

## ЛИНЕЕН СТРУКТУРЕН АНАЛИЗ НА НАПРАВЛЯВАЩИ ШАЙБИ НА РУДНИЧНИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ ЧРЕЗ МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

Николай Переновски

Антоанета Янева

Иван Минин

Цветан Дамянов

Минно-геоложки университет  
"Св. Иван Рилски"  
София 1700, България

Минно-геоложки университет  
"Св. Иван Рилски"  
София 1700, България

Минно-геоложки  
университет  
"Св. Иван Рилски"  
София 1700, България

Минно-геоложки университет  
"Св. Иван Рилски"  
София 1700, България

### РЕЗЮМЕ

В работата е извършен анализ на деформационно-напряженото състояние на направляващи шайби на руднични подземни уредби. Използван е методът на крайните елементи и по-конкретно – неговото компютърно приложение. Извършено е симулационно изследване на предварително създаден чрез компютърна графика модел в 3-дименсионен формат. Подходът има големи предимства за такива голямогабаритни детайли, които подлежат изключително трудно на изследване в промишлени или лабораторни условия.

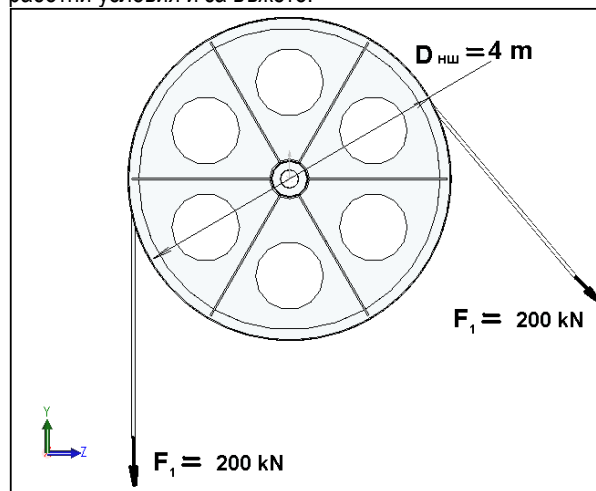
На базата на получените резултати са изчислени минимални коефициенти на сигурност за областите с най-големи напрежения при различни режими на работа. Извършен е анализ и са оценени възможностите за подобряване на конструктивно-експлоатационните параметри на направляващата шайба в специфичните условия на рудничната подземна уредба

### УВОД

При рудничните подземни уредби (РПУ) направляващите шайби (НШ) служат за поемане на силите от подземните въжета, а именно собственото им тегло, крайния окачен товар и всички работни и аварийни динамични натоварвания. Насочват въжетата по оста на вертикалната шахта и точният им монтаж определя праволинейното движение на подземния съд. Монтират се на специална площадка върху надшахтната кула. Състоят се от венец с канал за подземното въже, главина и спици – стоманени профили или друга свързваща конструкция - странични дискове – фиг. 1. НШ се заклинва на ос, свободно въртяща се на лагерни опори. Стандартни типоразмери шайби се конструират с диаметри от 2 до 5m. При диаметри, по-големи от 3m венечът на НШ е от щанцована стомана и се изготвя на няколко сегмента. Типът на венеча определя конструкцията на НШ – без облицовка или със сменяема такава от износоустойчива стомана, каучукови смеси, пластмаси, металокерамика и др. Наличието на облицовка води до 30-40% по-голям махов момент, а разрушаване и изпадане на части от нея може да предизвика излизане на въжето от канала на НШ и скъсването му.

Досега повечето изследвания на маханичната двойка направляваща шайба – въже са правени с цел подобряване условията на работа на подземното въже, намаляване на износването му, по-добър контакт между него и канала на НШ, по-голяма дълготрайност. Цел на настоящето изследване е: проверка на якостните и деформационни характеристики на НШ при максимални натоварвания в подземното въже с идея за оптимизиране на конструкцията ѝ. Относителните деформации на канала, както и износването му косвено влияят и върху тези параметри на въжето.

Подобрявайки конструкцията на НШ се създават по-добри работни условия и за въжето.

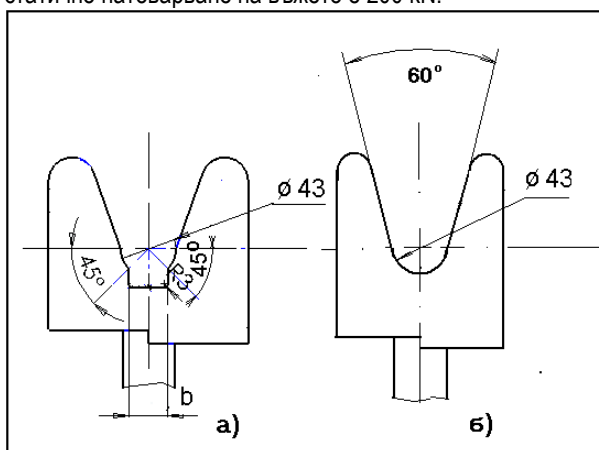


Фигура 1

Избрана е НШ, заварена конструкция, без облицовка с  $D = 4\text{m}$ . Разглеждат се два варианта за напречното сечение на канала  $\gamma$  – фиг. 2. – обикновен полукръгъл с ъгъл на обхвата  $60^\circ$  (фиг. 2б) и полукръгъл с подрязана канавка и ъгъл на обхвата  $90^\circ$  (фиг.2а) [2]. Цели се достигане на минимални напрежения върху канала, съответно въжето, като се увеличава площта на контактуване между тях

