

COMPUTER-BASED SIMULATIVE STUDY OF AN RB-2701 MANIPULATOR WITH A DEMOLITION HAMMER

Ivan Minin, Petko Nedyalkov

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia, e-mail: ivan.minin@mgu.bg; petko.nedyalkov@mgu.bg

ABSTRACT. In the present study, there was performed a computer-based simulation study of a manipulator working underground in order to determine the distribution of tensions, deformations and the coefficient of safety in its elements. This is necessary due to the appearance and spread of many cracks in its structure. The results of the study will be used for the reconstruction of the facility itself. The study was performed in three modes of the manipulator loading: when breaking a large fraction with maximum force, when pushing the largest fractions with hydraulic cylinders and when pushing the same large fractions by the rotating mechanism. The forces acting in the elements of the manipulator in these three modes of operation are determined, necessary for the present study conduction. Finally, the obtained data are analyzed, as the results show an improper facility handling.

Key words: manipulator, demolition, hammer

КОМПЮТЪРНО СИМУЛАЦИОННО ИЗСЛЕДВАНЕ НА МАНИПУЛАТОР, НОСЕЩ КЪРТАЧЕН ЧУК RB-2701

Ivan Minin, Petko Nedyalkov

Минно-геоложки университет “Св. Иван Рилски”, 1700 София

РЕЗЮМЕ. В настоящата разработка е направено компютърно симулационно изследване на манипулатор, работещ под земята, с цел определяне на разпределението на напреженията, деформациите и коефициента на сигурност в елементите му. Това се налага поради появата и разпространението на множество пукнатини по конструкцията му. Резултатите от изследването ще бъдат използвани за реконструкция на съоръжението. Изследването е направено при три случая на натоварване на манипулатора: при разбиване на едрогабаритен къс с максимална сила, при бутане на максимални по габарити късове с хидравличните цилиндри и при бутане на същите едро габарити късове с механизма за въртене. Определени са силите, действащи в елементите на манипулатора при тези три режима на работа, необходими за провеждането на настоящето изследване. Накрая е направен анализ на получените резултати, който показва неправилно боравене със съоръжението.

Ключови думи: манипулатор, къртачен, чук

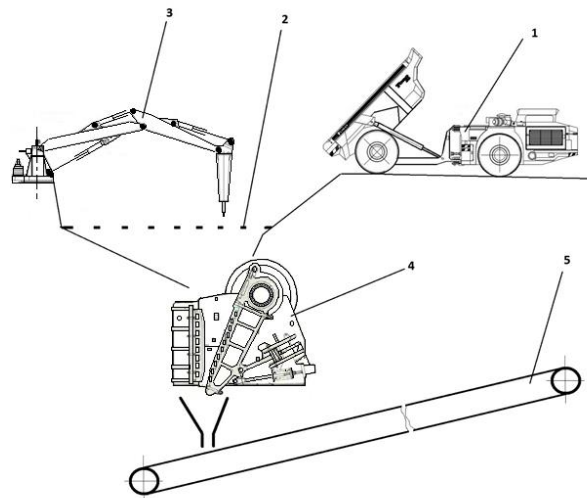
Въведение

При разбиването на едри късове руда постъпващи в приемния отвор на трошачките за едро трошене се използват манипулатори (Фиг.1) носещи къртачни чукове. Автосамосвалите (1) изсипват добиваната руда върху скарно сито (2) върху което се доразбиват негабаритните късове от изследвания манипулатор (3) с чук RB-2701. Рудата се разтрошава от трошачката (4), след което се транспортира към повърхността от лентови транспортъори (5). При експлоатацията на тези манипулатори често се стига до пукнатини в конструкцията им и дори до излизане от експлоатация.

