

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА

Машинно технологичен факултет

маг. инж. ЕЛИСАВЕТА ДИМИТРОВА ИВАНОВА

**ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ВИДА НА ДЕФОРМАЦИОННИЯ ПРОЦЕС
ВЪРХУ ЕКСПЛОАТАЦИОННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЕЛАСТИЧНИЯ
СЪДИНИТЕЛ С НЕМЕТАЛЕН ЕЛЕМЕНТ**

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за присъждане на образователна и научна степен
„ДОКТОР“

Варна

2016 г.

Дисертационният труд съдържа 170 страници, включително 90 фигури, 15 таблици, оформени в 4 глави, общи изводи и списък на използвана литература от 93 заглавия, от които 57 на кирилица и 36 на латиница.

Означенията на фигурите и формулите в автореферата съвпадат с тези от дисертацията.

Защитата на дисертационния труд ще се състои наг. отч. вна открито заседание на жури сформирано със заповед на Ректора №...../.....г.

Материалите по защитата (дисертацията, рецензиите и становищата) са на разположение на интересувалите се във ФД „Докторанти“ стая 318 НУК.

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

В настоящето високо еластичните и гуменокордни конструкции (ГКК), които представляват изделия от композитни материали, намират широко приложение в различни отрасли на промишлеността. Използват се за шумо и виброизолация на машини и механизми и снижаване динамичните натоварвания при ударни натоварвания.

Използването на ГКК и високоеластичните съединители при шумо и вибро изолации на промишлено оборудване, помпи, компресорни установки, турбини, дизели и др. позволява:

- Да се повиши плавността на работа, намали шума и увеличи трайността на машините и механизмите.
- Да се предпазят машините от претоварване, като се намали нивото на вибрациите.
- Да се разделят на задвижващия вал и вала на помпата, като се увеличи по такъв начин трайността на агрегатите.
- Да се предпазят от разрушение носещите и рамковите конструкции при виброактивни механизми.

Трябва да се отбележи, че този тип конструкции, в това число високоеластични съединители и гуменометални виброизолатори са навлезли широко в инженерната практика и се използват за все по-нови конструкции в различни отрасли на промишлеността.

Независимо от многообразието на сложните ГКК към тях се предявяват различни изисквания като: осигуряване на работните характеристики на якост, твърдост и гранично изместване; продължителност на експлоатация; надеждност в условията на динамични натоварвания; работоспособност в широк температурен интервал -50 до $+50$ °C; устойчивост на работа в някои химически активни среди като бензин, масло, озон и др.

Изчисляването и проектирането на композитни материали, каквито са гуменокордните конструкции, е много сложен процес. Неизбежните опростявания в процеса на решаване водят много често до големи грешки при прогнозиране на техническите характеристики на някои проектирани нови изделия. Това налага проблемът за създаване на нови сложни ГКК да се разглежда и да се търсят решения с достоверно зададени и прогнозирани работни характеристики чрез съвременните изчислително-експериментални методи.

Проблеми

Известно е, че напрегнатото състояние на еластичния елемент в съединителя, в съответствие с якостните му качества, определя и неговата способност да понася натоварване при определени експлоатационни условия. Голямото разнообразие в качествата на еластичните материали води до необходимост от теоретични изследвания, моделиране на деформационните процеси и експериментално потвърждение на очакваните резултати. Тъй като нивото на напрегнатото състояние зависи от вида на материала (гума или полиуретан), наличието на армировка, наличието на отклонения от съосност, характера на натоварването, топлинните условия, умората на материала и други, твърде често задачата за избор на тип съединител представлява необходимост от оценка на по-голям брой фактори едновременно.

Цели и задачи на изследването

На базата на съединители, създадени в ТУ-Варна, да се създаде критерий за обобщена многофакторна оценка на еластични съединители, отразяващ тяхната способност да понасят натоварване при определени експлоатационни условия.

Основни задачи на дисертацията

1. Теоретично изследване на напрегнатото състояние на нормално натоварения еластичен елемент на съединител тип СЕГЕ.
2. Моделиране деформационния процес на нормално и тангенциално натоварени еластичните елементи посредством Solid Works и NX Nastran.

3. Определяне нивото на влияние върху големината на предавания въртящ момент на различни характеристики на еластичния елемент и скоростта на въртене посредством 4-факторен, 3-факторен и 2-факторен план на експеримента.
4. Експериментално изследване на еластичните съединители тип СЕГЕ, СЕГМЕ и СЕГКЕ при статично и циклично натоварване с цел търсене на адекватност на създадените модели.
5. Оценка влиянието на масата и вида на напрегнатото състояние на съединителя и еластичния елемент върху неговата товароносимост.

Методи на изследване

При решаване на задачите, обект на тази дисертация, са използвани теоретични методи, симулационни и изчислителни методи на различни програмни продукти и експериментални методи.

За създаване на теоретичния модел на еластичен съединител тип СЕГЕ са използвани методи от теорията на еластичността.

За създаване на моделите и моделиране на деформационния процес на еластични съединители с нормално натоварени еластични елементи тип СЕГЕ, СЕГКЕ и за съединител с тангенциално натоварен еластичен елемент тип Перифлекс е използвана програмна среда Simulation, разработена на базата на Cosmos на програмния продукт Solid Works и Advance Simulation на програмния продукт NX Nastran. Теоретичният анализ е направен по метода на карайните елементи (МКЕ).

За определяне нивото на влияние върху големината на предавания въртящ момент на различни характеристики на еластичния елемент и скоростта на въртене е използван програмен продукт за автоматизирано планиране, провеждане и обработване на резултатите след дву-, три- и четири факторни планирани ротатабелни експерименти EXPLAN разработен в кат. ТМММ при ТУ-Варна. За част от изследванията е използван програмния продукт Microsoft Excel.

Получените експериментални данни са обработени по метода за обработка на преки многократни измервания. Снетите характеристики са обработени посредством регресионния анализ с програмния продукт Microsoft Office.

Място на изследване

Изследванията в дисертацията са теоретични, виртуални и практически и са извършени в лабораторията на ТУ – Варна и компютърен кабинет в кат. ТМ при ВВМУ – Варна.

Научни новости на изследването

1. Извършено е моделиране на деформационните процеси на съединители с нормално натоварен еластичен елемент (СЕГКЕ) и тангенциално натоварен еластичен елемент (Перифлекс) като са определени и параметрите за загуба на устойчивост.
2. Определено е влиянието на модула на еластичност и коефициента на Поасон на гумата, на модула на еластичност и коефициента на Поасон на кордните нишки, както и на скоростта на въртене върху товароносимостта на съединители.
3. По експериментален път са потвърдени вероятностните резултати от извършеното моделиране на напрегнатото и деформирано състояние на еластичните елементи на съединители тип СЕГЕ, СЕГКЕ и СЕГМЕ.

Практическа ценност на изследването

1. Създаден е теоретичен модел за напрегнатото и деформационно състояние на еластичен елемент на съединител тип СЕГЕ.
2. Чрез използваната методика за извършения многофакторен анализ може да се оцени влиянието върху товароносимостта на еластичния съединител и на други експлоатационни фактори като радиални и ъглови измествания, ниво на топлинните условия и други.

Апробация на изследването

Резултатите по всяка от поставените задачи на дисертацията са докладвани и обсъждани на НК“Дни на механиката“ - 2012, 2014; Научна сесия с международно участие на ВВМУ - 2013г.; МК „ЕКО Варна“ 20015.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Глава 1: ОБЗОР

В първа глава са разгледани основните качества на неметални материали, влияещи на работоспособността на еластични съединители. Непрекъснатото растящо приложение на еластичните материали е свързано с ниската им плътност и уникални механически качества. Заради начина им на получаване, те може да бъдат разглеждани, както като полимери, така и като високо вискозни флуиди.

Една от най - важните физични характеристики на полимерите, определяща техните експлоатационни свойства, е механичната якост. Количествен израз на якостта е разрушаващото напрежение. Разрушаващото напрежение е напрежението, при което материалът загубва своята цялост и непрекъснатост. То практически служи за оценка годността на даден материал. Съпротивлението на разрушаване, което оказва материалът, зависи от продължителността на действие на натоварването. Установено е, че както всички материали така и полимерните, се разрушават при напрежения значително по-ниски от разрушаващото напрежение. Зависимостта на якостта от времето на въздействие т.е. умората на материала, като фактор при разрушаването придобива особено значение при полимерните материали поради релаксационния характер на тяхната деформация. Тя е изключително важна за определяне надеждността на разнообразните конструкции и детайли.

Направен е предварителен преглед на многото фактори, които влияят на умората на гумата свързани с изменението на механичното натоварване, условията на околната среда, формирането на каучуковата смес и някои аспекти на поведение на напрегнато-деформационната структура.

Разгледани са изследванията на различни автори по отношение на устойчивостта на вулканизатите на умора.

Описани са изследванията направени от различни автори на различни еластични съединители с нормално и тангенциално напрегнат еластичен елемент.

Изводи направени въз основа на обзора

На базата на посочените по-горе изследвания на материали за еластични елементи, за различни конструкции на съединители, създаващи условия за различен характер на напрегнатото им състояние могат да бъдат направени следните изводи:

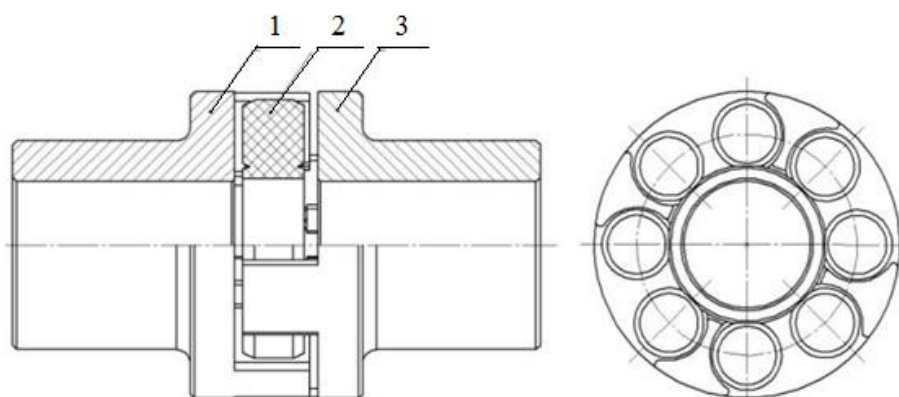
1. Видът на използвания еластомер е целесъобразно да се избира в зависимост от режима на деформация като се има предвид, че вулканизати на основата на полиизопрен е за предпочитане да се използват при високи деформации на опън, а тези на база бутадиенстиролов каучук - при деформации на натиск и/или невисока скорост на опъване.
2. Използването на маслонапълнен бутадиен стиролов каучук понижава устойчивостта на умора.
3. Устойчивостта на умора зависи и от режима на деформация и от конструктивните особености на еластичния елемент. Тя се подобрява при намаляване на амплитудата или напрежението, като влиянието на честотата е сравнително слабо изразено.
4. За определени нива на натоварване може да се приеме, че гуменият еластичен елемент има постоянна коравина.
5. Наличието на радиално и/или ъглово изместване винаги води до поява на сложно напрегнато състояние, което намалява трайността на еластичния елемент.
6. Резултатите от моделиране на деформационните процеси, протичащи в еластичния елемент имат вероятностен характер заради различните допускания, които се правят с цел улесняване на решенията и следва да се проверяват експериментално.

7. Голямото разнообразие на еластични материали и спецификата в режима на работа на различните механични системи обосновават необходимост от експериментално изследване и потвърждение на степента на влияние на различните фактори върху експлоатационните характеристики на еластичните съединители.

Глава 2. ТЕОРЕТИЧНИ И ВЕРОЯТНОСТНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ЕЛАСТИЧНИ СЪЕДИНИТЕЛИ С НЕМЕТАЛНИ ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ

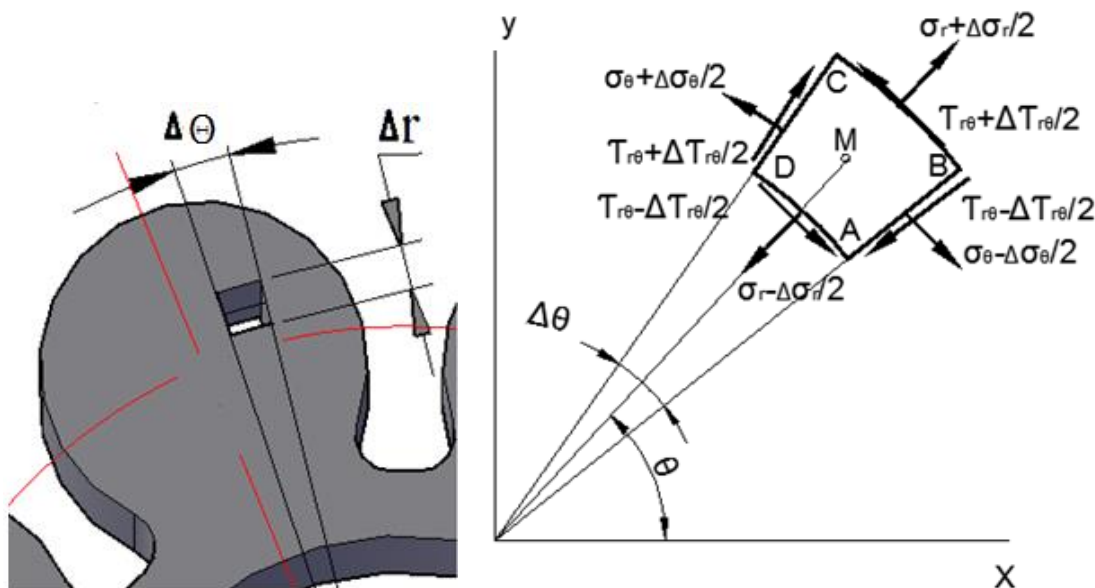
2.1. Теоретичен модел на напрегнатото състояние на еластичния елемент на съединител тип СЕГЕ

Съединителят тип СЕГЕ (фиг.2.11) съгласно БДС 16420-86 съдържа гумен еластичен елемент, чийто натоварени части са с цилиндрична форма, разположени са между металните палци на водещия и водимия полусъединител и през един са натоварени на натиск.



Фиг. 2.11 Общ вид на еластичен съединител тип СЕГЕ
1, 3 – водещ и водим полусъединител; 2 - гумен еластичен елемент

На основата на теорията на еластичността на Тимошенко е разгледано равновесието на малкия елемент ABCD (фиг.2.2), изрязан от цилиндъра (фиг.2.1.) с радиални сечения АВ, CD, и две цилиндрични повърхнини AD, BC, всички нормални към равнината на елемента.



Фиг. 2.1. Натоварен цилиндър

Фиг. 2.2. Елементарен обем

Изразявайки нормалните компоненти на напрежението - σ_r, σ_θ , тангенциалната компонента на напрежението - с $\tau_{r\theta}$, елементарните изменения на напрежението и силите (нормални и тангенциални), действащи върху страните АВ и CD са определени уравненията за равновесие на силите след преработване в следния вид:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + F_r = 0,$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{2\tau_{r\theta}}{r} + F_\theta = 0$$

където F_r, F_θ - обемни сили. Обемните сили се приемат равни на нула.

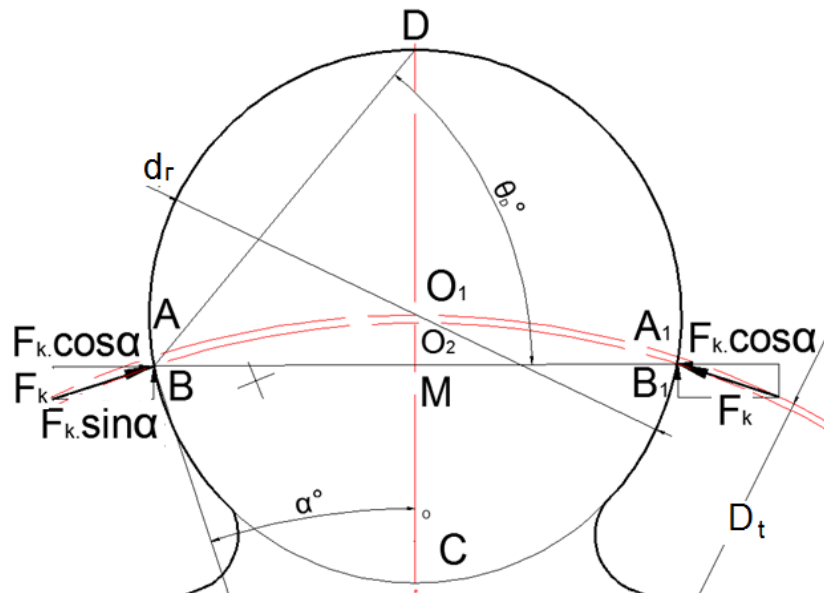
Разгледани са различни случаи на приложение на външна съсредоточена сила. За да се определят напреженията е използвано фундаменталното решение, наричано просто радиално разпределение на напреженията. След като има решение за вертикална и хоризонтална (по повърхност) съсредоточена сила, с помощта на суперпозицията са получени решения за случай, когато силите са под ъгъл спрямо граничната повърхнина. Разглеждани са и случаите за приложение на съсредоточени сили по диаметъра и по хорда на цилиндрична повърхнина като е прието, че всяка от тези сили предизвиква просто радиално разпределение на напреженията.

В процеса на изобразяване чрез Auto CAD на съединител тип СЕГЕ по БДС 16420-86 (фиг.2.9) бе установено, че при някои съединители от този типоред силите, предизвикани от въртящия момент не се съсредоточават по делителната окръжност на цилиндърчетата от натоварения гумен еластичен елемент, а по изместена окръжност, чиято позиция следва да бъде уточнена.

Определени са координатите на т. В (x,y), като пресечна точка на две окръжности – тази на цилиндъра с център т. O_1 ($0; D_t/2$) и радиус $d_r/2$ и изместената делителна окръжност с център O в началото на координатната система и радиус $\frac{D_t}{2} - a$ ($O_1 O_2 = a$).

Определен е ъгъла на атака на цилиндърчето по формулата:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{y}{0,5 \cdot D_t}\right)$$



Фиг. 2.9. Натоварване на цилиндъра на еластичния елемент

Определена е контактната сила - F_k :

$$F_k = \frac{T}{(0,5 \cdot D_t - 2a) \cdot z},$$

където T е въртящия момент, а z – броя на натоварените цилиндърчета.

След разлагане на контактната сила на две компоненти може да се отнесе натоварването със сила $F_k \cdot \cos\alpha$ към натоварване със сила по хорда, а натоварването със сила $F_k \cdot \sin\alpha$ - към натоварване по повърхност.

Определен е ъгълът θ_D , даващ възможност да се определи положението на т. D спрямо силата $F_k \cdot \sin\alpha$ и разстоянието BD.

Накрая е определено напрежението в т. D от силата $F_k \cdot \cos\alpha$ по формулата:

$$\sigma_{D1} = \frac{4 \cdot T \cdot \cos\alpha \cdot \sin(2\theta_D)}{z \cdot \pi \cdot (D_t - 2a) \cdot d_r \cdot l_r}$$

И напрежението от силата $F_k \cdot \sin\alpha$ по формулата:

$$\sigma_{D2} = \frac{8 \cdot T \cdot \sin\alpha \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_D\right)}{(D_t - 2a) \cdot z \cdot \pi \cdot r_D \cdot l_r}$$

където l_r – дължина на контактната линия между палеца и цилиндърчето.

За съединителя, предназначен за номинален момент $T = 31,5 \text{ Nm}$, с $D_t = 58 \text{ mm}$, $d_r = 18 \text{ mm}$ и $l_r = 16 \text{ mm}$, сумарното напрежение в т. D се получава

$$\sigma_D = \sigma_{D1} + \sigma_{D2} = 1,39 + 1,08 = 2,47 \text{ MPa}.$$

Направена е проверка за съединител от същия типоред, предназначен за номинален момент 500 Nm, притежаващ геометричните параметри $D_t = 160 \text{ mm}$, $d_r = 32 \text{ mm}$ и $l_r = 35 \text{ mm}$. Получава се за аналогичната точка напрежението

$$\sigma_D = \sigma_{D1} + \sigma_{D2} = 0,85 + 0,454 = 1,354 \text{ MPa}.$$

При това положение за удължението от опънното напрежение на натоварените цилиндърчета е получено

$$\Delta\left(\frac{d_r}{2}\right) = 5,216 \text{ mm}.$$

Вследствие деформацията на натоварените цилиндърчета габаритният диаметър на еластичния елемент става

$$D_D = D_t + d_r + 2 \cdot \Delta\left(\frac{d_r}{2}\right) = 202,43 \text{ mm}.$$

Тъй като диаметърът D_D е по-голям от заложения в стандарта габаритен диаметър по металните палци на полусъединителя $D_r = 200 \text{ mm}$, то палците притискат издадената част от еластичния елемент и го деформират пластично.

От направеното изследване могат да бъдат направени следните изводи:

1. Теоретичното изследване показва наличие на опасност от пластична деформация при определени нива на натоварване на еластичния съединител СЕГЕ и следва да се потърси допълнително потвърждение на резултатите.
2. На основата на изведените зависимости може да се търси най-подходящата геометрия на заоблените краища на палците, чрез която да се осигури необходимата товароносимост на еластичния елемент.

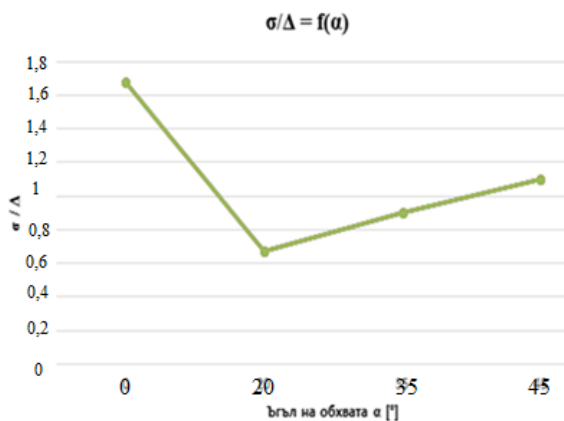
2.2. Моделиране на деформационните процеси на еластични съединители с нормално натоварен неметален еластичен елемент

Първо е изследван гуменият елемент на еластичен съединител СЕГЕ по БДС16420-86 (фиг.2.11) за номинален въртящ момент $T_n = 31,5 \text{ Nm}$ и $T_n = 80 \text{ Nm}$.