Работните натоварвания са изчислени за РПУ с височина на подема  $H = 500\text{m}$ ; два подземни съда – скипове с краен окачен товар  $160\text{ kN}$  (при максимална плътност на полезното изкопаемо и  $V = 5\text{ m}^3$  за руда или  $V = 7\text{ m}^3$  за въглища); двубарабанна подземна машина с постоянен радиус на навиване ( $D = 4\text{m}$ ). Подземното въже е кръгло, отворена конструкция със следните данни:

линейно тегло 76,22 N/m; диаметър  $d = 46$  mm; максимална разкъсваща сила 1470 kN. Максималното статично натоварване на въжето е 200 kN.



Фигура 2

НШ изследваме при максимални динамични натоварвания, пет пъти по-големи от работните статични. Могат да се появят при скъсване на въже, при задействане на парашутно устройство за заклиняване в спирачни въжета; при излизане на пълна клетка от опорите за стъпване; при задействане на предпазната спирачка и др. Резултатите могат да се разпространят за други работни условия, както и за други конструкции шайби.

Стимулационното моделиране на НШ се налага поради големите ѝ размери и маса. Прилага се компютърно моделиране чрез метода на крайните елементи. НШ се представя като обект, съставен от краен брой части, наречени елементи, които са свързани в характерни точки – възли. Взаимодействието на елементите става единствено във възлите. За поведението на изследваната конструкция се съди по преместването на определен брой възли. Процесът може да се представи като система алгебрични уравнения, които в задачите на деформационно-напреженовия анализ представляват уравнения на статично равновесие.

## МЕТОДИКА НА ИЗСЛЕДВАНЕ

**1. Компютърно моделиране.** Това е първият етап, през който се създава тримерен компютърен модел на обекта. Случаят се отнася до показаната на фиг.1 направляваща шайба със заварена конструкция от листовата стомана и различна конфигурация на канала за въжето (фиг. 2). Моделирането е осъществено в среда на Solid Works с най-голямата възможна за изходните данни (действителния обект) детайлизация

**2. Планиране на изследването.** Основен момент на този етап е изборът на подходящ софтуерен продукт, който е базиран на уточнения вече метод на крайните елементи. След извършен предварителен анализ на възможностите на приложение на качествата на програмите Ansys, Cosmos M, Cosmos Works и Designer Space бяха предпочетени последните две. С тях бяха осъществени няколко пробни студии. Като резултат от тези опити се установи, че работата с програмата Designer Space е ос-

бено затруднена на етапа “дискретизация на обекта”, т.е. формиране на мрежа от крайни елементи при такъв голямогабаритен детайл със сложна конфигурация от тънкостенни елементи. По тази причина за компютърната реализация на метода на крайните елементи беше избрана програмата Cosmos Works 6

Тъй като възможностите на постпроцесорния модул на тази програма са широко обхватни относно резултатите (параметри на деформационно-напреженовото състояние), за целите на изследването ще бъдат използвани само някои от тях:

- еквивалентно напрежение съгласно von Mises;
- коефициент на сигурност по теориите на Mises-Henkey и Treska;
- статични деформации (абсолютни; еквивалентни).

Според теорията Mises – Henky границата на провличане се определя от отношението между големината на еквивалентното напрежение по von Mises и тази на допустимото напрежение  $\sigma$  [1]

$$\sigma_{von} \geq \sigma_{limit}$$

Напреженията по von Mises могат да се изразят чрез трите главни напрежения:

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

Граничната стойност на напрежението  $\sigma_{limit}$  може да бъде изразена като функция от напрежението на провличане или напрежението на разкъсване на материала. От тук следва, че коефициентът на сигурност според von Mises, наречен FOS е:

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

$$\text{и безразмерно} - \frac{1}{FOS} = \frac{\sigma_{von}}{\sigma_{limit}}, \quad (3)$$

Критерият по максимално сръзващо напрежение, познат като критерий на Треска, е базиран на теорията за максималните сръзващи напрежения. Според тази теория

$$\tau_{max} \geq \frac{\sigma_{limit}}{2},$$

където  $\tau_{max}$  може да е  $\tau_{1,2}$  или  $\tau_{2,3}$  или  $\tau_{1,3}$ , и е равно съответно на:

$$\tau_{1,2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \tau_{2,3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \tau_{1,3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (4)$$

$$\text{От тук: } FOS = \frac{\sigma_{limit}}{2\tau_{max}} \quad (5)$$

$$\text{и бездимензионно} - \frac{1}{FOS} = \frac{2\tau_{max}}{\sigma_{limit}} \quad (6)$$

Коефициентът на сигурност (FOS) се изчислява автоматично от програмата и визуализира в полето "safety result" на базата на максималните локални напрежения на изследвания обект и стойностите на граничните напрежения на материала.