Конструктивни особености на манипулатор с чук RB-2701

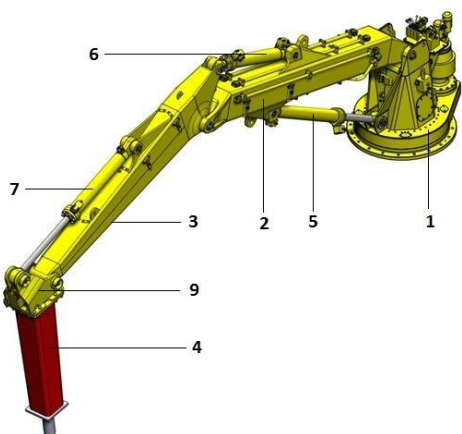
Цялата конструкция на манипулатора с чук RB-2701 (Фиг.2) е монтирана върху опорно въртящия хидравличен механизъм (1), на който шарнирно са закрепени съответно

стрелата (2) и хидравличният цилиндър за повдигането и спускането и – (5).



Фиг. 1. Схема на работа на изследвания манипулатор

На стрелата е монтиран хидравличният цилиндър (6), който се използва за завъртане на шарнирно свързания със стрелата носач (3). На носача е закрепен хидравличният къртачен чук тип BR2155, който също може да се завърта около шарнир, посредством хидравличен цилиндър (7) монтиран върху носача на манипулатора. Къртачният чук не е свързан директно с носача на манипулатор, а за целта се използва елементът (9), който фланцово държи къртачния чук и посредством шарнири се захваща към носача и хидравличния цилиндър.



Фиг. 2. Общ изглед на манипулатор с чук RB-2701

Компютърно моделиране на манипулатора в среда на “Solid Works”

Симуляционното изследване на механични обекти представлява изследване на условни образи на обектите, които са наречени модели и са поставени в аналогични условия на натоварване и експлоатационни режими, когато това са механизми или машини.

Става дума за компютърно моделно изследване на отделни механизми или техните детайли, както и за изследване на по-високо ниво - на цели системи от технологично свързани машини. В този аспект е определено като най-ниско ниво симуляционното изследване на деформационно-напрегнато състояние (структурен анализ) на машинен детайл чрез имитационно статично или динамично натоварване. При производството и ремонта на голямогабаритни и скъпи детайли за тежки минни машини (багери, трошачки, гуменоленови транспортъри), получените резултати позволяват да се оптимизира конструкцията и да се получи много голям положителен икономически резултат.

Целта на симуляционното моделиране е получаване на възможност за поставяне на изследвания условен образ на реалния обект в аналогични условия на механично, топлинно, електрическо, лъчево или друго въздействие както в статичен, така и в динамичен режим. По този начин са направени достоверни изводи за процесите и явленията, протичащи в реалните обекти при зададени режими на експлоатация. Необходимостта от създаване на симуляционни модели обикновено се определя по следните причини:

- големи габаритни размери, маса и висока цена на оригинала;

- трудно възпроизвеждане на експлоатационните характеристики и външни въздействия;
- много голяма или малка скорост на протичане на изследваните процеси;
- голям брой на еднотипните компоненти (реални обекти);
- необходимост от решаване на сложни многофакторни оптимизационни задачи.

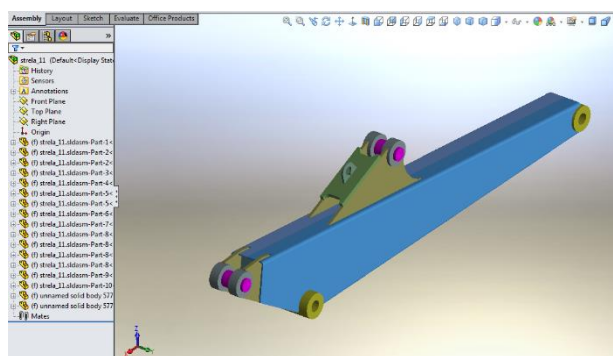
Основните моделирани детайли, показани в настоящия труд, са изготвени по следния начин:

1. Създаден е базов блок по следния начин:

- създадена е скица (профил);
- зададени са геометрични отношения (ограничения) между елементите на скиците, а именно хоризонтални и вертикални линии, допирателни между криви и прави, успоредни и перпендикулярни елементи;
- оразмерена е скицата; добавени са комбинации от размери и геометрични отношения до пълно дефиниране на скицата;
- прибавено е трето измерение, т.е. създадено е тримерно твърдо тяло.

