



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ–СОФИЯ



МАШИНОСТРОИТЕЛЕН ФАКУЛТЕТ



КАТЕДРА „МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ И НЕМЕТАЛНИ КОНСТРУКЦИИ“

ДИСЕРТАЦИЯ

За получаване на образователна и научна степен „ДОКТОР“
на маг. инж. Ангел Александров

ТЕМА:

Синтез на планетни предавки с взаимно зацепени сателити

Научна област: 5. Технически науки

Научно направление: 5.1. Машинно инженерство

Научен ръководител: проф. д-р инж. Любомир Ванков Димитров

София

2023

Анотация

С напредъка на индустрията, най-вече транспортния и енергийния сектор, все повече се повишават изискванията към продуктите и техническите изделия. Непрестанното увеличение на цените на суровините, както и стремежът за драстично понижаване на вредните емисии поставя високи изисквания към машиностроителните изделия. Намалването на габаритите, теглото и използвания материал, като същевременно се цели висока товароносимост и ефективност е основно предизвикателство към конструкторите в много сфери на машиностроенето. Например в авиацията и високия клас превозни средства, всеки спестен грам тегло е от значение и за представянето и за екологичните характеристики на продукта.

Въпреки че в известна степен цифровите управления и последните поколения електрически машини донякъде опростяват изискванията към силовото предаване под формата на зъбни и друг тип трансмисии, от такива все още има нужда. Отново стремежът е към максимална специфична товароносимост, което означава отношението на якостните показатели на изделието спрямо обема и теглото му. Що се отнася до зъбните трансмисии е известно, че силово разклоняващите и в частност планетните предавки дават потенциал за висока специфична товароносимост. Това се дължи на принципа на многопоточността, който предоставя възможност за разделяне на товара между няколко разклоняващи елемента. В случаите на планетните предавки те се наричат сателити.

Настоящата дисертация цели да проучи, класифицира, разгледа спецификите и да предложи методика за синтез и пресмятане на планетни предавки с взаимно зацепени сателити. При тях условията за реализиране на конструкцията са строго специфични, обосновани от зацепването на сателитите един с друг. Тази компоновка създава възможността за разполагане на максимален брой сателити и съответно максимално разделяне на натоварването в пространството заемано от предавката. По този начин се създава потенциал за много висока специфична товароносимост.

Съдържание

Анотация	1
Благодарности	4
Списък на съкращенията	5
Глава 1 Литературен обзор	6
1.1 Въведение	7
1.2 2К-Н, \overline{AI} предавка	11
1.3 2К-Н +, \overline{AAI} предавка	16
1.4 Многопоточни(разклоняващи) трансмисии и затворени зъбни системи	20
1.5 Предавка „Равиньо“	26
1.6 Патент US 7,033,301 B2, 2006г.	29
1.7 Патент DE 10 2005 006 649 A1, 2005г.	30
1.8 Диференциал с ограничено приплъзване разработен за FSAE болид сезон 2017г.	31
Цел и задачи на дисертационния труд	35
Глава 2 Теоретична част	36
2.1 Класификация на предавката с взаимно зацепени сателити	37
2.2 Примери за FPE предавки, устройството и възможни начини на работа.	39
2.3 Специфични условия на $\overline{A[A]I}$ предавка	41
2.4 Товароносимост	60
2.5 Предложение за последователност на проектиране	66
2.6 Изводи от теоретичната част.....	69

Глава 3	Експериментален стенд.....	70
3.1	Конструиране на експериментален стенд	71
3.2	Начин за регистриране на неравномерното натоварване	75
Глава 4	Експериментални изпитвания	81
4.1	Провеждане на експерименталните изпитвания	82
4.2	Симулации по метода на крайните елементи	82
4.3	Тестове с експериментална установка	91
4.4	Заключение от експерименталните изпитвания	121
Глава 5	Заключителна част	128
5.1	Заключение от дисертационния труд	129
5.2	Насоки за бъдеща работа	130
5.3	Приноси на дисертационния труд	132
	Библиография	133
	Публикации по дисертация	141
	Участие в проекти	142
	Изпълнени инженерни задания.....	143
	Списък на фигурите	145
	Списък на таблиците	153
	Приложения	154

Благодарности

Искам да изразя своята благодарност към научния ми ръководител проф. Любомир Димитров от Технически университет София, за възможността да работя по тази интересна тема, както и за оказаната помощ с всички трудности, в хода на дисертацията.

Благодаря на покойния проф. Кирил Арnaudов за авторитета, знанията и съветите в областта на инженерните науки.

Искрени благодарности на моя приятел и колега д-р инж. Владислав Иванов за подкрепата и напътствията през цялото ми обучение като инженер.

Благодарности на доц. Росица Величкова за помощта и съветите.

Благодаря на доц. Димитър Караиванов за финалните корекции и препоръки по работата.

Благодаря на доц. Любен Клочков за насърчението и доброто настроение.

Специална признателност за д-р инж. Никола Кузманов и безценната му помощ при провеждане на експериментите.

Благодарности на инж. Теньо Тенев за съдействието и знанията при въвеждането в експлоатация на изпитателния стенд.

Благодаря на д-р инж. Любомир Цонов за съветите и опита, които сподели с мен.

Благодаря на колегите от катедра МЕНК – доц. Г. Тонков, доц. К. Стайков, доц. Д. Ганчев и д-р инж. Е. Христова.

Огромна благодарност на семейството ми за безусловната подкрепа.

Списък на съкращенията:

БДС - Български държавен стандарт

ГОСТ - Государственный стандарт

КПД – Коефициент на полезно действие

МПС – Моторно превозно средство

AGMA - American Gear Manufacturers Association

ASNI - American National Standards Institute

CAD – Computer aided design

DIN - Deutsches Institut für Normung

FB – Floating bearings

FEA - Finite element analysis

FPE – Full planet engagement

FSAE - Formula Society of Automotive Engineers

ISO - International Organization for Standardization

LSF – Load sharing factor

VDI - Verein Deutscher Ingenieure

Глава 1

Литературен обзор

1.1 Въведение

В настоящата глава ще бъде направено кратко характеризиране на предавките с взаимно зацепване на сателитите. Поради липса на детайлна информация за конструкцията в прегледаната литературата, в хода на обзора ще бъде извършено проучване чрез сравнение с най-близките конструктивно зъбни механизми. Разгледани и съпоставени са специфични за планетните и многопоточните предавки особености като условие за монтаж, условие за съседство и условие за съосност. Направена е съпоставка на кинематиката и якостните характеристики на различните типове. Направен е преглед на съществуващите досега конструкции, както и на техническата литература, описваща този тип зацепване. В процеса на проучването е потърсена аналогия с други зъбни механизми, при които зацепването образува затворена верига.

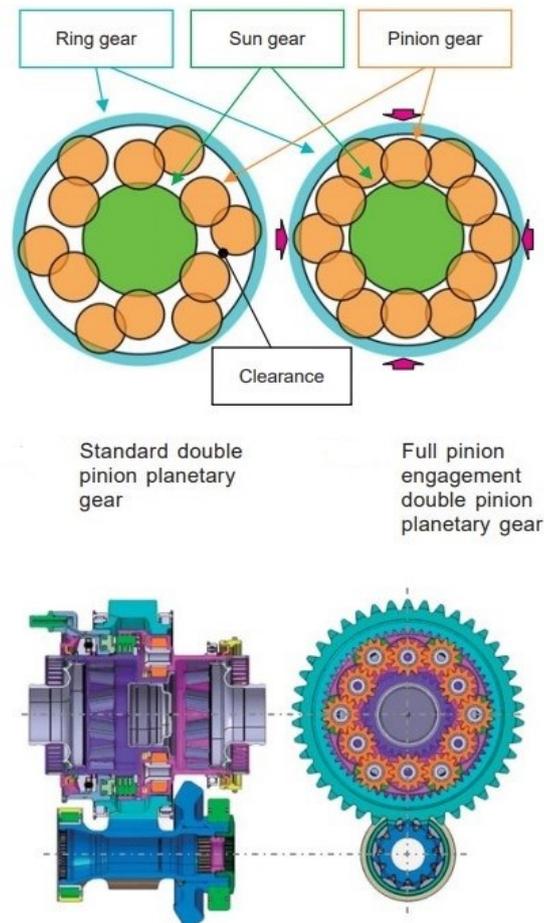
Кратко описание на предавка с взаимно зацепени сателити:



Фиг. 1.1. Модел на предавка с взаимно зацепени сателити

Сведенията в литературата за подобен тип конструкция са изненадващо малко, като основен източник е статия от техническия журнал на Honda[31], в който е описано използването на такъв тип предавка в разработка на диференциал за болид от формула 1 за сезон 2009. Както и патенти, за предавки тип Равиньо, които също много наподобяват разглежданата конструкция,[70],[71]. От споменатите източници е видно, че това е тип разклоняваща или планетна предавка с характерната особеност, че освен зацепването между слънчевото колело и сателитите и короната е

осъществено още едно между самите сателити. Сама по себе си тя може да бъде разгледана като производна на познатите планетни предавки като например $2k-H + \overline{AAI}$. На фиг.1.2. е показан преходът от конструкцията първоизточник чрез въвеждане на допълнително зацепване между сателитите.



Фиг. 1.2. Модел на диференциал използващ предавка с взаимно зацепване[31]

В статията на Хонда са описани реализираните предимства при използването на предавката, като по-ниско тегло и по-компактна конструкция. Не са описани обаче, никакви технически детайли относно самия синтез – като брой зъби, предавателно отношение и как е реализирано условието за монтаж. Също не са намерени и сведения относно теоретични и практични изследвания относно влиянието на този тип зацепване върху якостните и кинематични показатели на предавката. Един базов експеримент за синтезирането на подобна предавка в CAD среда показва множество неясноти и предизвикателства пред проектиращия: За да се избегнат интерференции, от една страна подборът на зъбите трябва да е

такъв, че да удовлетворява условието за монтаж характерно за планетните предавки, от друга да позволява постигането на затворен кръг на зацепването между самите сателити. Освен това за реализирането на успешен синтез е необходим внимателен подбор на коефициентите на изместване в зацепването, ъглите между различните компоненти и размерната верига като цяло. Тези специфики водят до известни ограничения на възможността да се избират произволни предавателни отношения, както доста обемна изчислителна работа за постигането на верните геометрични параметри. Това донякъде обяснява оскъдните сведения и примери за изпълнение на подобен тип предавка.