СЕГЕ- Т31,5 е изследван с програмата Solid Works приложение COSMOS XPress средство за линеен статичен анализ на детайли по метода на крайните елементи. Сложната форма на гумения елемент, сравнително големите относителни премествания, особените реологични свойства на гумата и променливите гранични условия по контактните повърхнини предполагат решаването на

нелинейна задача на статичния анализ. От друга страна изследователите на еластични съединители с неметални елементи сочат, че при средни по големина деформации на гумата (до 30-40%), с достатъчна за практиката точност, връзката между напреженията и деформациите може да се приеме за линейна.

Генерирана е изследователска задача, като е изчислено налягането получено от приложената сила върху всяко цилиндърче при съответния контакт по радиуса на кривина на палеца. В резултат са получени напреженията и относителните деформации. Отношението σ / Δ разглеждаме, като мащабен израз на модула на еластичност и е показано на фиг. 2.23.



Фиг. 2.23

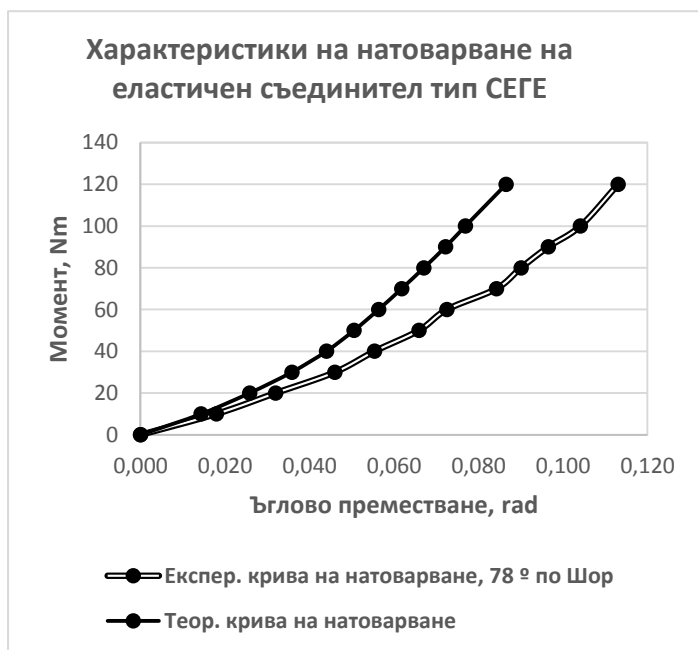
Еластичният съединител СЕГЕ с номинален въртящ момент $T = 80\text{Nm}$ е изследван с програмата Solid Works приложение Cosmos Works. Изследователската задача е генерирана в същата последователност, но има няколко различия свързани с натоварването на съединителя. Зададен е максимален въртящ момент $T_{\text{max}} = 120\text{ Nm}$ приложен по вътрешната повърхнина на главината на полусъединителя. Въртящият момент е графично въведен във функция от времето $M = f(t)$ за 120сек., като стъпките са автоматично зададени. За нелинейния характер на материала е избран модел Hyperelastic Mooney Rivlin; коефициент на Поасон $\mu = 0.4995$; плътност на гумата $\rho = 1080 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$; якост на опън $\sigma_B = 16.2\text{ MPa}$. Моделът се конкретизира с пет константи на уравнението на Mooney Rivlin, автоматично пресметнати от програмно зададени експериментални криви на напрежения σ – деформации ε . Данните са взети от източник [6] и са съобразени със специфичното натоварване на работните елементи на съединителя. Използвана е и опцията за големи премествания. Високоеластичният модел има постоянен характер, т.е. напълно еластичен е и не отразява остатъчна деформация, присъща на еластичния материал (гума). От това следва, че моделът е използваем единствено при натоварване на експериментално проучения съединител.

Резултатите от симулацията са дадени в табл. 2.4.

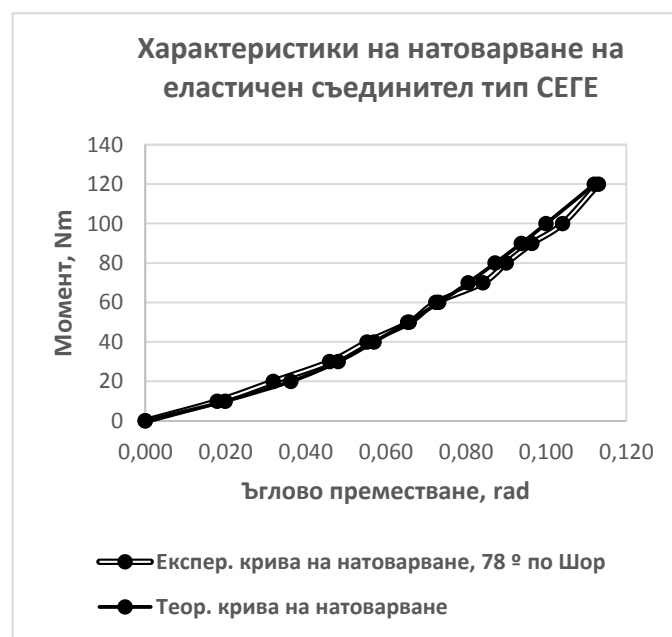
Таблица 1.4. Ъглово преместване на полусъединител СЕГЕ при симулация в CAD среда

| Ъглово преместване | $T_{\text{НОМ}} = 80\text{ Nm}$ | | | | | | | | | | | |
|-------------------------------------|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 120 |
| $\varphi_{\text{НАТ}}, \text{ rad}$ | 0 | 0,014 | 0,026 | 0,036 | 0,044 | 0,051 | 0,056 | 0,062 | 0,067 | 0,072 | 0,077 | 0,087 |

Сравнителният анализ между компютърната и експерименталната крива на натоварване при твърдост на гумения елемент 78° по Шор показва, че има разминаване между двете криви (фиг. 2.26,а). Чрез метода на приближението, който е допустим при липсата на възможност да се изследват кривите за напреженията - σ спрямо деформациите - ε на еластичния елемент на съединител СЕГЕ е получена сходимост между характеристиките на натоварване. Уеднаквяването на кривите на натоварване е постигнато чрез корекции на някои параметри и няколко последователни симулации (фиг. 2.26,б). Получената грешка е по-малка от 10%.



Фиг. 2.26, а



Фиг. 2.26, б

Отчетени са за максимално зададения въртящ момент $M = 120 Nm$: Максимално еквивалентно напрежение в гумения елемент - $\sigma_{\text{екв}} = 5,41 MPa$; Максимална линейна деформация на гумения елемент - $\varepsilon_{\text{max}} = 5,64 mm$.

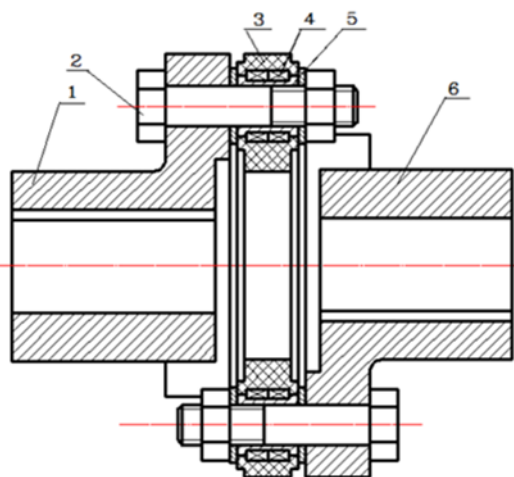
Направени са следните изводи от изследванията със Solid Works:

1. При COSMOSXPress в процеса на моделиране се приема, че едната страна на цилиндърчето е фиксирана, а другата се товари, което не отговаря най-точно на реалната картина на натоварване.
2. Не се отчита коефициента на демпфиране на материала и при двата метода, което налага да се използват други приложения на софтуера, даващи възможност за обхващане влиянието на повече фактори върху поведението на материала за еластичен елемент в различни фази на натоварване.
3. Изследванията с Cosmos Works и разминаването между компютърната и експерименталната крива на натоварване ни показват необходимостта от задълбочаване на проучванията за влиянието на физико-механичните свойства на гумата, фактора стареене; осево, ъглово или радиално изместване на полусъединителите.

Вторият изследван еластичен съединител с нормално натоварен еластичен елемент е съединител тип СЕГКЕ, който е с промеждутъчна гуменокордна шайба. Както бе разгледано по-горе с компютърната програма SolidWorks не се получава първоначално много добро съвпадение на кривите на напрежение (σ) – деформация (ε) между компютърния модел и експериментално изследвания съединител, а е необходима корекция на параметрите на натоварване.

За нашите изследвания е използвана компютърна програма на компанията Siemens PLM Software. NX Advanced Simulation е инструмент за инженерен анализ за реално разпределение на напреженията и деформациите в конструкциите на базата на МКЕ - метод на крайните елементи в средата на проектиране.

Съединителят, който е изследван с тази програма е еластичен съединител тип СЕГКЕ - Т200 с междинна гумено кордна шайба /БДС 16419-86/. На фиг. 2.29 е показано изображение на еластичния съединител, като са въведени следните означения: 1 - водещ полусъединител, 2 - пасвани болтове, 3 - еластичен елемент, 4 – кордни нишки, 5 – метална втулка, 6 – водим полусъединител. При създаване на изчислителната задача в NX8.5 се преминава през няколко задължителни етапа:



Фиг. 2. 29. Еластичен съединител тип СЕГКЕ

възлови параболични тетраедри, а от гледна точка на обема и времето на изчисление - 4 възлови. Цялата геометрия във файла е полигонална и всяко действие по създаване на мрежата се извършва върху нея. Той съдържа и информацията за материала и неговите физични свойства. Това е така наречения FEM файл.

4. Създаден е SIM файла, в който се задават параметрите и поведението на конструкцията, случаите за решение, настройките на Solver-a, типа решение, стъпки, гранични условия, натоварване, ограничения. Граничните условия се подбират и задават така, че най-пълно да отговарят на условията на работа на съединителя. По възможност преместванията по границите се задават така, че относителните премествания на възлите да бъдат по-малки.

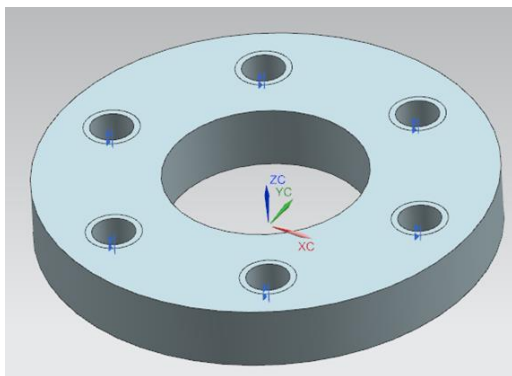
5. Стартира се изчислението, което се извършва от програмата. По време на решението на Solution Monitor се наблюдават графиките, които се изчертават на всяка стъпка от решението.

6. След приключване на работата се отварят резултатите в постпроцесора, за да се анализират. Визуализацията на резултатите е чрез цветни петна върху тримерния модел.

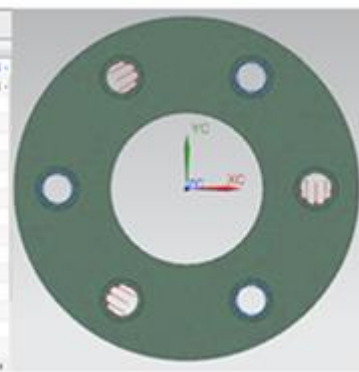
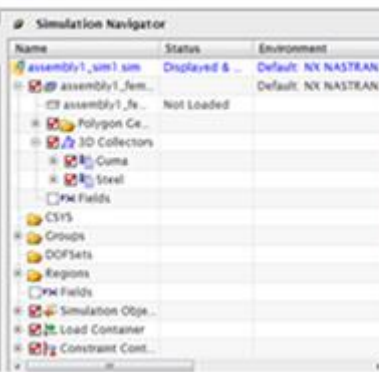
През тези няколко етапа се преминава при всяка една симулация на различните модели, които са създадени за изследване на деформационния процес.

Първият модел създаден за симулацията е сборка-assembly между гума със стандартни размери на СЕГКЕ-T200 и шест втулки с помощта на ограничения. Конструктивните размери на детайлите са опростени (фиг. 2.35).

Моделът е подложен на статичен анализ за материали с нелинейна зависимост на кривата напрежения - деформации - NX Nastran - Sol 106. Свойствата на гумата, като материал са взети от експериментални данни на други подобни еластични съединители изследвани в лабораторията на ТУ-Варна и справочни данни за най-използваната синтетична гума: коефициент на Поасон $\mu = 0.4995$; плътност на гумата $\rho = 1080 \frac{kg}{m^3}$ – за най – често използвания тип синтетична гума EPDM; якост на опън $\sigma_B = 16.2 MPa$.



Фиг.2.35



Фиг.2.39

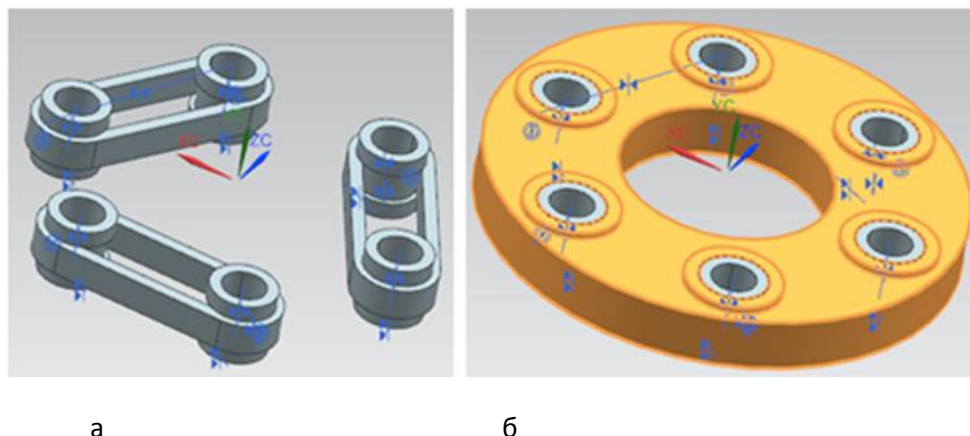
1. Създаден е реален (или сходен) тримерен CAD-модел на свързващите елементи и се извършва асемблиране (сглобяване) на детайлите така, че те да застанат съосно, като контактните повърхнини застанат една срещу друга

2. Създаден е идеализиран модел. Това е етапа на преминаване от реалния физически модел към опростения математически модел. Той се създава автоматично при стартиране на Advanced Simulation и избор на тип решение, което ще се използва при генериране на изследователската задача.

3. В следващия етап на изчислението се създава мрежата от крайни елементи, която се състои от 0D, 1D, 2D, 3D елементи в зависимост от детайлите и повърхнините за омрежване. От гледна точка на точността на изчисленията при 3D елементите се предпочитат 10-

Трите отвора с болтовете свързани с единия фланец се застопоряват, като се отнемат шестте степени на свобода. В другите три отвора, свързани с другия фланец се задават натоварванията. Въртящият момент е зададен като сила перпендикулярно на радиуса на окръжността, на който лежат болтовете към вътрешната половина на отворите (фиг. 2.39).

Вторият модел е създаден, за да се изследва въздействието на кордните нишки и влиянието, което оказват на изместването, напреженията и деформациите в гумения елемент (фиг.2.43)



Фиг. 2.43. Модел на СЕГКЕ с кордни нишки

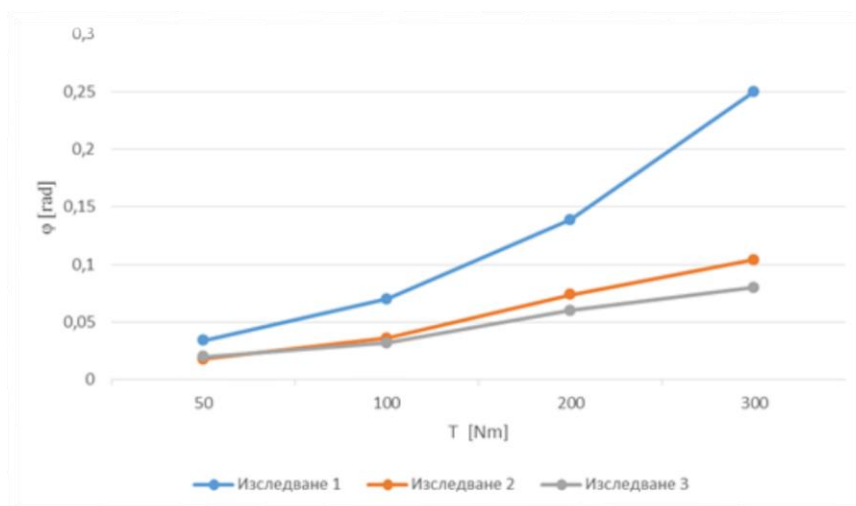
Генерирана е същата задача, като допълнително е зададен материала на кордните нишки - Модул на еластичност /Young's Modulus/ $E = 35 \text{ МПа}$; Коефициент на Поасон/ Poisson's Ratio/ $\mu = 0,17$.

Резултатите от компютърната симулация на съединителя СЕГКЕ без кордни нишки - 1, компютърната симулация на съединителя СЕГКЕ с кордни нишки - 2 и експерименталните изследвания на еластичния съединител СЕГКЕ - 3 по БДС 16 419-86 са дадени в сравнителна таблица 2.6.

Таблица 2.6. Сравнителна таблица

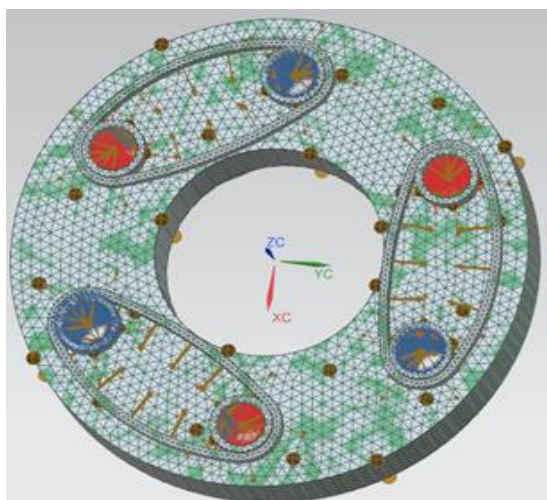
| Вид на изследването | T/N.m/ | 50 | 100 | 200 | 300 |
|---------------------|---------------------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | Δ_1 /mm/ | 2,3 | 4,7 | 9,4 | |
| | φ_1 / grad/ | 1,95 | 3,99 | 7,99 | |
| | φ_1 / rad/ | 0,034 | 0,07 | 0,139 | |
| 2 | Δ_2 /mm/ | 1,2 | 2,4 | 5,02 | 7 |
| | φ_2 / grad/ | 1,02 | 2,037 | 4,26 | 5,94 |
| | φ_2 / rad/ | 0,018 | 0,036 | 0,074 | 0,104 |
| 3 | Δ_3 /mm/ | 1,34 | 2,12 | 4,05 | 5,4 |
| | φ_3 /grad/ | 1,14 | 1,8 | 3,44 | 4,6 |
| | φ_3 / rad/ | 0,02 | 0,032 | 0,06 | 0,08 |

В табл. 2.6 с Δ е означено преместването на подвижните втулки спрямо неподвижните, а φ е ъгълът на относително завъртане на двата полусъединителя.

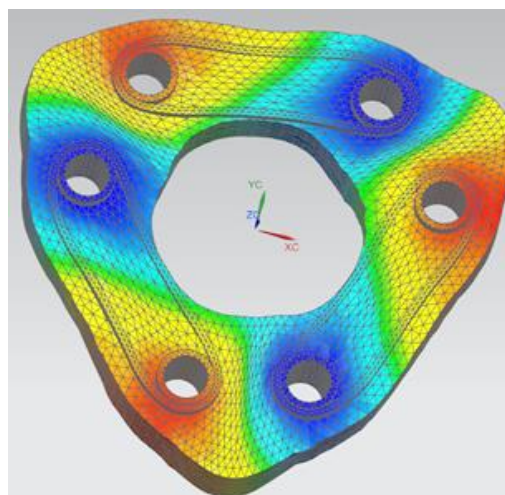


Фиг. 2.49. Графично сравнение на резултатите

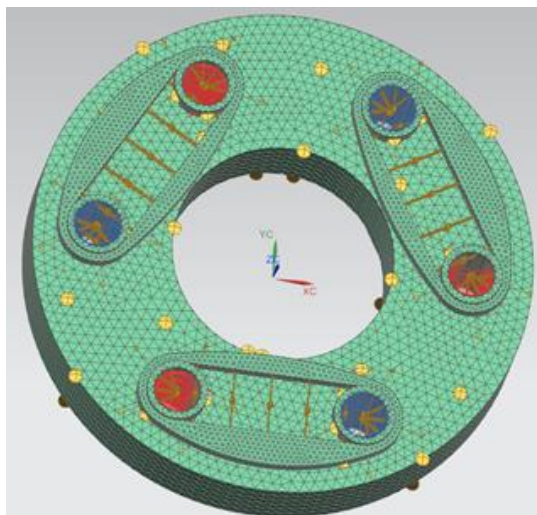
Изследван е и начина на поставяне на кордните нишки на изместването, напреженията и деформациите в гумения елемент. Създадени са нови три опростени модела на еластичния съединител СЕГКЕ-Т200 (фиг. 2.50а - К1, 2.51а - К2, 2.52а - К3). Различните конструкции кордни нишки се поставят от двете страни на гумения елемент, за да няма изкълчване на съединителя.