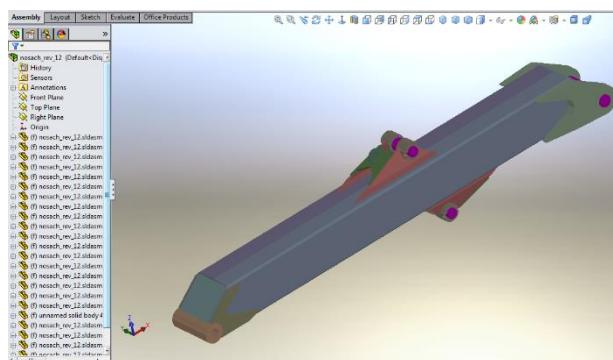
2. Прибавени са геометрични построения (закръгляне на ръбове, скосяване, поставяне на отвори, копиране на фишъри и т.н);

На Фиг.3 е показан изработеният 3D модел на стрелата на манипулатор, а на Фиг.4 - 3D моделът на носача.



Фиг. 3. Модел на стрелата на манипулатора

На Фиг.4 е показан изработеният 3D модел на носача:



Фиг. 4. Модел на носача на манипулатора

Симуляционно изследване на носача и стрелата на манипулатора

В тази точка са изложени резултатите от проведения

анализ на специфичен конструктивен възел от моделирания и изследван манипулатор. Показана е възможността чрез симулационно компютърно изследване на 3D-CAD модел и CAE-анализ да се получат стойностите и разпределението на деформациите и напреженията върху модела на избрания възел. На тази база могат да се прогнозира механичните повреди и експлоатационният срок и да се извършват конструктивни и други промени с цел оптимизиране на механичното натоварване и повишаване на сигурността при работа.

Определянето на големината и разпределението на деформациите и напреженията в конструктивните елементи от механични системи, размери и натоварване, представлява особено важна инженерна задача (Дамянов 2009). В много случаи нейното правилно решение може да подобри експлоатационната сигурност и времето на безаварийна работа на системата. В това изследване ще бъдат показани възможностите за извършване на линеен структурен анализ на обект от механична система с компютърно приложение на метода на крайните елементи (FEM). Програмната реализация е на тримерен параметрична CAD-CAE система “Solid Works Simulation”.

Анализът позволява да се обобщат следното:

1. Съществуват предпоставки за провеждане на изследване с цел установяване на причините, които поражда механичните повреди в натоварените детайли на трешката;

2. Целесъобразно е изследването да се осъществи чрез CAE-CAD моделно изследване на действителния обект.

3. Обектът трябва да бъде компютърен параметричен 3D-CAD модел, а работните инструменти - CAE програмни приложения за инженерен анализ чрез програмата “Solid Works Simulation”;

4. Компютърното изследване да бъде осъществено като линеен структурен анализ на деформационно-напреженовото състояние на обекта при адекватна картина на натоварване и ограничения на степените на свобода за най-тежките възможни работни режими.

Симулационният анализ е извършен на базата на специално създаден тримерен модел на стрелата и носача на манипулатора със специализирания софтуер “Solid Works”, като са пренебрегнати детайлите, които нямат отношение към носещата способност на конструкцията.

Крайна цел на това изследване е чрез инструментите на компютърното приложение на метода на крайните елементи (МКЕ) да се получи разпределението на деформациите и механичните напрежения във всички точки от обекта и чрез подходящ анализ да се направят важни изводи относно възможностите за практическо подобряване на техникоексплоатационните параметри на системите от този тип. Могат да бъдат посочени следните основни предпоставки за реализиране на тази цел:

- създаване на триизмерен CAD-модел на стрелата и носача на манипулатора;

- определяне на параметрите на работните режими за които ще се извършва изследването;

- избор на подходяща приложна програма за инженерно CAE-изследване;

- уточняване на някои от основните параметри на машината, както и средните сили в детайлите им.

Анализът на резултатите е извършен в следните две направления.

Относно напреженията, резултатите са изведени чрез

еквивалентното напрежение съгласно von Mises, което се изразява чрез трите главни напрежения по формулата:

$$\sigma_{von} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (1)$$

където:

σ_{von} е еквивалентното напрежение (stress) по von Mises,

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – първо, второ и трето главни напрежения.