В следващите параграфи ще се извърши кратко описание и съпоставка на близки по вид конструкции с оглед на условията за техния синтез, кинематиката и товароносимостта.

1.1.1 Специфични условия за синтез

Конструкцията на планетните предавки, налага спазването на конкретни условия при проектирането им, с оглед правилното зацепване и функциониране.

Условие за монтаж – с оглед избягването на интерференции и засичането на зъб със зъб, което би направило сглобяването на предавката невъзможно, броят на зъбите на всяко от колелата не може да бъде избран на случаен принцип. В зависимост от типа предавка условията варират.

Условие за съосност – отново с оглед правилното функциониране и зацепване на предавката, корекциите и съответно междуцентровите разстояния трябва да бъдат внимателно съобразени.

Условие за съседство – в случаите, когато сателитите на предавката лежат в една равнина е необходимо те да не се допират. Това условие е най-вече свързано с компромиса между възможността за разполагане на максимален брой сателити и свободния избор на вътрешното предавателно отношение i_0 , [2],[49],което представлява предавателното отношение на входящия и изходящия вал на предавката при блокирано водило($\omega_H = 0$) и не осъществяване на планетно движение виж фиг. 1.4.

1.1.2 Товароносимост

Въпросът за товароносимостта на многопоточните зъбни предавки, каквито са и планетните е особено сложен и е обект на множество теоретични и практически изследвания.

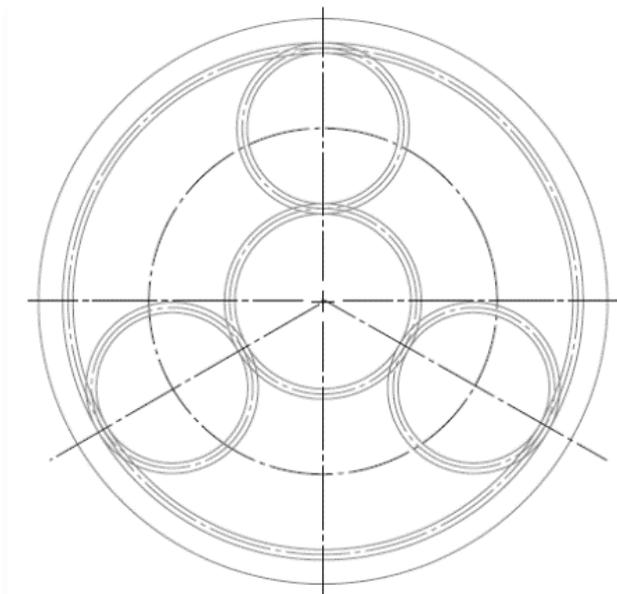
От една страна принципът на многопоточност дава възможност за разпределянето на натоварването между няколко компонента, което води до намаляването на техните размери и постигането на голяма специфична товароносимост, характерна за тези конструкции. От друга страна, на практика разделянето на натоварването между няколко компонента води до неравномерност на величината на натоварването, която всеки един от разклоняващите компоненти поема. В идеални условия, входящият момент в трансмисия с n на брой разклоняващи компонента се разпределя на n на брой мощностни потока с големина $1/n$. Идеално разпределение би било възможно само при идеално точни и идеално корави конструкции, което на практика е неосъществимо. Производствени неточности, монтажни неточности, хлабини в конструкцията, термични разширения – всички водят до отклонение от идеалното разпределение.

В настоящата глава, въпросът за товароносимостта ще бъде разгледан сравнително кратко, най-вече от гледна точка на коефициента на неравномерност K_γ и неговия еквивалент Load sharing factor – **LSF**, в превод на български – фактор за разпределение на натоварването.

И двата термина целят да отчетат споменатата по-горе неравномерност на натоварването с цел постигане на по-коректна проектантска и изчислителна дейност. В случая на K_γ става въпрос за безмерен коефициент, който се залага като стойност в хода на изчислителната дейност, докато **LSF** е процентното изражение на определената неравномерност. Големината им е обект на внимателно отчитане на множество конструктивни и производствени фактори, като основните са точността на изработка, броя на разклоняващите компоненти, лагеруването, хлабините в конструкцията и други.

Натоварванията в други конструктивни елементи като лагери, оси, валове и съединения няма да се разглеждат. Повече информация за тях може да бъде намерена в техническата литература [2],[4],[6].

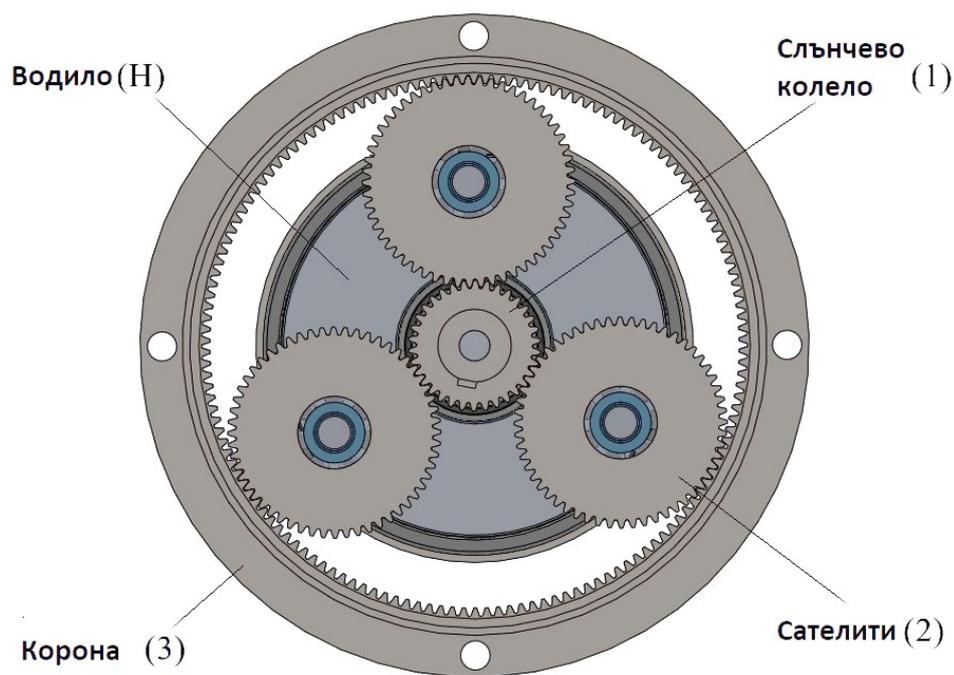
1.2 2К-Н, \overline{AI} предавка



Фиг. 1.3. Схематично изображение на 2к-Н, \overline{AI} предавка

Това е може би най-разпространеният и разпознаваем тип планетна предавка. Състои се от слънчево колело с външно назъбване, корона с вътрешно назъбване и сателити с външно назъбване, лагерувани на водило. Най-разпространената абревиатура на този тип предавка е 2К-Н. Като „2К“ означава 2 централни зъбни колела, а „Н“ – едно водило. Тази абревиатура макар и разпознаваема има своите непълноти, тъй като съответната конструкция с две централни колела и едно водило, може да се отнася до няколко вида предавки, включително и тази с взаимно зацепване на сателитите.

\overline{AI} е означението въведено от проф. Ткаченко[5] и възприето от проф. Аранудов [2]. Немското ръководство VDI 2157[65] също използва подобни абревиатури, но по-усложнени. С „А“ е означено външно зацепване, с „I“ е означено вътрешно зацепване, а чертата над абревиатурата означава ,че сателитите са само с едно назъбване. Предавките със сателитен блок от две стъпаловидни коаксиални назъбвания са без черта на означението[2].



Фиг. 1.4. Устройство на 2К-Н предавка

1.2.1 Условие за монтаж:

Подборът на брой зъби на всяко едно от колелата трябва да е такъв, че при монтажа те да не се засрещат с тези на другото. Когато сателитите са разположени симетрично, т.е. те са разделени на равни ъглови деления едно от друго, условието за монтаж се описва от формулата:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = \text{ЦЯЛО ЧИСЛО} \quad (1.1)$$

Където z_1 е броят на зъбите на слънчевото колело, z_3 броят на зъбите на короната, k – броят на сателитите.

Възможно е и несиметрично разположение на сателитите, условията, за което могат да бъдат видени в [2],[4].

