

ИЗСЛЕДВАНЕ НА СТАТИЧНАТА ЯКОСТ НА ЦИРКУЛЯРЕН ВАЛ ЗА ХОРИЗОНТАЛЕН БАНЦИГ ПО МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

Нели Станева
Лесотехнически университет, София

Резюме

Изследвана е статичната якост на вал от режещия механизъм на циркулярно устройство за хоризонтален банциг по метода на крайните елементи (MKE) с CAD/CAE софтуер (Solid Works Simulation®) за три различни случаи на натоварване. Изградени са три броя 3D модели на циркулярен вал, изчислени за три различни стойности на мощността на задвижващия електродвигател и произтичащите от това различни размери. 3D моделите на вала на циркулярния вал са изградени с всички елементи на реалния вал – шпонкови канали, канали за пружинен пръстен, резба за закрепване на фланеца, центрови отвори, фаски, закръгления и т. н. Получени и визуализирани са разпределенията на напреженията по фон Мизес, деформациите, резултантните премествания, коефициентите на сигурност срещу разрушаване. Коефициентът на сигурност не е по-малък от единица за нито една област и за трите 3D модела на циркулярния вал, което показва, че няма опасност от разрушаване и те ще издържат зададеното им натоварване.

Ключови думи: циркулярен вал, статична якост, напрежение, MKE, CAD/CAE.

Key words: circular saw shaft, static strength, stress, FEM, CAD/CAE.

JEL: L64, C63, O14.

Увод

Режещият механизъм на допълнително циркулярно устройство към хоризонтален банциг се монтира пред банциговата лента и служи за надлъжно разкрояване непосредствено преди разбичване на трупите [2, 3]. От една страна по този начин се елиминират операциите по пренасяне на тежките и с големи размери дъски, а от друга се получават по-малко деформации и напуквания на дъските.

Колективът [2, 3] е предложил две схеми на задвижване на режещия механизъм на циркулярното устройство – посредством директно куплиране към вала на електродвигателя и посредством ремъчна предавка. За схемата на задвижване посредством ремъчна предавка с различно предавателно отношение могат да се получат различни честоти на въртене на циркулярния вал, респективно по-високи скорости на рязане при мека дървесина. Предложена е и методика за проверочно якостно изчисляване на циркулярния вал, приложена за три различни стойности на мощността на рязане, респективно мощността на електродвигателя [3].

В последните години все повече се използват съвременни CAD/CAE системи за инженерни изчисления и анализи на работните валове от режещите механизми на дървообработващи машини [5, 6], които позволяват бързо и прецизно изчисляване на конструкциите и тяхното последващо усъвършенстване и оптимизиране.

Цел на настоящото изследване е провеждането на статичен анализ на вала от циркулярното устройство за хоризонтален банциг по метода на крайните елементи (MKE) с CAD/CAE системата Solid Works Simulation® за три типоразмера и различно натоварване.

1. Методи

1.1. 3D модел на циркулярния вал

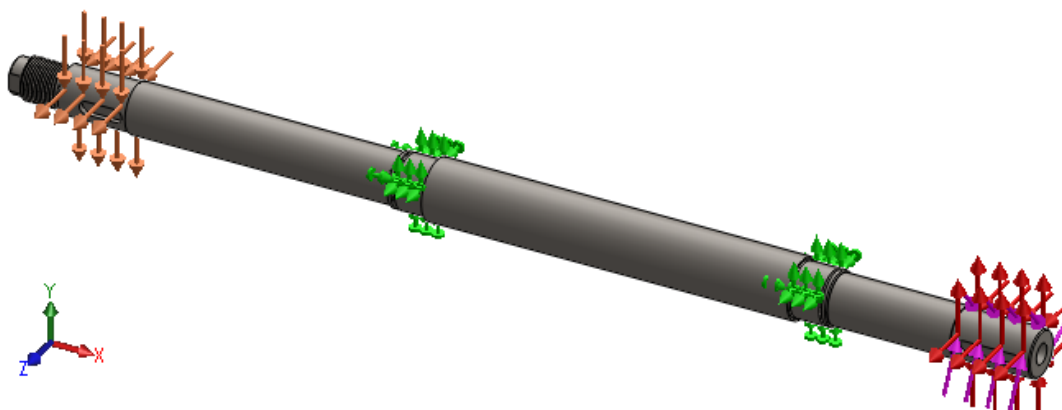
Изградени са 3D модели на вал от циркулярното устройство на хоризонтален банциг за три типоразмера на вала, които условно са означени „вал 25“, „вал 30“ и „вал 35“. 3D моделите на вала са създадени по методика, вече прилагана за моделиране на циркулярен вал със Solid Works® - с всички елементи на реален вал – шпонков канал за ремъчна шайба и циркулярния диск, канали за пружинен пръстен, резба за закрепване на диска, отрезки, фаски, закръгления, центрови отвори и т.н. [4]. Първоначално се изгражда базов модел на вала по неговата скица, а след това базовият 3D модел се надгражда със съответните елементи.

