

СПЕЦИАЛИЗИРАН НАУЧЕН СЪВЕТ
по „ТЕХНОЛОГИЯ НА МАШИНОСТРОЕНЕТО и
МЕТАЛОРЕЖЕЩИ МАШИНИ” при ВАК

инж. Христофор Цветанов Коев

ИЗСЛЕДВАНЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ НА
КОМПЕНСАЦИОННИ СЪЕДИНИТЕЛИ С ВИНТОВИ
КАНАЛИ ЗА ИЗМЕРВАТЕЛНИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ
НА ЪГЛОВИ ВЕЛИЧИНИ

АВТОРЕФЕРАТ

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

Научна специалност
02.05.17 „ Точно уредостроене „

Научен ръководител:
проф. д-р инж. Светослав Кънчев Симеонов

Рецензенти

1.....
2.....

Габрово
2010 г.

Дисертационната работа съдържа 147 страници. Включва 33 фигури, 29 таблици в 4 глави, четири приложения с общ обем 71 страници, изводи и приноси. Библиографията обхваща 115 заглавия, от които 80 на кирилица и 35 на латиница.

Дисертационната работа е обсъдена и насочена за защита на заседание на разширен катедрен съвет в катедра „Машиностроене и уредостроене”, факултет ” Машиностроене и уредостроене” на Технически университет – Габрово, състояло се на 27. 04. 2010 г.

Докторантът е зачислен в докторантура на самостоятелна подготовка към катедра „Машиностроене и уредостроене”, при ТУ – Габрово.

Изследванията по дисертационната работа са извършвани в лаборатории в катедра „Машиностроене и уредостроене”, при ТУ – Габрово.

Номерацията на фигурите и формулите е същата както в дисертационния труд.

Защитата на дисертационната работа ще се състои на от ...,00..... ч. в зала на заседание на СНС по” Технология на машиностроенето и металоурежещи машини” при ВАК.

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на МАШИНО-ТЕХНОЛОГИЧЕН ФАКУЛТЕТ на ТУ – София, кабинет 3230, блок III на ТУ – София.

Автор: инж. Христофор Цветанов Коев

Заглавие : Изследване и реализация на компенсационни съединители с винтови канали за измервателни преобразуватели за ъглови величини.

Тираж: 70 бр.

Печ.база на ТУ- Габрово

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Дисертационният труд е посветен на подобряване на качествените показатели на компенсационни съединители с винтови канали, с насоченост за приложение в уредостроенето, на базата на геометрични, деформационни, точностни и експериментални изследвания.

Теоретичното изследване на деформационните и силови характеристики е проведено по два метода: чрез интегралите на Максвел-Мор и методите на математическото моделиране. Създаден е триизмерен модел на съединителя, спрямо който са определени вътрешните усилия. Интегралите на Максвел-Мор са представени в матричен вид, в безразмерни координати. Изведената аналитична матрична зависимост може да се използва за определяне линейните и ъглови деформациите на цилиндричен гъвкав съединител по трите координатните оси при натоварвания с аксиална и радиални сили, усукващ и огъващи моменти. Поради сложността на теоретичната зависимост е разработена програма за пресмятане. Резултатите позволяват да се оценят значимите съставлящи и да се пренебрегнат тези с незначително влияние, в резултат на което са получени опростени зависимости за ъгловата деформация, аксиалното преместване, деформацията при огъване, както и при радиално изместване. Така получените аналитични зависимости могат да бъдат използвани освен за определяне на деформациите и за определяне на натоварването, което се поражда от съединителя върху несъосните валове.

Алгоритъмът на решение при математическото моделиране основно може да се сведе до извод на диференциалните уравнения, даващи връзката между натоварването и деформациите и моделиране на така получените диференциални уравнения. За да се намерят търсените деформации е изведена система от дванадесет диференциални уравнения, представляващи проекционните уравнения на равновесието. Получените зависимости представляват математическия модел, описващ равновесното положение на съединителя с винтови канали. Тези уравнения се решават с програмен продукт за моделиране на динамични процеси. Вътрешните усилия и деформациите (линейни и ъглови) са функционално свързани с криволинейната координата s . Тази криволинейна координата се разглежда, като независим параметър аналогичен на параметъра време при динамичните процеси. За създаване на гъвкави и универсални модели е разработена програма на PASCAL, която извършва куплирането и организирането на предложените модели. Това позволява известна промяна на някои от параметрите и улеснява работата с моделите. Конкретни количествени резултатите са получени за деформациите на типичен съединител при различни натоварвания по метода на Максвел-Мор и метода на математическото моделиране. Най-голямото отклонение между двата резултата не превишава 14.6%. Това потвърждава достоверността на изведените по метода на Максвел-Мор зависимости.

Разработената методика и стендова апаратура позволяват експериментално да се потвърдят получените теоретични зависимости, като получените експериментални резултати още веднъж потвърждават верността на изведените аналитични зависимости. За оптимизация на параметрите на съединителите с целева функция минимална ъглова деформация (ъглова грешка), при предаване на въртящия момент, е реализирана програма за оптимизация на геометричните параметри на съединителите с винтови канали, като е използван метода на случайното търсене с обратна стъпка. На базата на изведените опростени аналитични зависимости по метода на Максвел-Мор и получените в резултат на оптимизацията геометрични параметри е разработена методика за проектиране на компенсационни съединители с винтови канали. На базата на тази методика е създадена гама съединители, апробирани в производството, като серията съединители е внедрена в българска фирма.

Актуалност

При разработването на нови и приложението на съществуващите преобразуватели за измерване на ъглови величини за осигуряване на висока достоверност на измереното преместване е необходимо оптимизиране на съотношението на обема информацията получен от преобразувателя и реалната точност, определена от грешките в измервателната верига, включваща и еластичен съединител. Това е невъзможно без познаване на поведението на

еластичния съединител в условията на работа. Еластичният съединител е междинен елемент, който трябва да осигури точно предаване на измерваното преместване и компенсиране на възможната несъосност на валовете на преобразувателя и обекта на измерване.

Възможността за приложението компенсационните съединители с винтови канали в съвременните позициониращи цифрови системи изисква познаване на поведението им в режим “старт-стоп” и оценка на загубата на точността при предаване на динамичния момент, пораждащ се в този режим, както и при реверс.

Внедряването на съединителите с винтови канали се затруднява от отсъствието на достатъчно систематизирани данни за компенсационните възможности, неточности, въздействие върху измервателните ъгли преобразуватели, както и методики за тяхното проектиране.

Основните предимства на тези съединители: простота от конструктивна и технологична гледна точка, минимален брой елементи, монолитна конструкция, позволяваща те да бъдат част от вала на преобразувателя, малки габарити и маса, отсъствие на техническо обслужване и износване на елементи и ниска себестойност, не могат да се използват без изясняване на горепосочените проблеми, както в теоретичен, така и в практичен план. Всичко това прави задачата за изследването на компенсационните съединители с винтови канали особено актуална.

Цел и задачи на дисертационния труд

Целта на настоящия дисертационен труд е: Повишаване точността на предаваната измервателна информация, чрез създаване на гама компенсационни съединители с винтови канали, притежаващи оптимални параметри и характеристики за присъединяване на измервателни преобразуватели за ъгови величини.

Всичко това определя основните задачи, които трябва да се решат в настоящата работа, а именно:

1. Да се изследват теоретично деформационните и силови характеристики на цилиндричните съединители с винтови канали при аксиално, радиално и ъгово изместване на осите и натоварване с усукващ момент.
2. Да се проведат експериментални изследвания, като се анализат получените резултати относно достоверността теоретичните изводи.
3. Да се разработи методика за оптимално проектиране на съединителите с винтови канали.
4. Да се реализира гама съединители с винтови канали с конструктивни параметри, оптимални за присъединяване на измервателни преобразуватели за ъгови величини.

Апробация на резултатите:

Резултатите, съдържащи се в дисертационния труд са публикувани в 5 работи и са докладвани и обсъждани на следните научни конференции:

- Международна научна конференция AMTEX'05, Русе;
- XVII-ти Национален научен симпозиум ММО'2007, Созопол;
- Международна научна конференция RaDMI'08, Ужице, Сърбия;
- 31-ви конгрес HIPNEF'2008, Върнишка баня, Сърбия;
- XIX-ти Национален научен симпозиум ММО'2009, Созопол;

Публикуване:

Във връзка с дисертационната работа са публикувани 5 доклада. Списък на публикациите е даден в края на автореферата.

КРАТКО СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА ПЪРВА

АНАЛИЗ НА СЪЕДИНИТЕЛИТЕ ЗА ПРИСЪЕДИНЯВАНЕ НА ИЗМЕРВАТЕЛНИТЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛ НА ЪГЛОВИ ВЕЛИЧИНИ

Осигуряването на високо качество е свързано с използването на средства за производство и контрол, отличаващи се с високи показатели за точност, бързодействие, надеждност и т.н. Всички тези изисквания важат с още по-голяма сила в областта на уредостроенето и фината механика при проектирането на различни измервателни преобразуватели и средства за контрол, системи за навигация и ориентация, серво-управления в различни автоматизирани системи, както и при различни механични устройства в изчислителната техника.

Измервателният преобразувател е основен елемент на прецизната система за ъглово преместване. При избора на преобразувателя и неговото механично присъединяване е необходимо да се преследва висока точност и разрешаваща способност, без да се пренебрегват такива фактори, като бързодействие, сложност на присъединяването, размер и цена.

Обикновено елемента, чието ъглово преместване е необходимо да се измери, е закрепен на вал, монтиран на два лагера (фиг.1.1). За да се гарантира, че преобразувателя ще отразява реалното ъглово преместване е необходимо да се изпълнят следните условия:

1. Лагерите и лагерните възли, на които са разположени въртящите елементи на системата, е необходимо да бъдат с минимални радиални и аксиални хлабини, като по този начин се намалява радиално и аксиално биене на осите на въртене.

2. Ъгловата деформация на вала, съединяващ контролирания елемент с преобразувателя трябва да бъде пренебрежимо малка.

3. Конструкцията на съединителя трябва да осигурява равенство на ъгловото завъртане на вала на преобразувателя, разположен в собствен лагерен възел и ъгъла на завъртане на контролирания елемент, разположен на друг лагерен възел, т.е. е необходимо в тази верига да се осигури синхронно предаване на скоростта. Освен това съединителя трябва да осигурява компенсация на определена радиална, аксиална и ъглова несъосност на валовете, като не се натоварват лагерните възли на преобразувателя и контролирания вал.

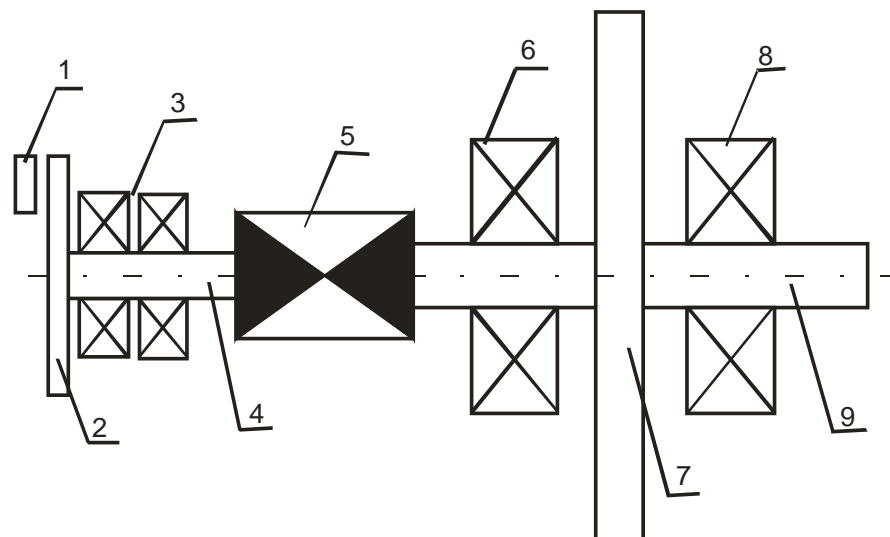
4. Ъгловата скала на преобразувателя трябва да бъде равномерна с постоянна стъпка в целия диапазон на измерване. При необходимост от по-висока разрешаваща способност, интерполацията между елементарните стъпки на скалата също трябва да бъде линейна.

5. Ъгловата скала е необходимо да бъде нанесена на идеална окръжност, центърът на която съвпада с остта на въртене. Освен това равнината на скалата е необходимо да бъде строго перпендикулярна на остта на въртене.

6. Четящата система трябва да бъде неподвижно закрепена, така че да се осигури срещу преместване и вибрации.

Ако някое от посочените условия не бъде изпълнено, реалният ъгъл на завъртане на контролирания елемент се различава от показанието на измервателната система, в която основен елемент е преобразувателя. Познаването на всеки източник на грешка във веригата позволява да се определи делът и в сумарната грешка на цялото устройство.

Основните източници на ъглови грешки са: радиалното биене, еластичният съединител, ъгловата деформация на валовете, ексцентрицитета и деформацията на ъгловата скала, неперпендикулярността на равнината на скалата, грешки, свързани с четящата глава, интерполацията, паралакса и позиционирането на четящата глава, като съединителя може да предизвика допълнителни грешки, корелирани с посочените.



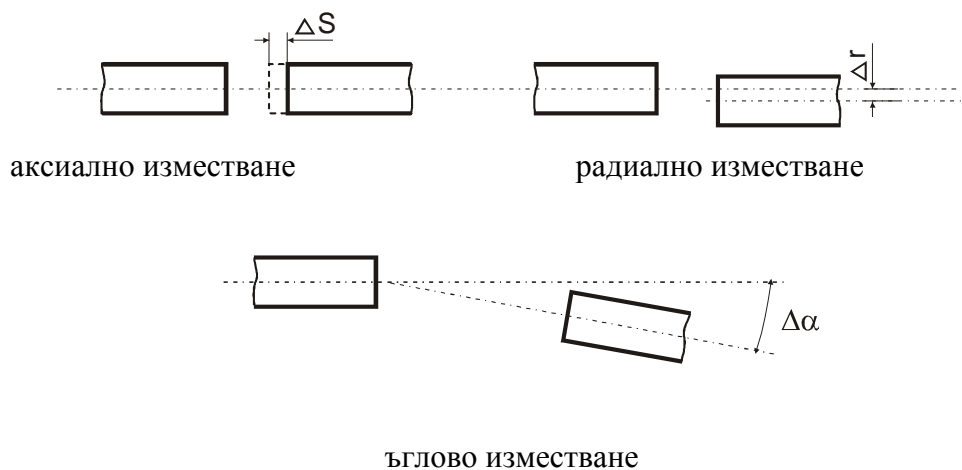
Фиг.1.1 Схема на системата: 1-четяща глава; 2-ъглова скала; 3-лагерен възел на преобразувателя; 4-вал на преобразувателя; 5-еластичен съединител; 6,8-лагери на контролирания обект; 7-контролиран обект; 9-вал на контролирания обект

Точността и надеждността на измервателните преобразуватели за ъглови величини в значителна степен зависят от вида и качеството на механичната връзка между преобразувателя и обекта, чието завъртане на вала се отчита. Тази механична връзка може да бъде непосредствена, чрез зъбна предавка или чрез съединител [62]. За осигуряване на висока точност и надеждност се предявяват две основни изисквания към механичната връзка:

1. Да се предаде с необходимата точност движението от обекта към преобразувателя.
2. Да позволява известни отклонения на взаимното разположение на двата вала, възникващи в резултат на неточности при изработване и сглобяване.