1.2.2 Условие за съосност:

Това условие е спазено, когато междуцентровото разстояние между сателитите и слънчевото колело е еднакво с междуцентровото разстояние между короната и сателитите. Отново броят зъби и най-вече корекциите в зацепването трябва да бъдат стриктно подбрани, като корекциите в зацепването между слънчевото колело и сателитите, трябва да бъдат съобразени с това между сателитите и короната:

$$\frac{z_1+z_2}{\cos\alpha_{w12}} = \frac{z_3-z_2}{\cos\alpha_{w23}} \quad (1.2)$$

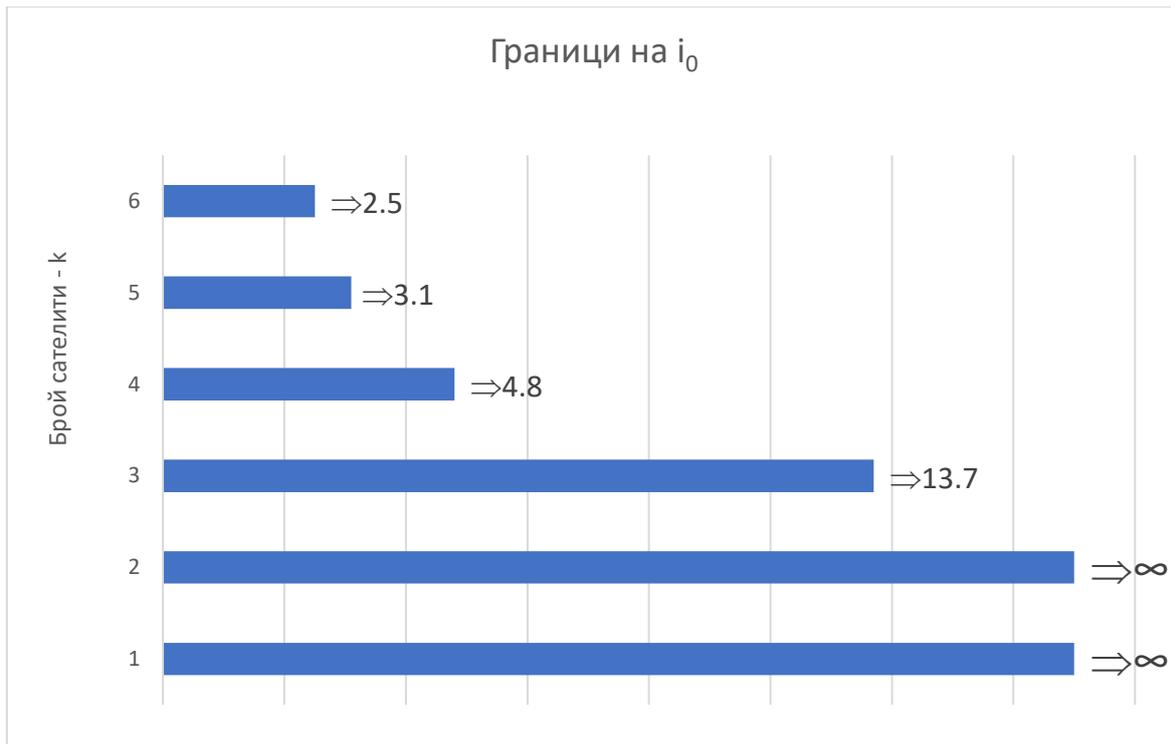
Където $\cos\alpha_{w12}$ е ъгълът на зацепване между слънчевото колело и сателита, а α_{w23} е ъгълът на зацепване между короната и сателита.

1.2.3 Условие за съседство:

Броят и размерът на сателитите в предавката трябва да е такъв, че върховете им диаметри да не се допират. Това може да бъде изразено с уравнението:

$$d_{a2} < 2a_w \cdot \sin \frac{180^\circ}{k} \quad (1.3)$$

Където d_{a2} е реалният върхов диаметър на сателита, a_w е междуцентровото разстояние. От уравнение (1.3) се вижда, че когато предавката е с повече от два сателита, това условие лимитира максималното възможно предавателно отношение. Ориентир за максималните теоретични стойности на предавателното отношение са показани на фиг. 1.5. Въпреки че в практиката тези стойности могат да варират в зависимост от производствените възможности и работните изисквания към предавката.



Фиг. 1.5. Теоретични граници на предавателното отношение за \overline{AI} предавка

1.2.4 Товароносимост

2К-Н предавката има много конструктивни предимства, които обуславят високата и специфична товароносимост. От една страна използването на принципа на многопоточност чрез разпределяне на натоварването между n на брой сателити, от друга - вътрешния баланс на силите, който теоретично нулира радиалните сили във валовете на слънчевото колело и короната. На практика големината на натоварването в тях зависи от много фактори, но при правилно конструиране дава възможност за използването на много по-малки и леки съпътстващи конструктивни елементи отколкото при друг тип предавки. Отново от съществено значение за товароносимостта е разпределението на натоварването между сателитите и съответно определянето на коефициента на неравномерност. Тъй като това е много разпространен тип конструкция, има не малко изследвания по темата. Тук ще бъдат обобщени накратко само най-значителните фактори влияещи върху коефициента на неравномерност:

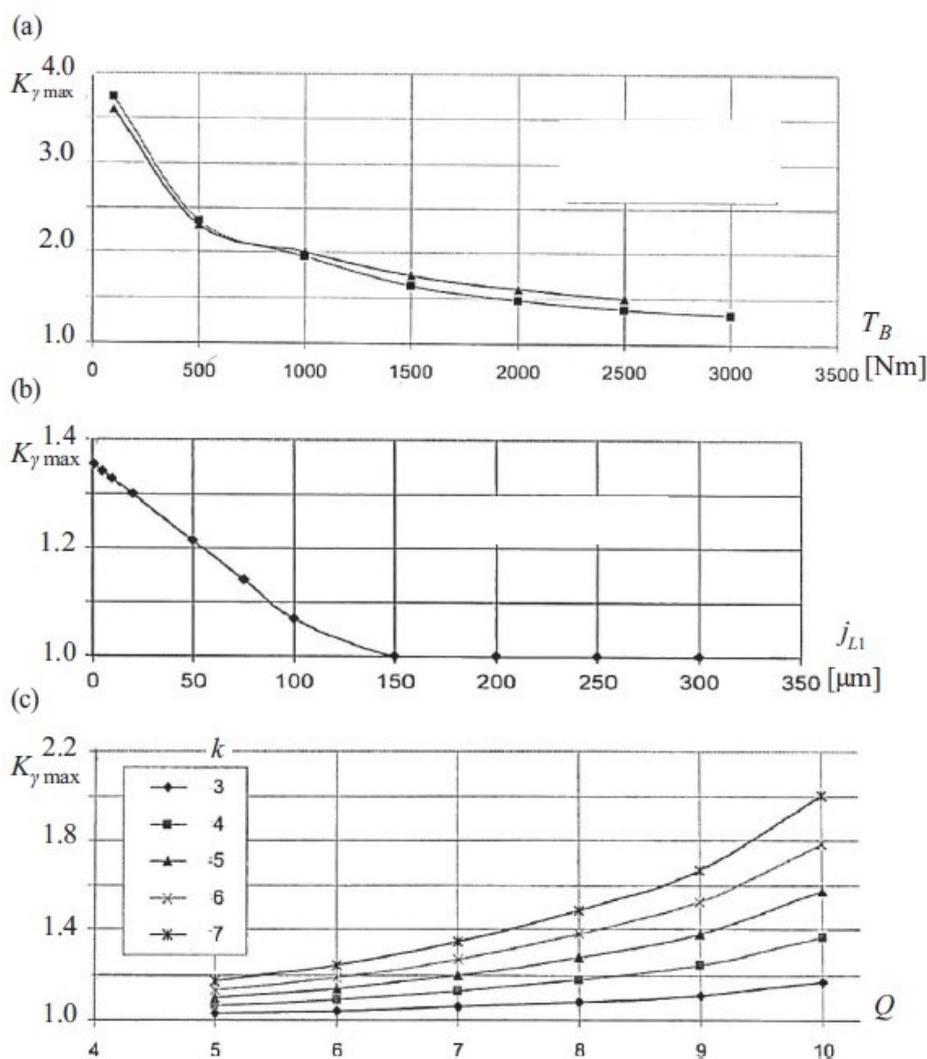
Точността на изработка е основен фактор, като с най-голямо влияние се изтъква точната изработка на водилото и отклоненията от позиция на осите на сателитите. Като с по-голяма тежест са тангенциалните отклонения.

Неточности в зъбните колела, като например разлики в дебелината на зъба [64]. Броя на разклоняващите елементи в случая сателити, също има

влияние върху неравномерността. Като повечето на брой сателити водят до по-голяма неравномерност. [9]

От друга страна като спомагащи и положително влияещи изравняването на натоварването са посочени фактори като – използване на еластични конструктивни елементи, залагане на целенасочени хлабини в лагери и други компоненти, както и използване на изравнителни устройства.

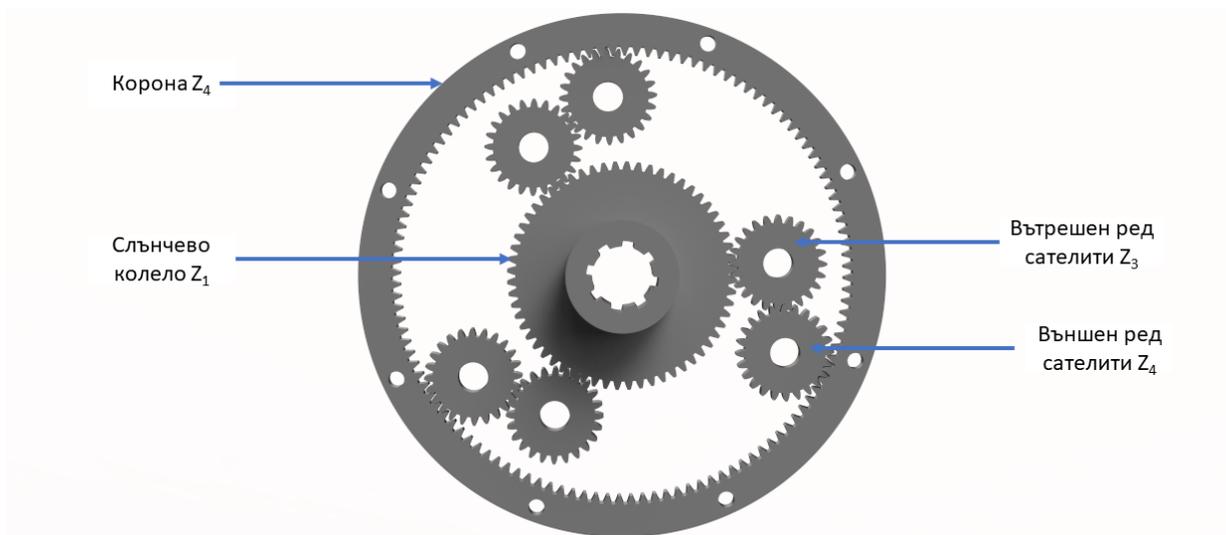
На фиг. 1.6 са дадени примери за влиянието на различните фактори върху коефициента на неравномерност K_γ .