**3. Параметриране на изследователска студия.** Осъществява се в среда на Cosmos Works 6 в следната последователност:

- Прецизно параметриране (задаване) на точните стойности на плътността на материала, модул на еластичност на Юнг (E), коефициент на Поасон ( $\mu$ ), като материалът на изследвания обект трябва да бъде изотропен;

- Оптимално задаване на натоварването и граничните условия на модела, които да отразяват максимално точно действителните сили на натиск и ограничение на степени на свобода в глобална координатна система. Прието е функцията на разпределение на товара да е по косинусов закон. Задължително трябва да има област с нулеви известни премествания, т.е. неподвижно (фиксирано) закрепване. Това е необходимо дори когато външните товари се самоуравновесяват. За конкретния случай граничните условия ще бъдат зададени като разпределен товар върху повърхността на канала за подемото въже с ъгъл на обхват  $140^\circ$  и област с нулеви премествания, т.е. фиксирана повърхност на отвора за носещия вал – фиг. 3

- Валидиране на модела чрез избиране на подходящи по своята геометрия и метрика крайни елементи и генериране на възможно най-качествена мрежа. Като такава в случая се има предвид мрежата с правилна форма на елементите и тесни граници на вариране на размерите им.

## РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗ

Първият етап от изследването обхваща определяне на деформационно-напреженовата картина съгласно фиг. 2а, която е визуализирана на фиг.3 и фиг.4. От фигура 3 се вижда много добре дискретизацията на модела с тетраедърна форма на крайните елементи и параметри:  $b = 87,5$  mm,  $N_v = 45195$  броя възли и  $N_e = 23007$  броя крайни елементи.

Максималните стойности на еквивалентните напрежения по Mises ( $\sigma = 7,2$  MPa) се локализируют около олекотяващите отвори на шайбата, а за канала стойностите на напрежението не превишават -  $\sigma_v = 15-20$  MPa. Тези стойности са значително по-ниски от гранично допустимите за материала (стомана конструктивна Alloy steel), които са съответно:

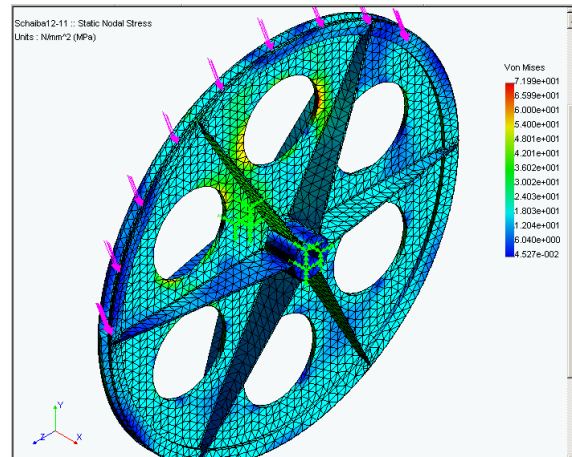
- якост на провлачване  $\sigma_s = 620$  MPa
- якост на разрушаване  $\sigma_b = 724$  MPa.

Като обективна оценка за еквивалентните напрежения е картината на разпределение на критерия на сигурност по Mises (FOS) – фиг. 4. Най-малките стойности за изследваната шайба са – FOS = 8,6 и са локализиращи в същите области. Тези резултати показват, че еквивалентните напрежения в канала от фиг. 2а не надхвърлят 30 MPa.

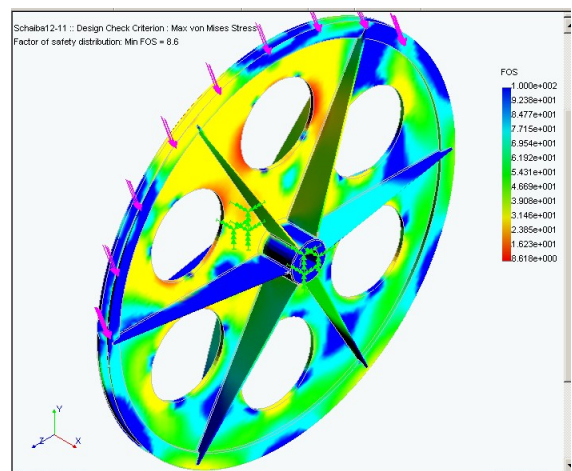
На фиг.5 е представена картината на разпределение на фактора FOS за вариант на канала от фиг.2а и стойност на параметъра  $b=20$  mm. Тук са използвани възможностите на програмата Cosmos Works за избирателно точково

представяне на резултатите чрез инструмента Probe results. Минималната стойност на фактора на сигурност се намира в областта на т.1 (FOS<sub>1</sub>=11), която е на граничната повърхност на отворите. Най-голямата стойност на същия параметър е изчислена за областите от т.2 и т.3 (FOS<sub>2</sub>=26 и FOS<sub>3</sub>=100), които са области от канала на шайбата.

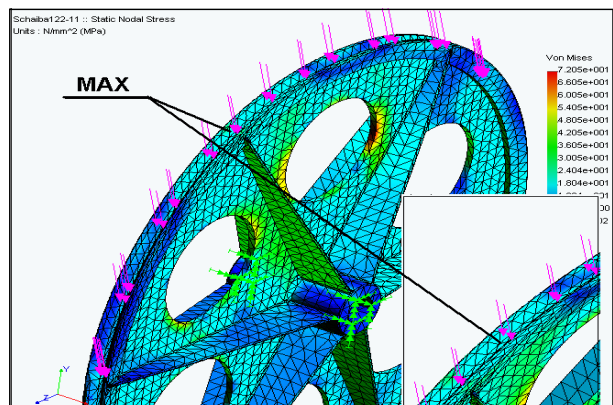
На фиг.6 е показана картината на разпределение на еквивалентните напрежения и техните най-големи стойности, изчислени за канала на шайбата. Вижда се, че стойностите варират в границите  $\sigma_s = 6 \pm 18$  MPa.