Тази две изисквания обаче по своята същност са твърде противоречиви помежду си, защото осигуряването на минимално натоварване на лагерните опори ще доведе до значителни грешки от деформация при усукване поради малката коравина на съединителя, а високата точност при предаване на движението води след себе си голямо натоварване на лагерния възел.

Отклоненията във взаимното разположение на валовете може да се сведат до следните три вида, като реално имаме комбинация от тях.



Фиг.1.3 Възможни отклонения на присъединяваните валове

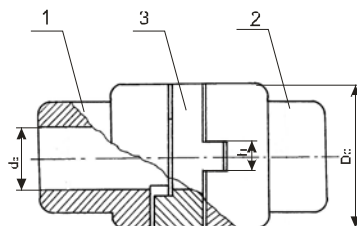
Постигането на устойчива при въртене, но гъвкаво-еластична връзка между двата вала е възможно с различни видове специални съединители. В литературата [20, 21, 28, 31, 39, 50, 58 и др.] се препоръчва използването на компенсационни съединители от рода на мембранните, прорезните, силфонните, съединителите с кръстата кулиса, цилиндричните гъвкави

съединители с винтови канали, гъвкавите валове и др. Те трябва да предават достатъчно точно движението към преобразувателя и да позволяват известни отклонения от взаимното разположение на осите на двата вала, получени в резултат на неточности при тяхното изработване и сглобяване. Освен това тези съединители не трябва да пораждат по-големи от допустимите силови въздействия върху валовете и лагерите на обекта и преобразувателя.

Обект на разглеждане в настоящата работа са постоянните компенсационни съединители. Те могат да бъдат класифицирани по главен класификационен признак – вида на конструкцията.

1.1 Съединители с кръстата кулиса.

Съединителят с кръстата кулиса (Олдхамов съединител) [33, 58] се състои от два фланеца 1 и 2, закрепени неподвижно към свързваните валове и междинен диск (кулиса) 3. Съединителят е показан на фиг. 1.4.



Фиг. 1.4 Съединител с кръстата кулиса

Съединителите с кръстата кулиса могат да се използват за присъединяване на преобразуватели при успоредни и радиално изместени валове до $\Delta r < 0,04 D_s$, където D_s е външният диаметър на съединителя, а също и при малки ъгли измествания на осите до $\alpha < 0^\circ 40'$ [59].

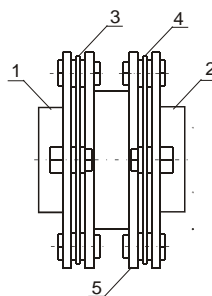
Недостатъци:

- а) нищожни възможности за компенсиране на ъглова и радиална несъосност.
- б) наличие на голям мъртъв ход.
- в) тенденция към увеличаване на мъртвия ход в процеса на работа, вследствие на триенето между детайлите на съединителя.
- г) големи динамични натоварвания върху лагерните опори.

Поради сериозността на изтъкнатите недостатъци практически съединителите с кръстата кулиса не са намерили широко приложение.

1.2 Мембранни съединители.

В мембранните съединители се използват еластичните свойства на една или няколко мембрани [17, 32, 50, 69]. Конструкцията на съединителя, показана на фиг. 1.5, се състои от два фланеца 1 и 2, две еластични мембрани 3 и 4 и един междинен нееластичен елемент 5.



Фиг. 1.5 Мембранен съединител

Междинният елемент позволява да се увеличи разстоянието между двата еластични елемента, с което се подобряват радиалните компенсиращи свойства на съединителя.

Като недостатъци могат да се посочат:

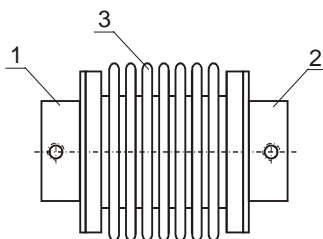
- а) по-големи габаритни размери.
- б) технологични недостатъци, свързани с големия брой детайли и наличието на операция сглобяване.

в) междинният елемент води до появата на дебаланс при изместване на валовете.

г) висока цена.

1.3 Силфонни съединители.

Те са обект на разглеждане в редица литературни източници [3, 4, 31, 39, 43, 63]. Силфонните съединители се състоят от два фланеца 1 и 2, съединени помежду си със силфон 3 (фиг. 1.6).



Фиг. 1.6 Силфонен съединител

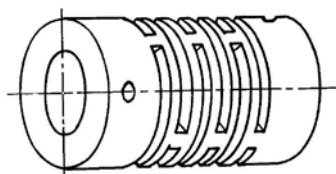
Геометрията на силфона му дава възможност да реагира еластично на радиални, аксиални и ъгови измествания на валовете, като при усукване устойчивостта му е много добра и е съизмерима с устойчивостта на втулка.

В зависимост от материала, геометрията и броя гофри на силфона се поражда радиална сила върху лагерните опори на двата вала, пропорционална на тяхното изместване и обратно пропорционална на третата степен на броя гофри, т.е. на дължината на съединителя [63].

Като недостатък може да се посочи по-малка устойчивост на усукване в сравнение с другите съединители, т.е. по-малък въртящ момент, които могат да пренасят.

1.4 Прорезни съединители.

Прорезните съединители, показани на фиг.1.7. представляват цилиндрични монолитни тела, произведени най-често по технологията на шприцването при полиамидни и други полимерни материали или чрез прорязване на метални цилиндрични тела [33, 58, 82, 90].



Фиг. 1.7 Прорезен съединител

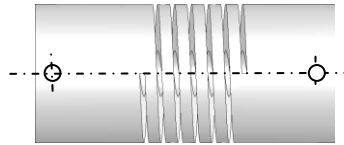
Еластичната част на този съединител може да се разглежда като една съвкупност от дискове, свързани помежду си с няколко твърди, недеформируеми участъка. По този начин се осигурява сравнително висока устойчивост на съединителя при усукване, поради незначителните деформации на дисковете и твърдите участъци и една добра еластичност при всички възможни измествания на валовете, благодарение на възможността за огъване на дисковете. Като недостатък може да се посочи относително голямата коравина, особено при радиално изместване на успоредни валове.

1.5 Цилиндрични съединители с винтови канали.

Цилиндричните съединители с винтови канали се отличават с добра стабилност на усукване, позволяваща им пренасянето на относителни големи въртящи моменти, съобразно размерите им. Това им осигурява в повечето случаи на приложение сигурно функциониране, най-вече като елемент на различни позициониращи и измервателни системи [33, 83, 88, 90].

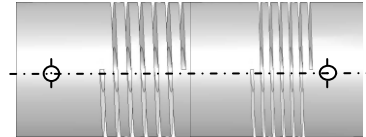
Поради разнообразието им в конструктивно отношение, както и по отношение на техническите им параметри, цилиндричните съединители с винтови канали се нуждаят от класификация по няколко класификационни признаци:

1. В зависимост от конструкцията съединителите могат да се разделят на:
 - а) съединители без междинен твърд участък (фиг. 1.8).



Фиг. 1.8 Цилиндричен съединител с винтови канали

б) съединители с междинен твърд участък (фиг. 1.9)



Фиг. 1.9 Цилиндричен съединител с винтови канали и междинен твърд участък

2. Според броя на винтовите спирали съединителите могат да се разделят на:

- а) едноспирални.
- б) двуспирални.
- в) многоспирални.

3. В зависимост от конструкцията на фланците за присъединяване към двата вала те се разделят на съединители с:

- а) цангов тип фланци .
- б) фланци със стопорни винтове.
- в) други изпълнения.

Различните видове съединители с винтови канали [102, 109, 113, 115] имат определени нюанси както в конструктивно отношение, така и по отношение на своите технически параметри и характеристики, но между всички тях съществуват много общи белези, които ги обединяват и са характерни за целия клас съединители. Поради ротационно-симетричната си конфигурация съединителите имат нищожен дебаланс, поради което те не внасят допълнително динамични натоварвания.

Основните предимства на винтовите съединители са:

- а) простота от технологична и конструктивна гледна точка.
- б) възможност за пренасяне на относително големи въртящи моменти.
- в) възможност за работа при високи скорости поради отсъствие на дебаланс.
- г) възможност за компенсиране на всички видове несъосности на валовете.
- д) не изискват поддръжане.
- е) малка маса.
- ж) малки габарити.

з) монолитна конструкция, позволяваща съединителя да бъде част от вала на преобразувателя.

и) ниска себестойност.

Всички разгледани в аналитичния обзор съединители, с изключение на съединителя с кръстата кулиса, благодарение на своите безспорни преимущества, имат много широк спектър на приложение в различните области на прецизната техниката. Анализът на направения литературен обзор установи, че по подробно са изследвани и изучени мембранните и силфонните съединители [3, 4, 5, 31, 32, 37, 43, 50, 58, 84, 89].

По отношение на цилиндричните съединители с винтови канали до този момент е разработена в определена степен само технологията им на производство [58, 63÷79] и са направени някои предварителни теоретични и експериментални изследвания [21]. Предвид техните безспорни предимства пред редица други съединители, използвани в уредостроенето и фината механика, най-важните от които са тяхната опростена конструкция, малка маса и габарити, висока устойчивост на усукване и добри компенсиращи качества, налага тяхното по-задълбочено изследване и анализ.

ГЛАВА ВТОРА

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДЕФОРМАЦИОННИТЕ И СИЛОВИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА СЪЕДИНИТЕЛИ С ВИНТОВИ КАНАЛИ

Несъосността на валовете предизвиква определени деформации в съединителя и тъй като той представлява еластично звено, то в него се създадат вътрешни сили, които се стремят да възстановят нормалното му състояние. Тези вътрешни сили се уравновесяват с натоварване на лагерните опори и колкото съединителя, като цяло е по-еластичен, толкова това натоварване ще бъде по-малко. От друга страна, понеже съединителят пренася някакъв въртящ момент, то при по-еластичен съединител и по-голям в момент се получава по-голяма ъглова деформация на усукване, която може да се разглежда като грешка на предаването ъглово преместване.

След всичко казано до тук може да се дефинира проблема от математична гледна точка, а именно, целта на настоящото изследване е да бъде определена функционалната зависимост между деформациите и външното натоварване. Този въпрос може да бъде разглеждан в два аспекта:

1. Определяне на деформациите във функция от натоварването - $u = f_1(P)$.
2. Определяне на натоварването във функция от деформациите - $P = f_2(u)$.

По своята конструкция съединителят с винтови канали наподобява цилиндрична винтова пружина с правоъгълно напречно сечение на навивките. Затова при изследването цилиндричните гъвкави съединители с винтови канали могат да бъдат разглеждани като аналог на цилиндричната пружина, неподвижно запъната в единия си край и натоварена с произволни сили и моменти в свободния си край, създаващи вътрешни усилия Q . Така избраният механичен модел остава в сила при всички методи на решение на правата задача, изложени в настоящата работа.

Намирането на връзката между величините u и Q в различните литературни източници основно се свежда до два метода:

1. От равенството на потенциалната енергия и деформационната работа, чрез интегралните зависимости на Максвел-Мор [36] директно се търси исканата зависимост.
2. Между изменението на кривината на една линия (гредата) и ъгловата деформация съществува еднозначна връзка, а така също между изменението на кривината и вътрешните моменти. Тези две основни зависимости служат като основа при определяне на ъгловите деформации, а след това на база геометрични съотношения се получават и линейните деформации [15].

В литературата [36] интегралните зависимости на Максвел-Мор са представени за равнинни прави греди и освен това с тях се търси деформацията на гредата в определена посока. Всичко това налага модифициране и обобщаване на интегралните зависимости, за да бъдат те приложими в разглеждания случай.

При вторият метод, директно от началните данни на задачата (външни сили и моменти) по чисто аналитичен път да се достигне до търсеното решение. Той може да се раздели на две части:

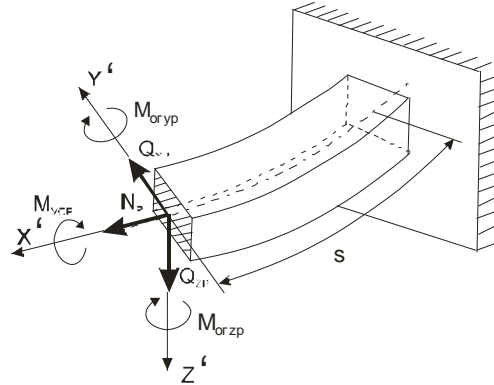
1. Получаване на диференциалните уравнения, описващи равновесното положение на елемента (гредата).
2. Решение на диференциалните уравнения.

В предвид на предимствата и недостатъците на изложените методи, теоретичното изследване на цилиндричния гъвкав съединител с винтови канали ще бъде проведено по следните два метода:

1. Интегралите на Максвел-Мор.
2. Математическото моделиране.

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА СЪЕДИНИТЕЛИ С ВИНТОВИ КАНАЛИ ПО МЕТОДА НА МАКСУЕЛ-МОР

Изследваният съединител може да се разглежда като една гредка е натоварена с произволна система от сили и моменти. Във всяко напречно сечение вътрешните усилия, предизвикани от действието на външните сили ще бъдат шест: N_p , Q_{yp} , Q_{zp} , M_{ycp} , M_{oryp} , M_{orzp} .



фиг.2.3 Натоварване на навивката на съединителя.

За да се определи преместването u_D в произволна точка D и произволно направление е необходимо да се натовари гредката в същата точка и в същото направление с единична сила P^0 . Ако се търси завъртане, тогава се натоварва с единичен момент M^0 .

Търсеното преместване u_D може да се определи с интегралите на Максвел-Мор, които за рамка с m участъка имат вида [24]:

$$(2.28) \quad u_D = \sum_{k=0}^m \int_0^{l_k} \frac{N_p(X) \cdot N^0(X)}{E \cdot F} dx + \sum_{K=0}^m \int_0^{l_K} \frac{K_y \cdot Q_{yp}(X) \cdot Q_y^0(X)}{G \cdot F} dx +$$

$$+ \sum_{k=0}^m \int_0^{l_k} \frac{K_z \cdot Q_{zp}(X) \cdot Q_z^0(X)}{G \cdot F} dx + \sum_{K=0}^m \int_0^{l_K} \frac{M^0(X)}{G \cdot J_c} dx +$$

$$+ \sum_{K=0}^m \int_0^{l_K} \frac{M_{oryp}(X) \cdot M_{ory}^0(X)}{E \cdot J_y} dx + \sum_{k=0}^m \int_0^{l_k} \frac{M_{orzp}(X) \cdot M_{orz}^0(X)}{E \cdot J_z} dx$$

където: $N_p(X)$, $Q_{yp}(X)$, $Q_{zp}(X)$, $M_{oryp}(X)$, $M_{orzp}(X)$, $M^0(X)$ са вътрешните усилия, предизвикани от действието на външното натоварване;

$N^0(X)$, $Q_{yp}^0(X)$, $Q_{zp}^0(X)$, $M_{ory}^0(X)$, $M_{orz}^0(X)$, $M^0(X)$ – вътрешните усилия под действието на единичното натоварване.