Фиг. 1.6. Влияние на различни фактори върху стойността на K_γ [13]

- Натоварването в предавката T_B
- Лагерната хлабина j_{L1} на слънчевото колело 1
- Степента на точност Q и броя на сателитите k

1.3 2К-Н +, \overline{AAI} предавка



Фиг. 1.7. Устройство на 2К-Н+, \overline{AAI} предавка

Срещана в литературата като 2К-Н позитивна[49], използвана от немски автори, 2К-Н тип D [4], \overline{AAI} [2], [5]. Също и като планетна предавка с двойни сателити, или двупинионна планетна предавка. Въпреки че някои статии описват предавката като сложна[45], нейната конструкция по-начало е едноводилна, което я причислява към простите.

Има две централни зъбни колела – слънчево колело Z_1 , корона Z_4 и два реда сателити съответно Z_2, Z_3 зацепени в една равнина. Предавката не трябва да се бърка с AI предавката.

1.3.1 Условие за монтаж:

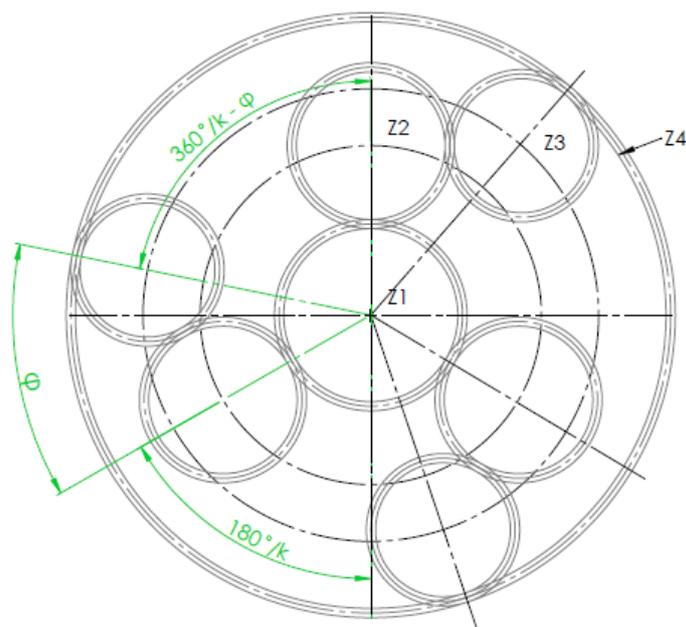
Условието за монтаж е много подобно на това на 2К-Н, \overline{AI} предавката и отново е зависимо от правилния подбор зъби в короната и сателитите. Като под k тук се има предвид сателитните двойки, а ъгълът между тях δ , трябва да отговаря на условието във формула(1.5)

$$\frac{Z_4 - Z_1}{k} = f \in \text{int} \quad (1.4)$$

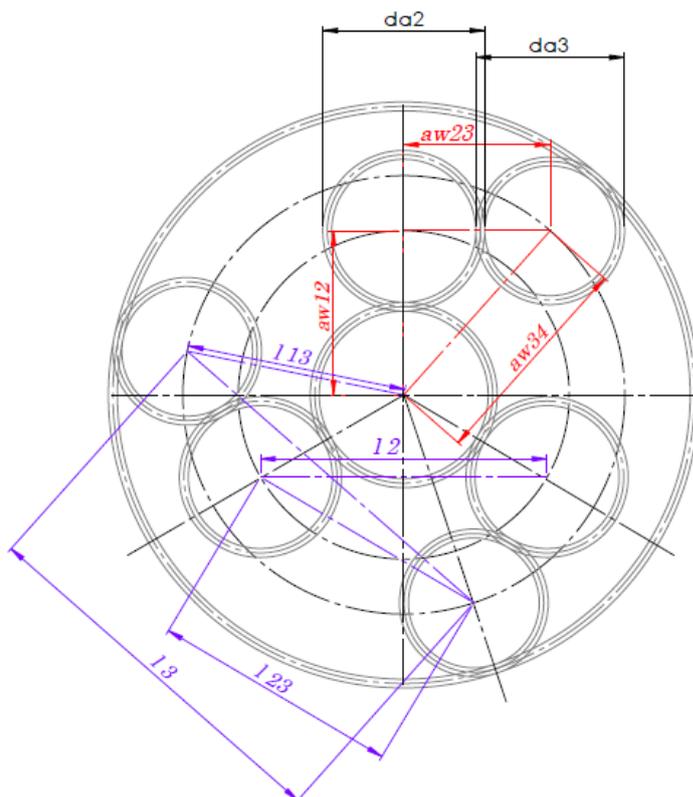
$$\delta = \frac{f 360^\circ}{Z_4 - Z_1} \quad (1.5)$$

1.3.2 Условие за съседство

В случая на този тип предавка условието за съседство е малко по-сложно. Необходимо е да бъдат съобразени междуцентровите разстояния и ъглите на разположение на сателитите:



Фиг. 1.8. Ъглови зависимости за разположение на сателитите при 2К-Н+, \overline{AAI} предавка



Фиг. 1.9. Междуцентрови разстояния при 2К-Н+, \overline{AAI} предавка

Вземайки предвид по-горните фигури 1.8 и 1.9 условието за съседство може да бъде изразено по следния начин:

$$d_{a2} < l_2 = 2a_{w12} \sin(180^\circ/k) \quad (1.6.1)$$

$$d_{a3} < l_3 = 2a_{w34} \sin(180^\circ/k) \quad (1.6.2)$$

$$0,5(d_{a2} + d_{a3}) < l_{23} = [a_{w12}^2 + a_{w34}^2 - 2 a_{w12} a_{w34} \cos(360^\circ/k - \varphi)] \quad (1.6.3)$$

$$0,5(d_{a1} + d_{a3}) < l_{13} = a_{w34} \quad (1.6.4)$$

$$0,5(d_{a4} + d_{a2}) < l_{24} = a_{w12} \quad (1.6.5)$$

1.3.3 Условие за съосност

Условието за съосност може да бъде изразено като сума от вектори:

$$a_{w12} + a_{w23} = a_{w34} \quad (1.7)$$

Условията, дадени по-горе могат да бъдат осъществени чрез използването на брой зъби както е описано в [51]

Някои особености на тази предавка я правят подходяща за определени цели. Като позитивна предавка $i_0 > 0$ означава, че слънчевото колело и короната се въртят в една и съща посока. Водилото от своя страна се върти обратно на посоката на въртене на слънчевото колело, благодарение на втория ред сателити, който обръща движението. Това от своя страна се отразява върху предавателното отношение и моментното отношение t представляващо отношението на еднопосочните външни въртящи моменти, на по-големия към по-малкия[2]. В случая на \overline{AAI} :

$$t = \frac{T_H}{T_1} = i_0 - 1 > +1 \quad (1.8)$$

В случая на блокирана корона $\omega_4 = 0$ предавателно отношение на водилото(Н) в предавката е следното:

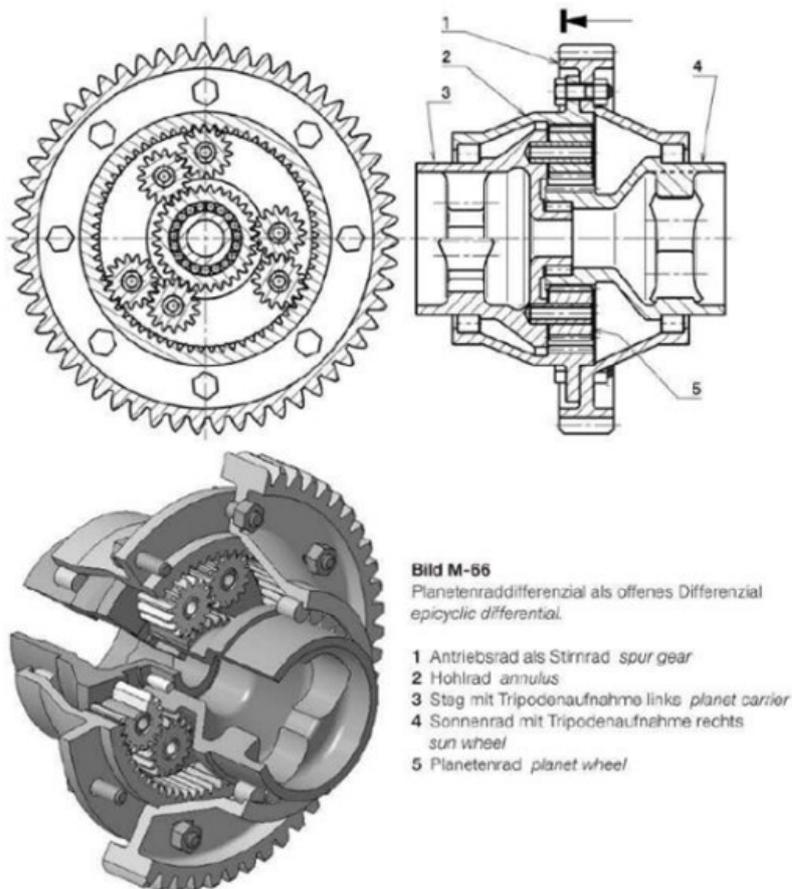
$$\omega_H = \frac{\omega_1}{\omega_4} - 1 = i_0 - 1 \quad (1.9)$$

От уравнения 1.8 и 1.9 ясно се вижда ефектът на допълнителния ред сателити. Докато при едноредовата 2К-Н – предавка към вътрешното предавателно отношение i_0 се добавя 1 в случая на двуредовата се изважда 1. Това дава следните възможности:

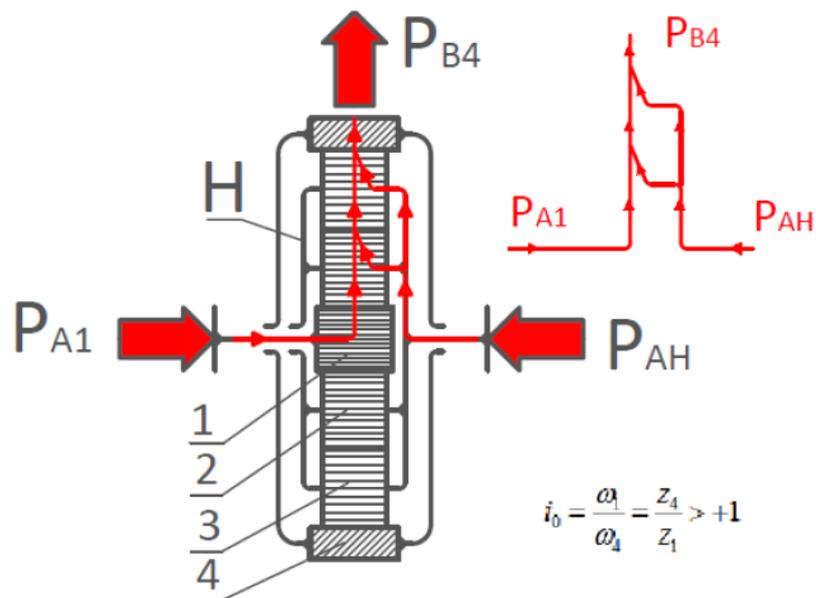
Могат да се конструират предавателни кутии с отношение близко до 1. Нещо, което е голямо затруднение в случая на негативната 2К-Н – това е от полза в съвременните многостепенни скоростни кутии на МПС-та.

В случая на вътрешно предавателно отношение $i_0 = 2$ от формулата 1.8 следва, че е възможно постигане на еднакви по големина моменти на слънчевото колело и водилото – $T_H = i_0 - 1 = 2 - 1 = 1$.

Това заедно с малките аксиални размери на този тип предавка, дава възможност за конструирането на много компактни симетрични разделителни и събирателни механизми (диференциали) - фиг. 1.11. Това е от съществено значение в транспортния сектор и моторните спортове, където всяко допълнително тегло и обем влияе негативно върху вредните емисии, разхода на гориво и спортните постижения. На фиг. 1.10 е показан симетричен междуколесен диференциал от състезателен болид, използващ този тип предавка.



Фиг. 1.10. Модел на диференциал, използващ 2К-Н+, \overline{AAI} предавка[63]



Фиг. 1.11. 2К-Н+, \overline{AAI} предавка, работеща като събирателна предавка [11]

1.3.4 Товароносимост

В случая на 2К-Н + допълнителният ред сателити усложнява определянето на коефициента на неравномерност. В литературата като основен отрицателно влияещ фактор се отбелязва тангенциалното отклонение от позиция на осите на сателитните колела. С увеличението на броя на сателитите нараства и чувствителността към тези грешки [45]. Като положително влияещ фактор се посочва използването на плаващо слънчево колело.

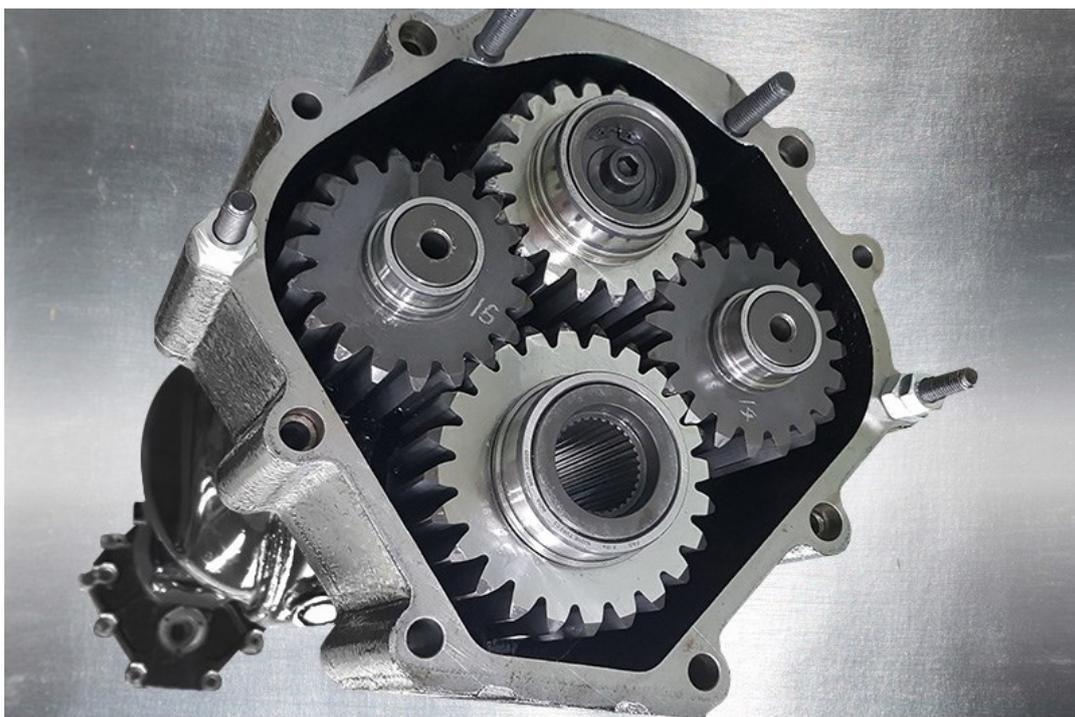
1.4 Многопоточни(разклоняващи) трансмисии и затворени зъбни системи

Към този тип конструкции спадат различни технически решения, в които се използва принципът на многопоточност – разклоняване на мощностния поток с цел споделяне на натоварването между няколко компонента. Сами по себе си те могат да имат големи сходства с планетарните механизми, дори често пъти в интернет пространството и любителските инженерни

среди те биват причислявани към планетарните. Планетни предавки са тези, при които поне едно от колелата(сателити) извършва две ротации - една около собствената си ос монтирана върху водилото и една около главната ос на предавката при въртенето на водилото. Възможно е планетната предавка да работи с неподвижно водило. В този случай някои автори я наричат "псевдопланетна"[2],[49] което подчертава, че конструкцията позволява и работа като планетна. Въпреки това предизвикателствата с условията за съседство, монтаж и съосност важат и тук. Както и усложненията с изчисленията на товароносимостта. Подобен тип конструкции се използват отново в сфери, в които се цели голяма специфична товароносимост - например военната промишленост, моторните спортове и високия клас на транспортния сектор. На фигури 1.12. и 1.13. са показани различни примери за такъв тип технически решения.



Фиг. 1.12. Разклоняваща предавателна кутия от хеликоптер RAH – 66 Comanche [73]



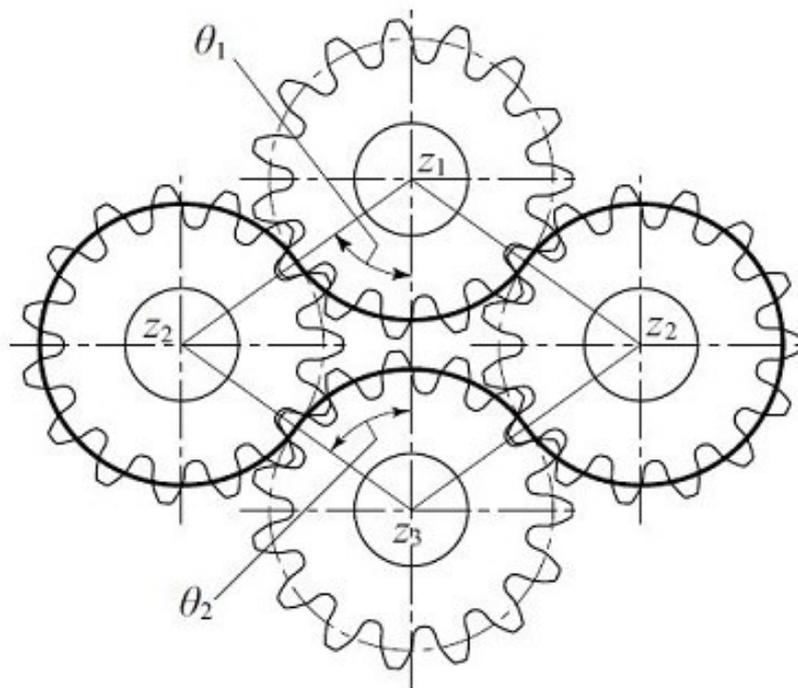
Фиг. 1.13. Разклоняваща предавка от портален мост на МПС, предназначено за пресечен терен [75]

Едно от основните предизвикателства при конструирането на подобен тип механизми е успешното зацепване на колелата в конфигурацията, където те образуват така наречената затворена или ограничена зъбна система. От изображенията е видно, че подредбата на зъбните колела е такава, че всяко се зацепва с две съседни и всички те образуват затворен контур. При тази компоновка става ясно, че подобно на разглежданите до момента условия за монтаж и съседство при други механизми – броят на зъбите, междуцентровите разстояния и ъгловите разположения не могат да бъдат избирани на случаен принцип. В противен случай се получават интерференции между зъбите и невъзможност за монтаж.

1.4.1 Условия за синтез

Като конструктивни условия в [72] могат да бъдат намерени следните примери:

$$\frac{z_1 \theta_1}{180^\circ} + \frac{z_2 (180^\circ + \theta_1 + \theta_2)}{180^\circ} + \frac{z_3 \theta_2}{180^\circ} = \text{цяло число} \quad (1.10)$$



Фиг. 1.14. Условия за монтаж на затворена зъбна система спрямо формула (1.10) [72]

По детайлно описание на условията за монтаж на затворени зъбни системи могат да бъдат намерени в [56].

Като екстремни случаи на тази концепция могат да бъдат разглеждани например зъбните системи в някои плетачни машини[44] и кинетични скулптури в сферата на дизайна и изкуството - фиг. 1.15 и споменатите вече хеликоптерни трансмисии като например патент : US8397603B2 - фиг. 1.16.