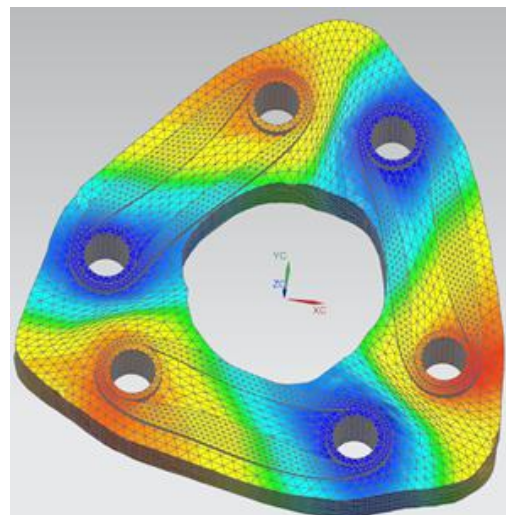
Фиг. 2.50, а - К1



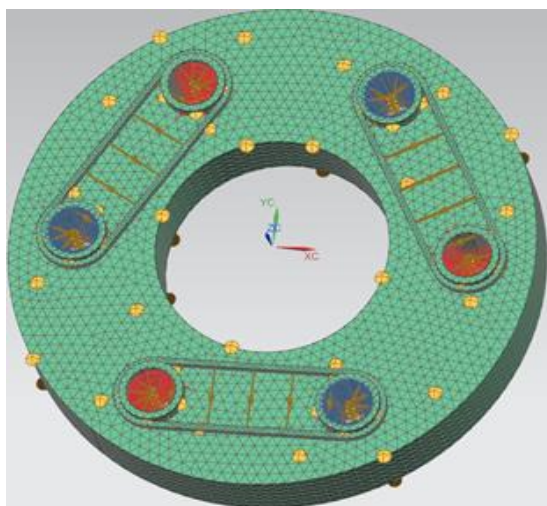
Фиг. 2.50, б



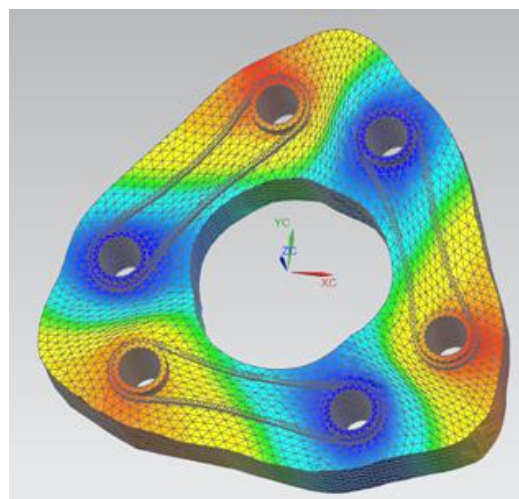
Фиг. 2.51, а - К2



Фиг. 2.51, б



Фиг. 2.52,а - К3

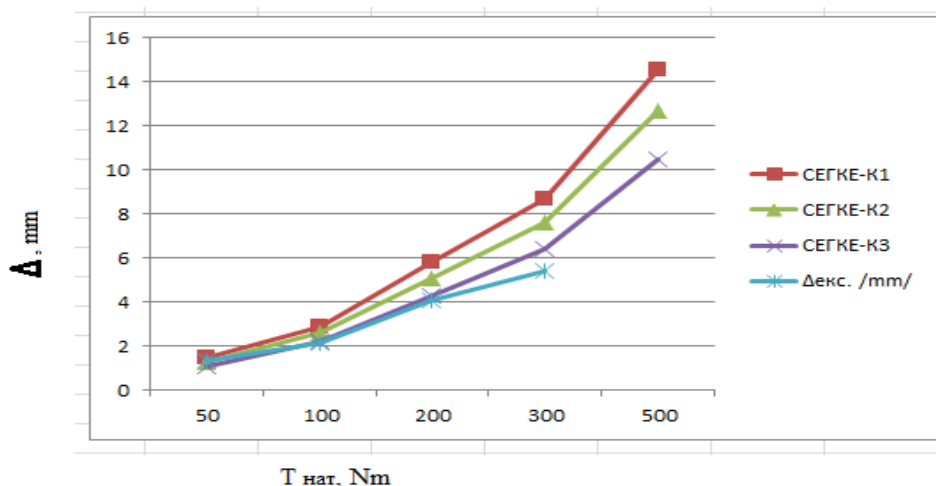


Фиг. 2.52,б

Визуализацията на резултатите е показана на всеки модел на фигурата б. Резултатите от изследването са изведени в следващата табл. 2.7 и е построена диаграмата (фиг. 2.53) .

Табл. 2.7. Резултати от изследването относително изместване - Δ / въртящ момент – Т

| T /N.m/ | 50 | 100 | 200 | 300 | 500 |
|----------------------------|------|------|------|-----|-------|
| $\Delta 1$ - СЕГКЕ-К1 /mm/ | 1,45 | 2,9 | 5,8 | 8,7 | 14,55 |
| $\Delta 2$ - СЕГКЕ-К2 /mm/ | 1,3 | 2,6 | 5,1 | 7,6 | 12,67 |
| $\Delta 3$ - СЕГКЕ-К3 /mm/ | 1,09 | 2,18 | 4,3 | 6,4 | 10,5 |
| Δ екс. /mm/ | 1,34 | 2,12 | 4,05 | 5,4 | |



Фиг. 2.53. Зависимост въртящ момент – относителна деформация

Изводите от изследването на еластичен съединител СЕГКЕ са:

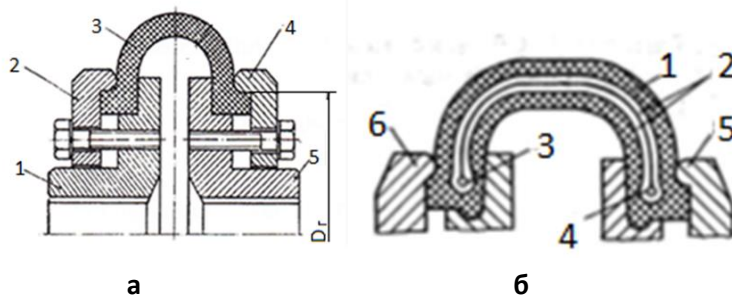
1. Има голяма корелация на данните за деформираното състояние между моделирания и изчислен със софтуер NX8.5 - Nastran еластичен съединител тип СЕГКЕ и реално изпитания такъв съединител, особено при по-ниските стойности на натоварване.
2. Вероятна причина за по-голямата разликата в резултатите при по-големите натоварвания би могла да бъде стройността на стандартната конструкция.
3. Относителната деформация и напреженията в гумения елемент зависят от начина на поставяне на кордните нишки.

4. При ниските стойности на натоварване относителната деформация на втория модел е с най - малка разлика 3% от експеримента, а при повишаване на натоварването с най - малка разлика от експеримента 3% е третия модел.
5. При натоварвания над номиналната стойност на въртящия момент T200 Nm относителната деформация на третия модел е с най- малка разлика от експеримента, но разликата нараства на 20%, което го свързваме с промяна на напрегнатото и деформирано състояние на еластичния елемент.

2.3. Моделиране на деформационните процеси на еластични съединители с тангенциално натоварен неметален еластичен елемент

Третият еластичен съединител, подложен на моделиране на деформационните процеси е еластичен съединител тип Перифлекс (фиг.2.54.а) състоящ се от еднотипни главини с фланец 1 и 5, към които с фланци 2 и 4 чрез болтове се притиска еластичен елемент 3 с торообразна форма. В процеса на натоварване еластичният елемент получава тангенциални напрежения на усукване.

На фиг.2.54.б. е показана характерна конструкция на вискоеластичен съединител с торообразен гуменокорден елемент. Там са означени, както следва: 1- гума; 2 - корден скелет; 3 и 4 – закрепващи пръстени; 5 и 6 – полусъединители.



Фиг.2.54. Еластичен съединител тип Перифлекс

Проведен е компютърен експеримент с програмата NX 8.5 на еластичен съединител тип Перифлекс – 360 x100 (ГОСТ50892-96), тъй като за него има публикувани експериментални и теоретични изследвания, които да ни послужат за сравнение и оценка на качеството на създадения от нас модел. Разпределението на напреженията и деформациите в конструкцията на гумения елемент са намерени с помощта на модула към NX8.5 - Advanced Simulation и неговото приложение sol.106 - базов нелинеен анализ.

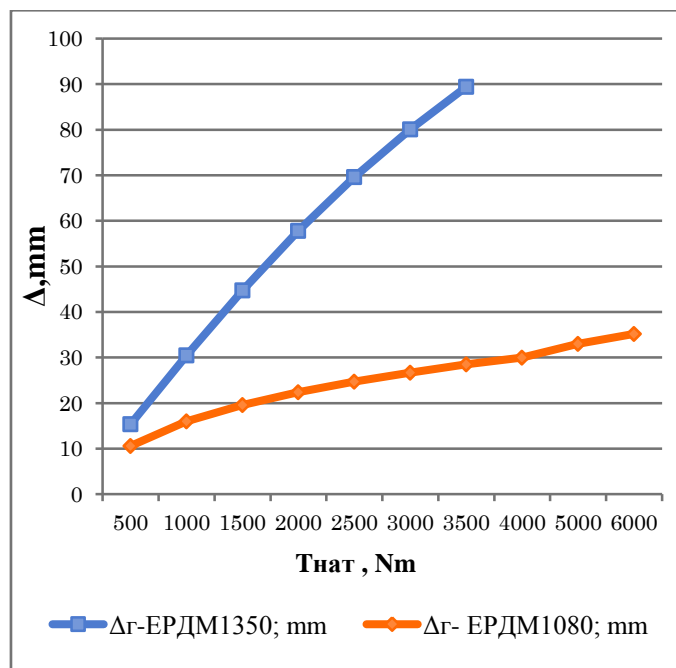
В първия модел е изследвано влиянието на плътността на материала - гума на напреженията и относителните деформации на еластичния елемент. Създадени са два материала гума с различна плътност според данните на различни фирми производители – EPDM1080 с плътност $\rho=1080 \text{ kg/m}^3$; якост на опън $\sigma_b = 16,2 \text{ MPa}$ и EPDM1350 с плътността $\rho = 1350 \text{ kg/m}^3$ и якост на опън $\sigma_b = 7,5 \text{ MPa}$. Получените резултати са изведени в таблици и са построени графичните зависимости.

Таблица. 2.8. Резултати от симулацията на еластичен съединител с гумен елемент EPDM 1350

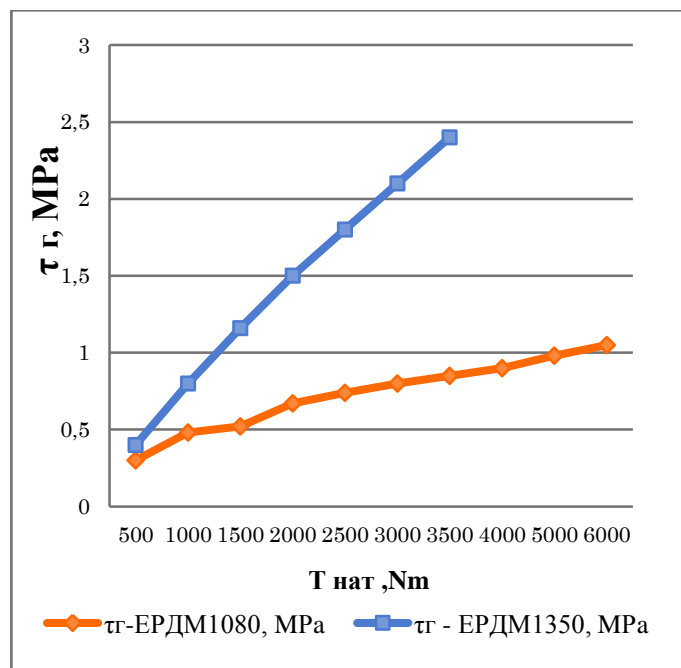
| | | | | | | | |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| T; Nm | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 |
| Δg; mm | 15,4 | 30,5 | 44,7 | 57,8 | 69,6 | 80,1 | 89,4 |
| τg, MPa | 0,4 | 0,8 | 1,16 | 1,5 | 1,8 | 2,1 | 2,4 |

Таблица. 2.9. Резултати от симулацията на еластичен съединител с гумен елемент EPDM1080

| | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| T; Nm | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 5000 | 6000 |
| Δg; mm | 10,6 | 16 | 19,6 | 22,4 | 24,7 | 26,7 | 28,5 | 30 | 33 | 35,2 |
| τg, MPa | 0,3 | 0,48 | 0,52 | 0,67 | 0,74 | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,98 | 1,05 |



Фиг.2.61. Графика максимална относителна деформация / въртящ момент



Фиг.2.62. Графика тангенциални напрежения / въртящ момент

От получените резултати може да се направят следните изводи:

1. Плътноста на материала оказва съществено влияние на относителните деформации и напреженията на ГЕ.
2. Тези резултати показват необходимостта от по-задълбочени изследвания.

Еластичен съединител Перифлекс 360x100 е моделиран и с кордни нишки. Кордният елемент е моделиран, като цяло тяло за изследванията, вграден и залепен в гумата. При подготовка на изчислителната задача е прието за материала на кордата модул на еластичност $E = 35 \text{ MPa}$; коефициент на Поасон $\mu = 0,17$; якост на опън $\sigma_b = 90 \text{ MPa}$ по литературни данни.

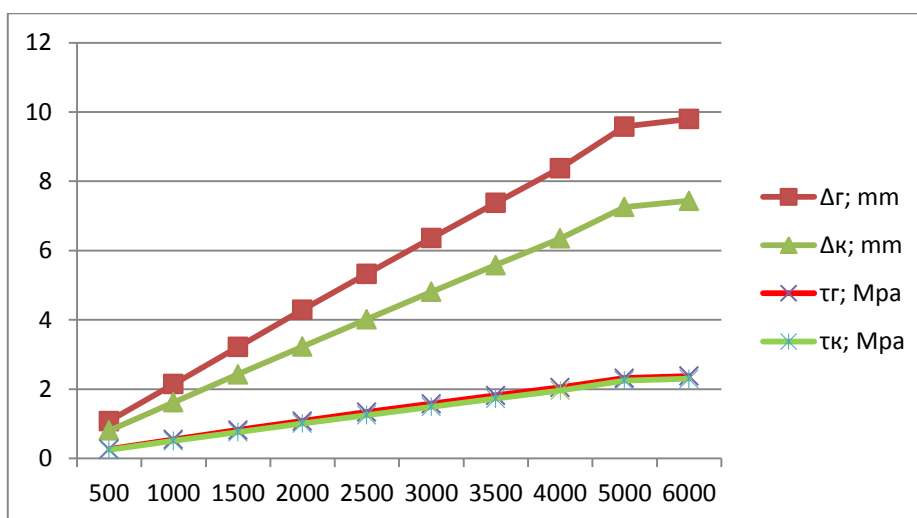
Резултатите от изследванията са изведени в таблица 2.10. и е построена графиката фиг.2.67.

Таблица. 2.10. Резултати от симулацията на еластичен съединител с гумен елемент EPDM1080 с корда

| T; Nm | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 5000 | 6000 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Δг; mm | 1,08 | 2,15 | 3,22 | 4,29 | 5,33 | 6,36 | 7,38 | 8,38 | 9,58 | 9,8 |
| Δк; mm | 0,81 | 1,62 | 2,43 | 3,23 | 4,02 | 4,81 | 5,58 | 6,35 | 7,26 | 7,44 |
| τг; MPa | 0,27 | 0,55 | 0,82 | 1,08 | 1,34 | 1,58 | 1,82 | 2,05 | 2,32 | 2,38 |
| τк; MPa | 0,25 | 0,51 | 0,76 | 1,01 | 1,25 | 1,49 | 1,73 | 1,96 | 2,25 | 2,3 |

Сравнявайки резултати в таблица 2.9 и 2.10 могат да се направят следните изводи:

1. Кордните нишки оказват съществено влияние на големината на относителните деформации и напрежения на ГЕ.
2. Наличието на кордни нишки променя нелинейния характер на зависимостта въртящ момент / относителни деформации към линеен.



Фиг. 2.67. Графика на напрежения; максимална относителна деформация / въртящ момент за еластичен съединител с гумен елемент EPDM 1080 с корда

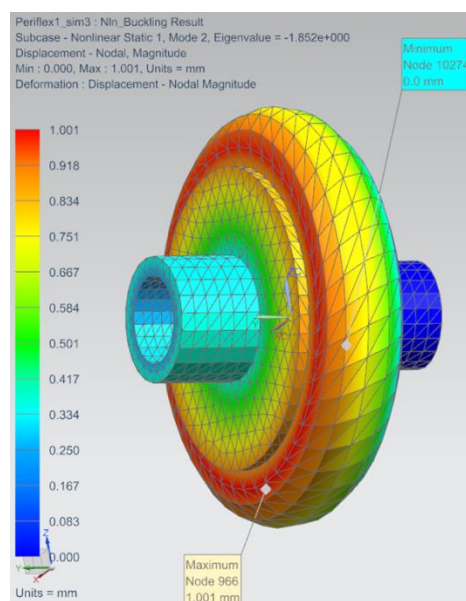
Анализ за загуба на устойчивост

Един от основните критерии за работоспособност на конструкциите е тяхната устойчивост. Практиката показва, че даже минимално превишаване на критичното натоварване може да доведе до възникване на големи напрежения в конструкцията, което води до загуба на устойчивост и работоспособност. Загуба на устойчивост на формата на равновесие е възможна, както при еластични деформации, така и при напрежения превишаващи границата на еластичност на материала.

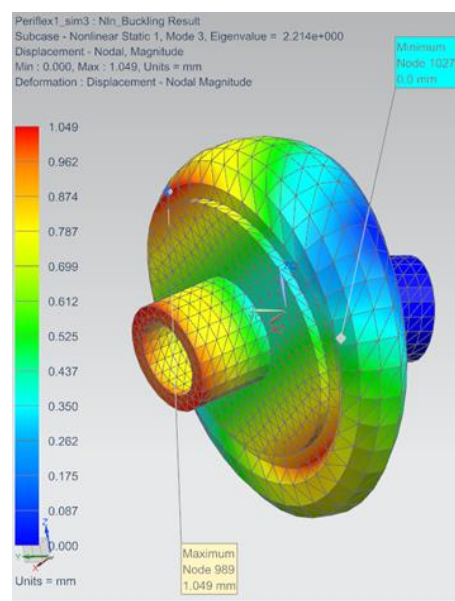
Тънки части и възли с тънки компоненти, които са натоварени в аксиална посока се деформират при относително малки аксиални сили. Анализът за загуба на устойчивост е задължителен за такива конструкции.

Еластичен съединител Перифлекс 360 x 100 ГОСТ 20884 - 82 с кордни нишки е подложен на анализ за загуба на устойчивост. Анализът е проведен с NX 8.5 - Advanced Simulation и е основан на методиката заложена в софтуера и описана в [39]:

1. Изпълнява се Линеен анализ на устойчивост. Линеиният подход е ефективен и удобен за определяне на критичното натоварване на предварителния етап преди провеждане на нелинейния с използване на решение SEBUCKL 105 за определяне близките точки до загуба на устойчивост.



Фиг. 2.69. Нелинеен анализ загуба на устойчивост $T = 4000\text{Nm}$ - 22 режим



Фиг. 2.70. Нелинеен анализ загуба на устойчивост $T = 4000\text{Nm}$ - 23 режим

2. Изпълнява се Нелинеен анализ на загуба на устойчивост с тип на решение NLSTATIC 106 - типове нелинейности са еластичните свойства на материала и геометрична нелинейност, отчитаща големите измествания и изменение на направлението на силите при изменение на деформираното състояние. Нелинейният анализ на стабилността се активира чрез параметъра BUCKLE (фиг.2.69; 2.70)

Получава се следния резултат за критичната стойност на въртящия момент за загуба на устойчивост:

$$T_{cr} = F_{cr} \cdot R = R \cdot (F_n + \alpha \Delta F) = 4348 \text{ Nm}. \quad (2.32)$$

От направеното изследване чрез NX (Advance Simulation) за критичния момент при загуба на устойчивост се вижда разлика от около 14 % спрямо резултатите на други автори. Това според нас подсказва необходимостта от провеждане на допълнителни изследвания.

Анализ за загуба на устойчивост е извършен на същия съединител с програмата Solid Works. Целта е да се намери методика за отчитане влиянието на физико-механичните свойства на материала на еластичния елемент върху критичния момент на загуба на устойчивост $-T_{кр}$.

Анализът за загуба на устойчивост с програмата Solid Works изисква да се определи коефициента Buckling Factor Safety (BFS), който е коефициент на сигурност при изкълчване при определен режим на натоварване. Като цяло, една структура може да има както положителен, така и отрицателен коефициент на сигурност (BFS) при изкълчване. Този коефициент се умножава с всички приложени товари, за да се изчисли товара при изкълчване за един режим.

Таблица.2.10. Данни за диапазона на изменение на физико – механичните свойства на материалите заложи в многофакторните експерименти

| Свойства | Означение | Гума | Корда |
|----------------------|-----------------------------|-------------|------------|
| Модул на еластичност | E, МПа | 2,0 - 5,5 | 30 - 100 |
| Коефициент на Поасон | μ | 0,3 - 0,5 | 0,1 - 0,46 |
| Якост на опън | σ_b , МПа | 4,0 - 20 | 30 - 100 |
| Плътност | ρ , kg /m ³ | 1000 - 1500 | 1100 |

Създаден е план на експеримента и резултатите се обработват с програма за планирани ротатабелни експерименти Explan ver.1.1.3. разработена в кат. ТМММ при ТУ-Варна. Проведени са няколко многофакторни експерименти.