K_y , K_z – константи, зависещи от геометричната форма на сечението;

- за кръг, $K_y = K_z = 1.11$;

- за правоъгълник, $K_y = K_z = 1.2$;

E – модулът на линейните деформации;

G – модулът на ъгловите деформации;

l_i – дължината на i -тия участък на рамката;

m – броят на участъците;

F – лицето на сечението;

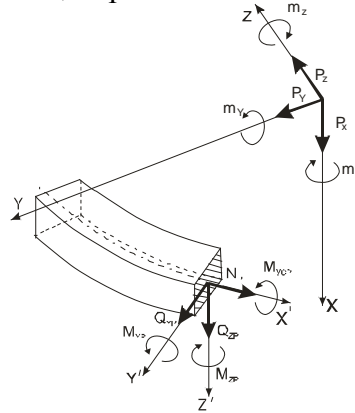
J_c – поляреният инерционен момент на сечението. Когато сечението е правоъгълник, се работи с инерционна характеристика J_t ;

J_y , J_z – инерционните моменти спрямо двете координатни оси.

Зависимостта (2.28) изразява деформацията (линейна и ъглова) в дадена точка, но само в определена посока. Затова тя в този си вид остава неприложима за общия случай на решение на

деформационната задача, както се явява и случаят с разглеждания цилиндричен гъвкав съединител. За целта е необходимо да се представят интегралните зависимости в матричен вид.

Съединителят може да се представи като цилиндрична винтова пружина с правоъгълно напречно сечение, конзолно запъната в единия си край и натоварена с произволни сили и моменти в другия. За определяне на вътрешните усилия се изхожда от схемата, показана на фиг.2.8, като се търсят вътрешните усилия, пораждани от всяка от външните сили.



Фиг.2.8 Схема за определяне на вътрешните усилия.

Деформациите U се определят от:

$$(2.62) \quad U = l \int_0^S B^T \cdot A \cdot B \cdot P \, ds$$

където: U, B^T, A, P, B са матриците на: деформациите, вътрешните усилия при единично натоварване, коравините, външното натоварване и матрицата на връзката между тях; S – безразмерната координата; l – дължината на винтовата линия.

След заместване на отделните компоненти от формула (2.62) с техните равни и интегрирането се получава:

(2.64)

$$\begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ W_x \\ W_y \\ W_z \end{bmatrix} = l \cdot \begin{bmatrix} (a_1 \cdot \sin^2 \alpha + a_2 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot s + R^2 \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot s \\ \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_2 - a_1) \cdot f[1] - R \cdot k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[6] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[1] \\ \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_2 - a_1) \cdot f[2] - R \cdot k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[5] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[2] \\ - R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot s \\ R \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[1] \\ R \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[2] \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} & \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_2 - a_1) \cdot f[1] - R \cdot k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[6] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[1] \\ & (a_2 \cdot \sin^2 \alpha + a_1 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[1] + a_2 \cdot f[4] + k^2 \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[13] - 2 \cdot R \cdot k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[14] + R^2 \cdot (a_4 \cdot \sin^2 \alpha + a_6 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[3] + a_3 \cdot k^2 \cdot f[12] \\ & (a_2 \cdot \sin^2 \alpha + a_1 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[9] - a_2 \cdot f[9] - k^2 \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[15] + R^2 \cdot (a_4 \cdot \sin^2 \alpha + a_6 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[9] + a_5 \cdot k^2 \cdot f[15] \\ & k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[6] - R \cdot (a_4 \cdot \sin^2 \alpha + a_6 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[1] \\ & - k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[14] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[3] + a_5 \cdot k \cdot f[14] \\ & - k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[1] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[9] + a_5 \cdot k \cdot f[10] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_2 - a_1) \cdot f[2] + R \cdot k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[5] + R^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[2] \\ & (a_2 \cdot \sin^2 \alpha + a_1 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[1] - a_2 \cdot f[9] - k^2 \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[13] + R^2 \cdot (a_4 \cdot \sin^2 \alpha + a_6 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[3] + a_5 \cdot k^2 \cdot f[12] \\ & (a_2 \cdot \sin^2 \alpha + a_1 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[4] + a_2 \cdot f[3] + k^2 \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[12] + 2 \cdot R \cdot k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[14] + R^2 \cdot (a_4 \cdot \sin^2 \alpha + a_6 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[4] + a_5 \cdot k^2 \cdot f[13] \\ & - k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[5] - R \cdot (a_4 \cdot \sin^2 \alpha + a_6 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[2] \\ & k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[10] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[9] + a_5 \cdot k \cdot f[11] \\ & k \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot f[14] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot f[4] - a_5 \cdot k \cdot f[14] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot s & R(a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot [1] \\
& k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) [6] - R \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) [1] & -k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [14] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [3] + a_5 \cdot k [14] \\
& -k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) [5] - R \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) [2] & k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [10] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [9] + a_5 \cdot k [11] \\
& (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot s & -R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [1] \\
& -\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [1] & (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [3] + a_5 [4] \\
& -\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [2] & (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [9] - a_5 [9]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& R(a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot [2] \\
& -k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [11] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [9] - a_5 \cdot k [10] \\
& k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [14] + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [4] - a_5 \cdot k [14] \\
& -\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) [2] \\
& (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [9] - a_5 [9] \\
& (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) [4] - a_5 [3]
\end{aligned}
\begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \\ m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix}$$

След полагане във формула (2.64), окончателно се за деформациите и натоварването се получава:

(2.67)

$$\begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ W_x \\ W_y \\ W_z \end{bmatrix} = 1 \cdot \begin{bmatrix} (a_1 \cdot \sin^2 \alpha + a_2 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot s + R^2 \cdot (a_6 \cdot \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot s \\ \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_2 - a_1) \cdot C_1 - R \cdot k (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_6 + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_1 \\ \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_2 - a_1) \cdot C_2 + R \cdot k (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_5 + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_2 \\ -R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot s \\ R(a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_1 \\ R(a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
& \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_2 - a_1) \cdot C_1 - R \cdot k (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_6 + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_1 \\
& (a_2 \sin^2 \alpha + a_1 \cos^2 \alpha) \cdot C_1 + a_2 \cdot C_4 + k^2 (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{13} - 2 \cdot R \cdot k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_{14} + R^2 (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_3 + a_5 k^2 \cdot C_{12} \\
& (a_2 \sin^2 \alpha + a_1 \cos^2 \alpha) \cdot C_9 - a_2 \cdot C_9 - k^2 (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{15} + R^2 \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_9 + a_5 k^2 \cdot C_{15} \\
& k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_6 - R \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_1 \\
& -k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{14} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_3 + a_5 \cdot k \cdot C_{14} \\
& -k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{11} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_9 + a_5 \cdot k \cdot C_{10}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_2 - a_1) \cdot C_2 + R \cdot k (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_5 + R^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_2 \\
& (a_2 \sin^2 \alpha + a_1 \cos^2 \alpha) \cdot C_1 - a_2 \cdot C_9 - k^2 (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{13} + R^2 (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_3 + a_5 k^2 \cdot C_{12} \\
& (a_2 \sin^2 \alpha + a_1 \cos^2 \alpha) \cdot C_4 + a_2 \cdot C_3 + k^2 (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{12} + 2 \cdot R \cdot k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_{14} + R^2 (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_4 + a_5 k^2 \cdot C_{13} \\
& -k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_3 - R \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_2 \\
& k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{10} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_9 + a_5 \cdot k \cdot C_{11} \\
& k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{14} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_4 - a_5 \cdot k \cdot C_{14}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot s & R(a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_1 \\
& k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_6 - R \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_1 & -k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{14} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_3 + a_5 \cdot k \cdot C_{14} \\
& -k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha (a_4 - a_6) \cdot C_5 - R \cdot (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot C_2 & k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{10} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_9 + a_5 \cdot k \cdot C_{11} \\
& (a_4 \sin^2 \alpha + a_6 \cos^2 \alpha) \cdot s & -R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_1 \\
& -\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_1 & (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_3 + a_5 \cdot C_4 \\
& -\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_2 & (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_9 - a_5 \cdot C_9
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& R(a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_2 \\
& -k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{11} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_9 - a_5 \cdot k \cdot C_{10} \\
& k \cdot (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_{14} + R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_4 - a_5 \cdot k \cdot C_{14} \\
& -\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot (a_4 - a_6) \cdot C_2 \\
& (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_9 - a_5 \cdot C_9 \\
& (a_6 \sin^2 \alpha + a_4 \cos^2 \alpha) \cdot C_4 - a_5 \cdot C_3
\end{aligned}
\begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \\ m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix}$$

Поради сложността на изведената зависимост (2.67), за да се улесни нейното използване е разработен алгоритъм и програма за пресмятане деформациите на съединителя. В табл.2.2 са показани резултатите от пресметнатите по трите оси деформации (премествания и завъртания), чрез програмата, при натоварване с: $P_s=2N$; $P_{ry}=2N$; $P_{rz}=2N$; $M_B=0,2Nm$; $M_{ry}=0,02Nm$; $M_{rz}=0,02Nm$ за съединител със следните конструктивни параметри: $h=1,35mm$; $b=5,5mm$; $R=6,25mm$; $\alpha=3,06^\circ$; $i=5,25$; $E=0.69 \cdot 10^5 MPa$; $G=0,265 \cdot 10^5 MPa$. Получените линейни и ъглови деформации са изразени в милиметри и градуси съответно.

При анализа за резултатите от табл.2.2 се вижда , че:

1. Всяка сила (момент) поражда деформации (линейни и ъглови) по трите направления на координатните оси.
2. Част от деформациите, които се предизвикват от някои натоварвания са пренебрежимо малки величини в сравнение с други деформации, следователно, за опростяване на използването на зависимостта (2.67) те могат да бъдат пренебрегнати. Така например, ако при аксиалното преместване отстраним членовете, определящи деформациите от радиални сили и огъващи моменти, грешката е по-малка от 7%.
3. Може да се приеме, че деформациите по осите Y и Z се отличават незначително, поради което за практически цели може да се разглежда само деформацията по една от тези оси.
4. При пресмятане на съединителите за нуждите на практиката, обикновено се налага да се определи най-голямата деформация на съединителя при определено изместване на валовете. Следователно, при пресмятане на деформациите по отделните оси, съставните деформации, породени от отделните натоварвания, е целесъобразно да се включват във формулите с един и същ знак.

Табл.2.2 Резултати от пресмятането на линейните и ъглови деформации

	P_s	P_{ry}	P_{rz}	M_B	M_{ry}	M_{rz}
ΔS	0,1621	-0,0080	0,0005	-0,1259	0,0077	0,0077
Δr_y	-0,0080	0,1981	0,0005	0,0003	0,0077	-0,2588
Δr_z	0,065	-0,0008	0,1984	-0,0065	0,2591	0,0053
$\Delta \varphi$	-0,0723	0,0072	-0,0037	1,8940	-0,0035	-0,0035
$\Delta \alpha_y$	0,0444	0,0419	1,4837	-0,0350	2,6927	-0,0106
$\Delta \alpha_z$	0,0444	-1,4819	0,0302	-0,0350	-0,0106	2,6927

Като се има в предвид казаното по-горе и резултатите е таблица 2.2, следва , че за определяне на деформациите (аксиално преместване ΔS , радиално преместване Δr , усукване $\Delta \varphi$ и огъване $\Delta \alpha$ по съответните координати) на съединителя въз основа формула (2.67), могат да се получат следните опростени аналитични зависимости:

Ъгловата деформация $\Delta \varphi$ може да се разглежда като ъглова грешка в измервателната верига вал-съединител-измервателен преобразувател. Тази грешка се явява най-важния параметър за този род съединители, защото тя определя точността, с която се предава движението между двата вала.

$$(2.69) \quad \Delta \varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot i}{\cos \alpha} \left[R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \left(\frac{1}{G \cdot J_t} - \frac{1}{E \cdot J_z} \right) P_s + \left(\frac{\sin^2 \alpha}{G \cdot J_t} + \frac{\cos^2 \alpha}{E \cdot J_z} \right) M_B \right]$$

Ако се пресметне стойността на деформацията по формула (2.69) и се сравни с получената стойност в табл.2.2, получената грешка, следствие на пренебрегване на членовете от по-висок порядък е 2,2%.

При действие само на въртящ момент M_B за ъгловата деформация (грешка от съпротивителния момент) се получава:

$$(2.70) \quad \Delta \varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot i}{\cos \alpha} \left(\frac{\sin^2 \alpha}{G \cdot J_t} + \frac{\cos^2 \alpha}{E \cdot J_z} \right) M_B$$

Аксиалното преместване ΔS основно зависи от аксиалната сила P_s и въртящия момент M_B . Изхождайки от (2.67), след заместване на членовете a_i с техните равни и кратки преобразования, за аксиалното преместване ΔS , се получава:

$$(2.71) \Delta S = \frac{2.\pi.R.i}{\cos \alpha} \left[\left(\frac{\sin^2 \alpha}{E.F} + \frac{K_y.\cos^2 \alpha}{G.F} \right) + R^2 \left(\frac{\cos^2 \alpha}{G.J_t} + \frac{\sin^2 \alpha}{E.J_z} \right) P_s + R.\sin \alpha.\cos \alpha \left(\frac{1}{G.J_t} - \frac{1}{E.J_z} \right) M_B \right]$$

Грешката от пренебрегване на останалите членове, участващи в сумарната деформация е 7,6%.