Относно коефициента на сигурност (**Factor of safety**, или **FOS**), този критерий се базира на теорията на Mises – Henky, според, която FOS представлява отношение между големината на допустимото напрежение, съответстващо на границата на еластичност - σ_{limit} и тази на еквивалентното напрежение σ_{von} по von Mises ($\sigma_{limit} \geq \sigma_{von}$). От това следва:

$$FOS = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{von}} \geq 1.3 \quad (2)$$

Резултати от компютърно симулационно изследване на манипулатора

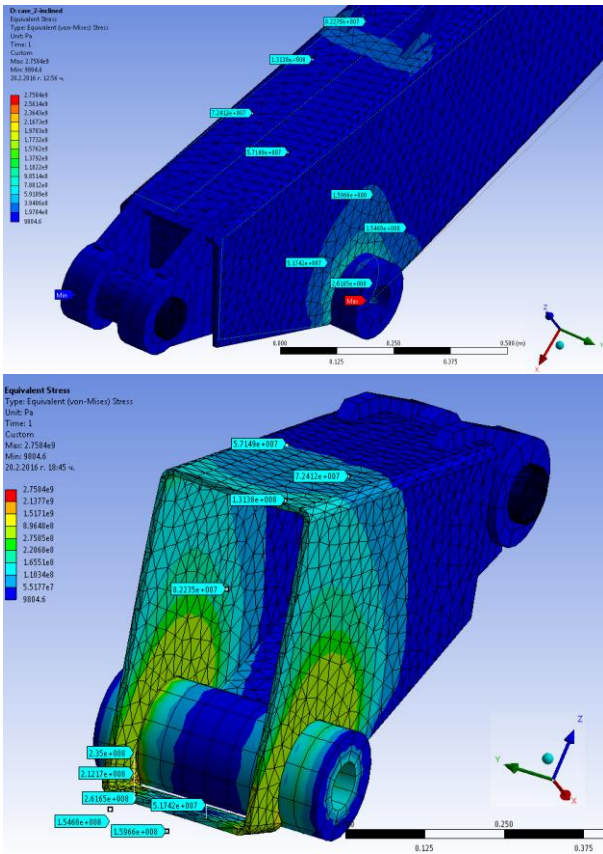
Разгледаните случаи на натоварване показват разминаване на максимално натоварените постановки за стрелата и носача, както се вижда от Табл. 1.

Таблица 1. Сравнителен анализ на случаите на натоварване

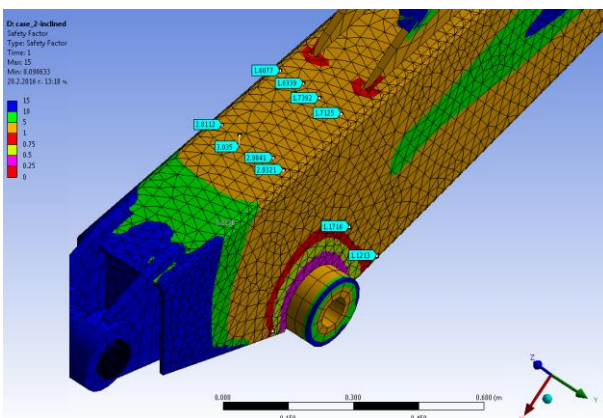
	Напрежения MPa	
Случай I	83	44
Случай II	178,7	9,3
Случай III	63,3	57
	Коефициент на сигурност FOS	
Случай I	3,99	4,51
Случай II	1,66	15
Случай III	3,4	4,28
	Коефициент на сигурност срещу умора FOS-1	
Случай I	0,94	0,91
Случай II	0,5	8,84
Случай III	-	1,5

В случая това се дължи на използваните идеализации и приемания, като в действителни експлоатационни условия е възможно комбиниране, което не е анализирано. При това допускане по-надолу са анализирани най тежките случаи за стрелата и манипулатора поотделно при прецизиране на случаите на натоварване, размерите на мрежата и др.

Най-натовареният случай за стрелата е случай на натоварване II. При този случай е проведен анализ с уточнена позиция на стрелата и наситняване на мрежата (Nnod = 122707, Nel = 67213). Резултатите са показани на Фиг. 5, 6 и 7.