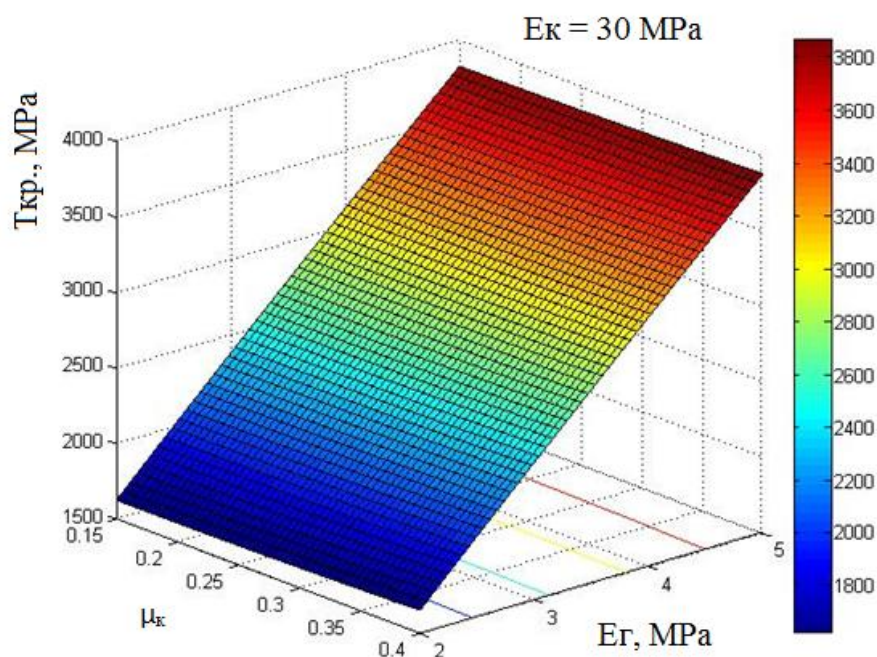
1. Четрифакторен експеримент - планиран с изменение на факторите: модул на еластичност на гумата - E_r ; коефициент на Поасон на гумата - μ_r ; модул на еластичност на кордата - E_k ; коефициент на Поасон на кордата - μ_k .

Регресионният четри факторен анализ показва неадекватност на модела. В получените диаграми се вижда, че коефициента на Поасон на гумата не влияе съществено на изменението на критичния въртящ момент. Освен това той се изменя в малки граници и мнозина автори уточняват, че неговата стойност е приета за изследванията $\mu_r = 0,49$. По тези причини в следващите изследвания е прието коефициент на Поасон $\mu_r = 0,49$ да е постоянна величина.

2. Трифакторен експеримент – Заложено е следното изменение на механичните свойства на гумата и кордата: E_r от 2 до 4 МПа; E_k от 30 до 50 МПа; μ_k от 0,17 до 0,35. Проведени са двадесет експеримента Buckling modes при големина на въртящия момент $T = 2700 \text{ Nm}$, тъй като проведения нелинеен анализ показва загуба на устойчивост при $T_{кр}$ между 2600 и 2700 Nm. След въвеждане на данните от експеримента за критичния момент $T_{кр}$, е проведен регресионния анализ и е получено регресионно уравнение с натурални коефициенти (2.33).

$$T_{кр} = 9,149978 + 750,369336.E_r + 4,241710.E_k - 218,040910.\mu_k + 1,1625.E_r.E_k + 23,4375.E_r.\mu_k - 8,123994.E_r^2 - 0,042339.E_k^2 + 526,456573.\mu_k^2 \quad (2.33)$$

Резултатите от регресионния анализ са обработени в среда на Math Lab и са анализирани построените 3D графики.



Фиг.2.77. Изменение на критичния момент на изкълчване при модул на еластичност на гумата $E_k = 30$ МПа и регресионното уравнение

$$T_{кр} = 98,2958 + 785,24.E_r - 218,04.\mu_k + 23,44.E_r.\mu_k - 8,12.E_r^2 + 526,46.\mu_k^2$$

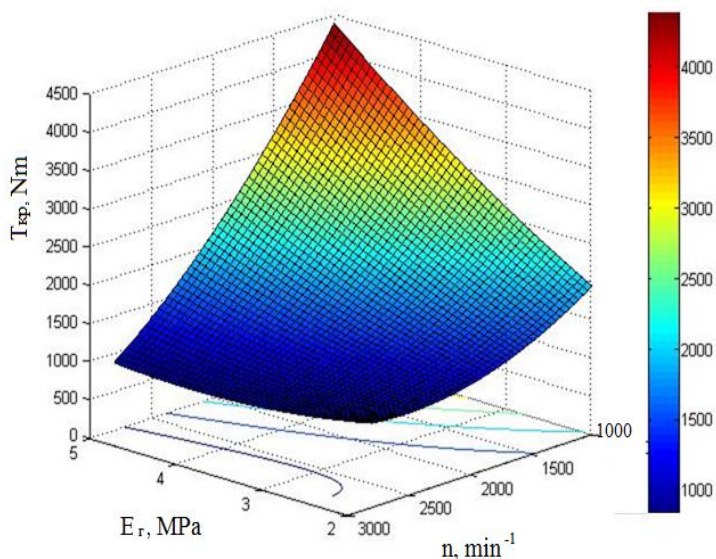
От регресионния трифакторен анализ са направени следните изводи:

- Най-голямо влияние за повишаване критичния момент на изкълчване оказва модула на еластичност на гумата. Повишаването E_r от 2 до 5 МПа повишава $T_{кр}$ от 1800 до 3800 Nm т.е. $T_{кр}$ се повишава със 110 %.
- Изменението на механичните свойства на кордата влияят малко на критичния момент на изкълчване. Изменението на E_k от 30 до 50 МПа повишава $T_{кр}$ с около 10%, а изменението на μ_k от 0,17 до 0,4 не влияе на критичния момент на изкълчване.
- Армирането на еластичния елемент с кордни нишки се извършва за увеличаване на допустимите тангенциални напрежения на еластичния съединител, а не за повишаване на критичния момент на изкълчване.

3. Двухфакторен експеримент, при който е изследван $T_{кр}$, при промяна на E_r от 2 до 5 МПа и скоростта на въртене на еластичния съединител – n от 1000 до 3000 min^{-1} ; Механичните свойства на кордата на базата на предходящите изследвания са избрани с постоянна стойност – $E_k = 30$ МПа; $\mu_k = 0,2$. Проведени са тринадесет експеримента Buckling modes според заложения план при големина на въртящия момент $T = 2700$ Nm.

След провеждане на регресионния анализ по програмата Explan ver.1.1.3. и обработката на резултатите с Math Lab на фиг.2.84 е получена 3D диаграма визуализираща изменението на критичния момент на изкълчване при двухфакторния експеримент и регресионното уравнение (2.34).

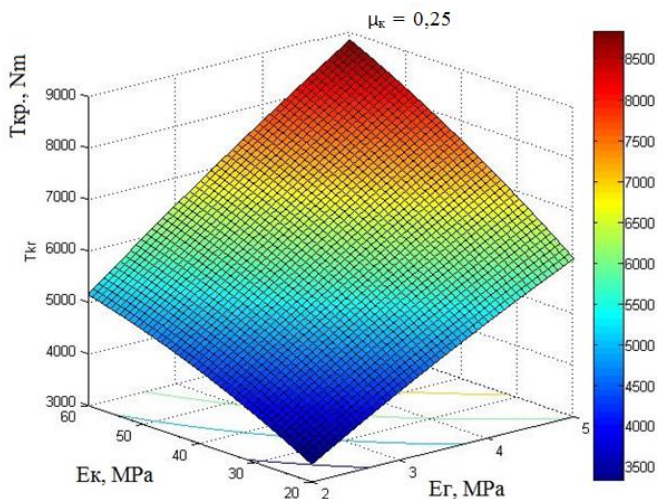
$$T_{кр} = 1439,94165730 + 883,76923970.E_r - 0,89442885.n - 0,49035714.E_r.n + 59,66608505.E_r^2 + 0,0003706.n^2 \quad (2.34)$$



Фиг. 2.84. Изменение на критичния момент $T_{кр}$ на изкълчване при двуфакторен експеримент на изменение $E_{г}$ от 2 до 5 MPa и n от 1000 до 2800 min^{-1}

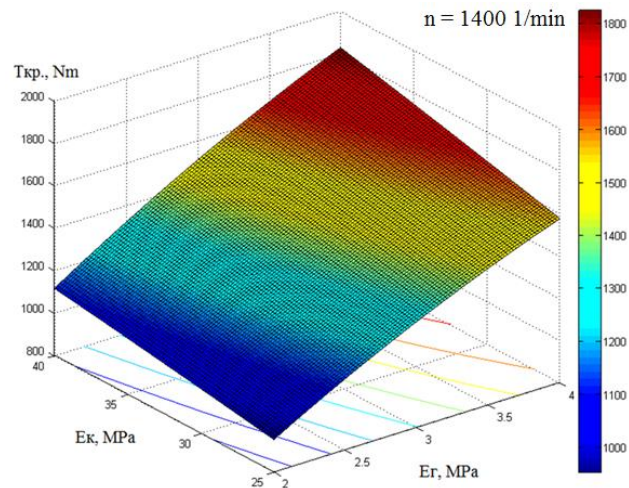
въртящи моменти – 4000 Nm; 8000 Nm и 12000 Nm. При стартиране на всеки режим е избрана настройка на изчислението да се проведе на 80 стъпки. Резултатите показват, че при изчислението на критичния момент на загуба на устойчивост за различните товари се получава приблизително една и съща стойност около 4500 Nm. Прието е, че при натоварване с една стъпка е определена възможно най-малката стойност на критичния момент на изкълчване. Получената стойност на $T_{кр} = 4500$ Nm е максимална за еластичния съединител.

Проведени са последователно нови два трифакторни експеримента на съединителя Перифлекс 360 x100 с кордни нишки. Проведени са по двадесет режима Buckling modes. Всеки режим е проведен на 80 (осемдесет) стъпки, за да се види каква е максималната стойност на критичния момент на изкълчване при изменение на $E_{г}$, $E_{к}$, $\mu_{к}$ и скоростта на въртене на съединителя.



Фиг.2.88. Изменение на $T_{кр}$ при $\mu_{к} = 0,25$ и регресионното уравнение

$$T_{кр} = 44,94 + 1031,01.E_{г} + 61,85.E_{к} + 7,91.E_{к}.E_{г} - 40,07.E_{г}^2 - 0,40.E_{к}^2$$



Фиг. 2.89. Изменение $T_{кр}$ при постоянна скорост на въртене $n = 1400$ min^{-1} и регресионното уравнение

$$T_{кр} = -120,19 + 449,75.E_{г} + 7,7970.E_{к} + 3,105.E_{к}.E_{г} - 36,44.E_{г}^2 - 0,05.E_{к}^2$$

Изводите от анализа на експеримента и получената диаграма са следните :

- Нарастването на модула на еластичност на гумата от 2 до 5 MPa води до увеличаване на критичния момент на изкълчване от 1000 до 4500Nm.

- Намалване на оборотите на въртене на еластичния съединител - n от 2800 до 1000 min^{-1} води до увеличаване на критичния момент на изкълчване от 1000 до 4500 Nm.

4. Изследване за загуба на устойчивост с промяна на въртящия момент.

Изследването е проведено във връзка с различните номинални и максимални моменти, които показват различни фирми производители на еластични съединители тип Перифлекс при еднакви или близки габаритни размери. Изследването е проведено при различни

въртящи моменти – 4000 Nm; 8000 Nm и 12000 Nm. При стартиране на всеки режим е избрана настройка на изчислението да се проведе на 80 стъпки. Резултатите показват, че при изчислението на критичния момент на загуба на устойчивост за различните товари се получава приблизително една и съща стойност около 4500 Nm. Прието е, че при натоварване с една стъпка е определена възможно най-малката стойност на критичния момент на изкълчване. Получената стойност на $T_{кр} = 4500$ Nm е максимална за еластичния съединител.

Регресионните анализи показват адекватност на моделите и са получени регресионните уравнения. Резултатите са обработени с Math Lab и от получените 3D диаграми (фиг.2.88 и 2.89) са направени следните изводи:

1. Повишаването на E_r от 2 до 4 МПа повишава максималния критичен момент $T_{кр}$ около 50%.
2. Повишаването на E_k от 20 до 60 МПа повишава максималния критичен момент на изкълчване $T_{кр}$ от 40 до 45 %.
3. Повишаването и на двата показателя, E_k от 20 до 60 МПа и E_r от 2 до 4 МПа, повишава максималния $T_{кр}$ на еластичния съединител Перифлекс, който е с тангенциално натоварен ТГКЕ, със 180% при $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.
4. Изменението на коефициента на Поасон на кордата μ_k от 0,15 до 0,4 не влияе на максималния критичен момент на изкълчване $T_{кр}$.
5. Описаните по – горе изследвания показват, че най - голямо влияние на максималния критичен момент на изкълчване оказват модулът на еластичност на гумата - E_r и скоростта на въртене на съединителя - n .

5. Задача за оптимизация на критичния момент за загуба на устойчивост.

Целта на задачата е да се намерят условията, при които съединителя няма да губи устойчивост. Използват се факторите, които оказват най – голямо влияние на критичния момент на изкълчване.

Задачата е решена чрез регресионното уравнение от двуфакторния експеримент. Изчисленията са изнесени в таблица 2.12. Построена е графичната зависимост (фиг.2.90) с помощта на Excel за изменение на критичния момент на изкълчване $T_{кр}$ от модулът на еластичност на гумата - E_r и оборотите на въртене на съединителя – n .

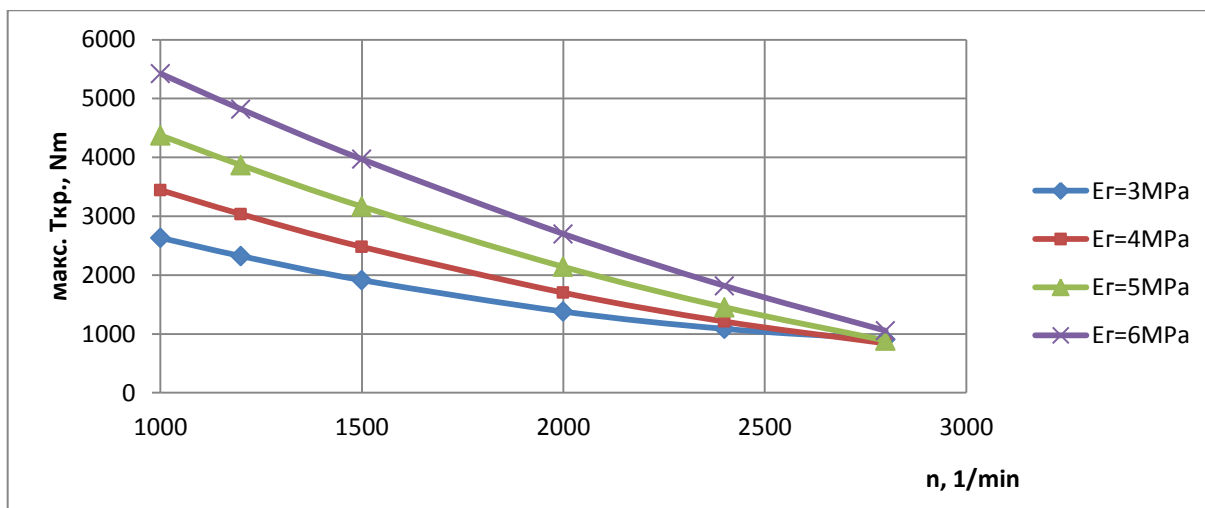
Таблица. 2.12. Изменение на $T_{кр}$ от модула на еластичност на гумата и от оборотите на въртене на съединителя

| n ; min^{-1} | E_r ; МПа | $T_{кр1}$; Nm | E_r ; МПа | $T_{кр2}$; Nm | E_r ; МПа | $T_{кр3}$; Nm | E_r ; МПа | $T_{кр4}$; Nm |
|----------------------------|----------------|-------------------|----------------|-------------------|----------------|-------------------|----------------|-------------------|
| 1000 | 3 | 2633,3 | 4 | 3444,42 | 5 | 4374,8 | 6 | 5424,5 |
| 1200 | 3 | 2323,3 | 4 | 3036,3 | 5 | 3868,6 | 6 | 4820,3 |
| 1500 | 3 | 1913,8 | 4 | 2479,7 | 5 | 3164,9 | 6 | 3969,5 |
| 2000 | 3 | 1379,6 | 4 | 1700,4 | 5 | 2140,4 | 6 | 2699,8 |
| 2400 | 3 | 1085,7 | 4 | 1210,3 | 5 | 1454,2 | 6 | 1817,4 |
| 2800 | 3 | 910,3 | 4 | 838,78 | 5 | 886,5 | 6 | 1053,6 |

Основните параметри за товароносимостта на еластичният съединител Перифлекс – 360 x100 по стандарт (ГОСТ 20884-82) са номинален въртящ момент $T_{ном} = 1250 \text{ Nm}$ и максимален въртящ момент при кратковременно претоварване $T_{max} = 3150 \text{ Nm}$.

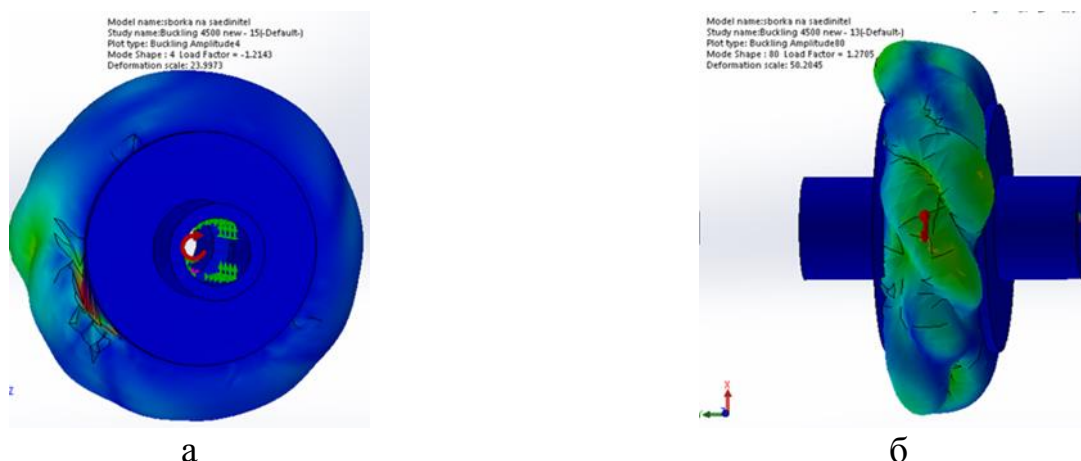
Анализът на фиг.2.90 показва:

1. Осигуряването на съединителя срещу загуба на устойчивост е възможно при n до 1200 min^{-1} и E_r по-голям или равен на 4 МПа.
2. При $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ за осигуряването на съединителя срещу загуба на устойчивост е необходимо E_r да е по-голям или равен на 5 МПа.
3. При по-високи обороти от 1500 min^{-1} под действие на тангенциалното натоварване еластичния съединител Перифлекс – 360 x100 винаги ще губи устойчивост.



Фиг.2.90. Диаграма за изменение на $T_{кр}$ спрямо оборотите на въртене на съединителя и модула на еластичност на гумата

На фиг.2.91 а и б се вижда как гуменият елемент от тангенциалните сили на натоварване при максимално натоварване получава вълнообразна форма или се появяват разкъсвания близо до притискащите фланци.

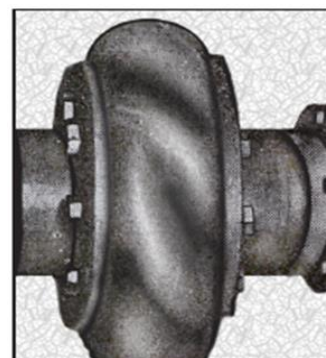


Фиг.2.91. Етапи на деформация на еластичния елемент при изследване еластичния съединител Перифлекс 360 x 100 на загуба на устойчивост

Адекватността на модела се потвърждава при сравняване резултатите на други автори, които са изследвали съединители от същия тип. Те определят въртящия момент при загуба на устойчивост на ТГКЕ на шест размера високо еластичните съединители, които са показани в таблица 2.13.

Таблица2.13

| Размер на ТГКЕ | Въртящ момент $M_{н.у.}$, Nm | |
|----------------|-------------------------------|-----------------|
| | пресметнат | експериментален |
| 360 x 100 | 3944 | 3800 |
| 500 x 130 | 11730 | 9500 |
| 560 x 130 | 13304 | 13600 |
| 580 x 130 | 14592 | 12000 |
| 630 x 150 | 16679 | 20000 |
| 800 x 170 | 33091 | 40000 |



Същият съединител Перифлекс – 360 x 100, според проведените в настоящата работа изследвания съгласно плана на експеримента, губи устойчивост при момент $T_{кр} = 3969,5 \text{ Nm}$, при скорост на въртене $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ и модул на еластичност на гумата $E_r = 6 \text{ MPa}$ (фиг.2.90; таблица 2.12).

Съпоставяйки резултатите от проведените компютърни изследвания на еластичния съединител Перифлекс – 360 x 100 с изследванията в [53] могат да се направят следните заключения:

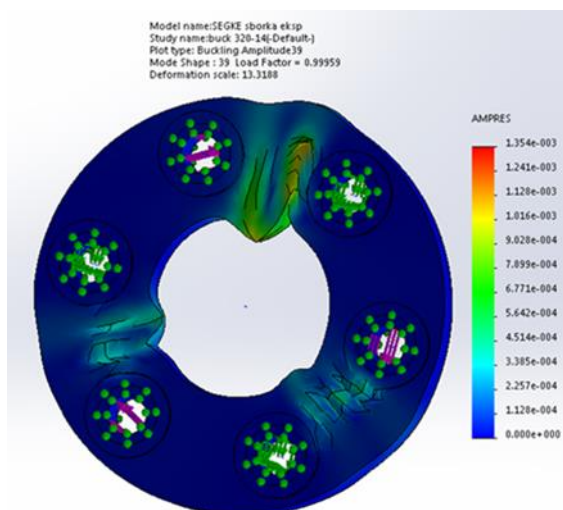
1. Разликата в големината на критичния момент за загуба на устойчивост е в рамките на 0,65%;
2. Това показва добра адекватност на използвания модел;
3. Този подход дава възможност за определяне нивото на влияние на отделните параметри на съединителя, както характеристики на материалите, така и експлоатационни характеристики.