Фиг. 1.15. Затворена зъбна система от кинетични скулптури

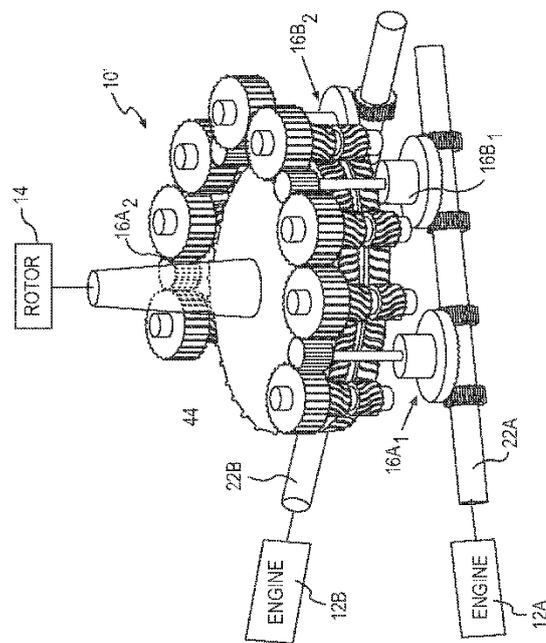
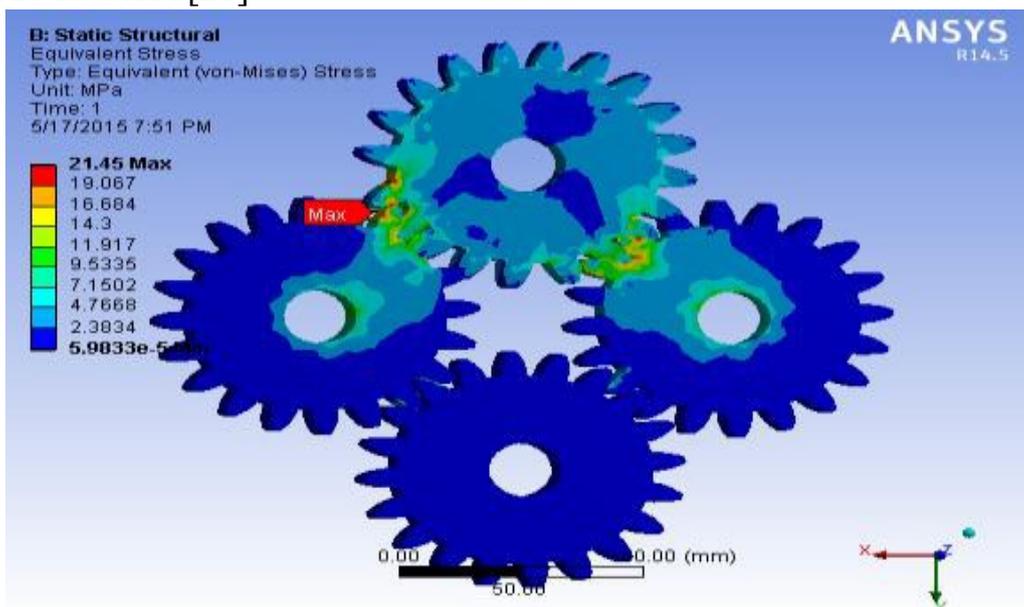


FIG. 6A

Фиг. 1.16. Модел на разклоняваща хеликоптерна трансмисия[66]

1.4.2 Товароносимост:

Товароносимостта на тези предавки е обект на изследвания най-вече на конструкции в сферата на авиацията. Например трансмисиите и крайното предаване на хеликоптери. Изследвания има и в областта на порталните мостове на МПС[21]

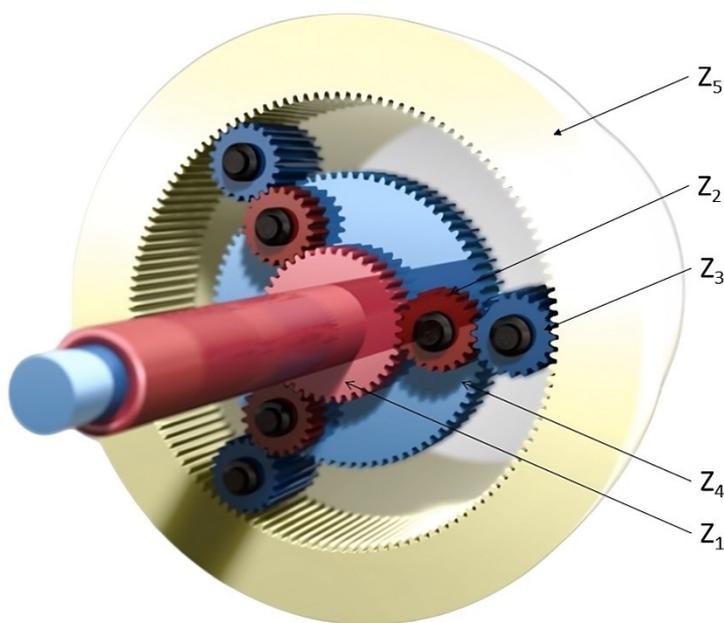


Фиг. 1.17. Симулация по метода на крайните елементи на разклоняваща предавка със затворен контур [21]

И тук въпросът за неравномерното разпределение на натоварването е от основно значение. Отново точността на изработка е основният влияещ фактор, като по скоро се изтъкват грешки на самите зъбни колела. Влияещи положително на изравняването на натоварването е използването на плаващи елементи, еластични съединители и други. Варианти на изравнителни устройства могат да бъдат видени в [40],[56]. Интересно предложение на изравняващо устройство е торсионно податлив вал. Тъй като при този тип трансмисии няма планетно движение и осите на разклоняващите колела не са подвижни, грешки в стъпката или дебелината на зъба, лесно биха довели до достатъчна хлабина в единия от пътищата на разклонение, така че да бъде прекъснат силовият поток през него. Споменатият вал осигурява повишена ротационна податливост, което позволява и на другото колело да влезе в зацепване при евентуална хлабина. Много подробен отчет за разработката на хеликоптерна трансмисия, където се използва подобен вал, е даден в [39].

1.5 Предавка „Равиньо“

Интересен вариант на планетна предавка е патентовата през 1949 г от Пол Равиньо конструкция. Тя може да бъде на като комбинация от описаните по-рано $2K-H(\overline{AI})$ и $2K-H+(\overline{AAI})$ предавки, поставени една зад друга, които споделят общи компоненти. фиг 1.18



Фиг. 1.18 Устройство на предавка Равиньо [74]

Употребата на тази предавка се среща най - вече в автоматичните скоростни кутии на МПС поради широкия си диапазон на предавателни отношения в сравнително компактни размери. Детайлен анализ на кинематиката на този тип конструкция може да бъде видян в [53]. Като извадка е представена таблица 1.1

ТАБЛИЦА 1.1 Възможни начини на работа на предавка Равиньо[53]

		Предавателни отношения					
		$i_{15(4)}$	$i_{15(H)}$	$i_{H5(1)}$	$i_{H5(4)}$	$i_{45(H)}$	$i_{45(1)}$
Ъглова скорост	n_1	входящ	входящ	Неподвижен	$n_H \frac{z_4 + z_1}{z_1}$	$n_H \frac{z_4 + z_1}{z_1}$	Неподвижен
	n_2	$-n_1 \frac{z_1 z_4}{z_2 (z_4 + z_1)}$	$-\frac{z_1}{z_2} n_1$	$\frac{z_1}{z_2} n_H$	$-\frac{z_4}{z_2} n_H$	$\frac{z_4}{z_2} n_4$	$\frac{z_4 z_1}{z_2 (z_1 + z_4)} n_4$
	n_3	$n_1 \frac{z_1 z_4}{z_3 (z_4 + z_1)}$	$\frac{z_1}{z_3} n_1$	$-\frac{z_1}{z_3} n_H$	$\frac{z_4}{z_3} n_H$	$-\frac{z_4}{z_3} n_4$	$-\frac{z_4 z_1}{z_3 (z_1 + z_4)} n_4$
	n_4	Неподвижен	$-n_1 \frac{z_1}{z_4}$	$n_H \frac{z_4 + z_1}{z_4}$	Неподвижен	входящ	входящ
	n_H	$n_1 \frac{z_1 (z_5 + z_4)}{z_5 (z_4 + z_1)}$	$n_1 \frac{z_1}{z_5}$	$\frac{z_5 - z_1}{z_5} n_H$	$\frac{z_5 + z_4}{z_5} n_H$	$-n_4 \frac{z_4}{z_5}$	$n_4 \frac{z_4 (z_5 - z_1)}{z_5 (z_1 + z_4)}$
	n_H	$n_1 \frac{z_1}{z_4 + z_1}$	Неподвижен	входящ	входящ	Неподвижен	$\frac{z_4}{z_1 + z_4} n_4$
i_{pp}	$\frac{z_5 (z_4 + z_1)}{z_1 (z_5 + z_4)}$	$\frac{z_5}{z_1}$	$\frac{z_5}{z_5 - z_1}$	$\frac{z_5}{z_5 + z_4}$	$-\frac{z_5}{z_4}$	$\frac{z_5 (z_1 + z_4)}{z_4 (z_5 - z_1)}$	

В таблицата броят на зъбите е z_1 – малко слънчево колело, z_2, z_3 – сателити, z_4 – голямо слънчево колело, z_5 корона, Н – водило. i е предавателното отношение, като показателят в долният ляв ъгъл определя кой е входящият и изходящият вал, а показателят в скоби - кой е блокиран.

1.5.1 Условие за монтаж:

Като условие за монтаж може да се произлезе от представените вече условия за $2K-H(\overline{AI})$ и $2K-H+(\overline{AAI})$ предавки - и се вземе предвид, че в случаите когато споделят общо назъбване на короната – фиг. 1.18., трябва да отговаря едновременно и на двете условия:

$$\frac{z_4+z_5}{k} = \text{цяло число за негативната предавка} \quad (1.11)$$

$$\frac{z_5-z_1}{k} = \text{цяло число за положителната предавка} \quad (1.12)$$

Другите условия отново са аналогични с представените вече предавки, като по-особено може да се разгледа условието за съосност, тъй като сателитите на негативната предавка се явяват външния ред сателити на положителната. Ще бъдат разгледани спрямо броя зъби в предавката показана на фиг. 1.18.