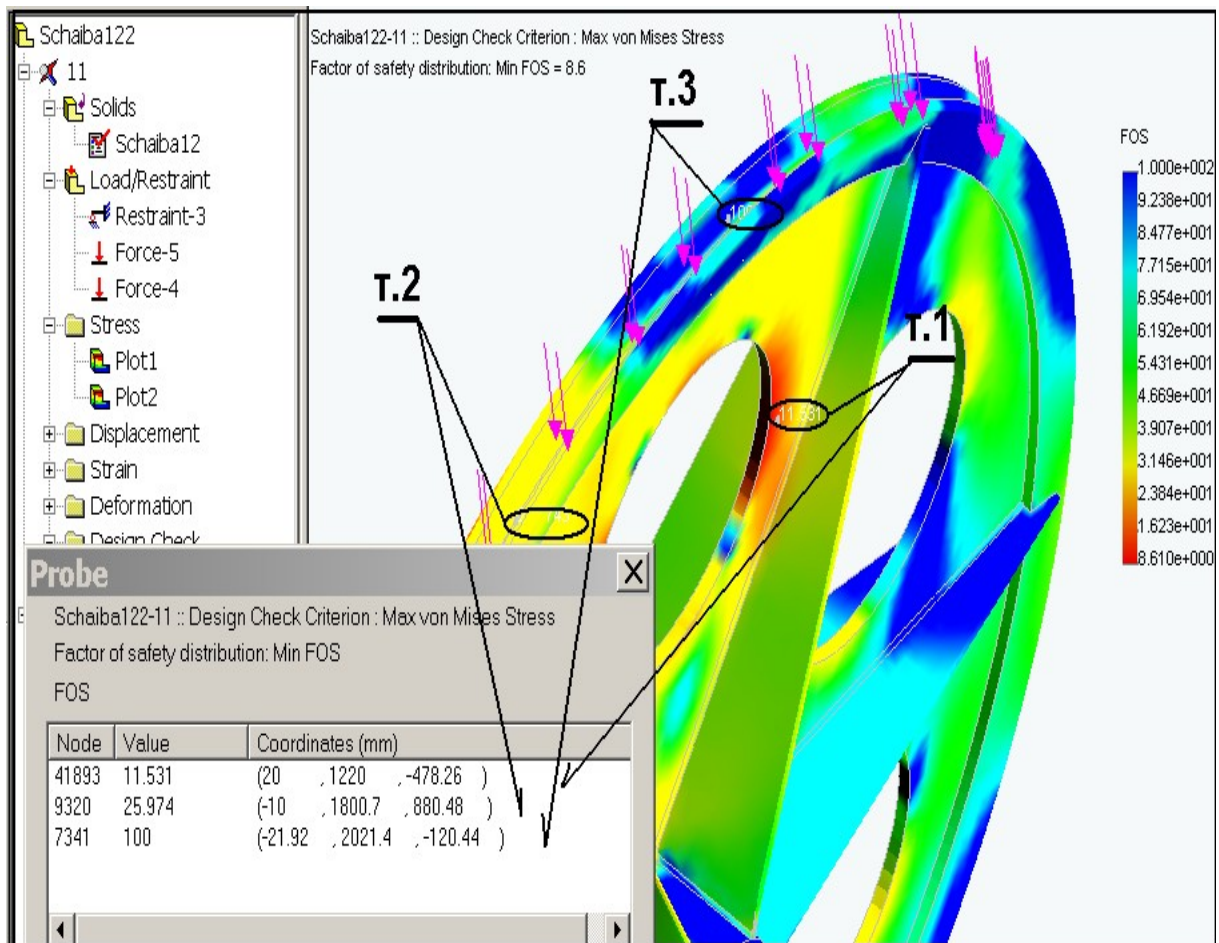
Фигура 3



Фигура 4

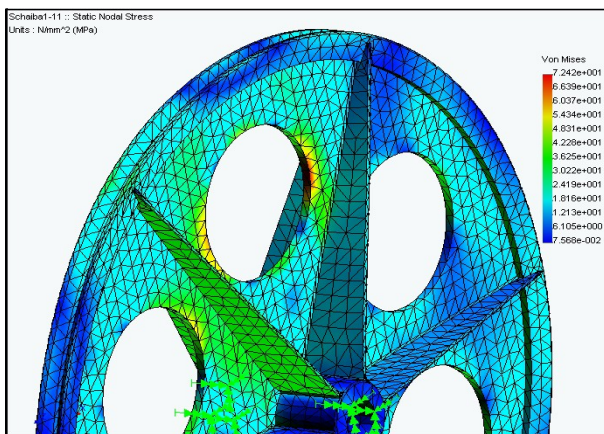


Фигура 6



Фигура 5

Резултатите от изследването на направляваща шайба с форма на канала съгласно фиг.26 са представени на фиг.7. И тук се наблюдава локализиране на максималните стойности на еквивалентното напрежение (до 72 МПа) в области далече от канала на шайбата. За самия канал тези напрежения варират в много по-ниски граници от 6 до 30 МПа.. Резултатите от изчисленията за фактора на сигурност не са представени т.к. не се отличават съществено от тези на предишните конструктивни варианти на изследване.