На анализ за загуба на устойчивост е изследван и еластичен съединител с гуменокордни нишки тип СЕГКЕ БДС 16419-86. Еластичният съединител е с нормално натоварен еластичен елемент (фиг.2.29.). Целта на изследването е да се види получава ли изкълчване еластичния елемент и при какви условия има опасност от загуба на устойчивост, защото при натоварване зоните между болтовете се натоварват през една съответно на опън и натиск. Освен това се търси адекватност на създадения модел. Методиката на анализа е следната:

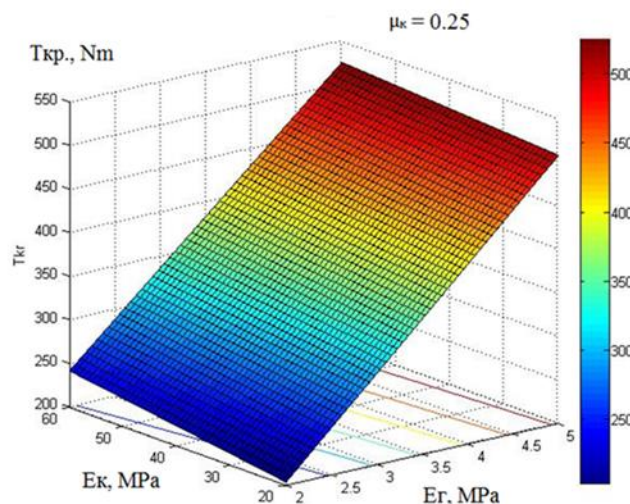
1. Проведен е Нелинеен анализ на моделирания еластичен съединител СЕГКЕ – Т200 със Solid Works. Програмата извежда съобщение за големи измествания при $T_{кр} = 150 \text{ Nm}$. Приема се, че е определена възможно най-малката стойност на критичния момент за загуба на устойчивост.

2. Проведено е изследване за загуба на устойчивост - Buckling mode последователно при $T = 500, 800, 1000 \text{ Nm}$. Натоварването е проведено на четиридесет (40) стъпки. Анализът на резултатите показва, че максималния критичен момент за загуба на устойчивост е $T_{кр} = 320 \text{ Nm}$ (фиг.2.94).

3. Създаден е Трифакторен план на експеримента. В експеримента е заложено изменение на механичните свойства на гумата и кордата: E_r от 2 до 5 MPa; E_k от 20 до 60 MPa; μ_k от 0,15 до 0,40. Проведени са двадесет експеримента Buckling modes при големина на въртящия момент $T = 320 \text{ Nm}$.



Фиг. 2.94. Визуализация на загуба на устойчивост на еластичен съединител СЕГКЕ - Т200 при $T_{нат} = 320 \text{ Nm}$



Фиг.2.96 Изменение на критичния момент на изкълчване $T_{кр}$ при коефициент на Поасон на кордата и регресионното уравнение

$$T_{кр} = -27,2217 + 103,61 \cdot E_r + 1,4357 \cdot E_k - 0,175 \cdot E_r \cdot E_k$$

4. С Регресионния анализ по програмата Explan ver.1.1.3. е направена проверка за адекватност на модела и е изведено регресионното уравнение (2.38) с натурални коефициенти. Направен е анализ на получените 3D диаграми (фиг.2.96).

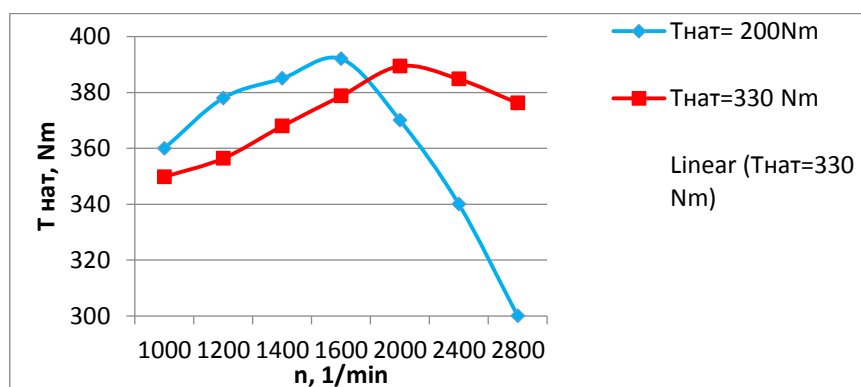
$$T_{кр} = - 23,271963 + 100,485135 \cdot E_r + 1,826297 \cdot E_k - 0,175 \cdot E_r \cdot E_k + 12,5 \cdot E_r \cdot \mu_k - 1,5625 \cdot E_k \cdot \mu_k + 135,07 \cdot \mu_k^2 \quad (2.38)$$

5. Експерименти за влиянието на скоростта на въртене на съединителя – n върху критичния момент на загуба на устойчивост.

Проведени са по седем експеримента за загуба на устойчивост на еластичния съединител СЕГКЕ – Т200 с различни скорости на въртене при еднакви механични свойства на детайлите в еластичния съединител при въртящи моменти, както следва – $T_{ном} = 200 \text{ Nm}$ и $T_{нат} = 330 \text{ Nm}$. Механични свойства на детайлите при проведения експеримент са: $E_r = 3 \text{ МПа}$; $E_k = 40 \text{ МПа}$; $\mu_k = 0,25$. Резултатите от експериментите са изведени в таблица 2.14.

Таблица.2.14 Сравнителни резултати от експериментите за загуба на устойчивост на критичния момент $T_{кр}$ при промяна на скоростта на въртене

| n, 1/min | $T_{нат} = 330 \text{ Nm}$ | $T_{нат} = 200 \text{ Nm}$ | n, 1/min | $T_{нат} = 330 \text{ Nm}$ | $T_{нат} = 200 \text{ Nm}$ |
|----------|----------------------------|----------------------------|----------|----------------------------|----------------------------|
| 1000 | 349,8 | 360 | 2000 | 389,4 | 370 |
| 1200 | 356,4 | 378 | 2400 | 384,78 | 340 |
| 1400 | 367,95 | 385 | 2800 | 376,2 | 300 |
| 1600 | 378,708 | 392 | | | |



Фиг.2.97. Сравнителна диаграма на изменението на критичния момент за загуба на устойчивост от скоростта на въртене на съединителя

Анализът на диаграмата показва, че при увеличаване скоростта на въртене на съединителя от 1000 до 2000 min^{-1} при $T_{нат} = 330 \text{ Nm}$ има повишаване на критичния момент на изкълчване с 11% (фиг.2.97). При следващото увеличаване на скоростта на въртене на съединителя от 2000 до 2800 min^{-1} се наблюдава понижаване на критичния момент на изкълчване с 4%.

Получените за BFS резултати показват, че той получава стойността $BFS = 1,06$ при скорост на въртене $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ и $BFS = 1,08$ съответно при $n = 1200 \text{ min}^{-1}$. Това според нас означава, че те определят и нивото на въртящия момент, при който съединителят губи устойчивост.

На фиг. 2.97 се вижда, че при $n > 1600 \text{ min}^{-1}$ е налице рязко намаляване на критичния момент на загуба на устойчивост, което може да доведе до смущения в работата на съединителя и разрушаване на еластичния елемент.

Трябва да се отбележи, че за работата на стенд за изпитване на двигател Perkins Prima 65 в лабораторията на ТУ-Варна са използвани различни съединители. По данни на колегите съединителят СЕГКЕ- 200 за номинален момент $T_H = 200 \text{ Nm}$, и максимален момент $T_{max} = 500 \text{ Nm}$, без голямо значение на големината на въртящия момент, при скорост на въртене между 1000 и 1200 min^{-1} съединителят получава много съществени трептения, които водят до отказ на еластичния елемент.

В заключение може да се направят следните изводи от анализа за загуба на устойчивост:

1. Модулът на еластичност на гумата оказва максимално влияние на критичния момент на изкълчване. При изменение E_r от 2 до 5 МПа, $T_{кр}$ повишава стойността си 150%.

2. Механичните свойства на кордата влияят минимално на критичния момент на изкълчване. Изменението на модула на еластичност на кордата - E_k от 30 до 50 МПа повишава критичния момент с около 20%, а изменението на коефициента на Поасон - μ_k от 0,17 до 0,4 не влияе на критичния момент на изкълчване.

3. Намалване на скоростта на въртене на еластичния съединител - n от 2800 до 1000 min^{-1} води до увеличаване на критичния момент на изкълчване от 300 до 400 Nm.

4. Армирането на еластичния елемент с кордни нишки води до увеличаване на допустимите напрежения на опън на еластичния съединител, а не за повишаване на критичния момент на изкълчване.

5. Приложеният подход дава възможност за определяне нивото на влияние на отделните параметри на съединителя, както характеристики на материалите, така и експлоатационни характеристики.

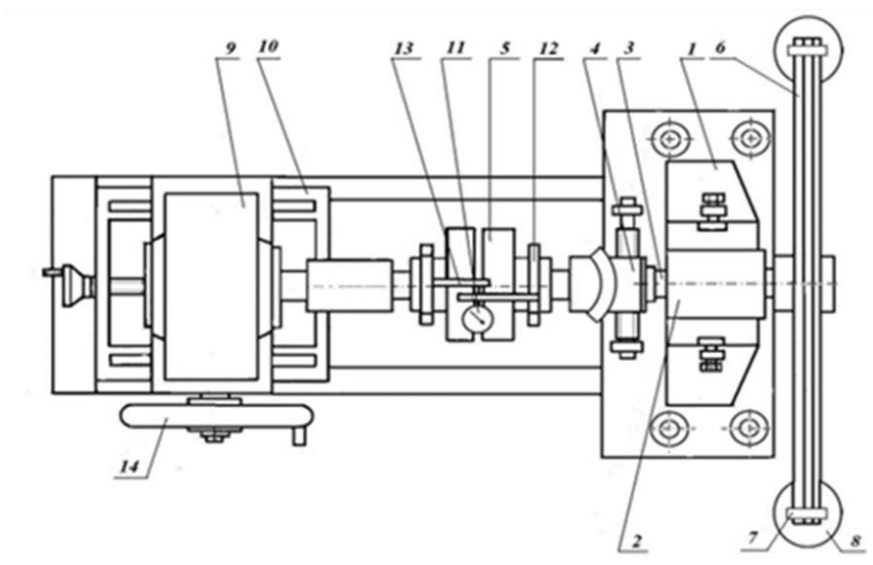
Глава. 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕЛАСТИЧНИ СЪЕДИНИТЕЛИ С НЕМЕТАЛНИ ЕЛЕМЕНТИ

Различните конструкции еластични съединители поради спецификата на натоварването получават различно напрегнато състояние. Анализът показва, че постиженията, основани на различни съвременни методи на изследване и проектиране се налага да се проверяват и доказват, както чрез аналитични решения, когато това е възможно, така и чрез експериментални изследвания.

Също така еластичните и демпфиращи качества на съединителите с гумени или със свойства подобни на гумата свързващи елементи, които се изразяват чрез коравина C_ϕ и коефициентът на демпфиране ψ трябва да бъдат потвърдени чрез експериментални изследвания. Съединителите с гумени еластични елементи в повечето случаи имат нелинейни характеристики. При анализа на максималните натоварвания в трептящата система не трябва да се пренебрегват нелинейностите, защото това води до грешни оценки на процеса на натоварването.

1.1. Статични характеристики

На стенд за изпитване на еластични съединители, чийто общ вид е показан на фиг. 3.1, са проведени измервания за опитно определяне на статичните характеристики $T=T(\phi)$ на еластичен съединител тип СЕГЕ, който е предназначен за номинален въртящ момент 80 Nm.



Фиг.3.1 Схематично изображение на стенда за изпитване на еластични съединители

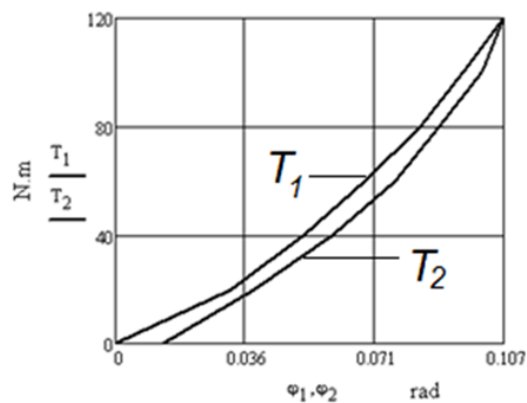
Върху плоча 1 е монтирана лагерна кутия 2, в която на търкалящи лагери се върти валът 3, на единия край на който посредством втулков съединител 4 е монтирана едната половина на изследвания съединител 5. На другия край на вала 3 е закрепен двураменен мост 6 с окачалките 7, на които се поставят тежестите 8. Другата половина на съединителя е свързана към изходящия вал на червячен редуктор 9, което гарантира неговата неподвижност. Линеиното относителното

преместване на двата полусъединителя се определя чрез индикаторен часовник 11, закрепен върху скобата 12.

Извършени са експерименти при натоварване на еластичния съединител с максимален въртящ момент 120 Nm и съответно разтоварване. Натоварващият въртящ момент е означен с T_1 , а при разтоварване – с T_2 . Изменението на момента се извършва със стъпка 20 Nm. Ъгълът на относително завъртане на двата полусъединителя при натоварване е означен с φ_1 , а този при разтоварване – с φ_2 . Резултатите от експеримента са посочени в таблица 3.1, а графичното им изображение е посочено на фиг. 3.2.

Таблица 3.1 Обработени данни за статическа характеристика

| T_1 [Nm] | φ_1 [rad] | T_2 [Nm] | φ_2 [rad] |
|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| 0 | 0 | 120 | 0,107 |
| 20 | 0,032 | 100 | 0,101 |
| 40 | 0,052 | 80 | 0,089 |
| 60 | 0,069 | 60 | 0,077 |
| 80 | 0,084 | 40 | 0,060 |
| 100 | 0,096 | 20 | 0,038 |
| 120 | 0,107 | 0 | 0,013 |



Фиг.3.2. Статична характеристика на съединител СЕГЕ след линейризация

Тъй като редица изследвания сочат, че в определени диапазони неметалните еластични елементи могат да притежават линейна зависимост между натоварване и деформация, графиката е разпределена на такива участъци.

Ъгълът φ_1 се определя по зависимостта : $\varphi = \text{arctg} \left(\frac{\Delta}{r} \right)$,

където Δ - линейно отклонение измерено с индикаторен часовник,
 r – разстояние от геометричната ос на съединителя ($r = 125$ мм).

$$\Delta_{125} = r \cdot \text{tg} \varphi = 125 \cdot \text{tg} (4,81^\circ) = 10,5 \text{ mm}$$

В съответствие със стандартните размери на съединителя по делителния диаметър, на който са разположени цилиндърчетата $Dt = 80$ мм, преместването на единия полусъединител към другия ще бъде

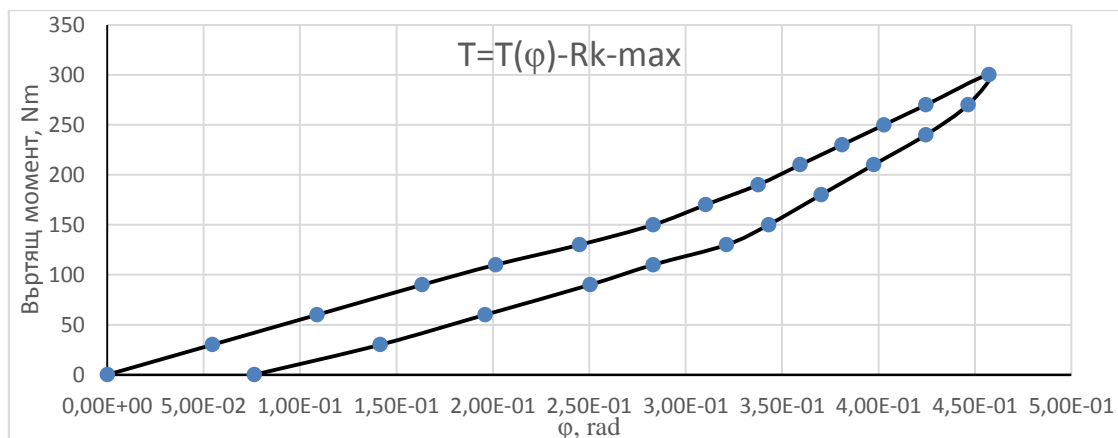
$$\Delta_{40} = \Delta_{125} \cdot \frac{0,5 \cdot Dt}{r} = 3,37 \text{ mm}$$

Това определя и големината на деформация на цилиндърчетата от еластичния елемент. Наблюдаваната разлика между пресмятанията и опитно установените резултати се дължи на това, че изчислителният модел не отчита наличието на демпфиране на гумата. Освен това приемаме, че еластичният елемент не е деформиран при сглобяване, което се наблюдава при изчертаване на елементите и сглобяването им.

Табл. 3.2. Експериментални данни за статичната характеристика

| φ , rad | T, Nm | φ , rad | T, Nm | φ , rad | T, Nm | φ , rad | T, Nm | φ , rad | T, Nm |
|-----------------|-------|-----------------|-------|-----------------|-------|-----------------|-------|-----------------|-------|
| 0,00 | 0 | 0,245 | 130 | 0,381 | 230 | 0,425 | 240 | 0,283 | 110 |
| 0,0544 | 30 | 0,283 | 150 | 0,403 | 250 | 0,397 | 210 | 0,250 | 90 |
| 0,109 | 60 | 0,310 | 170 | 0,425 | 270 | 0,370 | 180 | 0,196 | 60 |
| 0,163 | 90 | 0,338 | 190 | 0,457 | 300 | 0,343 | 150 | 0,142 | 30 |
| 0,201 | 110 | 0,359 | 210 | 0,446 | 270 | 0,321 | 130 | 0,0762 | 0 |

На същия стенд е изследван съединител СЕГКЕ съгласно БДС 16419 – 86, показан на фиг.2.29. Резултатите от изследването на съединителя в статични условия са показани в табл. 3.2, а графичното изображение на статичната характеристика е показано на фиг. 3.5.



Фиг. 3.5. Статична характеристика на съединител СЕГКЕ

Вижда се, че в графиката има ясно изразени две зони с различна коравина, като по-голямата от тях се формира от наличието на кордните нишки. Енергоемкостта на съединителя е $A_{ен} = 60,375 J$, а изгубената в процеса на разтоварване работа поради вътрешното триене в еластичния елемент е $A_D = 15,223 J$.

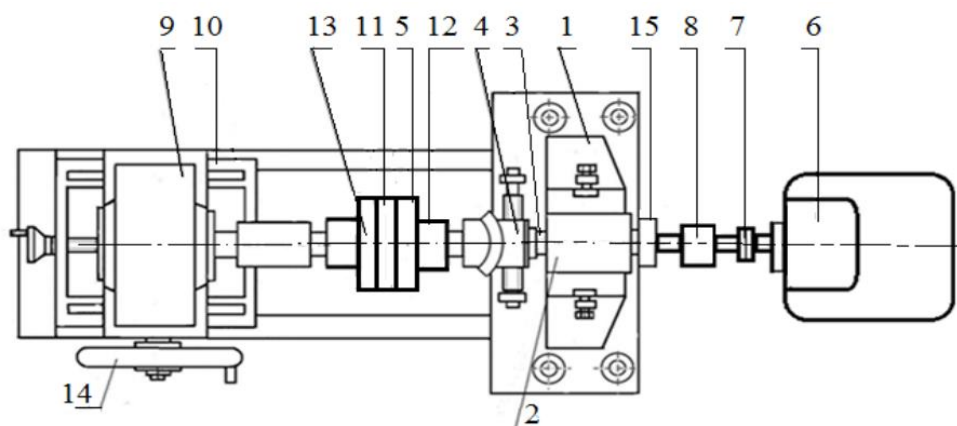
Тъй като има съединители с еластични елементи, в които кордните нишки са свободни, а други – в които са опънати, то тяхното поведение и качества се доказват по-коректно посредством снемането на динамичната им характеристика.

2.4. Динамични характеристики

В случаите на променливи режими на натоварване, съпроводени с вибрации или някои удари, приоритетно се използват еластични съединители с доказани по експериментален път параметри. Доколкото основните предимства на този тип съединители се дължат на вътрешното и външното триене на еластичния елемент с носещите метални компоненти, то оправдан интерес представлява поведението на съединителя и изменението на характеристиката, коравината и демпфиращата му способност при различни нива на натоварване - над и под номинално предписания въртящ момент в динамичен режим на работа.

При всички горепосочени съединители динамичната им коравина е определена при следните условия: големина на амплитудното изменение на въртящия момент $T_a = 0,2.T_H$; честота на въртене 10 Hz и температура 30°C.

Еластичните съединители са изследвани експериментално на стенд за динамични изпитвания в лабораторията по еластични съединители на катедра „Транспортна техника и технологии“ в ТУ-Варна (фиг. 3.6).



Фиг. 3.6. Стенд за динамични изпитвания на еластични съединители

Върху плоча 1 е монтирана лагерна кутия 2, в която на търкалящи лагери се върти валът 3, на единия край на който посредством гилзов съединител 4 е монтиран подвижния полусъединител 5. На другия край на вала 3 е закрепен кулисен механизъм 15, с който се осъществява променливо реверсивно натоварване. Неподвижният полусъединител 13 е свързан към изходящия вал на червячен редуктор 9, което гарантира неговата неподвижност. Регулируемият двигател 6 е свързан чрез съединител 7 с лагерования в лагерна кутия 8 вал на кулиския механизъм 15. Изменението на натоварвания еластичен елемент 11 от въртящия момент във времето се отчита посредством тензопреобразуватели, закрепени върху главината 12.