3D моделите са изградени с размери на предварително изчислен циркулярен вал за три мощности на рязане P_2 – 3,6; 5,0 и 6,8 kW [3]. Данни за основните размери на вала са дадени в табл. 1.

На фиг. 1 е показан 3D модела на единия от трите типоразмера на циркулярния вал – „вал 35“.

Табл. 1. Данни за основните размери и натоварването на вала [3]

Модел	P_2 , kW	$n_{2,1}$, min	i	d_C, d_D , m	d_A, d_B , m	l_1 , m	l_2 , m	l_3 , m	$M_{ус2}$, N.m	F_y , N	F_z , N	F_{Ry} , N	F_{Rz} , N
„вал 25“	3,6	4100	0,7	0,025	0,030	0,180	0,250	0,100	13	133	173	200	770
„вал 30“	5,0	3600	0,8	0,030	0,035	0,230	0,280	0,120	18	148	208	270	1040
„вал 35“	6,8	3200	0,9	0,035	0,040	0,260	0,300	0,140	25	176	246	400	1400

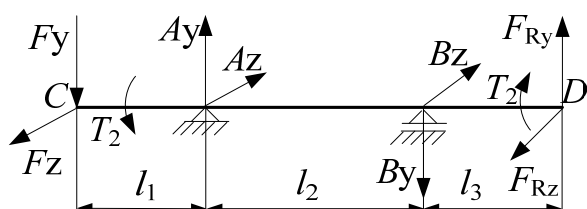


Фиг. 1. 3D модел на циркулярен вал и натоварване

1.2. Изчислителна схема на циркулярния вал

Циркулярният вал се задвижва от електродвигател с честота на въртене 2900 min^{-1} посредством клиноремъчна предавка с различно предавателно отношение $i=0,7 \div 0,9$ [3].

Натоварването на циркулярния вал става по схемата на фиг. 2, като ориентацията на осите е показана както е в системата Solid Works® [1].



Фиг. 2. Схема на натоварване на циркулярния вал

Стойностите на въртящия момент и силите, натоварващи вала за трите типоразмера са посочени в табл. 1.

1.3. Статичен анализ

Статичният анализ на създадените 3D модели на циркулярния вал се извършва по метода на крайните елементи с помощта на CAE системата Cosmos Works®, интегрирана със системата Solid Works® в Solid Works Simulation® [1].

Първоначално от библиотеката на системата Cosmos Works® е избрана стомана „AISI 1035 Steel“ със следните характеристики: якост на опън $585,0 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-2}$, граница на провлачане $282,7 \text{ MN.m}^{-2}$; модул на еластичност $2,04 \cdot 10^{11} \text{ N.m}^{-2}$, модул на ъгли деформации $8,0 \cdot 10^{10}$

N.m^{-2} ; коефициент на Поансон 0,29. Тези характеристики са най-близки до тези на въглеродна качествена стомана марка 45 БДС 2592:1971, от която се изработват циркулярни валове.

По схемата на натоварване на циркулярния вал вал (фиг. 2) е зададено закрепването на вала в 3D модела - фиксирано, без трансляции - фиг.1.

Зададени са следните натоварвания, които действат върху вала, съгласно схемата на натоварване - фиг. 2 и стойности от табл. 1 съгласно [3]:

- въртящ момент, T_2 , N.m;
- сили на рязане - от тангенциалната и нормална компоненти на силата на рязане:
- F_y , N – общата сила, действаща в равнината xy ;
- F_z , N – общата сила, действаща в равнината xz , включваща силата от масата на циркулярния трион и фланците, както и центробежната сила от неуравновесените маси;
- сили от ремъчната предавка – сила за опъване на ремъците, насочена по междуцентровата права на ремъчните шайби и сила от масата на ремъчната шайба:
- F_{Ry} , N - съставна сила, действаща в равнината xy ;
- F_{Rz} , N – съставна сила, действаща в равнината xz , включваща силата от масата на ремъчната шайба.