Фигура 7

## ИЗВОДИ

1. Коравината на модела може да се изследва при различни по големина и разпределение товари. Аналитично това е много трудно и неточно, а експериментално за голямогабаритни обекти – практически невъзможно.

2. Забавянето на процеса на износване, както на въжето, така и на канала на шайбата при зададена в допустимите граници големина на натиска между контактните повърхности на въжето и канала, зависи и от равномерното разпределение на деформациите на същата повърхност. Следователно минимизирането на напреженията и деформациите е недостатъчно като условие за подобряване на конструкцията на НШ при рудничните подземни уредби.

*Препоръчана за публикуване от катедра "Механизация на мините", МЕМФ*

## A LINEAR STRUCTURAL ANALYSIS OF THE LEADING SHEAVES OF SHAFT HOISTS BY THE FINITE ELEMENT METHOD

**Nikolay Perenovski**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"  
Sofia 1700, Bulgaria

**Antoaneta Yaneva**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"  
Sofia 1700, Bulgaria

**Ivan Minin**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"  
Sofia 1700, Bulgaria

**Tzvetan Damianov**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"  
Sofia 1700, Bulgaria

### ABSTRACT

An analysis is made of the strain-stress state of the leading sheaves of shaft hoists. The finite element method and, in particular, its computer application is used. Simulation investigation of a previously designed model in a 3-D format has been performed. The approach has great advantages for large-size pieces that are extremely difficult to subject to investigation under industrial or laboratory conditions.

Minimum factors of safety are determined on the basis of the results obtained for the regions of highest stresses under different operating conditions. These have been analyzed and the possibilities assessed for improving the design-performance parameters of a leading sheave under specific shaft hoist conditions.

### INTRODUCTION

Leading sheaves in shaft hoists serve to take on the forces of the hoist ropes, i.e. their dead weight, suspended end load and all working and breaking dynamic loads. The sheaves direct the ropes along the axis of the vertical shaft and their accurate mounting determines the linear movement of the hoisting vessel. The leading sheaves are mounted on a special platform on the shaft frame. They consist of a ring with a groove for the hoist rope, a hub and spokes – steel sections or another connecting structure – side disks – Fig. 1. The leading sheave is keyed to an axle rotating freely on bearing supports. The standard size sheaves are designed with diameters of 2 – 5 m. In case of diameters larger than 3m the sheave ring is made of die steel in several segments. The ring type determines the leading sheave design – with a lining or with a replaceable one made of wear-resisting steel, rubber mix, plastics, metal ceramics, etc. The presence of lining produces up to a 30-40% higher flywheel moment and failure or dropping out of lining parts can cause the rope to come out of the groove and break.

Until now most studies on the 'leading sheave - rope' mechanical pair have been carried out with the aim of improving the operating conditions of the hoist rope, decreasing its wear, better contact between it and the sheave groove, higher durability. The aim of this study is to check the strength and strain characteristics of the leading sheave under maximum load on the hoist rope in view of optimizing its design. The relative strains of the groove and its wear also

3. При конструиране или усъвършенстване на направляващи или задвижващи триещи шайби за руднични подземни уредби е необходимо да се извършва компютърен моделен структурен анализ с цел оптимизиране разпределението на напреженията и деформациите.

### ЛИТЕРАТУРА

Hibbeler R. C., Mechanics of Materials, Second edition, Prentice Hall, 1994  
TAS – Technische Anforderungen an Schachtforderanlagen VDI – VDI-Verlag, Dusseldorf, 1984

affect these rope parameters. By improving the design of the leading sheave we create better operating conditions for the rope.

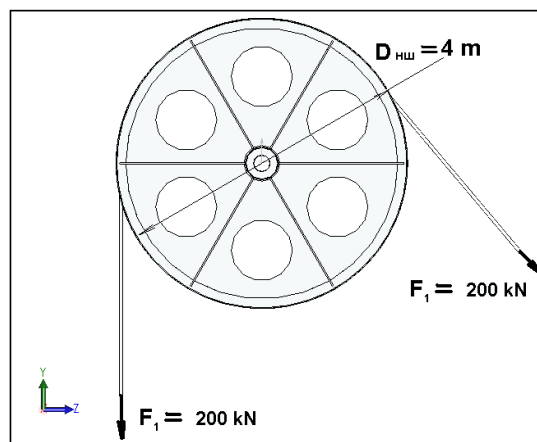


Figure 1

A leading sheave of welded design without lining, having a  $D = 4\text{ m}$  is selected. Two options for the cross-section of its groove are considered – Fig.2 – common semicircular with a wrapping angle of  $60^\circ$  (Fig. 2b) and semicircular with an undercut groove and a wrapping angle of  $90^\circ$  (Fig. 2a) [2]. The aim is to reach minimum stresses on the groove and the rope, respectively, by increasing the contact area between them.

