153.
3. - د. خضر خفيف: مقاومة المواد 2، مديرية الكتب و المطبوعات ، جامعة تشرين 2011 ، ص 57-88.
4. - Prof. Dr. – Ing. A. Belei, CAD CATIA V5 Solids, university of applied sciences, Hamburg 4 2002,pp.100-130.
5. Rudolf W. Rembold: Einsteig in CATIA V5; 3.Auflage; Carl Hanser Verlag; 2005,pp.20-80.
6. Michael Trzesniowski: CAD with CATIA V5; 2.Auflage; Friedrich Viewegs & Sohn Verlag; 2003,pp.175-235.
7. Günter Müller: FEM für Praktiker – Band1: Grundlagen; Expert Verlag; Germany a. 2002,pp.150-225.
8. Basquin, O.H.: The exponential law of endurance tests. Am. Soc. Test Mater. Proc. pp.625-630 (1910).
9. Hertzberg, R.W.: Deformation and fracture mechanics of engineering materials. a. John Wiley & Sons, New York, pp.530-532(1996).
10. Matlock, D.K., Alogab, K.A., Richards, M.D., Speer, J.G.: Surfaceprocessing to improve the fatigue resistance of advanced barsteels for automotive applications. Mater. Res. 8(4),pp. 453-459(2005).
11. Walter, D. Pilkey .Peterson's Stress Concentration Factors 2th . ed.,John Wiley & Sons. Inc, Gebundene Ausgabe , 1. Februar ,2008,pp.30-69.