При действие само на аксиална сила P_s за едноименното преместване ΔS , се получава:

$$(2.72) \Delta S = \frac{2.\pi.R.i}{\cos \alpha} \left[\left(\frac{\sin^2 \alpha}{E.F} + \frac{K_y.\cos^2 \alpha}{G.F} \right) + R^2 \left(\frac{\cos^2 \alpha}{G.J_t} + \frac{\sin^2 \alpha}{E.J_z} \right) \right] P_s$$

Огъването на съединителя $\Delta \alpha$ главно се влияе от радиалната сила P_r и огъващия момент M_R . За деформацията $\Delta \alpha$ след някои опростявания се получава:

$$(2.75) \Delta \alpha = \frac{2.\pi.R.i}{\cos \alpha} \left[\left(\frac{K_z}{G.F}.C_3 + \frac{R^2 \sin^2 \alpha}{G.J_t}.C_{12} + \frac{R^2 \cos^2 \alpha}{E.J_z}.C_4 + \frac{R^2 \text{tg}^2 \alpha}{E.J_y}.C_{13} \right) .Pr + \left(\frac{\cos^2 \alpha}{G.J_t}.C_3 + \frac{1}{E.J_y}.C_4 \right) M_R \right]$$

При действие само на огъващ момент за $\Delta \alpha$ се получава:

$$(2.77) \Delta \alpha = \frac{2.\pi.R.i}{\cos \alpha} \left[\frac{\cos^2 \alpha}{2.G.J_t} + \frac{1}{2.E.J_y} \right] .M_R$$

При комбинирано натоварване, т.е. при произволно изместване на осите, радиалната деформация Δr зависи основно от радиалната сила P_r и огъващия момент M_R . Изхождайки от (2.67) и пренебрегвайки членовете с пренебрежимо малко влияние може да се запише:

$$(2.88) \Delta r = \frac{2.\pi.R.i}{\cos \alpha} \left[(a_2.C_4 + k^2 a_4 \cos^2 \alpha.C_{13} + R^2.a_6 \cos^2 \alpha.C_3 + a_5 k^2 C_{12}) .P_r - (k.a_4 \cos^2 \alpha.C_{12} + a_3 k.C_{10}) .(M'_{Rz} + M''_{Rz}) \right]$$

При чисто радиално изместване, като се заменят a_i , k , M''_{Rz} и C_i , за деформацията Δr се получава:

$$(2.90) \Delta r = \frac{2.\pi.R.i}{\cos \alpha} \left[\frac{K_z}{2.G.F} + \frac{R^2 \sin^2 \alpha .(\pi.i)^2}{6.G.J_t} + \frac{R^2 \cos^2 \alpha}{2.E.J_z} + \frac{R^2 \text{tg}^2 \alpha .(\pi.i)^2}{6.E.J_y} \right] .P_r$$

Така получените аналитични зависимости могат да бъдат използвани освен за определяне на деформациите и за определяне на натоварването, което се поражда от съединителя върху несъосните валове.

$$(2.91) P_s = \frac{\cos \alpha}{2.\pi.R.i} \left[\frac{1}{\left(\frac{\sin^2 \alpha}{E.F} + \frac{K_y.\cos^2 \alpha}{G.F} \right) + R^2 \left(\frac{\sin^2 \alpha}{E.J_z} + \frac{\cos^2 \alpha}{G.J_t} \right)} .\Delta S + \frac{1}{R.\sin \alpha.\cos \alpha . \left(\frac{1}{G.J_t} - \frac{1}{E.J_z} \right)} .\Delta \varphi \right]$$

$$(2.94) M_R = \left[\frac{\Delta r}{\frac{R.\sin \alpha.\cos \alpha}{G.J_t}.C_{10} + R.\sin \alpha.\cos \alpha . \left(\frac{1}{G.J_t} - \frac{1}{E.J_z} \right) .C_9 + \frac{R.\text{tg} \alpha}{E.J_y}.C_{13} + \frac{1}{E.J_y}.C_{14}} + \frac{\Delta \alpha}{\frac{\cos^2 \alpha}{G.J_t}.C_{13} + \frac{1}{E.J_y}.C_{14}} \right]$$

$$(2.96) P_r = \frac{\cos \alpha}{2.\pi.R.i} \left(\frac{\Delta r}{C_2 + k+a^2.c\varphi_s \cdot \alpha_{13} + a^2.c\varphi_s \cdot \alpha_{13} + k_5.C_{12} + k.a \cdot c\varphi_s \cdot \alpha_{11} + a_5.k.C_{10}} + \frac{\Delta \alpha}{\dots} \right)$$

Така получените опростени зависимости могат да се използват в повечето случаи на практиката, а когато се изисква висока точност при определяне на деформациите и силовите въздействия, пораждани от цилиндричните съединители с винтови канали, трябва да се използва основната формула (2.67) и разработената за целта програма.

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА СЪЕДИНИТЕЛИ С ВИНТОВИ КАНАЛИ ПО МЕТОДА НА МАТЕМАТИЧЕСКОТО МОДЕЛИРАНЕ

Алгоритъмът на решение при математическото моделиране основно може да се сведе до:

1. Извод на диференциалните уравнения, даващи връзката между натоварването и деформациите.

2. Моделиране на така получените диференциални уравнения.

Диференциалните уравнения при така разглеждания случай, представляват векторните уравнения на равновесието [24]. За решаване на деформационната задача е необходимо да се познават пет основни векторни уравнения: две, описващи вътрешните усилия в гредата, по едно за ъгловите и линейните деформации и пето уравнение, даващо връзката между вътрешните усилия и деформациите.

Всички тези уравнения са известни в теорията [24] за общия случай за решение при произволна пространствена крива. Това налага те да бъдат преведени към разглеждания случай на решение, т.е. при винтова линия.

2.2.1. Векторни уравнения за вътрешните усилия.

При извода на векторните уравнения на равновесието се използват няколко основни допускания:

- 1) Линейните и ъглови деформации u и W са малки.
- 2) Осовата линия на гредата е неразтегаема.
- 3) Размерите на напречните сечения са малки в сравнение с дължината на гредата и радиуса на кривина на осовата линия.

Ако означим с Q вектора на вътрешните усилия, ($Q = Q_1 \cdot e_1 + Q_2 \cdot e_2 + Q_3 \cdot e_3$), M - вектора на вътрешните моменти ($M = M_1 \cdot e_1 + M_2 \cdot e_2 + M_3 \cdot e_3$), в координатната система e_1, e_2, e_3 , тогава, ако разглеждания елемент се намира в равновесие, може да се запишат следните уравнения за вътрешните усилия [36]:

$$(2.99) \quad \begin{cases} \frac{dQ}{dl} + q = 0 \\ \frac{dM}{dl} + e_1 \times Q + \mu = 0 \end{cases}$$

където: q, μ са разпределените сили и моменти;

dl – елементарната дължина на гредата;

e_1 – единичният вектор по тангентата на гредата.

Съсредоточените сили и моменти могат да бъдат въведени в уравнения (2.99) използвайки делта функцията на Дирак - δ .

Векторни уравнения за ъгловите деформации [66].

$$(2.129) \quad \chi = L_i \frac{dW}{ds} + L_o$$

$$\text{където: } L_i = \begin{bmatrix} \cos W_2 \cdot \cos W_{31} & 0 & -\sin W_2 \\ -\sin W_1 & 1 & 0 \\ \sin W_2 \cdot \sin W_3 & 0 & \cos W_2 \end{bmatrix}; \quad W = \begin{bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ W_3 \end{bmatrix}; \quad \frac{dW}{ds} = \begin{bmatrix} W_1' \\ W_2' \\ W_3' \end{bmatrix}; \quad \chi - \text{ вектор}$$

наположението на навивката; s – криволинейната координата.

За векторните уравнения на равновесието се получава:

$$(2.168) \quad \frac{dQ}{ds} + A_\chi \cdot Q + P + \Delta P = 0$$

$$(2.169) \quad \frac{dM}{ds} + A_\chi \cdot M + A_1 \cdot Q + m + \Delta m = 0$$

$$(2.170) \quad \frac{dW}{ds} + A_\chi \cdot W - A^{-1} \cdot M = 0$$

$$(2.171) \quad \frac{du}{ds} + A_{\chi} \cdot u + A_1 \cdot W = 0,$$

$$\text{където } A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}.$$

Уравненията (2.168) ÷ (2.171) по своята същност представляват скаларни уравнения и са пригодни както за числено решение, така и за математическо моделиране. Неизвестни величини в тези четири уравнения се явяват векторите Q, M, u и W, като u и W са търсените от нас деформации.

Проекционни уравнения на равновесието

Ако се разпишат уравнения (2.168) ÷ (2.171) върху проекциите на подвижните оси, тогава за да се намерят търсените деформации е необходимо да се реши система от дванадесет диференциални уравнения, наречани в литературата проекционни уравнения на равновесието [24], които имат вида:

$$(2.172) \quad \begin{aligned} \frac{dQ_1}{ds} + \chi_{20} \cdot Q_3 - \chi_{30} \cdot Q_2 + P_{10} + \Delta P_1 &= 0 \\ \frac{dQ_2}{ds} + \chi_{30} \cdot Q_1 - \chi_{10} \cdot Q_3 + P_{20} + \Delta P_2 &= 0 \\ \frac{dQ_3}{ds} + \chi_{10} \cdot Q_2 - \chi_{20} \cdot Q_1 + P_{30} + \Delta P_3 &= 0 \\ \frac{dM_1}{ds} + \chi_{20} \cdot M_3 - \chi_{30} \cdot M_2 + m_{10} + \Delta m_1 &= 0 \\ \frac{dM_2}{ds} + \chi_{30} \cdot M_1 - \chi_{10} \cdot M_3 - Q_3 + m_{20} + \Delta m_2 &= 0 \\ \frac{dM_3}{ds} + \chi_{10} \cdot M_2 - \chi_{20} \cdot M_1 + Q_2 + m_{30} + \Delta m_{30} &= 0 \\ \frac{dW_1}{ds} + \chi_{20} \cdot W_3 - \chi_{30} \cdot W_2 - \frac{1}{A_{11}} \cdot M_1 &= 0 \\ \frac{dW_2}{ds} + \chi_{30} \cdot W_1 - \chi_{10} \cdot W_3 - \frac{1}{A_{22}} \cdot M_2 &= 0 \\ \frac{dW_3}{ds} + \chi_{10} \cdot W_2 - \chi_{20} \cdot W_1 - \frac{1}{A_{33}} \cdot M_3 &= 0 \\ \frac{du_1}{ds} + \chi_{20} \cdot u_3 - \chi_{30} \cdot u_2 &= 0 \\ \frac{du_2}{ds} + \chi_{30} \cdot u_1 - \chi_{10} \cdot u_3 - W_3 &= 0 \\ \frac{du_3}{ds} + \chi_{10} \cdot u_2 - \chi_{20} \cdot u_1 + W_2 &= 0 \end{aligned}$$

където: Q_i са вътрешните усилия по трите направления;
 M_i – вътрешните моменти по трите направления;
 W_i – ъгловите деформации по трите направления;
 u_i – линейните деформации по трите направления;
 χ_{ij} - геометричните характеристики на кривата;
 A_{ij} - коравините на сечението по трите направления;

P_{10}, m_{10} - външните сили и моменти;

$$P_{10} = q + \sum_{j=1}^n P_j \cdot \delta(s - s_j); \quad m_{10} = \mu + \sum_{j=1}^n \mu_j \cdot \delta(s - s_j)$$

където: q, μ са разпределените сили и моменти;

P_j, m_j съсредоточените сили и моменти;

$\delta(s - s_j)$ - делта функцията на Дирак;

$\Delta P_{10}, \Delta m_{10}$ - нараствания на векторите P и m .

Проекционните уравнения (2.172) са удобни за числено решение на проблема, както и при математическо моделиране на задачата. В решението на диференциалните уравнения граничните условия участват при определянето на интеграционните константи C_i . При пространствено-криволинейна греда техният общ брой е 12 – шест на левия край на гредата и шест на десния. На свободния край на гредата винаги има силови условия. В запънатия край на гредата, в точката $s = 0$ има преместване $u = 0$ и $W = 0$. В свободния край, в точката $s = 1$ при положение, че в тази точка не действат външни сили и моменти има съответно, $Q = 0$ и $M = 0$. При положение обаче, че там действат външни сили и моменти (P^1 и m^1) тогава са в сила следните векторни уравнения:

$$(2.186) \quad \begin{aligned} Q &= -P^1 \\ M &= -m^1 \end{aligned}$$

За математическо моделиране се използва продукта MESIM. Последователността на работа може да се изрази със схемата: задача \rightarrow матем. модел \rightarrow блоков модел \rightarrow резултат

Математическият модел се явяват получените зависимости (2.172), описващи равновесното положение на цилиндричния гъвкав съединител. Вътрешните усилия и деформациите, изразени с формули (2.172) са функционално свързани с криволинейната координата s . Тази криволинейна координата се разглежда, като независим параметър аналогичен на параметъра време при динамичните процеси.

В предвид казаното по-горе за съсредоточените сили и моменти, както и че в случая няма разпределени сили и моменти, т.е. $q = 0$ и $\mu = 0$, и още, че $\chi = 0$, то за уравнения (2.172) се получава:

$$(2.187) \quad \begin{aligned} \frac{dQ_1}{ds} &= \chi_{30} \cdot Q_2 \\ \frac{dQ_2}{ds} &= -\chi_{30} \cdot Q_1 + \chi_{10} \cdot Q_3 \\ \frac{dQ_3}{ds} &= -\chi_{10} \cdot Q_2 \\ \frac{dM_1}{ds} &= \chi_{30} \cdot M_2 \\ \frac{dM_2}{ds} &= -\chi_{30} \cdot M_1 + \chi_{10} \cdot M_3 + Q_3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dM_3}{ds} &= -\chi_{10} \cdot M_2 - Q_2 \\
\frac{dW_1}{ds} &= \chi_{30} \cdot W_2 + \frac{1}{A_{11}} \cdot M_1 \\
\frac{dW_2}{ds} &= -\chi_{30} \cdot W_1 + \chi_{10} \cdot W_1 + \frac{1}{A_{22}} \cdot M_2 \\
\frac{dW_3}{ds} &= -\chi_{10} \cdot W_2 + \frac{1}{A_{33}} \cdot M_3 \\
\frac{du_1}{ds} &= \chi_{30} \cdot u_2 \\
\frac{du_2}{ds} &= -\chi_{30} \cdot u_1 + \chi_{10} \cdot u_1 + W_3 \\
\frac{du_3}{ds} &= -\chi_{10} \cdot u_2 + W_2
\end{aligned}
\tag{2.187}$$

Моделът, който се създава с помощта на MESIM се разработва на база конкретни начални данни, които могат да се променят само в програмната среда на продукта. Изследван е съединител с конкретни параметри: $h = 1,35\text{mm}$; $b = 5,5\text{mm}$; $R = 6,25\text{mm}$; $n = 5,25$; $\alpha = 3,06^\circ$;

$$E = 69 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2; \quad G = 26,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2; \quad \frac{1}{A_{11}} = 9,924 \text{ 1/N/m}^2; \quad \frac{1}{A_{22}} = 12,852 \text{ 1/N/m}^2;$$

$$\frac{1}{A_{33}} = 0,6824 \text{ 1/N/m}^2; \quad \chi_{10} = 8,529 \text{ 1/m}; \quad \chi_{30} = 159,544 \text{ 1/m}; \quad l = 0,2065 \text{ m}$$

Възможностите на продукта MESIM за създаване на гъвкави и универсални модели е нищожна. Затова е използвана програма на turboPASCAL[60], извършваща куплирането и организирането на показаните в приложението модели, позволяваща известна промяна на някои от параметрите и улесняваща работата с моделите.

В таблица 2.3 са дадени резултатите, получени за деформациите на типичния съединител при различни натоварвания по метода на Максвел-Мор и метода на математическото моделиране. В таблицата са посочени и отклоненията на резултатите между двата метода.

Таблица 2.3 Резултати от изчисленията на деформациите.