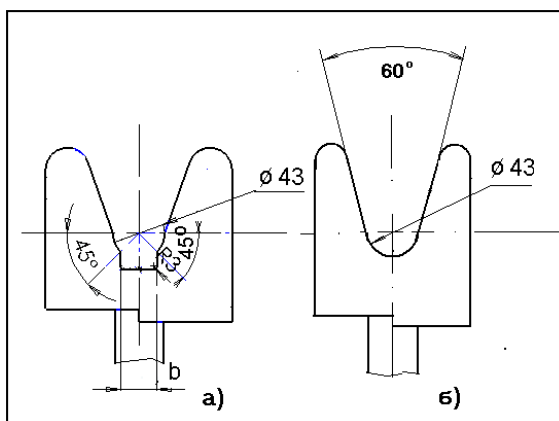


Figure 2

The working loads have been calculated for shaft hoists with a lift height  $H = 500\text{m}$ ; two hoisting vessels – skips with a suspended end load of 160 kN (at maximum density of the mineral and  $V = 5\text{ m}^3$  for ore or  $V = 7\text{ m}^3$  for coal); a two-drum hoisting machine with a constant winding radius ( $D = 4\text{m}$ ). The hoist rope is round and has an open design with the following parameters: linear weight 76.22 N/m; diameter  $d = 46\text{ mm}$ ; maximum breaking force 1470 kN. The maximum static load on the rope is 200 kN.

The leading sheave is investigated under maximum dynamic loads, five times greater than the working static ones. They can occur when a rope is broken, a safety catch is actuated for seizure in stopping ropes; when a full skip comes out of the end stands; when the safety brake is actuated, etc. The results can be distributed for other operating conditions as well as other sheave designs.

The simulation modeling of the leading sheave is required because of its large size and mass. Computer simulation is applied by the finite element method. The leading sheave is presented as an object composed of a finite number of parts, called elements, which are connected at characteristic points – nodes. The interaction of the elements occurs only in the nodes. The behavior of the investigated design is judged by the displacement of a certain number of nodes. The process can be represented as a system of algebraic equations that in the problems of strain-stress analysis are static equilibrium equations.

## INVESTIGATION METHODS

**1. Computer simulation.** This is the first stage during which a three-dimensional computer model of the object is designed. The case refers to the leading sheave shown in Fig. 1 of sheet steel welded design and different rope groove configuration (Fig. 2). The simulation is performed in a Solid Works environment with the greatest possible details for the output data (the real object).

**2. Planning of the investigation.** A main point at this stage is the choice of a suitable software package based on the already specified finite element method. After carrying out a preliminary analysis of the possibilities to utilize the qualities of the programs Ansys, Cosmos M, Cosmos Works and Designer Space, the latter two were chosen. Several test studies were performed using these programs. As a result it was found that

working with the Designer Space program is particularly difficult at the stage of "discretization of the object", i.e. when a grid of finite elements is formed for such a large-size piece having a complex configuration of thin-walled elements. This is the reason why the program Cosmos Works 6 was chosen for the computer realization of the finite element method.

Since the capacities of the post-processor module of this program are widely utilized with respect to the results (parameters of the strain-stress state), for the purposes of this investigation only some of these will be used:

- equivalent stress according to von Mises;
- factor of safety according to the theories of Mises - Hencky and Treska;
- static strains (absolute; equivalent).

According to Mises – Henky the yield limit is determined by the ratio between the magnitude of Mises' equivalent stress and that of the allowable stress  $\sigma$  [1]

$$\sigma_{von} \geq \sigma_{limit}$$

Mises' stresses can be expressed by the three main stresses:

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

The limit value of the stress  $\sigma_{limit}$  can be expressed as a function of the yield stress or material breaking stress. Hence, the factor of safety (FOS) according to von Mises is:

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

$$\text{and non-dimensionally - } \frac{1}{FOS} = \frac{\sigma_{von}}{\sigma_{limit}}, \quad (3)$$

The maximum shear stress criterion, known as Treska's criterion, is based on the theory of maximum shear stresses. According to this theory

$$\tau_{max} \geq \frac{\sigma_{limit}}{2},$$

where  $\tau_{max}$  can be  $\tau_{1,2}$  or  $\tau_{2,3}$  or  $\tau_{1,3}$ , and is therefore equal to:

$$\tau_{1,2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \tau_{2,3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \tau_{1,3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (4)$$

$$\text{Hence: } FOS = \frac{\sigma_{limit}}{2\tau_{max}} \quad (5)$$

$$\text{and non-dimensionally - } \frac{1}{FOS} = \frac{2\tau_{max}}{\sigma_{limit}} \quad (6)$$

The factor of safety (FOS) is calculated automatically by the program and visualized in the "safety result" field on the basis of maximum local stresses in the investigated object and the values of the limit stresses in the material.

### 3. Parametrization of a test study.

This is performed in a Cosmos Works 6 environment in the following sequence:

- Precise parametrization (presetting) of the accurate values of the material density, Young's modulus ( $E$ ), Poisson's ratio ( $\mu$ ). The material of the investigated object should be isotropic.
- Optimal presetting of the load and boundary conditions of the model so that they can reflect very precisely the actual compression forces and limitation of degrees of freedom in the global coordinate system. It is assumed that the function of load distribution is according to the cosine law. There must be a region of zero known displacements, i.e. static fixation. This is required even if the external loads are self-balanced. For the particular case the boundary conditions will be preset as a load distributed on the surface of the hoist rope groove at a wrapping angle of  $140^\circ$  and a region of zero displacements, fixed surface of the bearing shaft hole – Fig. 3.
- Validating the model by selecting finite elements that are appropriate in terms of their geometry and metrics and by generating the best possible grid. In this case we have in mind a regular-shaped grid of the elements and narrow limits of size variation.