Фиг. 5. Напрежения в стрелата на манипулатора



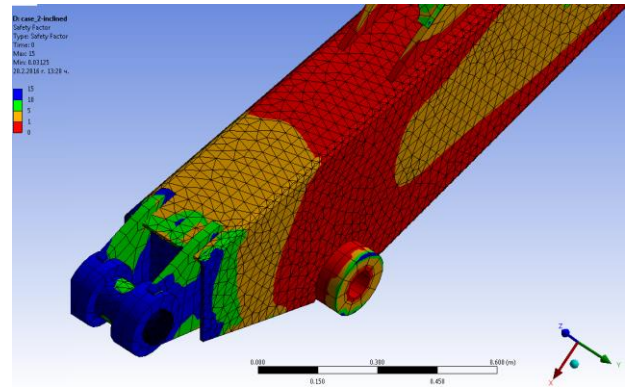
Фиг. 6. Коэффициент на сигурност срещу статично разрушаване на стрелата

Всички зони, показани на Фиг. 6 с червен цвят и цветовете под него на скалата, са опасни зони, в които е възможно да настъпи разрушаване от статично натоварване.

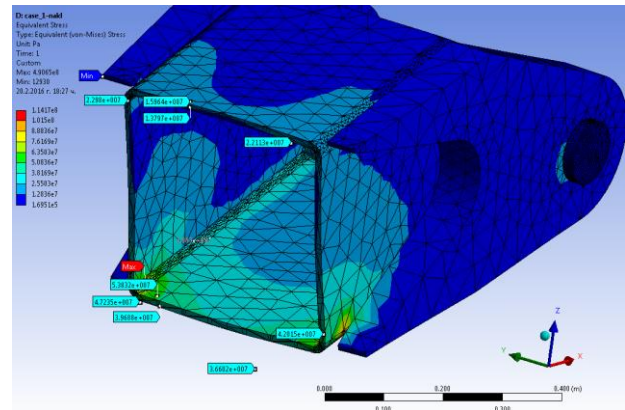
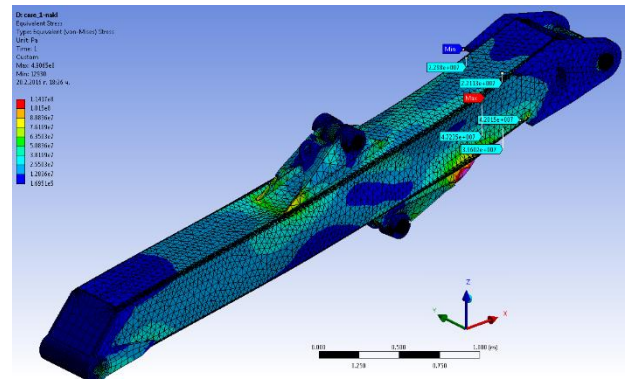
Всички зони, показани на Фиг. 7 с червен цвят и цветовете под него, както и на границата между червено и кафяво на скалата (FOS ~ 1.3), са опасни зони, в които е възможно разрушаване от умора на материала.

Разпределението на напреженията в носача са показани на Фиг. 8, а коэффициентът на сигурност срещу статично разрушаване е показан на Фиг. 9.

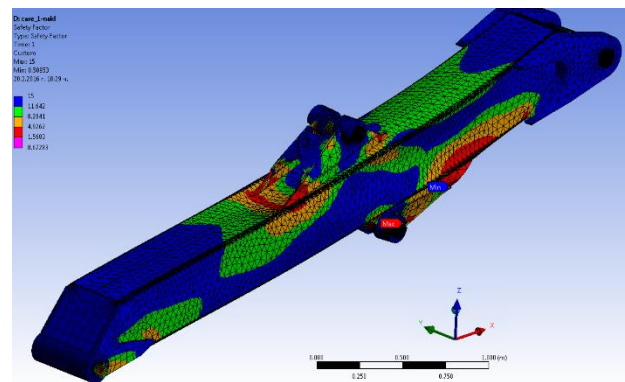
На Фиг. 10 е показано разпределението на коефициента на сигурност срещу уморно разрушаване на носача.