Зададените сили и въртящ момент са показани на фиг. 1 така, както се визуализират от програмата Cosmos Works®.

Зададени са следните характеристики на мрежата от крайни елементи: тип – стандартна; качество – високо (всеки елемент има 10 възела); начин на генериране на мрежата – по плавна повърхнина; брой итерационни точки за проверка на степента на изкривяване на тетраедричните елементи – 4. Използвани са FFEPlus итерационен изчислителен метод и „h” адаптивен метод [1]. Мрежата от крайни елементи за модел „вал 25” има 27086 броя възли и 16729 крайни елементи, за модел „вал 30” – 33503 възли и 20953 крайни елементи и за модел „вал 35” – 38173 възли и 23947 крайни елементи.

Статичният анализ е проведен с препоръчани от програмата размери на крайните елементи – 8,70 mm и за трите модела.

2. Резултати и дискусия

Някои от резултатите от статичния анализ – разпределението на напреженията по фон Мизес и резултантното преместване са представени на фиг. 3 до фиг. 5 за моделите „вал 25”, „вал 30” и „вал 35” съответно. Деформиранията форма на циркулярния вал е представена в мащаб с коефициент 100 и за трите модела.

Максимални стойности на еквивалентното напрежение по фон Мизес се получават близо до лагерното стъпало „B” от страната на ремъчната шайба и за трите модела – 86,16.10⁶ N.m⁻² във възел 8973 за модел „вал 25”, 93,83.10⁶ N.m⁻² във възел 10925 за модел „вал 30” и 119,7.10⁶ N.m⁻² във възел 6693 за модел „вал 35” – фиг. 3 до фиг.5. В същите възли се получават и максимални стойности за еквивалентната деформация за трите модела – табл. 2.

Максимално резултантно преместване се получава в левия край на вала т. С от към циркулярния диск и за трите модела – фиг. 3 до фиг. 5: 0,07096 mm във възел 7 за модел „вал 25”,

0,1026 mm във възел 8 за модел „вал 30” и 0,0992 mm във възел 7 за модел „вал 35”.

Проведена е и якостна проверка на разрушаване. Програмата изчислява коефициента на сигурност (FOS) чрез критерия на максималното напрежение на фон Мизес по формулата:

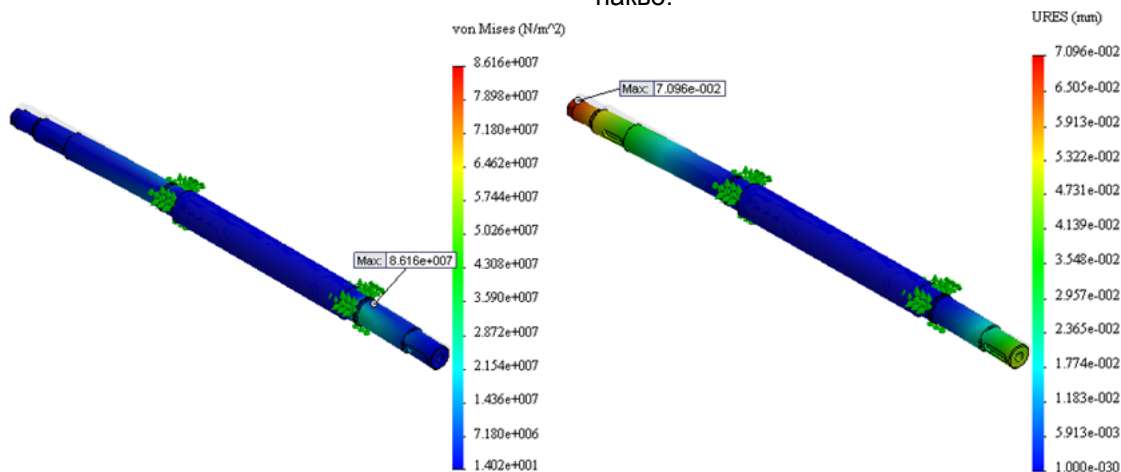
$$FOS = \frac{\sigma_{Limit}}{\sigma_{vonMises}} > 1. \quad (1)$$

Според този критерий пластичен материал започва да пълзи в местата, където напрежението на von Mises стане равно на граничното напрежение (разрушаващото напрежение – Stress limit). Като гранично напрежение е зададено границата на провлачане (Yield Strength). Получен е минимален коефициент на сигурност 3,28 за модел „вал 25”, 3,01 за модел „вал 30” и 2,36 за модел „вал 35” – табл. 2. Минималните стойности на коефициента на сигурност логично са получени във възлите с най-високи стойности на напреженията по фон Мизес.