1.5.2 Условие за съседство

Условие за съседство между вътрешния ред сателити и короната:

$$z_5 - z_1 > 2z_2 \quad (1.13.1)$$

Условие за съседство между външния ред сателити и малкото слънчево колело:

$$z_4 > z_1 \quad (1.13.2)$$

Условие за съседство между вътрешния ред сателити:

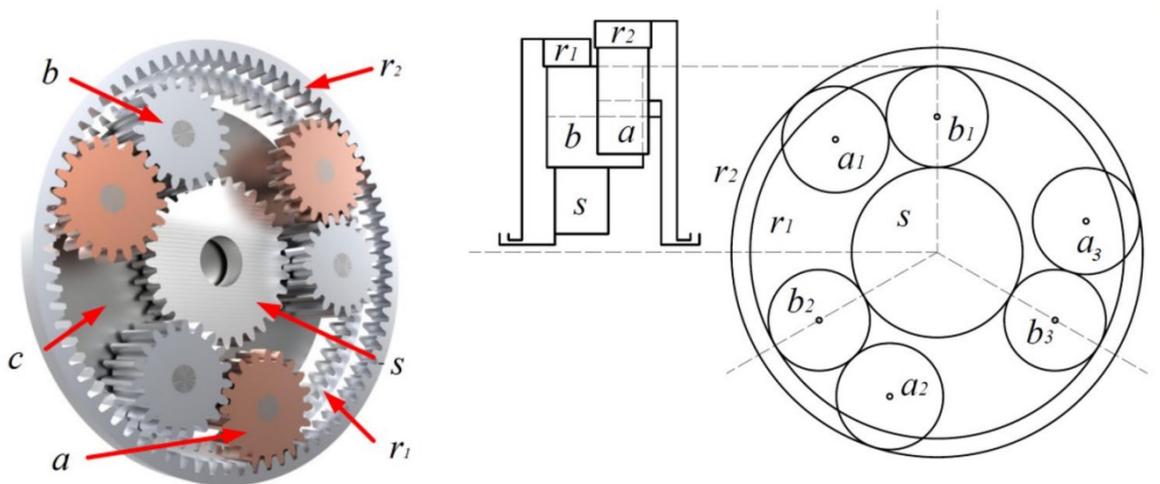
$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq z_5 \quad (1.13.3)$$

Разбира се като условия за съседство могат да се използват и предложените при разглеждането на 2К-Н($\overline{A1}$) и 2К-Н($\overline{AA1}$) формули.

1.5.3 Условие за съосност:

$$z_5 - z_4 = 2z_3 \quad (1.13.4)$$

Съществуват и конструкции, при които има две корони и едно слънчево колело фиг. 1.19. Аналогично до техните условия може да се достигне чрез спазването на тези на предавките първоизточник. Добър пример за синтезиране и оразмеряване на предавка Равиньо може да бъде видян в [47].



Фиг. 1.19. Модел на предавка Равиньо с две корони [19]

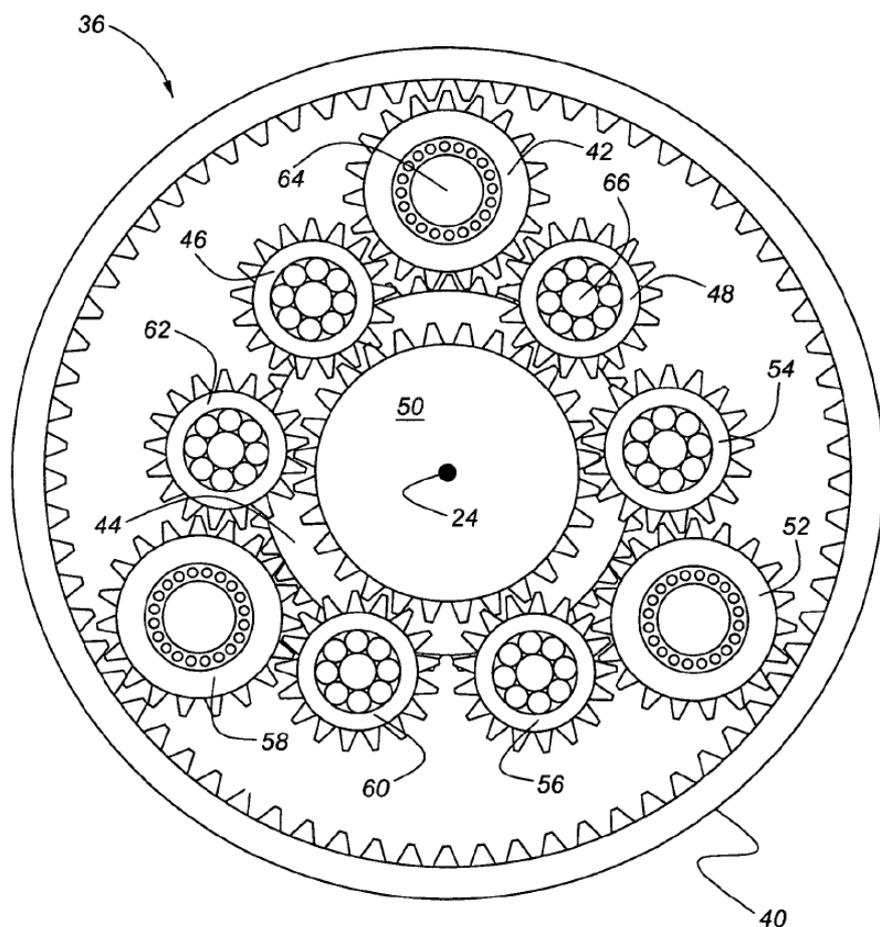
1.5.4 Товароносимост

Въпросът за товароносимостта на Равиньо предавките е разгледан в [19]. В [60] е предложен нелинеен динамичен математически модел за разглеждане на ефекта на отклонението от позиция на сателитните оси, върху разпределението на натоварването в предавката.

Подобно и на другите планетни предавки и тук като най-силно влияещи отрицателни фактори се изтъкват тангенциалните отклонения от позиция на сателитните оси и неточности в стъпката на зъбните колела. Като положително влияещи фактори са посочени използването на податливи елементи - най-вече слънчевите колела.

1.6 Патент *US 7,033,301 B2*, 2006г

Предложената в патента конструкция е опит за подобрене на Равиньо предавката чрез използване на затворен контур на зацепване, като на разгледаните по-рано разклоняващи зъбни системи – фиг. 1.20. Трите броя сателитите в негативната предавка са в затворен контур с двойката сателити от вътрешния ред на позитивната. Според изобретателя Джон Кимс [1] добавянето на затворения контур повишава товароносимостта и експлоатационния живот на предавката. Конструкцията е много близка до планетните предавки с взаимно зацепени сателити с изключение на това, че липсват сателитите от външния ред, които да затворят контура напълно.



Фиг. 1.20. Схема на предавка от патент[70]

1.7 Патент *DE 10 2005 006 649 A1*, 2005г

Този патент предлага подобрене на Равиньо предавката, чрез използването на затворен контур и взаимно зацепване. Заявител е Ford Global Technologies, а като изобретатели са посочени Б. Симон и Д. Трой[70].

Освен диференциала от статията на Хонда [31], тази конструкция е може би единствената, за която се намира информация и може да бъде причислена към планетните предавки с взаимно зацепени сателити. От заявката е видно как вътрешният и външният ред сателити образуват пълен затворен кръг на зацепване.

разработка, приложима за изискванията на състезанието и като бюджетно и качествено по-добра алтернатива на готовите решения в сегмента.

За първоизточник са използвани фиг. 1.2 от статията на Хонда, както и описаните 2К-Н + предавки и особеностите при използването им като симетрични диференциали, а именно вътрешно предавателно отношение $i_0=2$

В момента на проектирането условията за монтаж на предавките със взаимно зацепване на сателитите не е са били известни. Осъществяването на зацепването е постигнато по-скоро с множество конструктивни симулации в САД среда и проба и грешка, като се съблюдава броят зъби на всяко от колелата, използван от Хонда. В този епат си проличават и особеностите на този тип предавки при избора на корекции в зацепването и достигането до подходящи междуцентрови разстояния.

Като краен резултат се достига до работеща в дигитална среда конструкция, последвана от 3D принтирани модели и реален прототип на зъбното зацепване, показан на фигура 1.21.