### RESULTS AND ANALYSIS

The first investigation stage involves determination of the strain-stress pattern according to Fig. 2a, which is visualized in Figs. 3 and 4. Fig. 3 shows explicitly the discretization of the tetrahedral-shaped model of finite elements and parameters:  $b = 87.5$  mm,  $N_v = 45\ 195$  nodes and  $N_e = 23\ 007$  finite elements. The maximum values of Mises' equivalent stresses ( $\sigma = 7.2$  MPa) are localized around the mass-lighting holes of the sheave, whereas the stress values for the groove do not exceed  $\sigma_v = 15$ -20 MPa. These values are considerably lower than the limit values for the material (structural alloy steel), which are:

- yield strength  $\sigma_s = 620$  MPa
- ultimate strength  $\sigma_b = 724$  MPa.

Objective evaluation of the equivalent stresses can be made by the pattern of distribution of Mises.

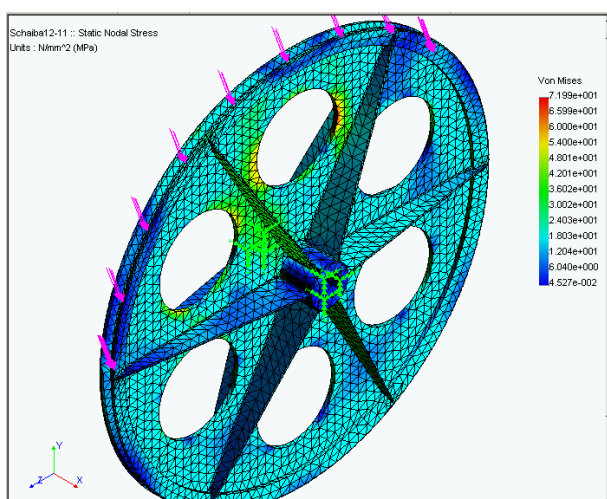


Figure 3

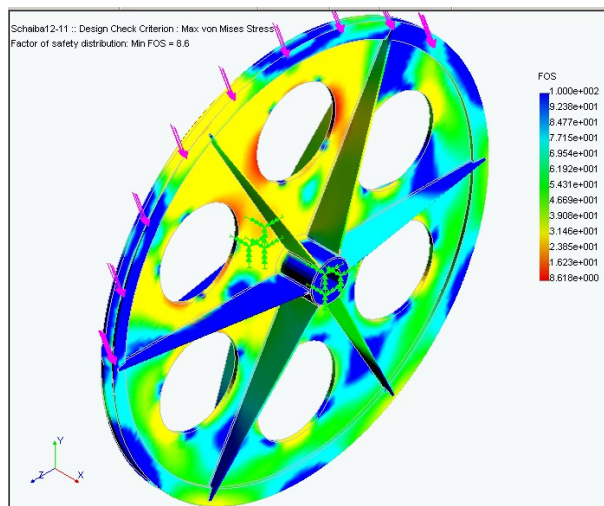


Figure 4

Factor of Safety (FOS) – Fig. 4. The lowest values for the investigated sheave are  $FOS = 8.6$  and are localized in the same regions. These results show that the equivalent stresses in the groove from Fig. 2 do not exceed 30 MPa.

Fig. 5 presents a pattern of distribution of FOS for a groove version from Fig. 2a and parameter value  $b = 20$  mm. Here the possibilities of the Cosmos Works program were used for selective point representation of the results by the Probe results tool. The minimum FOS value is found in the region of point 1 ( $FOS_1=11$ ), which is at the interface of the holes. The highest value of the same parameter was calculated for the regions of point 2 and point 3 ( $FOS_2=26$  and  $FOS_3=100$ ), which are regions from the sheave groove.

Fig. 6 shows the pattern of distribution of the equivalent stresses and their highest values calculated for the sheave groove. It can be seen that the values vary within  $\sigma_s = 6 \div 18$  MPa.

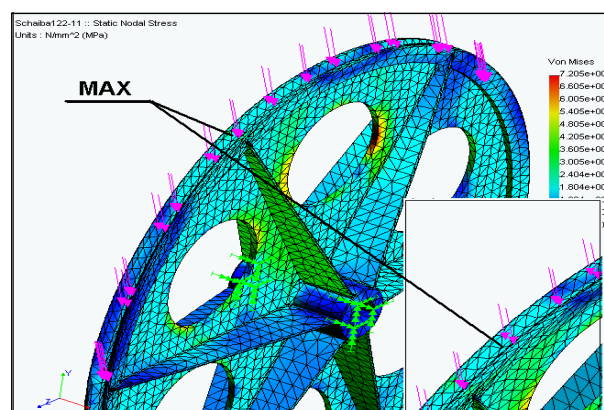


Figure 6

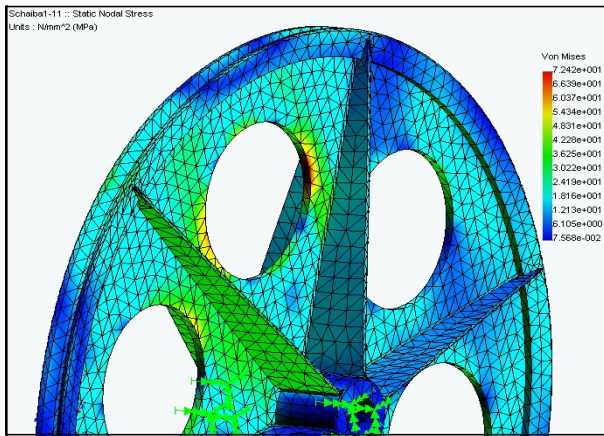


Figure 7

The results of the study on a leading sheave shaped like the groove according to Fig. 2b are presented in Fig. 7. Here we can also observe localization of the maximum values of the equivalent stress (up to 72 MPa) in regions remote from the sheave groove. For the groove itself these stresses vary within much lower limits from 6 to 30 MPa. The results of the calculations for the factor of safety are not presented since they are not very different from those of the previous investigated designs.