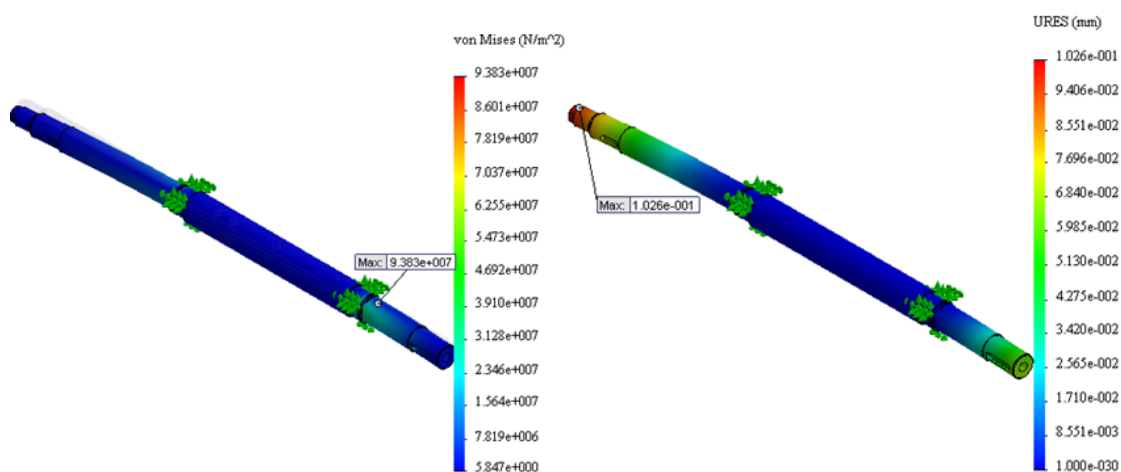
За нито една област коефициентът на сигурност не е по-малък от единица, от което следва, че няма опасност от разрушаване на вала и за трите типоразмера.

Максималните стойности на напреженията по фон Мизес, нормалните напрежения SX, напреженията на срязване TXZ, главното напрежение P1, интензивността на напреженията (P1-P3), резултантните премествания, еквивалентните деформации, както и минималните стойности за коефициента на сигурност за трите модела са дадени в табл. 2.

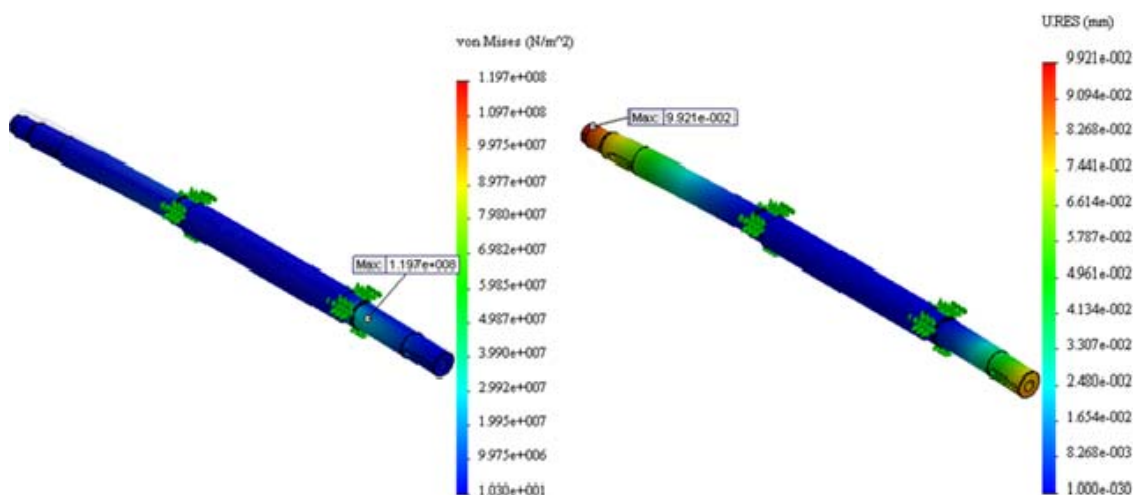
Напреженията са най-големи за модел „вал 35” в сравнение с тези за модел „вал 30” и „вал 25” – фигури 3, 4 и 5 и табл. 2. Логично се е получил минимален коефициент на сигурност за модел „вал 35”. Резултантното преместване за модели „вал 30” и „вал 35” е приблизително еднакво.