НАТОВАРВАНЕ	ДЕФОРМАЦИИ		Отклонение на резултата, %
	Метод на Максвел-Мор	Математическо моделиране	
Усукващо $M_B = M_X = 0,2 \text{ Nm}$	$\Delta\varphi = W_x = 1^\circ 53' 37''$	$\Delta\varphi = W_x = 1^\circ 53' 32''$	0,063
Аксиално $P_S = P_X = 2 \text{ N}$	$\Delta S = u_x = 0,162\text{mm}$	$\Delta S = u_x = 0,156 \text{ mm}$	3,700
Огъващо $M_r = M_y = 0,02 \text{ Nm}$	$\Delta\alpha = W_y = 2^\circ 41' 35''$	$\Delta\alpha = W_y = 2^\circ 41' 36''$	0,012
Радиално $P_r = P_y = 2 \text{ N}$	$\Delta r = u_y = 0,0623 \text{ mm}$	$\Delta r = u_y = 0,073 \text{ mm}$	14,6

ИЗВОДИ КЪМ ГЛАВА 2

1. Теоретичното изследване на деформационните и силови характеристики е проведено по два метода: чрез интегралите на Максвел-Мор и методите на математическото моделиране.

2. Изведената аналитична матрична зависимост може да се използва за определяне линейните и ъглови деформациите на цилиндричен гъвкав съединител по трите координатните оси при натоварвания с аксиална и радиални сили, въртящ и огъващи моменти.

3. Резултатите позволяват да се оценят значимите съставляващи и да се пренебрегнат тези с незначително влияние, в резултат на което са получени опростени зависимости за ъгловата деформация, аксиалното преместване, деформацията при огъване, както и при радиално изместване. Така получените аналитични зависимости могат да бъдат използвани освен за определяне на деформациите и за определяне на натоварването, което се поражда от съединителя върху несъосните валове.

4. За да се намерят търсените деформации по методите на математическото моделиране е изведена система от дванадесет диференциални уравнения, представляващи проекционните уравнения на равновесието. Получените зависимости представляват математическия модел, описващ равновесното положение на съединителя с винтови канали. Вътрешните усилия и деформациите (линейни и ъглови) са функционално свързани с криволинейната координата s . Тази криволинейна координата се разглежда, като независим параметър аналогичен на параметъра време при динамичните процеси.

5. За създаване на гъвкави и универсални модели е разработена програма на turboPASCAL, която извършва куплирането и организирането на предложените модели. Това позволява известна промяна на някои от параметрите и улеснява работата с моделите. Конкретни количествени резултатите са получени за деформациите на типичен съединител при различни натоварвания по метода на Максвел-Мор и използване на продукта MESIM за математическото моделиране на изведените диференциални уравнения. Най-голямото отклонение между двата резултата не превишава 14.6%. Това потвърждава достоверността на изведените по метода на Максвел-Мор зависимости.

ГЛАВА 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОСНОВНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА СЪЕДИНИТЕЛИТЕ С ВИНТОВИ КАНАЛИ

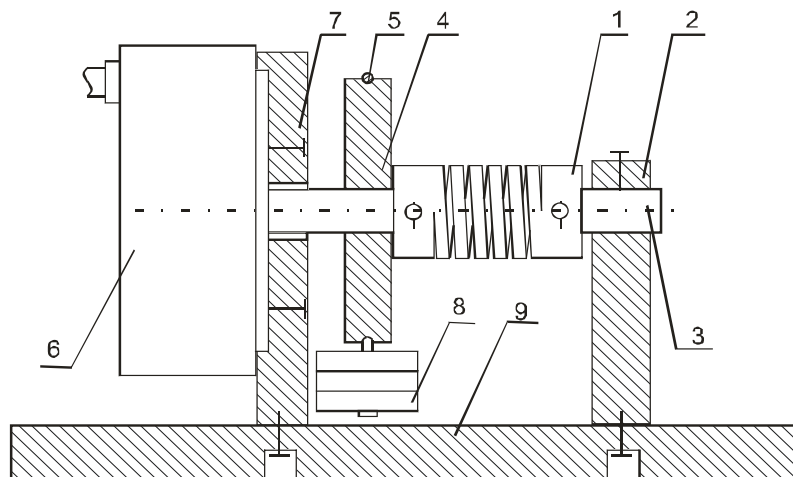
Експерименталното изследване на еластичните характеристики се свежда до определяне на еластичното преместване на съединителя в зависимост от вида и големината на натоварването. Еластичните характеристики, при отчитане на посочените по-горе условия, следва да бъдат линейни или близки до линейните. Това дава основание да приемем равни интервали на вариране на натоварването [65]. Броят на експерименталните точки приемаме $p=5$. Експерименталните изследвания са проведени с по три броя съединители от два типоразмера.

Таблица 3.2 Геометрични параметри на изследваните съединители

Типово означение на съединителя	Материал	R_0 , mm	b , mm	h , mm	l_c , mm	i	\square
ЦВС-12	Д16Т	4	4	0.9	6.8	5.25	2^0
ЦВС-25	Д16Т	8.75	7.5	1.5	11.6	5.25	$1^035'$

При експерименталното изследване са определени еластичните премествания, линейни и ъглови, при натоварване с въртящ момент, аксиална сила, огъващ момент и радиална сила.

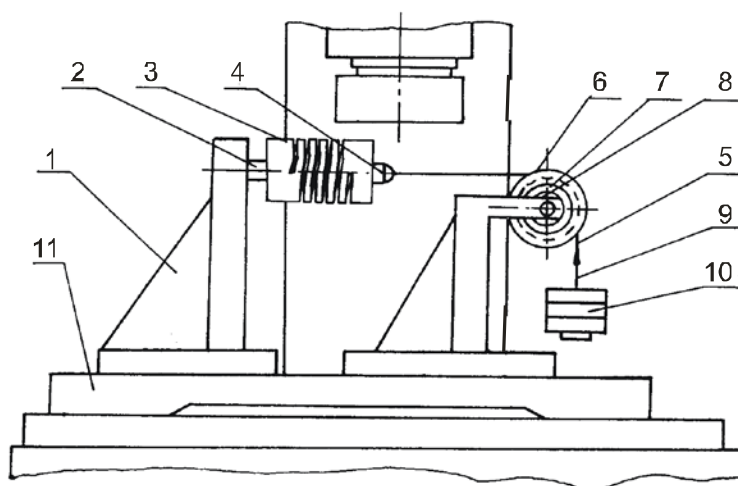
Устройството за измерване на еластичното ъглово преместване около остта на съединителя, което се разглежда като грешка от еластична ъглова деформация поражда от предавания въртящ момент, е показано на фиг.3.1



фиг.3.1 Устройство за измерване на еластичното ъглово преместване

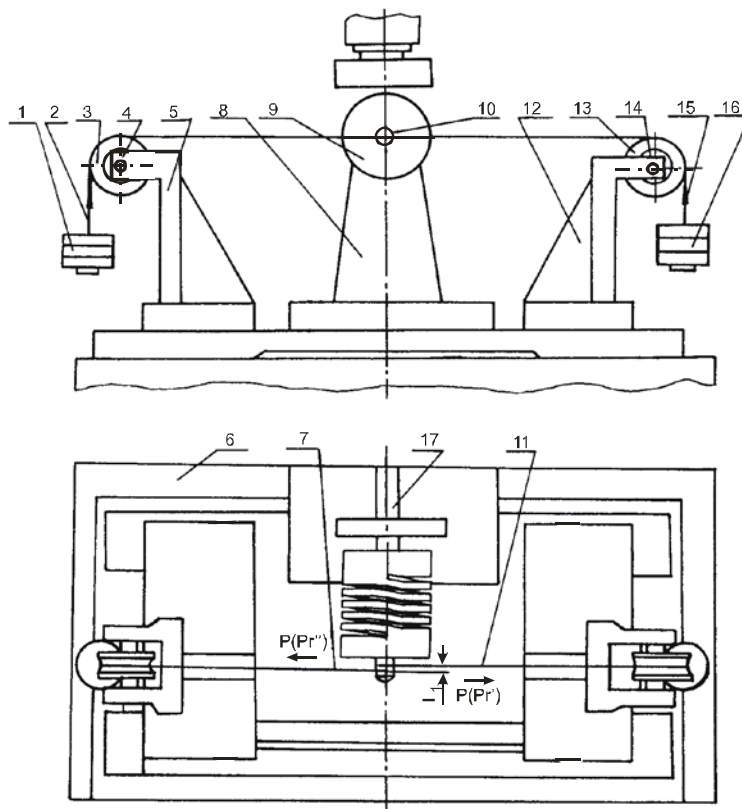
Единият фланец на съединителя 1 е закрепен неподвижно към остта 3, която е неподвижно закрепена към стойката 2 и и съответно към масата 9 на установката. Другият фланец на съединителя е закрепен към остта на фотоелектричния растров преобразувател 6, на която е закрепена и ролката 4. Въртящият момент се създава с помощта тежестите 8 и нишката 5, неподвижно закрепена в единия си край към ролката 4. Ъгловото преместване на преобразувателя 6 се индицира от реверсивен брояч. При отсъствие на натоварване показанието на брояча се нулира. При натоварване с въртящ момент, определен от радиуса на ролката 4 и масата на тежестите, показанието на брояча е пропорционално на ъгловото преместване (ъглова грешка) $\Delta\phi$ на съединителя.

Устройството за измерване на еластичното преместване при натоварване на съединителя с аксиална сила е показано на фиг. 3.2. Единият фланец на изследвания съединител 3 се закрепя неподвижно към остта 2, която чрез стойката 1 е установена неподвижно към масата 11 на универсалния микроскоп, а другият му фланец се свързва с подвижната ос 4. Натоварването на съединителя се осъществява посредством тежестите 10, окачени на пръта 9, който е свързан с остта 4 посредством нишката 5. Нишката се води от жлеба на ролката 6, установена върху стойката 8. За да се намали триенето ролката е закрепена към външната гривна на лагера 7. Определянето на еластичното преместване Δs се извършва като чрез микроскоп се измерва преместването на челото на подвижната ос 4 по направление на действащата сила P_s .



фиг. 3.2 Устройството за измерване на еластичното преместване при натоварване с аксиална сила

Устройството за измерване на еластичното преместване при натоварване на съединителя с огъващ момент и радиална сила е показано на фиг.3.3. Изследваният съединител 9 се закрепва неподвижно към масата 6 на микроскопа чрез стойката 8. Към стойките 5 и 12, посредством лагерите 4 и 14 са установени ролките 3 и 13, които водят нишките 7 и 11. Натоварването на съединителя се осъществява чрез тежестите 1 и 16, които се окачват на прътовете 2 и 15 и посредством нишките са свързани с подвижната ос 10. Огъващият момент M_R на двоицата сили се създава от еднаквите тежести 1 и 16, така че $M_R = P \cdot l_1$, където P са силите, с които тежестите натоварват остта 10, а l_1 е разстоянието между двете нишки. Отчитането на ъгъла $\Delta\alpha$ на огъването на съединителя, под действието на момента M_R , става посредством ъгловата скала на микроскоп, като се измерва завъртането на подвижната ос 10.

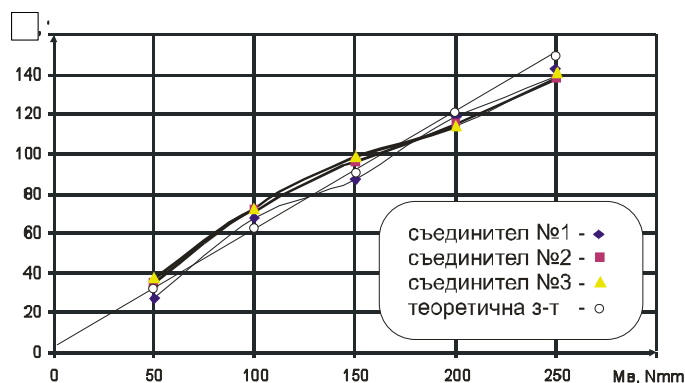


фиг. 3.3 Устройство за измерване на еластичното преместване при натоварване на съединителя с огъващ момент и радиална сила

За измерване на радиалното еластично преместване Δr при натоварване на съединителя с радиална сила P_r се изменя само схемата на натоварване, така че да се осигури това преместване. Силите P_r' и P_r'' се променят в строго определено съотношение [49]. Отчитането на преместването Δr , при което 10 и 17 остават успоредни помежду си, става като се измерва страничното изместване на подвижната ос 10. При експерименталното изследване са получени зависимостите между ъгловата деформация $\Delta\varphi$ и предавания въртящ момент M_B , както и зависимостите между аксиалното Δs , радиалното Δr и ъглово $\Delta\alpha$ изместване на валове при натоварването на съединителите, съответно с аксиална сила P_s , радиална сила P_r и огъващ момент M_r , показани в следващите таблици, както и графичните резултати.

Таблица 3.1 Експериментални резултати, $\Delta\varphi=f(M_B)$

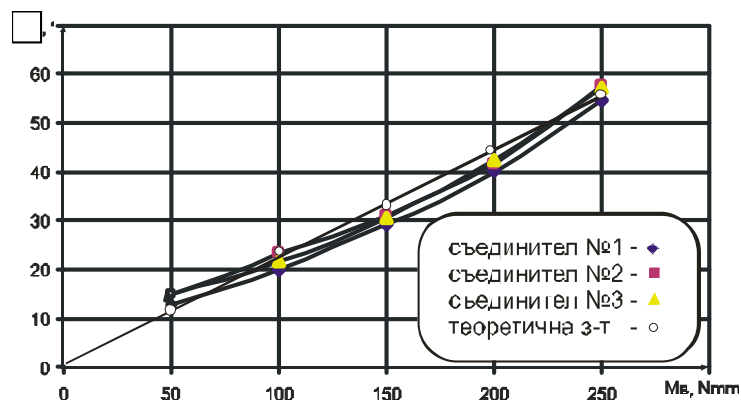
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване M_B , [Nmm]	Еластично преместване $\Delta\varphi_i$, [']					$\overline{\Delta\varphi}$, [']	$S_{\Delta\varphi}^2$, ['] ²
			24	28	27	31	26		
ЦВС-12	I	50	24	28	27	31	26	27.2	6.7
		100	66	63	68	72	69	67.6	11.3
		150	85	88	83	92	88	87.2	11.7
		200	115	121	119	122	119	119.2	7.2
		250	133	128	132	134	131	131.6	5.3
		$S_{\Delta\varphi}^2 = 8.440'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.277$ Дисперсиите са еднородни					$S_{\overline{\Delta\varphi}} = 0.581'$ $\pm \varepsilon = 1.598'$		
ЦВС-12	II	50	32	35	33	37	36	34.6	4.3
		100	74	79	81	79	83	79.2	11.2
		150	94	97	92	101	98	96.4	12.3
		200	113	117	113	119	115	115.4	6.8
		250	135	136	139	141	138	137.8	5.7
		$S_{\Delta\varphi}^2 = 8.060'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.305$ Дисперсиите са еднородни					$S_{\overline{\Delta\varphi}} = 0.568'$ $\pm \varepsilon = 1.561'$		
ЦВС-12	III	50	34	38	32	42	39	37.0	16.0
		100	78	81	83	79	77	79.6	5.8
		150	96	99	101	100	98	98.8	3.7
		200	116	119	111	112	110	113.6	14.3
		250	132	144	138	137	142	138.6	21.8
		$S_{\Delta\varphi}^2 = 12.32'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.354$ Дисперсиите са еднородни					$S_{\overline{\Delta\varphi}} = 0.702'$ $\pm \varepsilon = 1.930'$		