Табл. 3.3. Данни за еластичните елементи

| Вид еластомер | Произведен | Твърдост по Шор, ° Sh | Амплитуден момент T_a , Nm |
|---------------|------------|-----------------------|------------------------------|
| Гума | 2013 г. | 53 | 60 |
| Гума | 2013 г. | 57 | 20, 30..60 |
| Гума | 2013 г. | 71 | 20, 30..60 |
| Гума | 1980 г. | 70 | 60 |
| Гума | 1980 г. | 74 | 60 |

Изследван е еластичен съединител от тип СЕГЕ за номинален въртящ момент 200 Nm (фиг.2.11). Изследвани са гумени еластични елементи с твърдост по Шор А и амплитуда на изменение на натоварващия момент, които са посочени в табл.3.3.

След пресмятане в програмна среда MSOffice, таблично е представена енергията за демпфиране A_D (табл.3.4).

Табл.3.4. Демпфирана енергия от еластомери с твърдост 53, 57 и 71°Sh

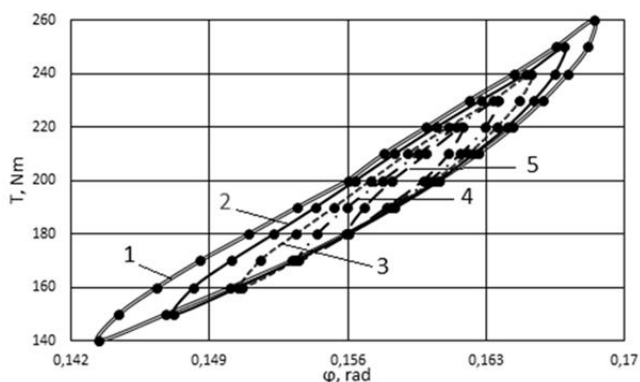
| Твърдост по Шор, °Sh | T_a , Nm | φ , rad | A_D , J |
|----------------------|------------|-----------------|-----------|
| 71 | 60 | 0.124 | 0.341351 |
| 57 | 60 | 0.156 | 0.487363 |
| 53 | 60 | 0.206 | 0.371489 |

Резултатите сочат, че при по-малка твърдост на гумата демпфираната енергия расте за сметка на по-голямата деформируемост и увеличеното вътрешно триене. Отклонения в стойностите може да се забележат в случай на нехомогенно смесване на гумата с пълнителите, което води до неравномерна твърдост по работните повърхнини и сърцевината на натоварените елементи.

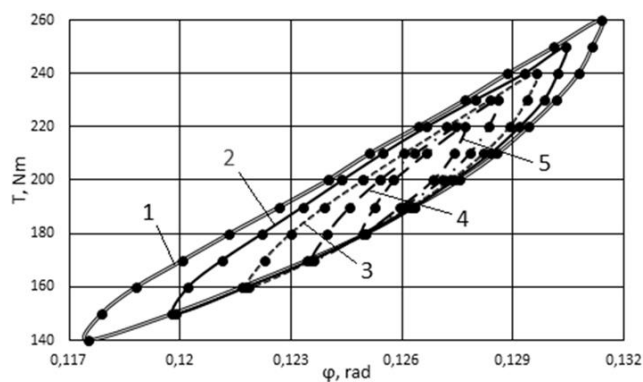
Изпитани са представители на същия типоред, но след сериозен период на стареене на еластичния елемент, при аналогични условия с цел да се установи евентуалното наличие на сходно влияние върху динамичната коравина и демпфиращата способност. След направените изследвания върху образци с голям срок на стареене бе установено, че при гумен елемент с твърдост 70°Sh $A_D = 0,3179$ J, а при 74°Sh - $A_D = 0,3145$ J, т.е. демпфираната енергия практически не се променя.

Върху същите еластични елементи бяха приложени още и други амплитудни натоварвания $T_a = 20, 30, 40$ и 50 Nm. Резултатите за демпфираната енергия са посочени в таблица 3.5.

Графичното налагане на съответните хистерезисни петлици една върху друга е посочено на фигури 3.10 и 3.11. Вижда се, че и при двата вида еластичен елемент, при по-малките стойности хистерезисната петлица почти тангира до линията на разтоварване, а с повишаване на нивото на амплитудния момент се измества към линията на натоварване.



Фиг. 3.10. Хистерезисна петлица на еластичен елемент 57° Sh. (1- $T_a = 60$ Nm; 2 - $T_a = 50$ Nm; 3 - $T_a = 40$ Nm; 4 - $T_a = 30$ Nm; 5 - $T_a = 20$ Nm).



Фиг. 3.11. Хистерезисна петлица на еластичен елемент 71° Sh. (1 - $T_a = 60$ Nm; 2 - $T_a = 50$ Nm; 3 - $T_a = 40$ Nm; 4 - $T_a = 30$ Nm; 5 - $T_a = 20$ Nm).

В процеса на моделиране на характеристиката на еластичния съединител се търси математичен модел, който да описва адекватно деформацията на еластичния елемент и хистерезисната петлица, илюстрираща демпфиращата способност. Разглеждаме възможността енергията за демпфиране да се изрази чрез показателна функция на амплитудното изменение на въртящия момент.

$$A_D = k \cdot (T_a)^x, \quad (3.1)$$

където: A_D – демпфирана енергия, J; T_a – амплитуден момент, Nm;

k , x – комплексни коефициенти, характеризиращи форма и свойства на еластичния елемент, както и геометрия на металните части

За еластомерите с твърдост 57° Sh и 71° Sh, на базата на експерименталните резултати за демпфираната енергия A_{DE} са определени комплексните коефициенти k и x , изчислени са стойностите на демпфираната енергия A_{DC} съгласно приетия математически модел, определена е грешката за адекватност на модела ΔA_D , определена е динамичната коравина C_d , като горепосочените данни са отразени в табл. 3.5.

Табл. 3.5 Обобщени резултати от изследването

| ° Sh | T_a | $k \cdot 10^4$ | x | A_{DE} | A_{DC} | ΔA_D , % | C_d |
|------|-------|----------------|-------|----------|----------|------------------|----------|
| | [Nm] | | | [J] | [J] | | [Nm/rad] |
| 57 | 60 | 1,427 | 1,987 | 0,48736 | 0,48709 | 0,06 | 4780 |
| | 50 | | | 0,33924 | 0,33906 | 0,05 | 5050 |
| | 40 | | | 0,20958 | 0,21763 | -3,8 | 5630 |
| | 30 | | | 0,12009 | 0,12288 | -2,3 | 6120 |
| | 20 | | | 0,05070 | 0,05491 | -8,3 | 7020 |
| 71 | 60 | 0,476 | 2,173 | 0,34135 | 0,34796 | -1,9 | 8630 |
| | 50 | | | 0,23411 | 0,23414 | 0 | 9350 |
| | 40 | | | 0,14416 | 0,14417 | 0 | 10390 |
| | 30 | | | 0,07500 | 0,07716 | -2,9 | 12240 |
| | 20 | | | 0,03037 | 0,03197 | -5,3 | 17390 |

Изводи направени на базата на получените резултати:

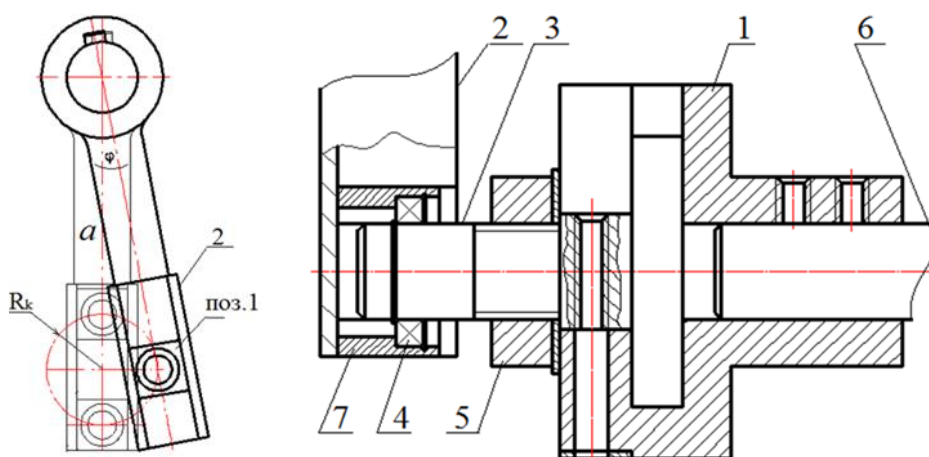
1. Определени са параметрите на адекватен математичен модел за описване демпфираната енергия в зависимост от амплитудното натоварване, като грешката е под 4% за всички нива на амплитудния момент с изключение на най-малките (20 Nm).

2. Грешките ΔA_D при амплитуден момент 20 Nm съответно - 5,3% за еластомер с твърдост 57° Sh и - 8,3% за еластомер с твърдост 71° Sh се дължат на това, че отклонението в натоварването е съизмеримо с евентуални малки монтажни компенсации.

3. Определената динамичната коравина на съединителя намалява с увеличаване на амплитудния момент за разлика от статичната характеристика при съответния максимален момент.

4. Доколкото демпфиращата способност е функция на вътрешното и външно триене на еластичния елемент, а качествата на еластомерите се влияят от топлината, следва да се проведат допълнителни изследвания за влиянието на температурата върху качествените параметри на съединителя.

На стенда за динамични изпитвания, показан на фиг.3.6, е изследван експериментално еластичен съединител СЕГКЕ - Т200 (БДС 16419-86). Променливото натоварване по синусоидален закон е осъществено посредством кулисен механизъм, показан на фиг. 3.12.



Фиг. 3.12. Кулисен механизъм

Той включва кулиса 7, плъзгаща се в направляващите на рамото 2 и лагерирана от друга страна върху оста 3 чрез лагера 4, като при това оста 3 чрез винт може да се измества ексцентрично спрямо оста на шайбата 1, монтирана върху вала 6 на регулируемия електродвигател. В резултат на предизвикания ексцентрицитет центърът на кулисата се върти по окръжност с радиус R_k , а рамото се отклонява на ъгъл φ , който представлява реалната ъглова деформация на еластичния елемент.

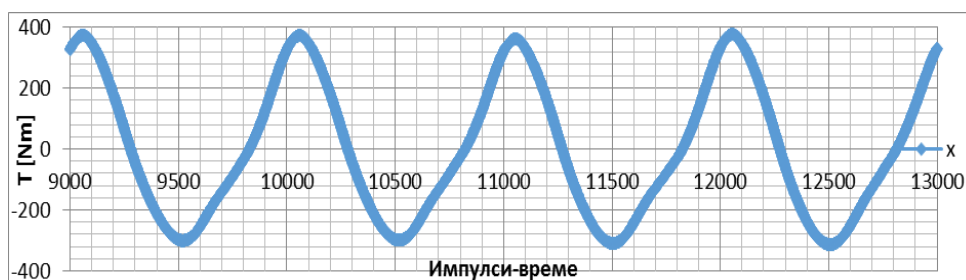
Максималният ъгъл на относително завъртане се определя по зависимостта:

$$\varphi = \arcsin (R_k / a), \quad (3.2)$$

където R_k – ексцентрицитет на кулиския механизъм,

a - разстояние между осите на задвижвания вал и шайбата

Обработването на експериментални данни се извършва в графична среда за разработване на приложения за тестване, измерване и контрол на процеси, визуализираща се с програма LabVIEW (National Instruments). С приложението на съответна софтуерна програма данните са обработени, а от тях е получена динамичната характеристика на съединителя.



Фиг. 3.15. Изменение на въртящия момент във времето

На фиг.3.15. е показана графиката на изменението на въртящия момент във времето, съответстващо на честотата на отчитане на измервателния модул при изпитване на съединител, в който еластичния елемент е със свободни кордни нишки.

На фиг. 3.16 е показана сметаната характеристика на еластичния съединител СЕГКЕ-Т200 при симетричен цикъл на натоварване с въртящ момент, както следва - $T = T_m \pm T_a$, където $T_m = 30 \text{ Nm}$ – среден момент на натоварване, а амплитудния момент е $T_a = 350 \text{ Nm}$.

За усукващата коравина на съединителя, получена по експериментален път в динамични условия имаме

$$C_{dyn} = 3500 \text{ Nm/rad.}$$

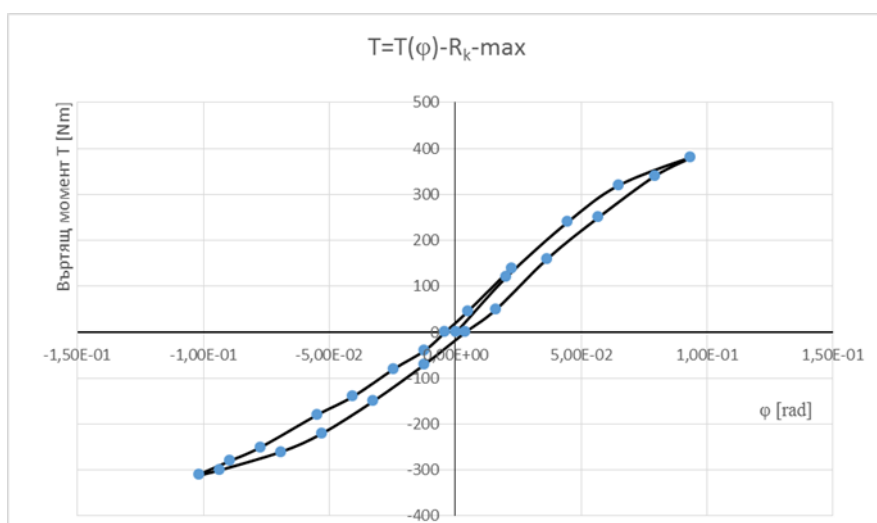
Енергоемкостта, определена на базата на сметаната характеристика е

$$A_{ен} = \int_{\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} T(\varphi) d\varphi = 39,96 \text{ J.}$$

Работата, изразходвана за вътрешно триене в процеса на деформация на еластичния елемент, е

$$A_D = 14,38 \text{ J,}$$

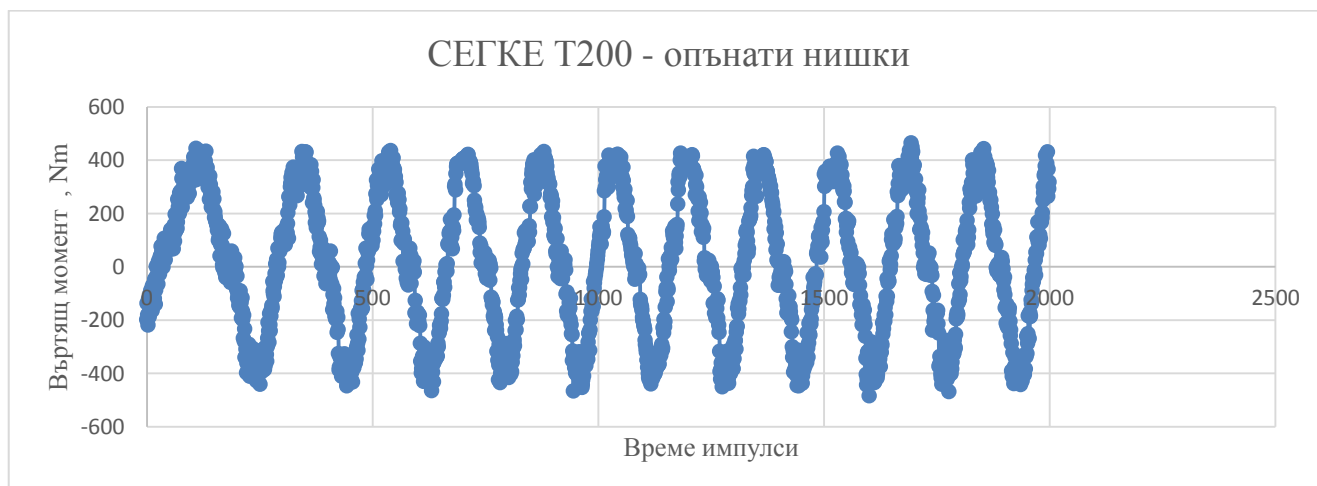
а условният коефициента на демпфиране (отношение на изразходваната за вътрешно триене работа към енергоемкостта) $\psi = 0,36$.



Фиг.3.16 Динамичната характеристика на еластичния съединител СЕГКЕ-Т200 със свободни кордни нишки

Видът на характеристиката подсказва, че в краищата тя е по-мека. Това дава основание да се предположи, че напрегнатото състояние на еластичния елемент е по-сложно от очакваното опън-натиск в съответните зони. Вероятно, в процеса на опъване на снопа от свободни кордни нишки, те се стремят да срязват гумения диск и еластичният елемент освен нормално, се оказва и тангенциално натоварен.

Обект на изследване е също и съединител, чийто еластичен елемент е с опънати кордни нишки. На фиг. 3.17. е показано изменението на въртящия момент във времето.



Фиг. 3.17. Изменение на въртящия момент във времето

На фиг. 3.18 е показана сметата характеристика на съединителя, чийто еластичен елемент е с опънати кордни нишки.

Максималната динамичната коравина на съединителя, получена по експериментален път е

$$C_{dyn} = 9134 \text{ Nm/rad}.$$

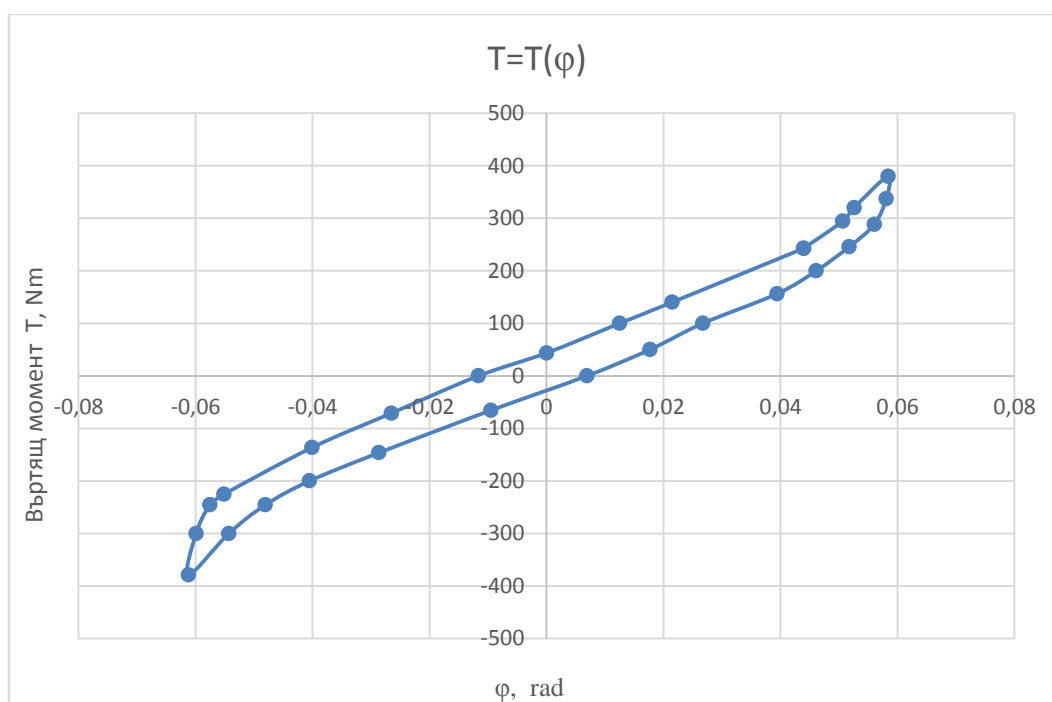
Енергоемкостта, определена на базата на сметата характеристика е

$$A_{ен} = \int_{\varphi_{min}}^{max} T(\varphi) d\varphi = 23,964 \text{ J}.$$

Работата, изразходвана за вътрешно триене в процеса на деформация на еластичния елемент, е

$$A_D = 8,544 \text{ J},$$

а условият коефициента на демпфиране (отношение на изразходваната за вътрешно триене работа към енергоемкостта) $\psi = 0,357$.

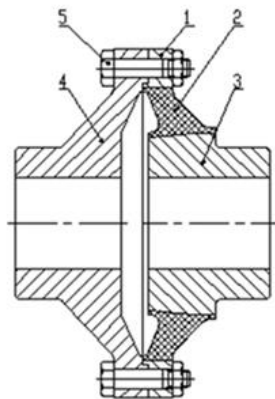


Фиг. 3.18. Характеристика на съединител СЕГКЕ Т200 с опънати кордни нишки

В заключение може да се каже:

1. Наличието на зона, натоварена на опън при всяка посока на синусоидалното натоварване, формира участъци близки до линейна зависимост между натоварване и деформация, което се дължи на по-голямата коравина на кордните нишки.
2. Една от причините за разликата в графичното изражение на характеристиката в опъновата и натисквата зона може да бъде нееднаквост в образуването на снопа от кордни нишки, в резултат на което се получава неравномерно опъване на нишките.
3. Съединителят, чийто еластичен елемент е със свободни кордни нишки, има характеристика с поведение наподобяващо тангенциално натоварен еластичен елемент в зоните с максимално натоварване.
4. Съединителите, притежаващи еластичен елемент с опънати кордни нишки имат значително по-голяма коравина и могат да се използват в механични системи, нуждаещи се от по-бързо гасене на трептенията в процеса на експлоатация.
5. Съединителите, притежаващи еластични елементи със свободни кордни нишки биха били по-полезни в механични системи, при които се налага компенсиране на несъосия.

На стенда за динамични изпитания (фиг. 3.6.) е изпитан еластичен съединител СЕГМЕ за номинален момент $T_H = 80 \text{ Nm}$.



фиг.3.19.