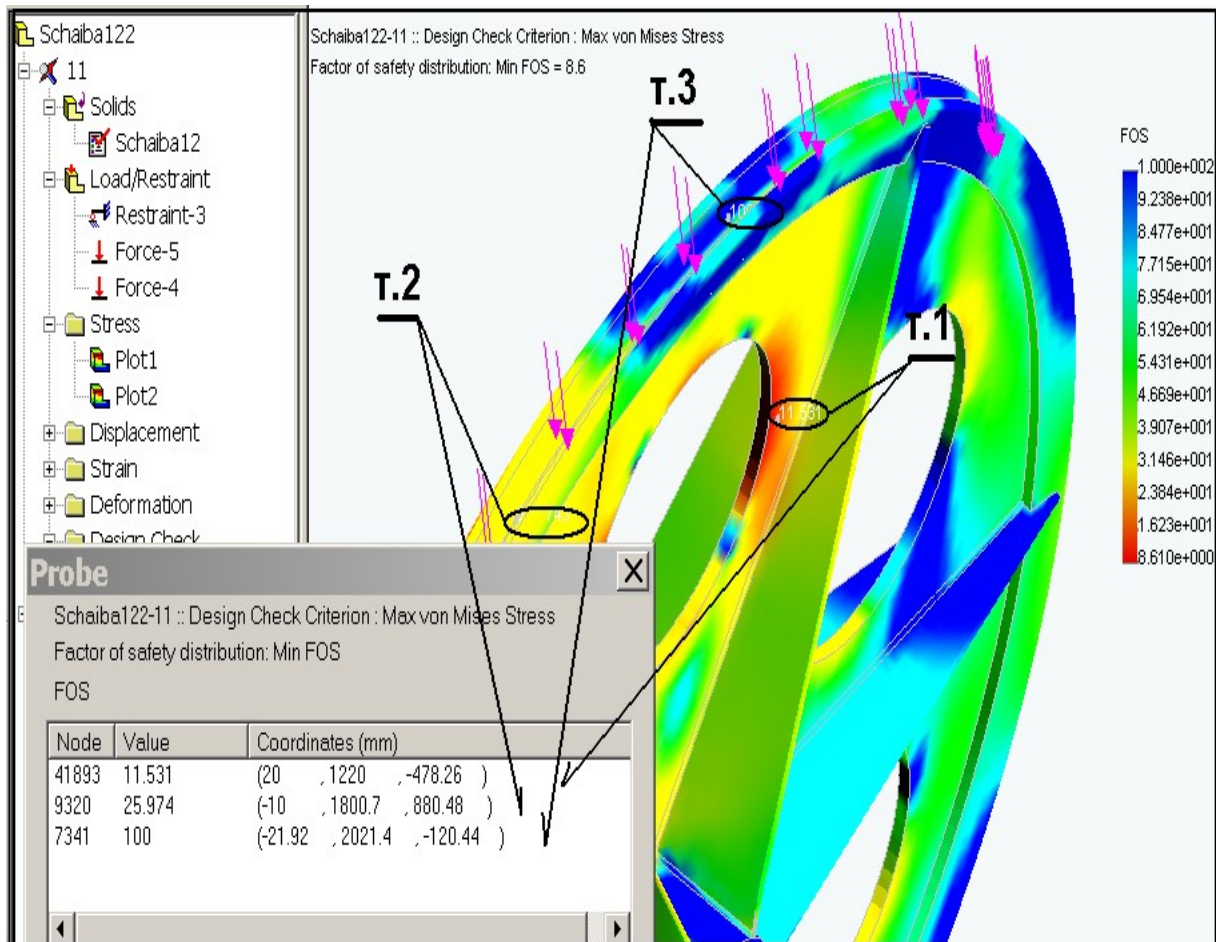


Figure 5

## CONCLUSIONS



1. The model rigidity can be investigated for loads different in size and distribution. Analytically this is very difficult and inaccurate and experimentally for large-size object it is practically impossible.

2. The retardation of the wear process of both the rope and the sheave groove for a stress value between the rope-groove interface preset within the allowable limits, depends also on the even distribution of the strains on that interface. Therefore, the minimization of the strains and stresses is an insufficient condition for improving the leading sheave design of shaft hoists.

3. When designing or improving leading or driving friction sheaves for shaft hoists it is necessary to perform a computer

simulated structural analysis with the aim of optimizing the distribution of stresses and strains.

#### REFERENCES

Hibbeler R. C., Mechanics of Materials, Second edition, Prentice Hall, 1994

TAS – Technische Anforderungen an Schachtförderanlagen  
VDI – VDI-Verlag, Dusseldorf, 1984

*Recommended for publication by Department of  
Mine Mechanization, Faculty of Mining Electromechanics*