фиг.3.1 Графични резултати от изследването на съединителя, тип ЦВС-12

Таблица 3.2 Експериментални резултати, $\Delta\varphi=f(M_B)$

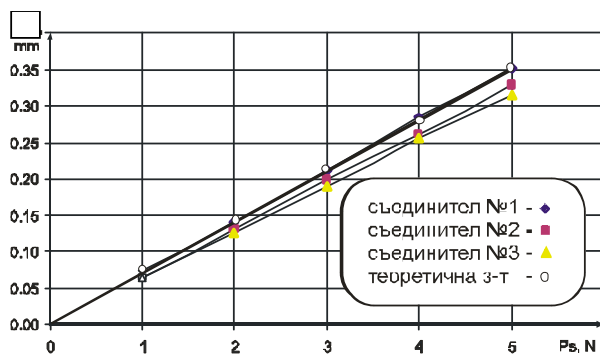
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване M_B , [Nmm]	Еластично преместване $\Delta\varphi_i$, [']					$\overline{\Delta\varphi}$, [']	$S_{\Delta\varphi_i}^2$, ['] ²
			10	12	14	13	15		
ЦВС-25	I	50	10	12	14	13	15	12.8	3.7
		100	19	16	19	20	19	18.6	2.3
		150	28	26	29	27	29	27.8	1.7
		200	38	39	37	37	39	38.0	1.0
		250	54	55	54	55	55	54.6	0.3
		$S_{\Delta\varphi}^2=1.800'^2$ ГКТ=0.585 Гк=0.411 $S_{\Delta\varphi}^- = 0.268'$ $\pm \varepsilon = 0.738'$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	II	50	20	18	20	17	19	18.8	1.7
		100	23	22	24	24	23	23.2	0.7
		150	30	32	31	33	30	31.2	1.7
		200	42	41	43	41	42	41.8	0.7
		250	58	56	57	59	58	57.6	1.3
		$S_{\Delta\varphi}^2=1.220'^2$ ГКТ=0.585 Гк=0.279 $S_{\Delta\varphi}^- = 0.221'$ $\pm \varepsilon = 0.607'$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	III	50	20	19	19	18	17	18.6	1.3
		100	23	24	21	22	19	21.8	3.7
		150	31	31	32	30	29	30.6	1.3
		200	43	43	42	41	43	42.4	0.8
		250	57	58	56	57	57	57.0	0.5
		$S_{\Delta\varphi}^2=1.520'^2$ ГКТ=0.585 Гк=0.487 $S_{\Delta\varphi}^- = 0.247'$ $\pm \varepsilon = 0.678'$ Дисперсиите са еднородни							



фиг.3.2 Графични резултати от изследването на съединител, тип ЦВС-25

Таблица 3.3 Експериментални резултати, $\Delta S=f(P_s)$

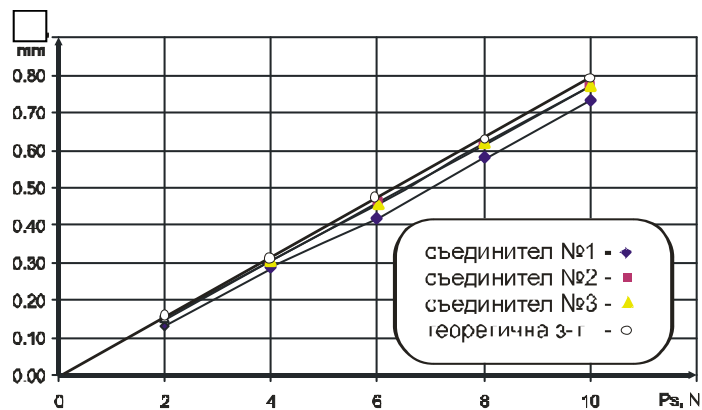
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване P_s , [N]	Еластично преместване ΔS_i , [mm]					$\overline{\Delta S}$, [mm]	$S_{\Delta S_i}^2$, [mm ²]. $\cdot 10^6$
ЦВС-12	I	1	0.074	0.073	0.074	0.071	0.070	0.0724	3.3
		2	0.139	0.140	0.142	0.143	0.138	0.1404	4.3
		3	0.216	0.209	0.212	0.213	0.209	0.2118	8.7
		4	0.282	0.287	0.287	0.284	0.279	0.2838	11.7
		5	0.351	0.351	0.356	0.352	0.347	0.3514	10.3
		$S_{\Delta S}^2=7.66\mu\text{m}^2$ $G_{KT}=0.585$ $G_K=0.305$ $S_{\Delta S}^{\text{теор}}=0.554\mu\text{m}$ $\pm \varepsilon=1.522\mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-12	II	1	0.060	0.068	0.067	0.067	0.062	0.0648	12.7
		2	0.127	0.131	0.132	0.134	0.127	0.1302	9.7
		3	0.198	0.200	0.197	0.201	0.196	0.1984	4.3
		4	0.263	0.260	0.263	0.264	0.254	0.2608	16.7
		5	0.324	0.330	0.332	0.333	0.323	0.3284	21.3
		$S_{\Delta S}^2=12.94\mu\text{m}^2$ $G_{KT}=0.585$ $G_K=0.329$ $S_{\Delta S}^{\text{теор}}=0.719\mu\text{m}$ $\pm \varepsilon=1.978\mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-12	III	1	0.069	0.063	0.063	0.062	0.062	0.0638	8.7
		2	0.125	0.126	0.127	0.125	0.125	0.1256	0.8
		3	0.197	0.187	0.188	0.187	0.189	0.1896	17.8
		4	0.258	0.251	0.255	0.257	0.255	0.2552	7.2
		5	0.314	0.311	0.317	0.315	0.314	0.3142	4.7
		$S_{\Delta S}^2=7.84\mu\text{m}^2$ $G_{KT}=0.585$ $G_K=0.454$ $S_{\Delta S}^{\text{теор}}=0.560\mu\text{m}$ $\pm \varepsilon=1.540\mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							



фиг.3.3 Графични резултати от изследването на съединител, тип ЦВС-12

Таблица 3.4 Експериментални резултати, $\Delta S = f(P_s)$

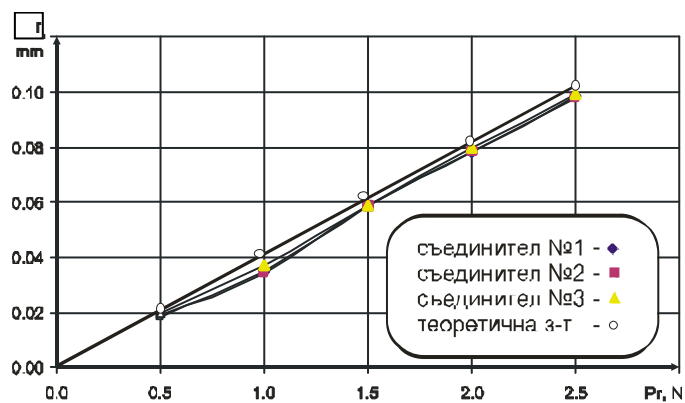
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване P_s , [N]	Еластично преместване ΔS_i , [mm]					$\overline{\Delta S}$, [mm]	$S_{\Delta S_i}^2$, [mm] ² 10 ⁶
ЦВС-25	I	2	0.130	0.138	0.132	0.133	0.132	0.1330	9.0
		4	0.267	0.269	0.266	0.266	0.267	0.2670	1.5
		6	0.400	0.396	0.400	0.400	0.397	0.3986	3.8
		8	0.532	0.528	0.532	0.533	0.535	0.5320	6.5
		10	0.666	0.668	0.668	0.662	0.665	0.6658	6.2
		$S_{\Delta S}^2 = 5.400 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $S_{\overline{\Delta S}} = 0.465 \mu\text{m}$ $G_K = 0.333$ $\pm \varepsilon = 1.278 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	II	2	0.146	0.147	0.149	0.146	0.147	0.1470	1.5
		4	0.300	0.301	0.307	0.299	0.302	0.3018	9.7
		6	0.465	0.462	0.458	0.460	0.452	0.4594	23.8
		8	0.615	0.613	0.613	0.610	0.614	0.6130	3.5
		10	0.774	0.774	0.767	0.777	0.773	0.7730	13.7
		$S_{\Delta S}^2 = 10.440 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $S_{\overline{\Delta S}} = 0.646 \mu\text{m}$ $G_K = 0.456$ $\pm \varepsilon = 1.777 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	III	2	0.149	0.150	0.152	0.147	0.148	0.1492	3.7
		4	0.302	0.300	0.307	0.302	0.303	0.3028	6.7
		6	0.453	0.445	0.466	0.453	0.453	0.4540	57.0
		8	0.622	0.612	0.621	0.622	0.622	0.6198	19.2
		10	0.775	0.765	0.774	0.773	0.774	0.7722	16.7
		$S_{\Delta S}^2 = 20.660 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $S_{\overline{\Delta S}} = 0.909 \mu\text{m}$ $G_K = 0.552$ $\pm \varepsilon = 2.500 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							



фиг.3.4 Графични резултати от изследването на съединителя, тип ЦВС-25

Таблица 3.5 Експериментални резултати, $\Delta r = f(P_r)$.

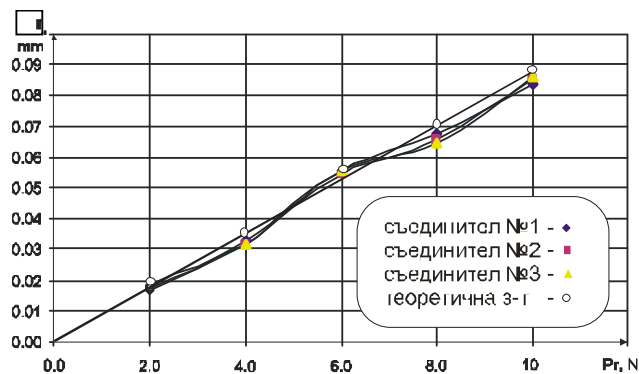
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване P_r , [N]	Еластично преместване Δr_i , [mm]					$\overline{\Delta r}$, [mm]	$S_{\Delta r}^2$, [mm] ² 10 ⁶
ЦВС-12	I	0.5	0.018	0.019	0.021	0.017	0.020	0.0190	2.5
		1.0	0.035	0.036	0.034	0.033	0.035	0.0346	1.3
		1.5	0.059	0.057	0.058	0.060	0.058	0.0584	1.3
		2.0	0.079	0.078	0.077	0.080	0.077	0.0782	1.7
		2.5	0.098	0.096	0.099	0.103	0.097	0.0986	7.3
		$S_{\Delta r}^2 = 2.820 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.518$ $S_{\overline{\Delta r}} = 0.336 \mu\text{m}$ $\pm \varepsilon = 0.924 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-12	II	0.5	0.021	0.017	0.019	0.018	0.017	0.0184	2.8
		1.0	0.036	0.034	0.033	0.035	0.034	0.0344	1.3
		1.5	0.057	0.059	0.058	0.060	0.059	0.0586	1.3
		2.0	0.078	0.077	0.078	0.080	0.079	0.0784	1.3
		2.5	0.097	0.096	0.099	0.102	0.097	0.0982	5.7
		$S_{\Delta r}^2 = 2.480 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.460$ $S_{\overline{\Delta r}} = 0.315 \mu\text{m}$ $\pm \varepsilon = 0.866 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-12	III	0.5	0.019	0.023	0.020	0.017	0.021	0.0200	5.0
		1.0	0.038	0.035	0.034	0.040	0.039	0.0372	6.7
		1.5	0.058	0.058	0.061	0.060	0.056	0.0586	3.8
		2.0	0.079	0.082	0.083	0.078	0.077	0.0798	6.7
		2.5	0.099	0.097	0.096	0.105	0.099	0.0992	12.2
		$S_{\Delta r}^2 = 6.880 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.355$ $S_{\overline{\Delta r}} = 0.525 \mu\text{m}$ $\pm \varepsilon = 1.443 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							



фиг.3.5 Графични резултати от изследването на съединителя, тип ЦВС-12

Таблица 3.6 Експериментални резултати, $\Delta r = f(P_r)$.

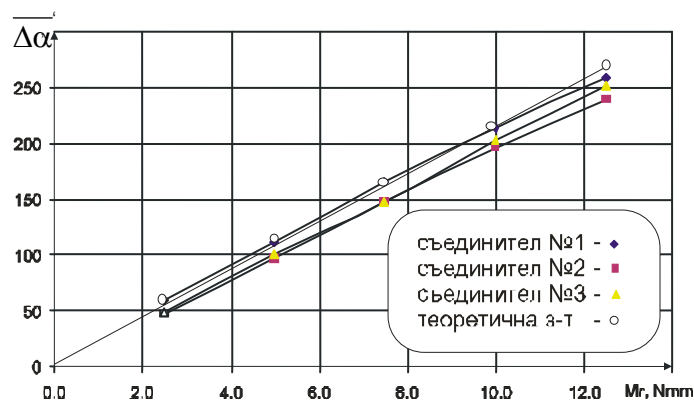
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване P_r , [N]	Еластично преместване Δr_i , [mm]					$\overline{\Delta r}$, [mm]	$S_{\Delta r}^2$, [mm] ² 10 ⁶
ЦВС-25	I	2	0.016	0.014	0.018	0.019	0.015	0.0164	4.3
		4	0.033	0.035	0.038	0.029	0.027	0.0324	19.8
		6	0.056	0.057	0.053	0.055	0.056	0.0554	2.3
		8	0.068	0.069	0.065	0.064	0.071	0.0674	8.3
		10	0.081	0.085	0.083	0.079	0.088	0.0832	12.2
		$S_{\Delta r}^2 = 9.380 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.422$ $S_{\Delta r}^- = 0.613 \mu\text{m}$ $\pm \varepsilon = 1.684 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	II	2	0.018	0.021	0.017	0.015	0.014	0.0170	7.5
		4	0.032	0.028	0.031	0.035	0.033	0.0318	6.7
		6	0.055	0.053	0.057	0.051	0.056	0.0544	5.8
		8	0.067	0.063	0.068	0.068	0.061	0.0654	10.3
		10	0.083	0.081	0.089	0.086	0.088	0.0854	11.3
		$S_{\Delta r}^2 = 8.320 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.272$ $S_{\Delta r}^- = 0.577 \mu\text{m}$ $\pm \varepsilon = 1.586 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	III	2	0.018	0.023	0.017	0.015	0.021	0.0188	10.2
		4	0.032	0.035	0.033	0.028	0.031	0.0318	6.7
		6	0.053	0.057	0.051	0.059	0.057	0.0554	10.8
		8	0.063	0.068	0.061	0.066	0.064	0.0644	7.3
		10	0.089	0.087	0.081	0.088	0.086	0.0862	9.7
		$S_{\Delta r}^2 = 8.940 \mu\text{m}^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.242$ $S_{\Delta r}^- = 0.598 \mu\text{m}$ $\pm \varepsilon = 1.644 \mu\text{m}$ Дисперсиите са еднородни							



фиг.3.6 Графични резултати от изследването на съединителя, тип ЦВС-25

Таблица 3.7 Експериментални резултати, $\Delta\alpha = f(M_r)$.