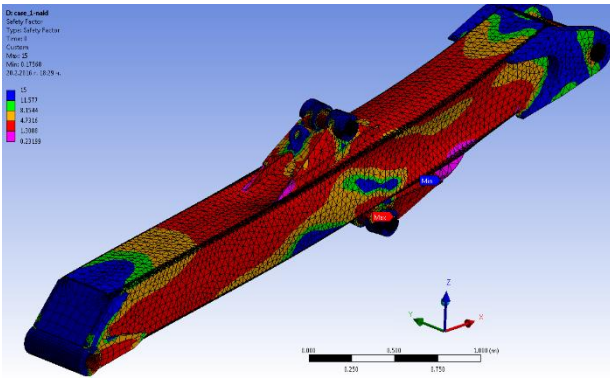
Фиг. 7. Коэффициент на сигурност срещу уморно разрушаване на стрелата



Фиг. 8. Напрежения в носача



Фиг. 9. Коэффициент на сигурност срещу статично разрушаване на носача



Фиг. 10. Коефициент на сигурност срещу уморно разрушаване на носача

Анализ на концентраторите на напрежение

За разглеждания случай манипулаторното съоръжение е изпълнено като заварена конструкция, което насочва към анализ на заваръчните шевове и техните показатели на напрежения, концентрацията на напрежения и влиянието им върху уморната якост на съоръжението. Според изискванията на Световния институт по заваряване IIW, документи № IIW-1823-07 (2008) заварените конструкции не се оценяват на умора при изпълнение на следното условие:

$$\Delta\sigma_{S,d} < \frac{36 \text{ MPa}}{\gamma_M}, \text{ MPa} \quad (3)$$

където:

$\Delta\sigma_{S,d}$ е проектна стойност на размаха на напреженията при експлоатация на съоръжението;
 γ_M е частен коефициент на сигурност, чиято минимална стойност е $\gamma_{Mmin} = 1,3$.

Тогава максималният размах на напреженията в конструкцията е:

$$\Delta\sigma_{S,d} < \frac{36}{1,3} = 27.69 \text{ MPa} \quad (4)$$

При изпълнение на горното условие, конструкцията не се проверява срещу уморно разрушаване. За всички останали случаи проверката е наложителна.

Проверката на заваръчните шевове се изпълнява по методиките описани в гореуказания документ, при постановките описани по – долу (Фиг. 11):

$$\text{Notch stress} = \sigma_{mem} + \sigma_{ben} + \sigma_{nlp}$$

Фиг. 11. Напрежения в заваръчен шев

Напреженията в заваръчния шев са както следва:

- σ_{mem}, MPa - мембранни напрежения: за разглеждания случай това са максималните напрежения в околността на заваръчния шев, отчетени от Фиг. 5 и 8 за съответните възли и случаи на натоварване;

- σ_b, MPa - напрежения от огъване на плочата;

σ_{nl}, MPa - нелинейни напрежения от концентрация на напрежение в краищата на шева.

Описаните напрежения се пресмятат както следва:

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(x) dx, \text{ MPa} \quad (5)$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \int_0^t [\sigma(x) - \sigma_m] \left(\frac{t}{2} - x \right) dx, \text{ MPa} \quad (6)$$

$$\sigma_{nl} = \sigma(x) - \sigma_m - \left(1 - \frac{2x}{t} \right) \sigma_b, \text{ MPa} \quad (7)$$

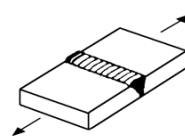
Според изискванията, правите шевове, свързващи плочите, изграждащи страниците на стрелата и носача, както са използвани в стрелата, която се експлоатира в приемен бункер на трошачка за едро трошене, могат да се класифицират с FAT = 36, както се вижда от Фиг.12 и Фиг. 13.

The detail is not recommended for fatigue loaded members.

Assessment by notch stress or fracture mechanics is preferred.