Фиг. 3. Напрежение по фон Мизес и резултантно преместване за „вал 25”



Фиг. 4. Напряжение по фон Мизес и резултантно преместване за „вал 30”



Фиг. 5. Напряжение по фон Мизес и резултантно преместване за „вал 35”

Табл. 2. Данни за основните размери и натоварването на вала

Модел	Макс. нап-реж. фон Мизес 10^6 N.m^{-2}	Макс. норм. нап-реж. SX, 10^6 N.m^{-2}	Макс. сръзв. нап-реж. TXZ, 10^6 N.m^{-2}	Макс. глав-но нап-реж. P1, 10^6 N.m^{-2}	Интензив-ност на нап-реж. (P1-P3), 10^6 N.m^{-2}	Макс. ре-зулт. пре-местване, URES mm	Макс. екви-в. деформа-ция	Миним. ко-еф. на си-гурност FOS
„вал 25”	86,16 възел 8973	94,94 възел 8973	35,10 възел 8973	113,2 възел 8973	96,38 възел 8973	0,0709 възел 7	0,00036 възел 8973	3,281 възел 8973
„вал 30”	93,38 възел 10925	105,5 възел 10925	44,62 възел 10925	135,7 възел 10925	104,53 възел 10925	0,1026 възел 8	0,00039 възел 10925	3,013 в-л 10925
„вал 35”	119,7 възел 6693	123,4 възел 6693	44,29 възел 6693	166,9 възел 6693	128,54 възел 6693	0,0992 възел 7	0,00050 възел 6693	2,362 възел 6693

Изводи и препоръки

Получени са тримерни резултати за разпределението на напреженията, деформациите и преместванията в 3D моделите на изследваните три типоразмера на вал от циркулярно устройство за надлъжно разбичване на широки дъски на хоризонтален банциг. Локализираните са възлите, в които тези параметри получават максимални стойности.

И за трите 3D модели възлите с максимални напрежения и деформации са локализиран

близо до лагерна опора „В” откъм мястото на монтаж на ремъчната шайба. В тези възли се получава и минимален коефициент на сигурност.

Максимални резултатни премествания се получават във възлите, локализираните в левия край на вала (т. С) откъм страната на монтаж на циркулярния диск.

Коефициентът на сигурност не е по-малък от единица за нито една област и за трите 3D модела на циркулярния вал, което показва, че няма опасност от разрушаване на вала и потвър-

ждава, че те са коректно предварително изчислени и ще издържат зададеното им натоварване.

Литература

1. Solid Works Simulation 2010, Online User's Guide & Help Files.
2. Sokolovski, S., Deliiski, N. *Circular saw device installed on a horizontal band saw*. Forest, Wildlife and Wood Sciences for Society Development. Czech University of Life Sciences. Prague. 2009. pp. 507-512.
3. Соколовски, С., Делийски, Н., Панчев, К. *Изчисляване на вала на режещия механизъм на циркулярно устройство за хоризонтален банциг*. сп. „Управление и устойчиво развитие”, No 1, 2010, стр. 173–178.
4. Соколовски, С. *Машинни елементи*. Издателство „ЛТУ”. София. 2007.
5. Станева, Н. *Параметрично моделиране на циркулярен вал с Solid Works®*, Сб. доклади от I^{ва} научно-технич. конфер. „Иновации в дървообработващата промишленост и инженерния дизайн”. 2008. стр. 173-177.
6. Станева, Н., Власев, В. *Статичен анализ на фрезов вал от дървообработваща машина по МКЕ*. V^{та} научно-технич. конфер. „Иновации в дървообработващата промишленост и инженерния дизайн”. ноември 2012. под печат.

INVESTIGATION OF STATIC STRENGTH OF A CIRCULAR SAW SHAFT FOR HORIZONTAL BAND SAW BY METHOD OF FINITE ELEMENTS

Nelly Staneva
University of Forestry, Sofia, Bulgaria

Abstract

The static strength of a circular saw shaft for horizontal band saw is investigated by the method of finite elements (FEM) with CAD/CAE (Solid Works Simulation®) for three different loading cases. Three 3D models of a circular saw shaft for three different values of the driving electric motor power are created. The 3D models of the circular saw shaft are generated with all the elements of a real circular saw shaft – key-slots, grooves for spring clip, thread for fixing of mounting flanges, center holes, chamfers, fillets, etc. Distributions of the von Mises stress, strains, resultant displacements and factors of safety (FOS) are received and visualized. The factor of safety (FOS) is not less than 1 for the three models of the circular saw shaft that means there is no danger of failure.