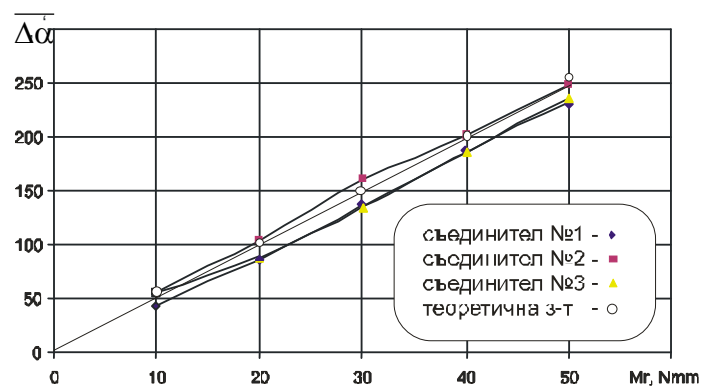
Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване M_r , [Nmm]	Еластично преместване $\Delta\alpha_i$, [']					$\overline{\Delta\alpha}$, [']	$S_{\Delta\alpha_i}^2$, ['] ²
ЦВС-12	I	2.5	56	62	61	63	56	59.6	11.3
		5.0	110	113	116	111	110	112.0	6.5
		7.5	162	167	165	167	166	165.4	4.3
		10.0	212	216	214	217	212	214.2	5.2
		12.5	258	258	260	258	260	258.8	1.2
		$S_{\Delta\alpha}^2 = 5.700'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.396$					$S_{\overline{\Delta\alpha}} = 0.477'$ $\pm \varepsilon = 1.313'$		
Дисперсиите са еднородни									
ЦВС-12	II	2.5	48	48	47	48	49	48.0	0.5
		5.0	96	95	98	96	99	96.8	2.7
		7.5	146	148	150	148	147	147.8	2.2
		10.0	201	195	192	196	198	196.4	11.3
		12.5	243	236	239	241	239	239.6	6.8
		$S_{\Delta\alpha}^2 = 4.700'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.481$					$S_{\overline{\Delta\alpha}} = 0.434'$ $\pm \varepsilon = 1.192'$		
Дисперсиите са еднородни									
ЦВС-12	III	2.5	51	48	51	47	49	49.2	3.2
		5.0	96	102	101	100	100	99.8	5.2
		7.5	152	149	144	144	148	147.4	11.8
		10.0	206	194	201	205	208	202.8	30.7
		12.5	253	248	252	251	250	250.8	3.7
		$S_{\Delta\alpha}^2 = 10.92'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.562$					$S_{\overline{\Delta\alpha}} = 0.661'$ $\pm \varepsilon = 1.817'$		
Дисперсиите са еднородни									



фиг.3.7 Графични резултати от изследването на съединителя, тип ЦВС-1

Таблица 3.8 Експериментални резултати, $\Delta\alpha = f(M_r)$.

Тип на съединителя	№ на съединителя	Натоварване M_r , [Nmm]	Еластично преместване $\Delta\alpha_i$, [']					$\overline{\Delta\alpha}$, [']	$S_{\Delta\alpha i}^2$, ['] ²
ЦВС-25	I	10	45	45	43	42	43	43.6	1.8
		20	85	85	85	86	85	85.2	0.2
		30	121	122	128	123	121	123.0	8.5
		40	182	181	176	178	179	179.2	5.7
		50	216	219	218	214	216	216.6	3.8
		$S_{\Delta\alpha}^2 = 4.000'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.425$ $S_{\overline{\Delta\alpha}} = 0.400'$ $\pm \varepsilon = 1.100'$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	II	10	55	58	55	54	56	55.6	2.3
		20	105	103	105	103	103	103.8	1.2
		30	160	161	159	161	161	160.4	0.8
		40	200	204	200	201	201	201.2	2.7
		50	248	245	250	249	253	249.0	8.5
		$S_{\Delta\alpha}^2 = 3.100'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.548$ $S_{\overline{\Delta\alpha}} = 0.352'$ $\pm \varepsilon = 0.968'$ Дисперсиите са еднородни							
ЦВС-25	III	10	56	54	55	54	56	55.0	1.0
		20	87	77	79	78	78	79.8	16.7
		30	124	126	124	124	124	124.4	0.8
		40	189	186	182	182	187	185.2	9.7
		50	240	237	233	232	236	235.6	10.3
		$S_{\Delta\alpha}^2 = 7.701'^2$ $G_{KT} = 0.585$ $G_K = 0.434$ $S_{\overline{\Delta\alpha}} = 0.555'$ $\pm \varepsilon = 1.526'$ Дисперсиите са еднородни							



фиг.3.8 Графични резултати от изследването на съединител, тип ЦВС-25

ИЗВОДИ КЪМ ГЛАВА 3

1. Разработената методика и стендова апаратура позволяват експериментално да се проверят и потвърдят получените теоретични зависимости.

2. Експерименталното изследване е проведено с два типоразмера съединители с винтови канали, по-три от всеки вид. Получените резултати от проведените експериментални изследвания показват добра сходимост между отделните характеристики на трите съединители от всеки вид. Вариацията между отделните измервания на съединителите в серията е в границите на 12%. Това може да бъде обяснено с индивидуалните отклонения на геометричните характеристики на отделните съединители, вследствие неточностите при изработката им, характеристиките на използвания материал и грешките, получени при измерванията в експериментите.

3. При анализа на резултатите от теоретичните и експерименталните изследвания се установява несъответствие между тях в границите до 14%. Основният източник на несъответствието е приблизителността на използваните теоретични зависимости (2.70), (2.72), (2.77), и (2.90). При използване на основната матрична зависимост (2.67) и програмния продукт, несъответствието е в границите до 9%. Този резултати доказват верността на изведените аналитични зависимости.

ГЛАВА 4

ОПТИМИЗАЦИЯ НА ПАРАМЕТРИТЕ НА СЪЕДИНИТЕЛИТЕ С ВИНТОВИ КАНАЛИ

Процесът на оптимизиране е не само изпълнение на определен алгоритъм за изчисление, а една последователност от действия, насочени към цялостен анализ на проблема. Тази последователност на действия при търсене на оптимално решение често в литературата [68] се дава в следния схематичен вид:



Фиг. 4.1 Блок схема за търсене на оптимално решение

Изследваният обект се явява цилиндричният съединител с винтови канали, върху който ще се извърши оптимизацията. Основното изискване е изискването за минимална грешка, т.е. за минимална ъглова деформация при натоварване с определен въртящ момент M_B . Разбира се, грешката, която внася съединителят, основно зависи от въртящия момент, но освен него тя се влияе и от редица конструктивни параметри.

Целевата функция е зависимостта, даваща връзката между грешката на съединителя (ъгловата деформация) $\Delta\varphi$ и приложения въртящ момент M_B .

$$(4.2) \quad W_x \equiv \Delta\varphi = \left(\frac{\sin^2 \alpha}{G \cdot \eta \cdot b \cdot h^3} + \frac{12 \cdot \cos^2 \alpha}{E \cdot h \cdot b^3} \right) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot i}{\cos \alpha} \cdot M_B$$

Различните комбинации от управляващи параметри се осигуряват с помощта на създадената програма. В конкретния случай няма наложени никакви допълнителни условия по

отношение на границите на управляващите параметри, с изключение на тези, имащи конструктивен характер – основно габаритни размери на дадения съединител.

Изборът на конкретен метод се определя основно от характера на обекта за оптимизация, т.е. от вида на целевата функция. Освен това изборът може да бъде обусловен от броя на управляващите параметри, както и от сходимостта на процеса. Методите за оптимизация се класифицират основно в три големи групи [12, 18]:

- а) методи за оптимизация при един управляващ параметър;
- б) безградиентни методи за оптимизация при много управляващи параметри;
- в) градиентни методи.

Най-широко приложение намират безградиентните методи, тъй като те са лесно изпълними, програмната им реализация също е лесна и освен това не се предявяват изисквания за вида на целевата функция.

Предвид казаните по-горе съображения е определен и методът, използван в настоящата работа – метод на случайното търсене с обратна стъпка. Това е метод, отнасящ се към безградиентните методи и характеризиращ се с висока скорост на сходимост.

Алгоритъмът на метода е реализиран със средствата на езика turboPASCAL.

Алгоритъмът на процедурата SLUVEC е следният:

1. Генерират се случайните числа a с помощта на стандартната функция RANDOM.

1. Изчисляват се симетричните случайни числа BETA (k) по формула (4.10).

2. Пресмята се сумата $\sum \beta_i^2$ и стойността се присвоява на променливата t .

3. Определят се компонентите RKSI (k) на случайния вектор по формула (4.8).

4. Значенията на случайния вектор се връщат в главната програма.

ПЗ (LIMIT) – процедурата проверява дали управляващите параметри са достигнали пределните си граници. Ако даден параметър достигне граничната си стойност, то тази точка се счита за оптимална.

Блоквата схема на процедура LIMIT е показана на фиг. 4.5, а последователността на работа е следната:

1. От главната програма на входа на процедурата влизат броя на управляващите параметри n , текущите им значения $X(k)$, както и граничните им значения $X_{\min}(k)$ и $X_{\max}(k)$.

2. Проверява се дали текущото значение е достигнало горната граница, т.е. $X(k) > X_{\max}(k)$.

3. При достигане на $X_{\max}(k)$, на $X(k)$ се присвоява максималната стойност и се преминава при проверка на следващия управляващ параметър.

4. Ако $X(k) < X_{\max}(k)$, се проверява дали $X(k) > X_{\min}(k)$.

5. При изпълнение на условието, на $X(k)$ се присвоява минималната стойност $X_{\min}(k)$.

6. При неизпълнени и на двете условия, текущите стойности $X(k)$ се връщат в главната програма.

Алгоритъмът на оптимизационната програма включва следната последователност на действията:

1. Въвеждат се модулите на еластичност E и G , както и коефициента на η .

2. Въвеждат се броя управляващи параметри n , стъпката на оптимизиране S_0 , минималната стъпка S_{\min} , както и началните, минималните и максималните значения на управляващите параметри.

3. Проверява се дали броят на управляващите параметри $n > 3$.

4. При изпълнение на условието броят на неудачните направления след последната удачна стъпка M се пресмята по формула (4.7), а при неизпълнение – по формула (4.6).

5. Пресмята се началното значение на целевата функция Q_0 .

6. На променливата L се присвоява стойност 0.

7. Формира се случайния вектор Y по процедура SLUVEC.

8. Прави се стъпка в случайно направление. Изчисляват се x_i по (4.4).

9. Пресмята се новото значение на целевата функция и се сравнява с предходното.

10. Ако $Q_1 > Q_0$, то $Q_0 = Q_1$, а $x_{0i} = x_{1i}$ и следва връщане в точка 6.

11. Ако новото значение е по-неблагоприятно, се извършва стъпка в обратно направление.
12. Проверяват се ограниченията по процедура LIMIT.
13. Пресмята се новото значение на целевата функция Q_1 и отново се сравнява с преходното Q_0 . При благоприятна стойност, преход към точка 10.
14. Ако значението отново е неблагоприятно, се увеличава броя на неуспешните стъпки с 1.
15. Проверява се дали броя на неуспешните стъпки са достигнали пределното си значение M .
16. Ако $L > M$, означенията на Q и x_i се приемат за оптимални, а при $L \leq M$, следва връщане към точка 6.
17. Отпечатване на изходните резултати – оптималното значение на целевата функция Q и оптималните значения на управляващите параметри x_{0i} .

Създадената програма се използва за оптимизация на параметрите на съединителите с винтови канали. По-долу е показано едно конкретно приложение на програмата. Зададени са следните начални и гранични стойности на съединителя:

Начална стойност	Мин. стойност	Макс. стойност	Дименсия
$h_0 = 1,5$	$h_{\min} = 1$	$h_{\max} = 2$	[mm]
$b_0 = 5,5$	$b_{\min} = 1$	$b_{\max} = 6$	[mm]
$\alpha_0 = 3$	$\alpha_{\min} = 2$	$\alpha_{\max} = 4$	[°]
$R_0 = 6,25$	$R_{\min} = 5,5$	$R_{\max} = 7$	[mm]
$i_0 = 5,25$	$i_{\min} = 4,5$	$i_{\max} = 6$	-

Получените оптимални параметри на съединителя са:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{opt}} &= 2 \text{ mm} \\
 b_{\text{opt}} &= 6 \text{ mm} \\
 \alpha_{\text{opt}} &= 3.52^\circ \\
 R_{\text{opt}} &= 5.5 \text{ mm} \\
 i_{\text{opt}} &= 4.5
 \end{aligned}$$

Изчислената грешката при предаване на ъгловото преместване от съединителя при натоварване с въртящ момент $M_B = 0.1 \text{ Nm}$ при посочените оптимални параметри е $\Delta\varphi = 22'$. Извън посочените параметри грешката се увеличава.

Задачите, които се поставят при проектирането се свеждат до определяне на геометричните параметри на съединителя, гарантиращи минимална ъглова грешка, минимално натоварване по трите координати при възможност за максимални еластични деформации. За определяне на еластичните деформации във функция от действащото външно натоварване при проведените теоретични изследвания са изведени аналитични зависимости за определяне на грешката от еластични ъглови деформации $\Delta\varphi$ на съединителя от предавания въртящ момент M_B , за аксиалното Δs , радиалното Δr и ъгловото изместване $\Delta\alpha$ на осите на валове при натоварване на съединителя съответно с аксиална M_B , радиална сила P_r и огъващ момент M_R .

Получените опростени зависимости в глава 2 имат следния вид:

$$(1) \quad \Delta\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot i}{\cos \alpha} \left(\frac{\sin^2 \alpha}{G \cdot J_t} + \frac{\cos^2 \alpha}{E \cdot J_z} \right) M_B$$

$$(2) \quad \Delta S = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot i}{\cos \alpha} \left[\left(\frac{\sin^2 \alpha}{E \cdot F} + \frac{K_y \cdot \cos^2 \alpha}{G \cdot F} \right) + R^2 \left(\frac{\cos^2 \alpha}{G \cdot J_t} + \frac{\sin^2 \alpha}{E \cdot J_z} \right) \right] P_s$$

$$(3) \quad \Delta r = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot i}{\cos \alpha} \left[\frac{K_z}{2 \cdot G \cdot F} + \frac{R^2 \sin^2 \alpha \cdot (\pi i)^2}{6 \cdot G \cdot J_t} + \frac{R^2 \cos^2 \alpha}{2 \cdot E \cdot J_z} + \frac{R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot (\pi i)^2}{6 \cdot E \cdot J_y} \right] \cdot P_r$$

$$(4) \quad \Delta \alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot i}{\cos \alpha} \left[\frac{\cos^2 \alpha}{2 \cdot G \cdot J_t} + \frac{1}{2 \cdot E \cdot J_y} \right] \cdot M_R$$

$$(5) \quad d_1 = 2 \cdot R_0 - b \quad D = 2 \cdot R_0 + b,$$

където: E , G са модулите на линейните и ъгловите деформации; J_t – инерционата характеристика на некръговото сечение; J_y , J_z – инерционите моменти на напречното сечение, спрямо осите Y' и Z' ; α – ъгълът на повдигане на винтовата линия на навивките; i – броят навивки; R_0 е средният радиус на съединителя; l_c – работната дължина на съединителя; d_1 – вътрешният диаметър на съединителя; D – външният диаметър на съединителя; b , h – широчината и височината на навивката на съединителя.