Еластичният съединител тип СЕГМЕ по БДС 16418-86 [4] се състои от един метален полусъединител 4, свързан посредством болтове 5 с гайки към другия полусъединител, съдържащ от своя страна метален пръстен 1. Този пръстен е запресован с гумен еластичен елемент 2 към метална главина 3. В процеса на натоварване еластичният елемент получава тангенциални напрежения на усукване (фиг.3.19).

Нивото на натоварване беше под номиналното, а именно $T = 35 \text{ Nm}$. Използвана е същата методика, както в предходните изследвания, при честота на въртене 10 Hz . Получената характеристика е показана на фиг. 3.20.

Максималната динамичната коравина на съединителя, получена по експериментален път е

$$C_{dyn} = 667 \text{ Nm/rad}.$$

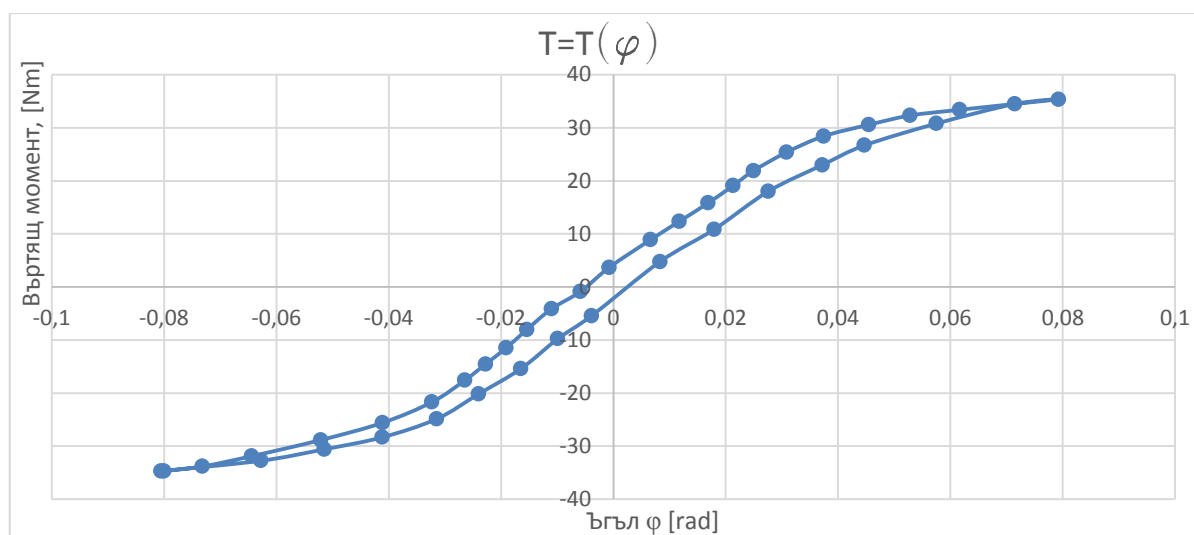
Енергоемкостта, определена на базата на сметата характеристика е

$$A_{ен} = \int_{\varphi_{min}}^{max} T(\varphi) d\varphi = 3,99 \text{ J}.$$

Работата, изразходвана за вътрешно триене в процеса на деформация на еластичния елемент, е

$$A_D = 0,7 \text{ J},$$

а условният коефициент на демпфиране (отношение на изразходваната за вътрешно триене работа към енергоемкостта) $\psi = 0,175$.



Фиг. 3.20. Динамична характеристика на съединител СЕГМЕ

На базата на получените резултати може да се направят следните изводи:

1. Съединителят СЕГМЕ е с тангенциално натоварен еластичен елемент и има по-мека характеристика при по-големите нива на натоварване.
2. Поради конструктивните си особености, съединителят има по-малки компенсиращи способности спрямо тези от типа СЕГЕ и СЕГКЕ.

Глава. 4 ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ЕКСПЛОАТАЦИОННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЕЛАСТИЧНИ СЪЕДИНИТЕЛИ С НЕМЕТАЛЕН ЕЛЕМЕНТ

4.1. Влияние на масата и типа напрежение на гумения елемент върху предавания въртящ момент

Данните за зависимостта на масата, като функция на предавания въртящ момент $m = f(T)$ при еластичните съединители с нормално натоварен еластичен елемент СЕГЕ и СЕГКЕ са дадени в табл. 4.1, а относителната разлика в масите (Δm) се дефинира по зависимост (4.1).

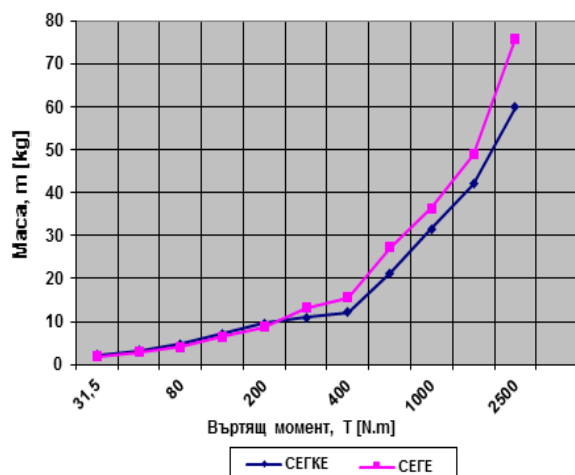
$$\Delta m = \frac{m_{СЕГЕ} - m_{СЕГКЕ}}{m_{СЕГЕ}} \cdot 100\% \quad (4.1)$$

Таблица.4.1 Данни за масата на съединители с нормално натоварен еластичен елемент

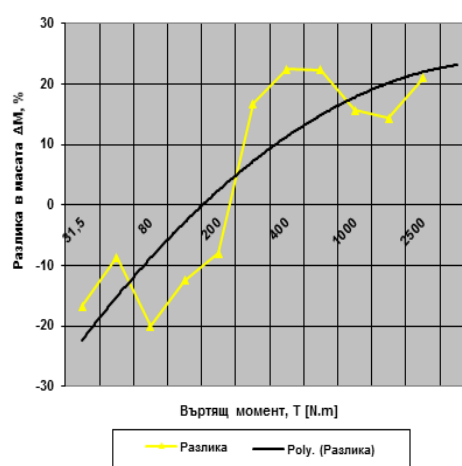
| | | | | | | |
|----------------|------|-------|------|------|-------|------|
| T[Nm] | 16 | 31.5 | 50 | 80 | 125 | 200 |
| m[kg] СЕГКЕ | 1.2 | 2.1 | 3.15 | 4.8 | 7.2 | 9.5 |
| m[kg] СЕГЕ | 0.8 | 1.8 | 2.9 | 4 | 6.4 | 8.8 |
| Δm [%] | -50 | -16.7 | -8.6 | -20 | -12.5 | -8 |
| T[Nm] | 315 | 400 | 630 | 1000 | 1600 | 2500 |
| m[kg] СЕГКЕ | 11 | 12.1 | 21.2 | 31.5 | 42 | 60 |
| m[kg] СЕГЕ | 13.2 | 15.6 | 27.3 | 36.4 | 49 | 76 |
| Δm [%] | 16.7 | 22.4 | 22.3 | 15.6 | 14.3 | 21 |

На фиг. 4.1. е показана графична зависимост на изменение на масата на еластичните съединители. Графиката сочи относително близки стойности при по-малки типоразмери за въртящ момент до 31,5 Nm, докато при съединителите за по-големите натоварвания разликите, макар и в рамките на 16 – 22%, са твърде съществени по абсолютна стойност. Тази илюстрация до голяма степен зависи и от мащабното изображение на данните.

По-ясен е резултатът за изменението на относителната разлика в масите на еластичните съединители като функция на въртящия момент, което е видно от фиг.4.2. На нея е посочена и тенденцията на изменение на тази разлика.



Фиг. 4.1. Зависимост на масата от натоварването на тип СЕГЕ и СЕГКЕ



Фиг. 4.2. Относителна разлика в масите на тип СЕГЕ и СЕГКЕ

Изследваме влиянието на масата и типа напрежение на гумения елемент върху предавания въртящ момент от еластични съединители СЕГМЕ и Перифлекс.

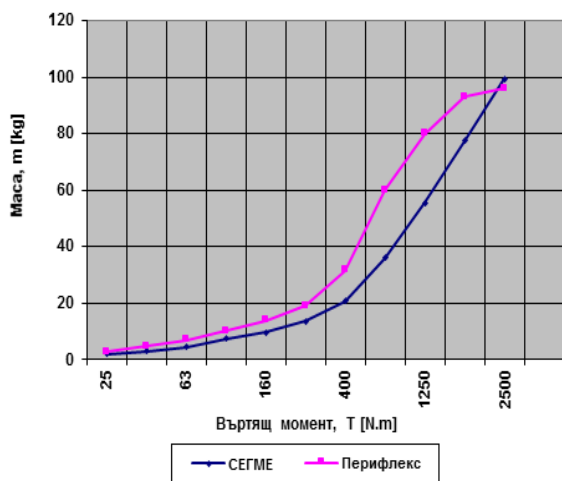
Данните за зависимостта на масата, като функция на предавания въртящ момент $m = f(T)$ при еластичните съединители с тангенциално натоварен еластичен елемент са дадени в табл.4.2, а относителната разлика в масите (ΔM) се дефинира по зависимост (4.2).

$$\Delta M = \frac{m_{PERIFLEXX} - m_{SEGME}}{m_{PERIFLEX}} \cdot 100\% \quad (4.2)$$

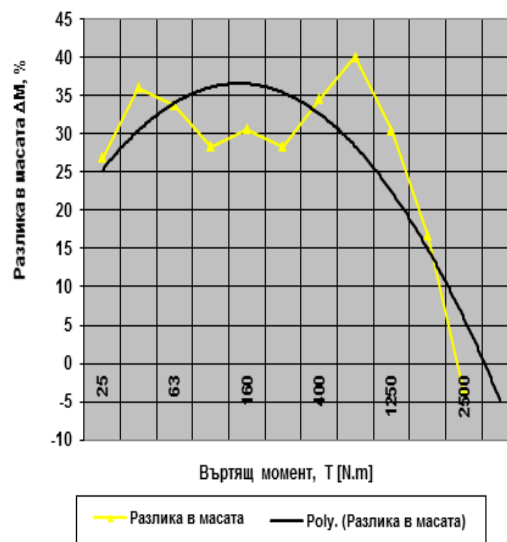
Таблица. 4.2 Данни за масата на съединители с тангенциално натоварен елемент

| | | | | | | |
|--------------------|------|------|------|------|------|------|
| T[Nm] | 25 | 40 | 63 | 100 | 160 | 250 |
| m[kg] СЕГМЕ | 1.9 | 3 | 4.5 | 7.3 | 9.5 | 13.6 |
| m[kg] Перифлекс | 2.6 | 4.7 | 6.8 | 10.2 | 13.7 | 19 |
| ΔM [%] | 26.9 | 36.1 | 33.8 | 28.4 | 30.6 | 28.4 |
| T[Nm] | 400 | 800 | 1250 | 2000 | 2500 | |
| m[kg] СЕГМЕ | 20.6 | 35.9 | 55.6 | 77.5 | 99.5 | |
| m[kg] Перифлекс | 31.5 | 60 | 80 | 93 | 96 | |
| ΔM [%] | 34.6 | 40.1 | 30.5 | 16.7 | -3.6 | |

На фиг. 4.3. е показана графичната зависимост на масата на съединителите във функция на натоварващия момент. По този показател по предпочитан може да бъде съединителят тип СЕГМЕ, който с изключение на максималния момент, като цяло е по-енергонаситен, т.е. притежава по-малка маса.



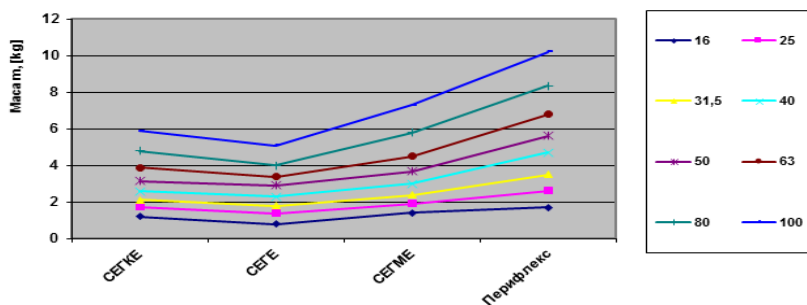
Фиг. 4.3. Зависимост на масата от натоварването



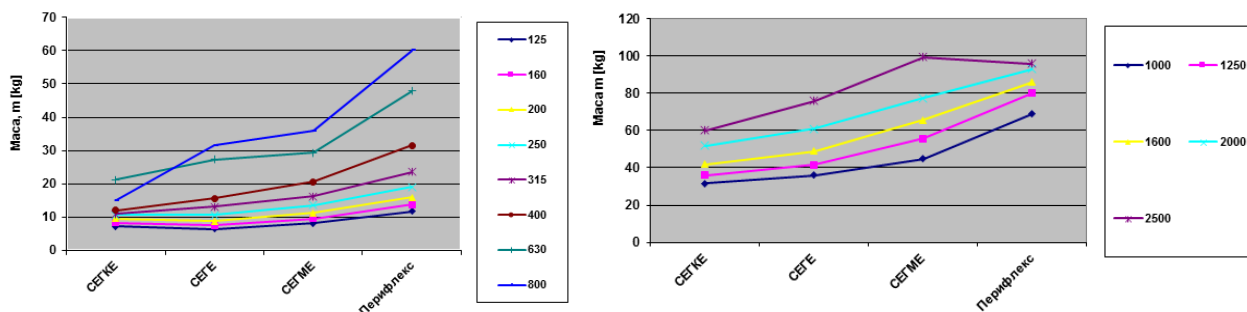
Фиг. 4.4. Относителна разлика в масите

От показаното на фиг. 4.4. изменение на относителната разлика между масите на съединителите с тангенциално натоварени еластични елементи се вижда, че то е по-съществено (27 - 40%) в зоната на малките натоварващи моменти. Това се дължи на наличието на по-голяма усукваща коравина в тази зона. При типоразмерите, предназначени за по-големи моменти разликите съществено намаляват до 3,6%.

Сравнявайки двете групи съединители в диапазона на изменение на въртящия момент от 16 до 2500 Nm, (фиг.4.5, 4.6 и 4.7) се вижда, че съединителите с нормално натоварен еластичен елемент имат по-малка маса за предаване на даден въртящ момент спрямо тангенциално натоварените. Това се дължи на по-голямата усукваща коравина на този тип еластични елементи.



Фиг. 4.5. Сравнителна диаграма за въртящи моменти до 100 Nm



Фиг.4.6. Сравнителна диаграма за въртящи моменти от 125 до 800 Nm

Фиг.4.7. Сравнителна диаграма за въртящи моменти от 1000 до 2500 Nm

Най-общо влиянието на масата има характер на растяща функция спрямо предавания въртящ момент. Тъй като работата на еластичните съединители е свързана с редица други изисквания като компенсация на несъосности, влияние на скоростта на въртене чрез инерционните сили, гасене на вибрации и ударни натоварвания, то се налага отчитането и на допълнителни фактори за сравнение качествата на съединителите при техния избор.

Сравнителна характеристика

В проспектите или каталозите на фирмите - производители се съдържат само общи данни, недостатъчни често за пресмятането на дадени задвижвания. Въвеждането на сравнителни характеристики дава възможност да се направи оценка на произвежданите в различни конструкции съединители и да се сравнят с образците, които имат най-добри показатели. Поради тази причина представлява интерес търсенето на пътища за оптимизация по отношение на сравнителните характеристики.

Интересна би била сравнителна характеристика от типа мощност P върху диаметъра на вала d , тъй като влиянието на ъгловата скорост при някои конструкции съединители е от особено важно значение, заради наличието на изнесени маси на еластичния елемент спрямо оста на ротация и пораждането на големи центробежни сили.

$$\frac{P}{d} = \frac{T \cdot \omega}{\left(\frac{16}{\pi \cdot [\tau_{yc.}]}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot (T)^{\frac{1}{3}}} = C \cdot T^{\frac{2}{3}} \cdot \omega, \quad (4.3)$$

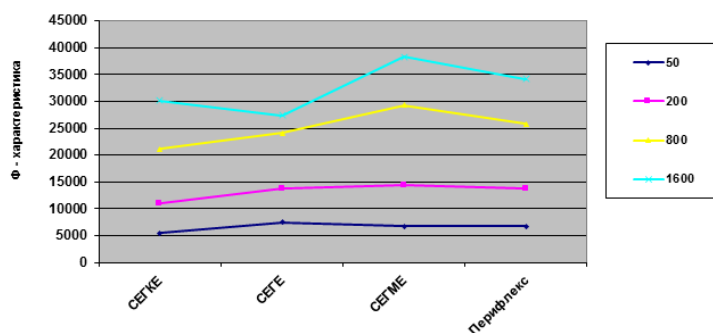
където $C = \left(\frac{16}{\pi \cdot [\tau_{yc.}]}\right)^{\frac{1}{3}}$, $[\tau_{yc.}]$ – допустимо напрежение на усукване на материала на вала, а ω – ъглова скорост на вала, респективно на съединителя.

Константата С няма практическо влияние за изменящите се параметри. Разглежданата характеристика може да придобие вида (4.4).

$$\Phi = \frac{P}{dC} = T^{\frac{2}{3}} \cdot \omega. \quad (4.4)$$

| Таблица. 4.3. Данни за характеристиката Φ | | | | |
|--|-------|-------|-------|-----------|
| T [Nm] | СЕГКЕ | СЕГЕ | СЕГМЕ | Перифлекс |
| 50 | 5430 | 7465 | 6790 | 6790 |
| n_{\max} | 4000 | 5500 | 5000 | 5000 |
| 200 | 10945 | 13680 | 14365 | 13680 |
| n_{\max} | 3200 | 4000 | 4200 | 4000 |
| 800 | 21115 | 24130 | 29300 | 25855 |
| n_{\max} | 2450 | 2800 | 3400 | 3000 |
| 1600 | 30095 | 27360 | 38305 | 34200 |
| n_{\max} | 2200 | 2000 | 2800 | 2500 |

Максимумът на тази характеристика е израз на по - голяма енергонаситеност на еластичния съединител. Данни с определените стойности на характеристиката Φ са посочени в табл. 4.3, като са използвани данни за максималните скорости на въртене, от [2,3,4 и 5]. Стойностите за скоростта на въртене са с дименсия обороти за минута. Данните се отнасят за режим на постоянно натоварване на съединителите.



Фиг. 4.8. Изменение на характеристиката Φ за разгледните еластични съединители

Графичното изображение на характеристиката Φ е посочено на фиг. 4.8. То показва, че за въртящ момент 50 Nm максимум има при съединител СЕГЕ, който е с нормално натоварен еластичен елемент, а за по-големите стойности-съединител СЕГМЕ с тангенциално натоварен еластичен елемент.

Въз основа на получените резултати може да се направят следните изводи:

1. Нарастването на масата на съединителя влияе пропорционално на предавания Т.
2. От разгледаните съединители тези с нормално натоварен еластичен елемент понасят по-голям въртящ момент спрямо тези с тангенциално натоварен еластичен елемент, като това е по-силно изразено при по-големи нива на натоварване (над 31,5 Nm).
3. Относителната характеристика мощност за единица диаметър на вала на съединителя има по-големи стойности при съединители с тангенциално натоварен еластичен елемент, чиято конструкция ограничава влиянието на центробежните сили върху него.

4. Неоднозначната оценка на качествата на еластичните съединители по разглежданите показатели сочи необходимостта от разширяване на изследваните параметри и показатели, в т.ч. поведението на еластичния елемент при променливо натоварване и спецификата на деформационните процеси, протичащи в него.

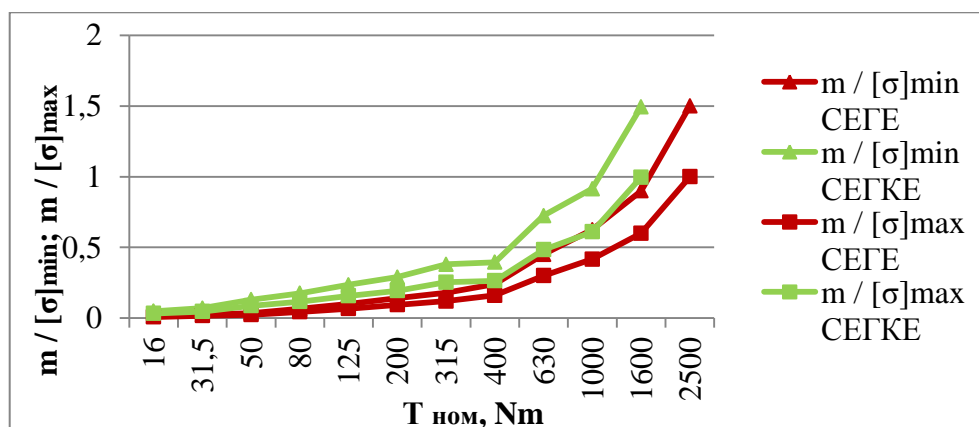
4.2. Изследване свойствата и вида на еластичния елемент върху неговата товароносимост.

Като критерий за товароносимостта на еластичните съединители разглеждаме зависимостта на въртящия момент $T_{\text{ном}}$ във функция на отношението маса на еластичния елемент, отнесена към допустимото напрежение, защото допустимите напрежения зависят от вида на натоварване и твърдостта на гумата.

Изследвани са съединители с нормално натоварени еластични елементи СЕГЕ и СЕГКЕ. По данни на [18] минималното допустимо напрежение на натиск $[\sigma]_{\text{min}} = 2$ МПа и максималното допустимо напрежение на натиск $[\sigma]_{\text{max}} = 3$ МПа. Получени са зоните, в които се изменя товароносимостта на еластичните съединители с нормално натоварени еластични елементи при статично натоварване на натиск.