Фиг. 12. Конструктивна група на заваръчния шев за определяне на уморния клас



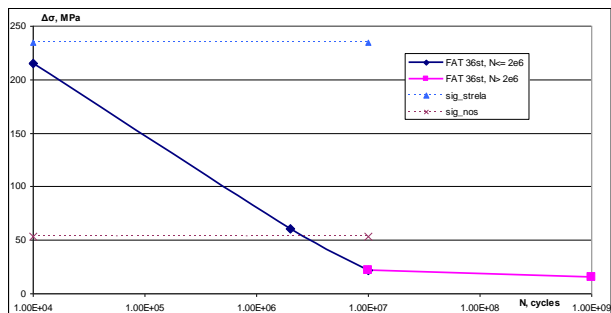
Transverse butt welds welded from one side without backing bar, full penetration

Root checked by appropriate NDT
No NDT

71
36

Фиг. 13. Конструктивна група на заваръчния шев за определяне на уморния клас

При този уморен клас на съоръжението кривата на допустимите напрежения е показана на Фиг.14.



Фиг. 14. Крива на зависимостта напрежения - цикли (S-N curve)

За разгледания случай броят експлоатационни цикли до изчерпване на остатъчния ресурс на съоръжението може да се отчете от пресичането на кривите за работните напрежения и зависимостта напрежение - брой цикли от Фиг. 14. За носача броят на циклите е около два милиона. За стрелата броят на циклите не може да се отчете от тази графика, което показва, че ресурсът на стрелата е между 1000 и 10 000 цикъла. Подобен капацитет на ресурса е необосновано нисък дори за общо машиностроително приложение, а за тежко натоварено минно съоръжение изобщо не се допуска в експлоатация.

Изводи

На базата на компютърния симулационен анализ е видно, че съоръжението работи при превишаване на допустимите напрежения в зоните, включващи заваръчните шевове и за трите изчислителни случая;

- без запас на експлоатационен ресурс при прилагане на най-тежките натоварвания и работни режими. Резултатите са показани в табл.1, като всички коефициенти на сигурност /FOS/ по-ниски от 1.3 са недопустими за експлоатиране;

- за всички случаи коефициентът на сигурност срещу уморно разрушаване е извън допустимите граници.

На базата на сравнителен анализ за опасността на концентраторите на напрежение срещу разрушаване от умора, при допускане за липса на начални производствени дефекти, но при възможно развитие на експлоатационни повреди без използване на периодичен безразрушителен контрол на заваръчните шевове на съоръжението, се достига до извода, че съоръжението не разполага със запас на експлоатационен ресурс за употреба в най-натоварените

случаи.

Имайки предвид казаното по-горе, се заключава, че повредите в металната конструкция на манипулатора настъпват основно от неправилна експлоатация, а именно:

- избутване на голямогабаритни късове с хидравличния чук в равнината на манипулатора;

- избутване на голямогабаритни късове с хидравличния чук перпендикулярно на равнината на манипулатора чрез опорно-въртящия механизъм.

Необходимо е експлоатацията на манипулатора да бъде съобразно препоръките на производителя. Това се отнася особено до забрана за избутване на късовете чрез опорно-въртящия механизъм.

За удължаване на експлоатационния период на манипулатора се препоръчва цялостна реконструкция на стрелата и носача, както и на опорната конзола, след подробно конструктивно и изчислително-проектно решение, при спазване на изискванията за заварени конструкции и за експлоатиране в непрекъснат режим на работа на съоръжението.

Литература

Дамянов, Ц. 2009. *Компютърно моделиране на механични системи*. Изд. МГУ.

Митрев, Р., И. Минин. 2017. Определяне на силовото натоварване на механичната конструкция на хидравличен минен манипулатор. - *Механика на машините, год. XXV, кн. 2*, 19-29, Изд. ТУ-Варна, ISSN0861-9727.

Нормативни документи и стандарти:

ref. BS 3518-3:1963 (1997).

ref. Документ IIW XIII-1823-07 (2008);

ref. Документ DNV CN30-7 (2014);

ref. Стандарт ASTM E-1049-85 (1997, 2017), Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis;

ref. Стандарт ASTM E-739-91 (1998, 2015), Standard practice for: statistical analysis of linearized stress-life (S-N) and strain-life (e-N) fatigue data;

ref. Стандарт [EC3-9] EN 1993-1-9:2009, Eurocode 3 - Design of steel structures - Part1-9: Fatigue;