Инерционата характеристика J_t на напречното сечение на навивката с правоъгълна форма се определя от зависимостта:

$$(6) \quad J_t = \eta b h^3$$

Инерционите моменти J_y и J_z се определят от зависимостите:

$$(7) \quad J_y = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad J_z = \frac{h \cdot b^3}{12}$$

На основа на посочените зависимости може да се предложи следната методика на проектирането:

1. В уравнения (1), (2), (3) и (4) се задават:
 - предаваният въртящ момент M_B , [N.mm];
 - допустимата аксиална сила P_s , [N];
 - допустимата радиална сила P_r , [N];
 - допустимият огъващ момент M_R , [N.mm];
 - средният радиус на съединителя R_0 (2...20) mm;
 - броят навивки на съединителя $i=3...10$;
 - ъгълът на повдигане на винтовата линия $\alpha=(1...6)^{\circ}$;
 - модулите на деформациите E и G , [MPa];
 - началните стойности на височината и широчината $b, h=(0,5...2,5)$ mm;
 - работната дължина на съединителя l_c , [mm];
 - минималният вътрешен диаметър на съединителя d_1 , [mm].
2. От уравнение (1) се изчислява областта от значения на Δr .
3. Задава се допустимата ъглова грешка $\Delta \varphi'$.
4. От областта, определена във втора стъпка, се определя областта от значения на параметрите, удовлетворяващи условието $\Delta r < \Delta r'$.
5. От условията за максимално допустими стойности за аксиалното Δs , радиалното Δr и ъгловото изместване $\Delta \alpha$ на осите на валове и размера на вътрешния диаметър на съединителя се избира конкретна комбинация за b и h .
6. Изчислява се отношението $b/h = \eta$ и за тази стойност се изчислява отново Δr и се проверява $\Delta r < \Delta r'$ (уточняващо пресмятане).
7. От уравнение (2) за изчислените стойности на b и h в стъпка (5) се определя аксиалното изместване Δs .
8. От уравнение (3) за изчислените стойности на b и h в стъпка (5) се определя радиалното изместване Δr .
9. От уравнение (4) за изчислените стойности на b и h в стъпка (5) се определя ъгловото изместване $\Delta \alpha$.

10. Ако получените стойности за преместванията от стъпки (7), (8) и (9) са удовлетворителни се преминава към стъпка (11). Ако не, в първа стъпка се задават нови стойности на входните параметри и изчисленията се повтарят по възходящ ред.

11. Изчислява се по формули (5) вътрешния d_1 и външен диаметър D на съединителя.

12. Получените стойности се закръгляват до 0,5 mm.

Методиката може да се използва и за пресмятане на обратната задача, като се зададат допустимите премествания Δ_s , Δ_r и Δ_α на съединителя и от уравнения (2), (3) и (4) се изчисляват, съответно аксиалната P_s и радиална P_r сили и огъващия момент M_R , натоварващи валове, като останалите стъпки са аналогични.

С помоща на разработената методика е разработена документация на гама съединители с винтови канали. Геометричните параметри се задават като параметри в табличен вид, което позволява определена гъвкавост и възможност за избор на конкретни параметри. Представени са две конструктивни разновидности на съединители: с един еластичен винтов елемент и с два еластични елемента и междинен твърд участък между тях. Предложени са двете най-често използвани закрепвания към входящия и изходящ вал – цанговото и закрепване със два стопорни винта, както и всички възможни комбинации на входни/изходни диаметри. Означенията на гамата съединители е представена в таблица 4.1

Таблица 4.1 Чертежи на гамата съединители

№	Тип на чертежа, закрепване, вид, вх./изх. диаметри	Означение
1.	Сборен, стопорни винтове, единичен, един диаметър.	GCSSS11
2.	Сборен, стопорни винтове, единичен, два диаметъра.	GCSSS21
3.	Сборен, стопорни винтове, двоен, един диаметър.	GCSSS12
4.	Сборен, стопорни винтове, двоен, два диаметъра.	GCSSS22
5.	Сборен, цангово, единичен, един диаметър.	GCSSC11
6.	Сборен, цангово, единичен, два диаметъра.	GCSSC21
7.	Сборен, цангово, двоен, един диаметър.	GCSSC12
8.	Сборен, цангово, двоен, два диаметъра.	GCSSC22
9.	Детайлен, стопорни винтове, единичен, един диаметър.	GCSTS11
10.	Детайлен, стопорни винтове, единичен, два диаметъра.	GCSTS21
11.	Детайлен, стопорни винтове, двоен, един диаметър.	GCSTS12
12.	Детайлен, стопорни винтове, двоен, два диаметъра.	GCSTS22
13.	Детайлен, цангово, единичен, един диаметър.	GCSTC11
14.	Детайлен, цангово, единичен, два диаметъра.	GCSTC21
15.	Детайлен, цангово, двоен, един диаметър.	GCSTC12
16.	Детайлен, цангово, двоен, два диаметъра.	GCSTC22

ИЗВОДИ КЪМ ГЛАВА 4

1. За оптимизация на параметрите на съединителите, обект на настоящата работа е използван методът на случайното търсене с обратна стъпка. Това е метод, отнасящ се към безградиентните методи, характеризиращ се с висока скорост на сходимост, подходящ за числена алгоритмизация, като изисквания за вида на целевата функция са минимални.

2. На база минимална грешка при предаването на въртящия момент е избрана подходяща целева функция за оптимизация параметрите на съединителя с винтови канали. Като е използван метода на случайно търсене с обратна стъпка на езика turboPASCAL е реализирана програма за оптимизация на параметрите на изследваните съединители.

3. Разработената методика за проектиране позволява решаване на задачите, свързани с определяне на геометричните параметри на съединителя, гарантиращи минимална ъглова грешка при предаване на ъгловото преместване, минимално натоварване по трите координати при възможност за максимални еластични деформации.

4. За реализация на разработената методика е предложена документация на гама съединители с винтови канали.

ОБЩИ ИЗВОДИ

1. Дисертационният труд е посветен на геометрични, деформационни, точностни и експериментални изследвания на компенсационни съединители с винтови канали с насоченост за приложение в уредостроенето. Внедряването на съединителите с винтови канали се затруднява от отсъствието на достатъчно систематизирани данни за компенсационните възможности, неточности, въздействие върху измервателните ъгли преобразуватели, както и методики за тяхното проектиране.

2. Теоретичното изследване на деформационните и силови характеристики е проведено по два метода: чрез интегралите на Максвел-Мор и методите на математическото моделиране. Създаден е триизмерен модел на съединителя, спрямо който са определени вътрешните усилия. Интегралите на Максвел-Мор са представени в матричен вид, в безразмерни координати.

3. Изведена е аналитична матрична зависимост, която може да се използва за определяне линейните и ълови деформациите на цилиндричен гъвкав съединител по трите координатните оси при натоварвания с аксиална и радиални сили, въртящ и огъващи моменти. Поради сложността на теоретичната зависимост е разработена програма за пресмятане. Резултатите позволяват да се оценят значимите съставляващи и да се пренебрегнат тези с незначително влияние, в резултат на което са получени опростени зависимости за ъловата деформация, аксиалното преместване, деформацията при огъване, както и при радиално изместване. Така получените аналитични зависимости могат да бъдат използвани освен за определяне на деформациите и за определяне на натоварването, което се поражда от съединителя върху несъосните валове.

4. Алгоритъмът на решение при математическото моделиране основно може да се сведе до извод на диференциалните уравнения, даващи връзката между натоварването и деформациите и моделиране на така получените диференциални уравнения. За да се намерят търсените деформации е изведена система от дванадесет диференциални уравнения, представляващи проекционните уравнения на равновесието. Получените зависимости представляват математическия модел, описващ равновесното положение на съединителя с винтови канали. За създаване на гъвкави и универсални модели е разработена програма на turboPASCAL, която извършва куплирането и организирането на предложените модели.

5. Конкретни количествени резултатите са получени за деформациите съединители при различни натоварвания по метода на Максвел-Мор и метода на математическото моделиране. Най-голямото отклонение между двата резултата не превишава 14.6%. Това потвърждава достоверността на изведените по метода на Максвел-Мор зависимости.

6. Разработената методика и стендова апаратура позволяват експериментално да се проверят получените теоретични зависимости. Получените експериментални резултати потвърждават верността на изведените аналитични зависимости.

7. За оптимизация на параметрите на съединителите с целева функция минимална ъглова деформация (ъглова грешка) при предаване на въртящия момент, като е използван метода на случайното търсене с обратна стъпка е реализирана програма за оптимизация на геометричните параметри на съединителите с винтови канали.

8. На базата на изведените опростени аналитични зависимости по метода на Максвел-Мор и получените в резултат на оптимизацията геометрични параметри е разработена методика за проектиране на компенсационни съединители с винтови канали. На базата на тази методика е създадена гама съединители, апробирани в производството, като серията съединители е внедрена в българска фирма.

9. Резултатите от теоретичните и експериментални изследвания са приложими в практиката и учебния процес по дисциплините “Мехатроника” и “Финомеханична техника” за специалност” Прецизна техника и уредостроене” в ТУ- Габрово.

Приноси на дисертационния труд

Научно-приложни приноси

1. Извършен е анализ на съединители с винтови канали от гледна точка на точността на предаваната от преобразувателите измервателна информация, въз основа на който са формулирани факторите, определящи влиянието на съединителите върху качеството на измерване на ъгови величини и са обосновани методите за теоретично изследване на деформационните и силовите характеристики.
2. Разработен е математичен модел на съединителя в матрична форма на безразмерни координати, позволяващ теоретично изследване на деформационните и силовите характеристики в триизмерен мащаб.
3. Установени са функционалните съставлящи на модела, оказващи определящо влияние върху формирането на теоретичните резултати, като са предложени опростени модели, чиято достоверност е оценена с необходимите граници на съвпадане между теоретичните и фактическите резултати.
4. Предложена е система от диференциални проекционни уравнения на равновесието на съединителя, позволяваща математическо моделиране, като получените количествени резултати потвърждават верността на математичния модел на съединителя в матрична форма.

Приложни приноси

1. На базата на двата математически модела са разработени са алгоритми и програмни продукти, с помощта на които се извършват всички математически операции в трансформационната матрица и математическото моделиране.
2. Въз основа на изведените математически модели са разработен алгоритъм и програмен продукт, които позволява да се оптимизират параметрите на съединителите от гледна на изискването за минимизиране на грешката в предаваната измервателна информация от системата преобразувател – съединител.
3. Предложена е методика и стендово оборудване за експериментално изследване на геометричните, деформационни и точностни характеристики на разработените съединители с винтови канали.
4. На базата изведените опростени аналитични зависимости и получените резултати от оптимизацията на геометричните параметри е разработена методика за проектиране на компенсационни съединители с винтови канали и разработена конструктивна документация за производството на гама компенсационни съединители с винтови канали, апробирани в производството и внедрени в българска фирма.

Публикации по дисертацията

1. Коев, Хр., Д. Дичев. Оптимизация геометричните параметри на съединители с винтови канали за ротационни преобразуватели. МК по МТТ “АМТЕХ-2005”, Русе, 2005.
2. Коев, Хр.Ц., Относно грешката от ъглова деформация на съединител с винтови канали. XVII-ти ННС “ММО 2007”, Созопол, 2007.
3. Koev Hr., INVESTIGATION ON THE FORCE EXCITATIONS OF A COUPLING WITH SCREW CHANNELS IN CASE OF SHAFT MISALIGNMENT, 8th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry”, RaDMI 2008, 14-17 September 2008, Užice, Serbia.
4. Koev Hr., INVESTIGATION ON THE FORSE EXCITATION OF A COUPLING WITH SCREW CHANNELS IN CASE OF ANGULAR MISALIGNMENT OF SHAFTS, 31th KONGREES HIPNEF 2008, 15-17 October 2008, Vrnjacka Banja, Serbia.
5. Коев, Хр.Ц., Относно точността на ъгловите позициониращи системи. XIX-ти ННС “ММО 2009”, Созопол, 2009.

ANNOTATION

INVESTIGATION AND REALIZATION OF COMPENSATION TYPE CLUTCHES WITH SCREW THREADS FOR MEASURING TRANSDUCERS FOR ANGULAR QUANTITIES

The dissertation work is dedicated to geometric, deformation, accuracy and experimental investigation of compensation clutches with screw thread with appointment to application in the fine-mechanical engineering. The inculcate of compensation clutches with screw thread is complicated task as far as absents of systemized data on compensations possibilities, inaccuracy, influence on measured angular transducers as well methods for there design.

Theoretical investigation of deformation and force characteristics was followed in two approaches: by means of Maxwell – Moor integrals and methods of mathematical modeling. A three-dimensional model of the clutch, concerning the internal force was constructed. The Maxwell – Moor integrals are presented in matrices variant on free coordinates. Analytical matrices dependence was derived in purpose determination of linear and angular deformations of cylindrical flexible clutch on three coordinates by loading with axial and radial forces, toque and bending moments.

Assuming the complicated theoretical result a calculating program was composed. The results allowing the valuable components and to diminish the not interested parts, obtaining a simplified dependences for the angular deformation, axial movement, bending deformation and radial play as well. The obtained analytical dependences could be used also for determination of the deformations and fixing the load, generated by the misalignment between the shafts.

The algorithm of the solution by mathematical modeling could be diminished to solve the differential equation, offering connection between load and deformation, modeling the derived differential equations. For finding the expected deformation a system of twelve differential equation was design, presenting the projection equation to the balance. The obtained relations present mathematical model, describing the balanced between the clutches with screw thread. The equation could be solved, using the program package MESIM for modelling of dynamic processes. Internal charges and deformations (linear and angular) is functionally connected with crooked coordinate s . This crooked coordinate is accepted as independent parameter, anagotic to the time parameter by dynamical processes.

As far as creating flexible and universal models is a software turbo-PASCAL, which making the coupling and organised of demonstrated and applied models, allowing changes of some of the parameters, supporting the work with the models. Typical quantities results are obtained for the deformations of typical clutch by different loads following the Maxwell – Moor dependencies and the method of mathematical modeling.

The heist deviation between the two results do not exceeds 14.6%. , That fact confirms the reliability of the derived on the method Maxwell-Moor dependencies. The method and instrumentation allows confirming the experimentally derived theoretical dependencies once more to confirm the correctly derived theory. In attempt to optimize the parameters of the clutches by means of targeting function minimal angular deformation (angular error) transmitting torque moment, used the method of casually searching by a program was realized. For optimization of geometrical parameters of the inverse step the clutches with screw thread are suitable for small misalignments. On the ground of a developed technique, group of clutches with screw thread have been implicated in the industry. Series of clutches with screw thread are introduced in a Bulgarian firm.