Таблица 4.4. Данни за товароносимостта на гумения елемент на съединители с нормално натоварени еластични елементи при статично натоварване

| $T_{\text{ном}}$ [N.m] | m [kg] СЕГЕ | m [kg] СЕГКЕ | $m / [\sigma]_{\text{min}}$ СЕГЕ | $m / [\sigma]_{\text{min}}$ СЕГКЕ | $m / [\sigma]_{\text{max}}$ СЕГЕ | $m / [\sigma]_{\text{max}}$ СЕГКЕ |
|---------------------------|------------------|-------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| 16 | 0,024 | 0,097 | 0,012 | 0,0485 | 0,008 | 0,032 |
| 31,5 | 0,05 | 0,14 | 0,025 | 0,07 | 0,016 | 0,046 |
| 50 | 0,07 | 0,26 | 0,035 | 0,13 | 0,023 | 0,086 |
| 80 | 0,13 | 0,35 | 0,065 | 0,175 | 0,043 | 0,116 |
| 125 | 0,2 | 0,47 | 0,1 | 0,235 | 0,066 | 0,156 |
| 200 | 0,28 | 0,58 | 0,14 | 0,29 | 0,093 | 0,193 |
| 315 | 0,36 | 0,76 | 0,18 | 0,38 | 0,12 | 0,253 |
| 400 | 0,48 | 0,79 | 0,24 | 0,395 | 0,16 | 0,263 |
| 630 | 0,9 | 1,45 | 0,45 | 0,725 | 0,3 | 0,483 |
| 1000 | 1,25 | 1,83 | 0,625 | 0,915 | 0,416 | 0,61 |
| 1600 | 1,8 | 2,99 | 0,9 | 1,495 | 0,6 | 0,996 |
| 2500 | 3 | | 1,5 | | 1,0 | |



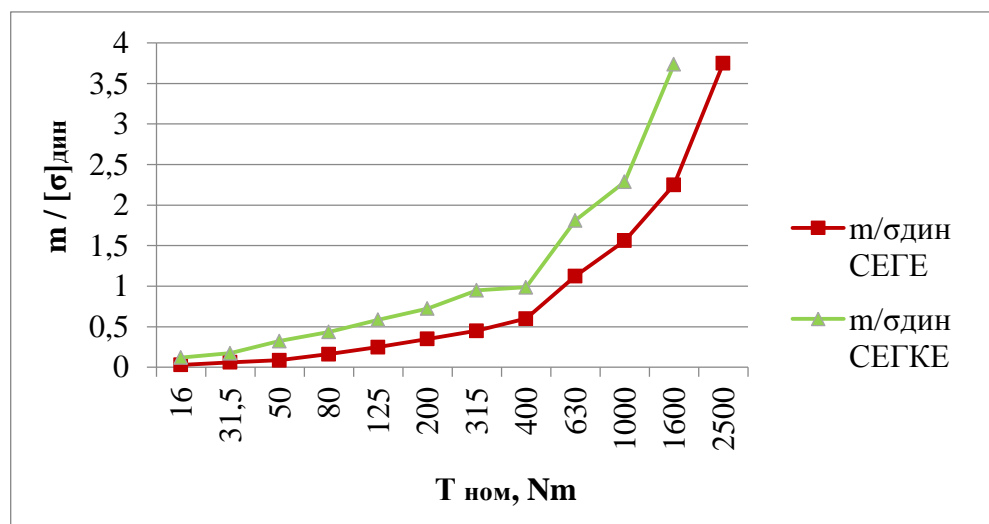
Фиг. 4.9. Товароносимост на съединители с нормално натоварени еластични елементи при статично натоварване

В следващата таблица 4.5 и графика 4.10. са представени последователно зависимостта на въртящия момент $T_{\text{ном}}$ във функция на отношението маса - m към допустимо нормално напрежение на натиск $[\sigma]$ при динамично натоварване.

Допустимите напрежения на натиск при динамични натоварвания са приети $[\sigma]_{\text{дин}} = 0,8 \text{ MPa}$ по данни на [17] за гума с твърдост 50-60 HSh.

Таблица 4.5 Данни за товароносимостта на гумения елемент на съединители с нормално натоварени еластични елементи при динамично натоварване

| $T_{\text{ном}}$ [N.m] | $m / \sigma_{\text{дин}}$ СЕГЕ | $m / \sigma_{\text{дин}}$ СЕГКЕ | $T_{\text{ном}}$ [N.m] | $m / \sigma_{\text{дин}}$ СЕГЕ | $m / \sigma_{\text{дин}}$ СЕГКЕ |
|---------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| 16 | 0,03 | 0,12125 | 315 | 0,45 | 0,95 |
| 31,5 | 0,0625 | 0,175 | 400 | 0,6 | 0,9875 |
| 50 | 0,0875 | 0,325 | 630 | 1,125 | 1,8125 |
| 80 | 0,1625 | 0,4375 | 1000 | 1,5625 | 2,2875 |
| 125 | 0,25 | 0,5875 | 1600 | 2,25 | 3,7375 |
| 200 | 0,35 | 0,725 | 2500 | 3,75 | |



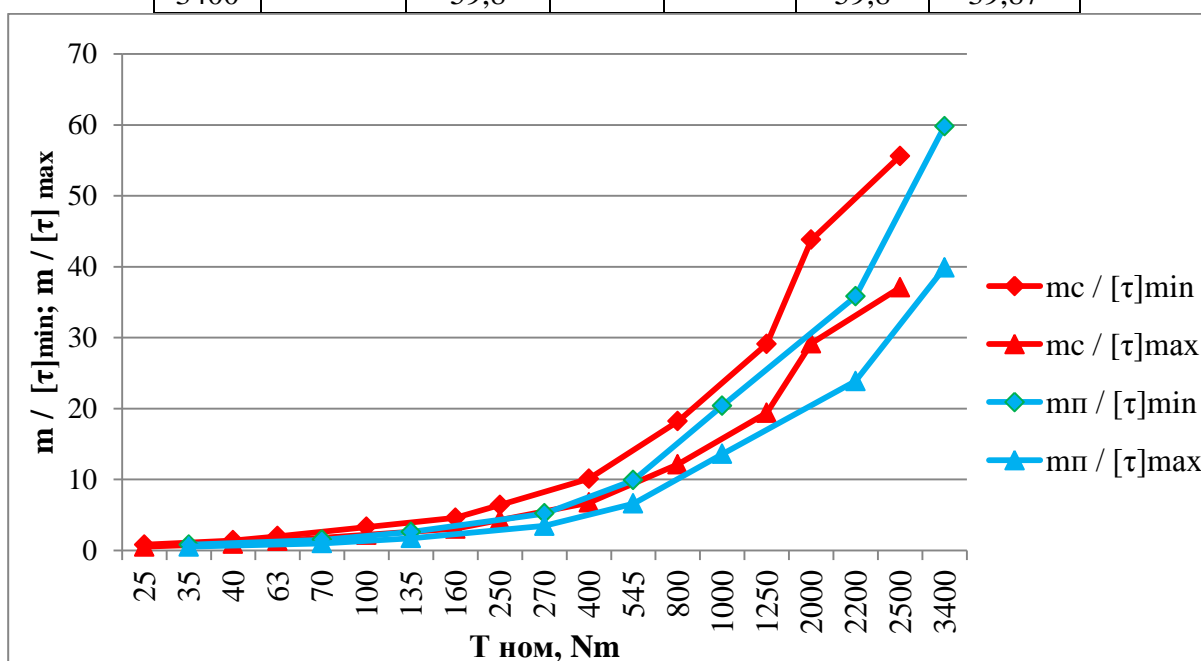
Фиг.4.10.Товароносимост на съединители с нормално натоварени еластични елементи при динамично натоварване

Изследвани са също съединители с тангенциално натоварен еластичен елемент СЕГМЕ и Перифлекс. В таблица 4.6 и графика 4.11. са представени последователно зависимостта на номиналния въртящ момент $T_{\text{ном}}$ във функция на отношението маса - m към допустимите тангенциални напрежения - $[\tau]$.

По данни на [18] при статично натоварване минимално допустимото напрежение на усукване и срязване $[\tau]_{\text{мин}} = 1 \text{ MPa}$ и максимално допустимото напрежение на усукване и срязване $[\tau]_{\text{макс}} = 1,5 \text{ MPa}$.

Таблица 4.6. Данни за товарносимостта на гумения елемент на еластични съединители с тангенциално натоварени еластични елементи при статично натоварване

| $T_{\text{ном}}$ [Nm] | m_c [kg] СЕГМЕ | $m_{\text{п}}$ [kg] Пери флекс | $m_c /$ [τ] _{min} | $m_c /$ [τ] _{max} | $m_{\text{п}} /$ [τ] _{min} | $m_{\text{п}} /$ [τ] _{max} |
|--------------------------|---------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|---|---|
| 25 | 0,8 | | 0,8 | 0,53 | | |
| 35 | | 0,8 | | | 0,8 | 0,53 |
| 40 | 1,4 | | 1,4 | 0,93 | | |
| 63 | 2 | | 2 | 1,33 | | |
| 70 | | 1,5 | | | 1,5 | 1,00 |
| 100 | 3,3 | | 3,3 | 2,20 | | |
| 135 | | 2,6 | | | 2,6 | 1,73 |
| 160 | 4,6 | | 4,6 | 3,07 | | |
| 250 | 6,4 | | 6,4 | 4,27 | | |
| 270 | | 5,2 | | | 5,2 | 3,47 |
| 400 | 10,1 | | 10,1 | 6,73 | | |
| 545 | | 9,9 | | | 9,9 | 6,60 |
| 800 | 18,2 | | 18,2 | 12,13 | | |
| 1000 | | 20,4 | | | 20,4 | 13,60 |
| 1250 | 29,1 | | 29,1 | 19,4 | | |
| 2000 | 43,8 | | 43,8 | 29,2 | | |
| 2200 | | 35,8 | | | 35,8 | 23,87 |
| 2500 | 55,6 | | 55,6 | 39,07 | | |
| 3400 | | 59,8 | | | 59,8 | 39,87 |



Фиг. 4.11. Товарносимост на съединители с тангенциално натоварени еластични елементи при статично натоварване

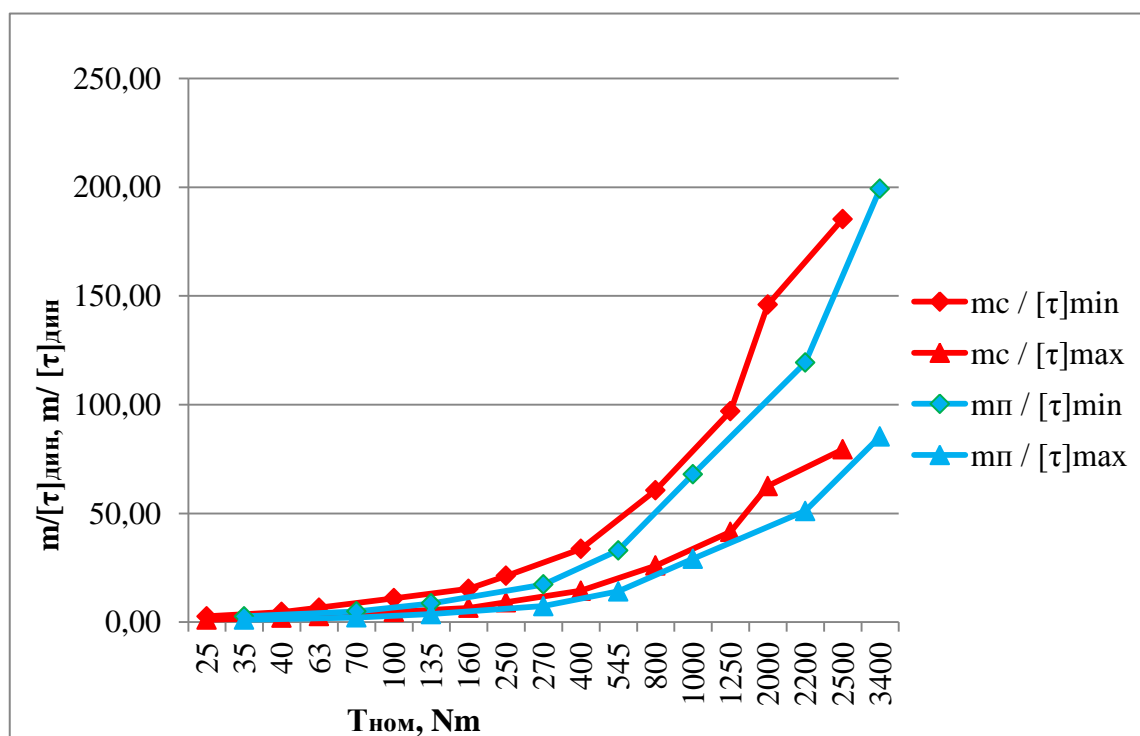
Анализът на фиг.4.11. показва по-голяма товарносимост при статични натоварвания на еластичния съединител СЕГМЕ спрямо Перифлекс при $T_{\text{ном}}$ от 100 до 2500 Nm. При $T_{\text{ном}}$ от 25 до 100 Nm товарносимостта им е много близка.

В таблица 4.7 и графика 4.12. са представени последователно зависимостта между въртящия момент - $T_{\text{ном}}$ във функция на отношението масата m към допустимо тангенциално $[\tau]$ напрежение на срязване при динамично натоварване на СЕГМЕ и Перифлекс.

Минималното допустимо напрежение на срязване и усукване при динамично натоварване е $[\tau]_{\min} = 0,3$, а максималното допустимо напрежение на срязване и усукване при динамично натоварване е $[\tau]_{\max} = 0,7$ МПа по данни на [13] за гума с твърдост по Шор 50-75 HSh

Таблица 4.7. Данни за товарносимостта на гумения елемент на еластични съединители с тангенциално натоварени еластични елементи при динамично натоварване

| $T_{\text{ном}}$ [Nm] | $m_c / [\tau]_{\min}$ СЕГМЕ | $m_c / [\tau]_{\max}$ СЕГМЕ | $m_{\text{п}} / [\tau]_{\min}$ Перифлекс | $m_{\text{п}} / [\tau]_{\max}$ Перифлекс |
|--------------------------|--------------------------------|--------------------------------|---|---|
| 25 | 2,67 | 1,14 | | |
| 35 | | | 2,67 | 1,14 |
| 40 | 4,67 | 2,00 | | |
| 63 | 6,67 | 2,86 | | |
| 70 | | | 5 | 2,14 |
| 100 | 11,00 | 4,71 | | |
| 135 | | | 8,67 | 3,71 |
| 160 | 15,33 | 6,57 | | |
| 250 | 21,33 | 9,14 | | |
| 270 | | | 17,33 | 7,43 |
| 400 | 33,67 | 14,4 | | |
| 545 | | | 33 | 14,14 |
| 800 | 60,67 | 26,0 | | |
| 1000 | | | 68 | 29,14 |
| 1250 | 97,00 | 41,6 | | |
| 2000 | 146,00 | 62,6 | | |
| 2200 | | | 119,3 | 51,14 |
| 2500 | 185,33 | 79,43 | | |
| 3400 | | | 199,3 | 85,43 |



Фиг.4.12. Товарносимост на съединители с тангенциално натоварени еластични елементи при динамично натоварване

На базата на получените резултати могат да се направят следните изводи:

1. Нарастването на масата, отнесена към допустимите нормални и тангенциални напрежения на еластичния елемент на съединителя влияе пропорционално на неговата товароносимост.
2. При статично и при динамично натоварване, от разгледаните съединители с нормално натоварени еластични елементи, СЕГКЕ има по-голяма товароносимост от СЕГЕ, което се дължи на по-голямата маса на еластичния елемент, променливата коравина и вида на напрегнатото състояние.
3. При статично и при динамично натоварване, от разгледаните съединители с тангенциално натоварени еластични елементи, СЕГМЕ има по-голяма товароносимост от Перифлекс, но това се дължи на по-голямата маса на еластичния елемент, което е свързано с конструктивните особености на съединителя. Наличието на кордни нишки в съединител Перифлекс води до близък диапазон на товароносимост на двата съединителя.
4. Сложният характер на напрегнатото състояние на еластичния елемент, свързан със спецификата на конструкцията и експлоатационните условия, предполага търсенето на по-комплексни показатели, посредством, които да се оценява работоспособността на съединителите.

ИЗВОДИ

1. Създаден е теоретичен модел на напрегнатото състояние на еластичния елемент на съединител тип СЕГЕ. Теоретичното изследване се потвърждава от експериментални изследвания.
2. На основата на изведените зависимости може да се търси най- подходящата геометрия на заоблените краища на палците, чрез която да се осигури необходимата товароносимост на еластичния елемент.
3. Моделирани са еластичните елементи за съединители с нормално натоварен еластичен елемент СЕГЕ и СЕГКЕ в среда на Solid Works и NX Nastran. Проведените симулации показват сходимост с експерименталните изследвания. Това е много подходящо за предварителни проучвания с цел: оптимизация на геометрията на съединителите за намаляване деформацията на работния елемент; за по – добро разпределение на напреженията; увеличаване работоспособността, повишаване експлоатационните показатели и др.
4. За съединител СЕГКЕ се изследваха начините на поставяне на кордните нишки и влиянието им на относителната деформация и напрежения в гумения елемент.
5. Моделиран и изследван е съединител с тангенциално натоварен еластичен елемент Перифлекс. Направени са изводите, че кордните нишки оказват съществено влияние на големината на относителните деформации и напрежения на ГЕ. Наличието на кордни нишки променя нелинейния характер на зависимостта въртящ момент към относителни деформации към линеен.
6. Моделите на съединителите СЕГКЕ и Перифлекс са изпитани в среда САД среда на устойчивост. Определени са параметрите за загуба на устойчивост.
7. С многофакторен експеримент е определено нивото на влияние на отделните параметри на съединителите, както характеристики на материалите, така и експлоатационни характеристики.
8. Извършени са експериментални изследвания на съединители тип СЕГЕ, СЕГКЕ и СЕГМЕ, които потвърждават резултатите от моделирането на напрегнатото и деформирано състояние на еластичните елементи.
9. Изследвано е влиянието на масата, качествата и вида на еластичния елемент върху неговата товароносимост.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Научно - приложни приноси

1. Създаден е теоретичен модел за напрегнатото и деформационно състояние на еластичен елемент на съединител тип СЕГЕ.
2. Извършено е моделиране на деформационните процеси на съединители с нормално натоварен еластичен елемент (СЕГКЕ) и тангенциално натоварен еластичен елемент (Перифлекс) като са определени и параметрите за загуба на устойчивост.
3. Определено е влиянието на модула на еластичност и коефициента на Поасон на гумата, на модула на еластичност и коефициента на Поасон на кордните нишки, както и на скоростта на въртене върху товароносимостта на съединителите.

Приложни приноси

1. По експериментален път са потвърдени вероятностните резултати от извършеното моделиране на напрегнатото и деформирано състояние на еластичните елементи на съединители тип СЕГЕ, СЕГКЕ и СЕГМЕ.
2. Чрез използваната методика за извършения многофакторен анализ може да се оцени влиянието върху товароносимостта на еластичния съединител и на други експлоатационни фактори като радиални и ъглови измествания, ниво на топлинните условия и други.

БЛАГОДАРНОСТИ

Искам да изкажа своята благодарност, както следва:

1. На ТУ-Варна и Функционалния деканат за докторанти за това, че имах шанса да се обучавам в тази институция!
2. На катедра „Транспортна техника и технологии“ за грижите, помощта и колегиалната атмосфера, които ме стимулираха да намеря сили и да се развивам, когато ми е било много трудно!
3. На ръководството на ВВМУ „Н. Вапцаров“ за търпението и грижите за моето научно израстване!
4. На катедра „Техническа механика“ за силната подкрепа и помощ в трудни моменти!
5. На моето семейство, което изтърпя всичките ми трудности, което ме подкрепяше непрекъснато и ми вдъхваше увереност, когато се нуждаех от това!
6. На моя научен ръководител за упоритата ни съвместна работа и че не никога не позволи да загубя вяра в себе си.
7. На преподавателите от бившата катедра „Машинни елементи“ на ТУ-Варна, които не познавам, но чийто постижения се опитахме да продължим!

НА ВСИЧКИ ВАС БЛАГОДАРЯ!

Публикации

По тематиката на изследванията са направени публикации в следните научни списания:

1. Христов Х.П., Григоров Г.Р.,Иванова Е.И., Вариант на стенд за изпитване на еластични съединители, сп."Морски научен форум", ISSN 1310-9278, кн. 3/ 2013г., стр. 67-71.
2. Христов Х.П., Иванова Е.И., Стоянов С., Тенев С.И., Влияние на масата и типа напрежение на гумения елемент върху предавания въртящ момент от еластични съединители, сп. "Машиностроене и Машинознание"; ISSN1312-8612; кн. 2/2013г., стр.137-141.
3. Тенев С.И., Христов Х.П., Иванова Е.Д., Относно динамичните характеристики на еластичен съединител СЕГЕ при променливо амплитудно натоварване, сп. "Машиностроителна техника и технологии" ISSN 1312-0859, бр. 2/ 2014, стр. 75-78.
4. Иванова Е.И., Тенев С.И., Христов Х.П., Някои особености при моделиране на еластичен съединител тип СЕГЕ, сп. "Машиностроене и Машинознание", ISSN1312-8612, кн.2/2015г.,стр.87-90.
5. Иванова Е.И., Тенев С.И., Христов Х.П., Изследване параметрите на еластичен съединител тип СЕГКЕ в условията на циклично натоварване, Сборник доклади от НТК - ЕКО Варна „Транспорт,Екология - Устойчиво развитие“ ISSN 2367 - 6299; том22 - 2015, стр. 432-436;
6. Иванова Е.И., Христов Х.П., Изследване деформираното и напрегнато състояние на еластичен съединител тип СЕГКЕ, Сборник доклади от НТК - ЕКО Варна „Транспорт,Екология - Устойчиво развитие“ ISSN 2367 - 6299; том22 - 2015, стр. 437- 442.