Колелата са модул 2.25 клас на точност 7 и съответно

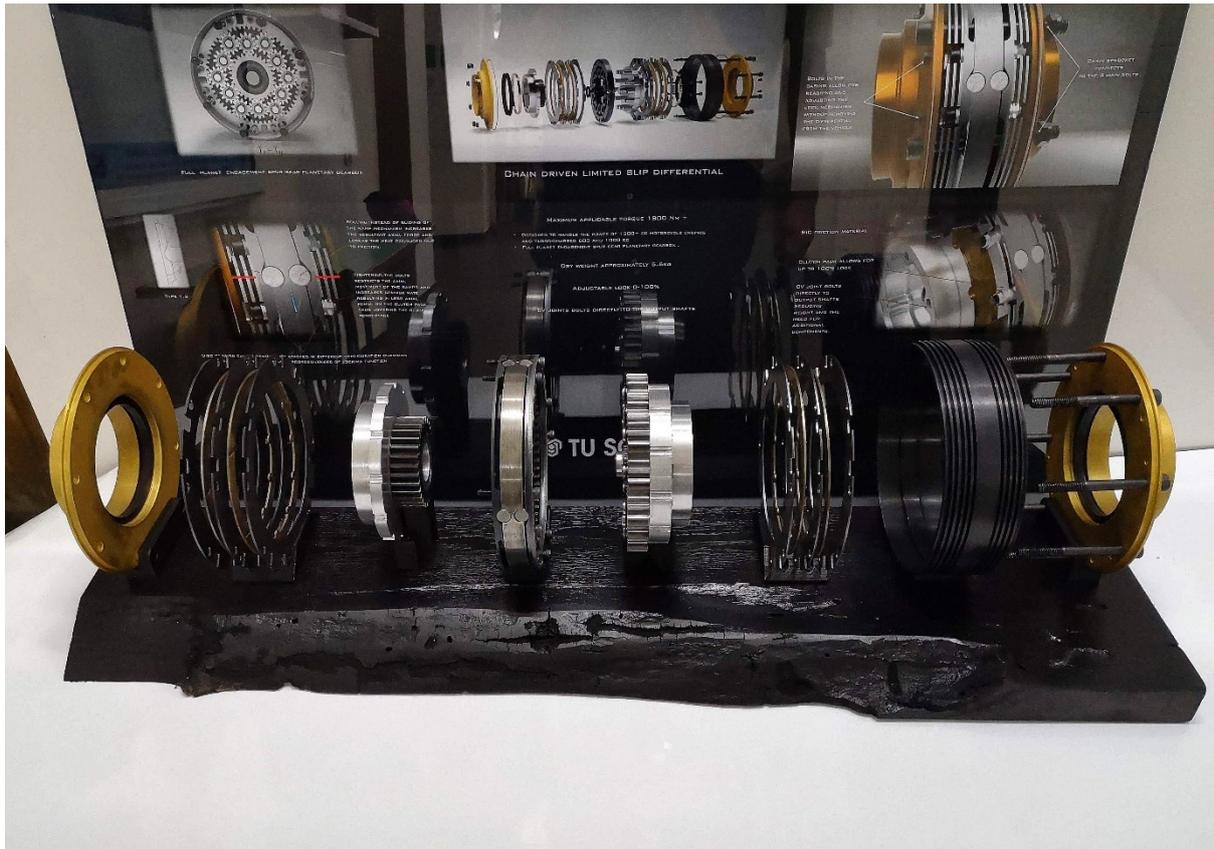
- 30 зъба в слънчевото колело – Z_1 ,
- 60 зъба в короната – Z_4
- 12 зъба в сателитните колела $Z_{2/3}$ на водилото (Н)



Фиг. 1.22. Зъбни колела от прототип на диференциал за FSAE болид

След изработката на прототипа се вижда и чувствителността на конструкцията към производствени неточности. Работата на първия модел е неравномерна, с изявено задиране в случайни моменти от завъртането. Като причина се установява деформация в зъбните колела и отклонение от кръглост, най-вероятно в следствие на термичната обработка, като сателитите са най-засегнати от тази тенденция. В хода на сглобяването се установява, че увеличаване на лагерната хлабина в сателитните оси влияе благоприятно на плавността на зацепване.

Изработен е втори комплект сателитни колела с по-голяма работна хлабина, като този път не е прилагана последваща термична обработка. След монтажа се отчита значително подобрение във функционирането. Изделието е довършено като работещ прототип на диференциал, но не е тествано или внедрено в конструкцията на МПС. За момента служи за демонстрационни и обучителни цели - фиг. 1.23., 1.24.



Фиг. 1.23. Демонстрационен модел на диференциал за FSAE болид



Фиг. 1.24. Демонстрационен модел на диференциал за FSAE болид

Цел и задачи на дисертационния труд

ЦЕЛ

Целта на настоящата работа е теоретично и експериментално изследване на планетни предавки с взаимно зацепени сателити от гледна точка на условията на монтаж, съседство и съосност. Проучване на влиянието на неравномерното разпределение на натоварването на сателитите върху товароносимостта на предавката

ЗАДАЧИ

Теоретична част

- Класификация на предавката по конструктивни белези.
- Да се извеждат и структурират условията за синтез
- Да се разгледа неравномерното разпределение на натоварването в предавката чрез съпоставка с конструктивно най-близките предавки.
- Да се разработи методика за синтез в съответствие с проучените специфични условия.

Експериментална част

- Конструирание и изработка на специализиран изпитвателен стенд за предавки с взаимно зацепени сателити.
- Извършване на изпитания в дигитална среда по метода на крайните елементи.
- Извършаване на изпитания с изпитвателен стенд в различни конфигурации.
- Снемане и обработка на данните от измервателното оборудване.
- Анализ и съпоставка на данните от направените експерименти.

Глава 2

Теоретична част

2.1 Класификация на предавката с взаимно зацепени сателити:

Тъй като в направения литературен преглед не е открита конкретна дефиниция и обозначение на предавката с взаимно зацепени сателити, такива ще бъдат предложени в настоящия раздел на дисертацията.

До момента единственото срещано обозначение е това от статията на технически журнал на Хонда, където предавката е описана като : “Full pinion engagement planetary gear”. В превод – планетна предавка с пълно зацепване на пиньоните. Използваното до момента съкращение „FPE” произлиза точно от full pinion или full planetary engagement.

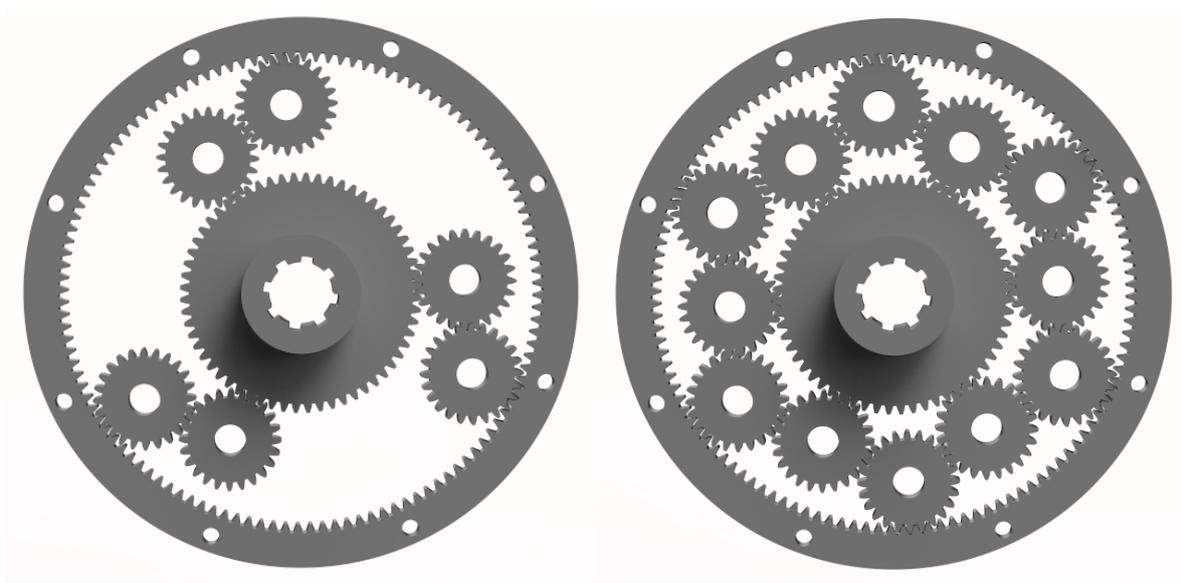
Въпреки че терминът „пиньон“ се използва за по-малкото от две зъбни колела и често пъти задвижващото. В случая на конструкцията на Хонда, сателитите се явяват най-малките колела, но както ще бъде показано в хода на теоретичната част, това не е задължително. Това прави използването на това обозначение не общовалидно. От друга страна липсва и кратка номенклатура подобна на предавките разглеждани в литературния обзор – 2К-Н, ААІ и т.н.

Често пъти в общото инженерство и индустрия, извън академичните среди всички предавки подобни на тези, показани в литературния обзор, чиято конструкция се състои от централни-слънчеви колела и разклоняващи елементи – сателити, се счита за планетна, дори и да няма планетно движение. Научната литература обаче в повечето случаи приема за планетна предавка само тази, в която има планетно движение, т.е. сателитите се въртят около собствената си ос и централната ос на предавката. Когато такава няма, те биват наричани псевдопланетни[2] или разклоняващи[49]

Основната особеност на предавката със взаимно зацепени сателити е това, че разклоняващите елементи – сателити са зацепени един с друг в затворен контур. Както бе отбелязано в литературния обзор такива биват наричани – затворени, зъбни системи, англ. – constrained gear systems, closed loop gear systems. Макар и в литературата за момента да не е срещната конкретна индикация на подобни системи, такава ще бъде предложена малко по-надолу.

При планетните предавки това е възможно, само при определени конструкции като първоизточник, чрез въвеждане на допълнително зацепване между самите сателити.

Затова предложеното обозначение, ще бъде по скоро като допълнение на съществуващите вече предавки – първоизточник. Предлага се обозначаването на взаимното зацепване да става чрез поставяне на квадратни скоби – \square в обозначението на предавката. По възможност квадратните скоби се поставят на елемента, в който е затвореният контур. Така например към обозначението, използвано от проф. Ткаченко и възприето от проф. Аранудов за едноводилна предавка с две външни зацепвания и едно вътрешно \overline{AAI} , към първоизточник се добавят квадратни скоби на обозначението за второто вътрешно зацепване - $\overline{A[A]I}$. Същото би могло да се ползва и за по-разпространеното означение на същата предавка $2K-H +$ в знака на водилото, тъй като именно сателитите, закрепени за водилото образуват затворената система – $2K-[H] +$



$$2K-H+, \overline{AAI} \Rightarrow 2K-[H] +, \overline{A[A]I}$$

Фиг. 2.1. Предложено обозначение на взаимното зацепване на сателитите спрямо предавката първоизточник

По същия начин могат да се означават и други планетни предавки, при които е възможно реализирането на взаимното зацепване и затваряне на контура на зацепване на разклоняващите елементи - $\overline{A[A]A}$, $\overline{I[A]I}$

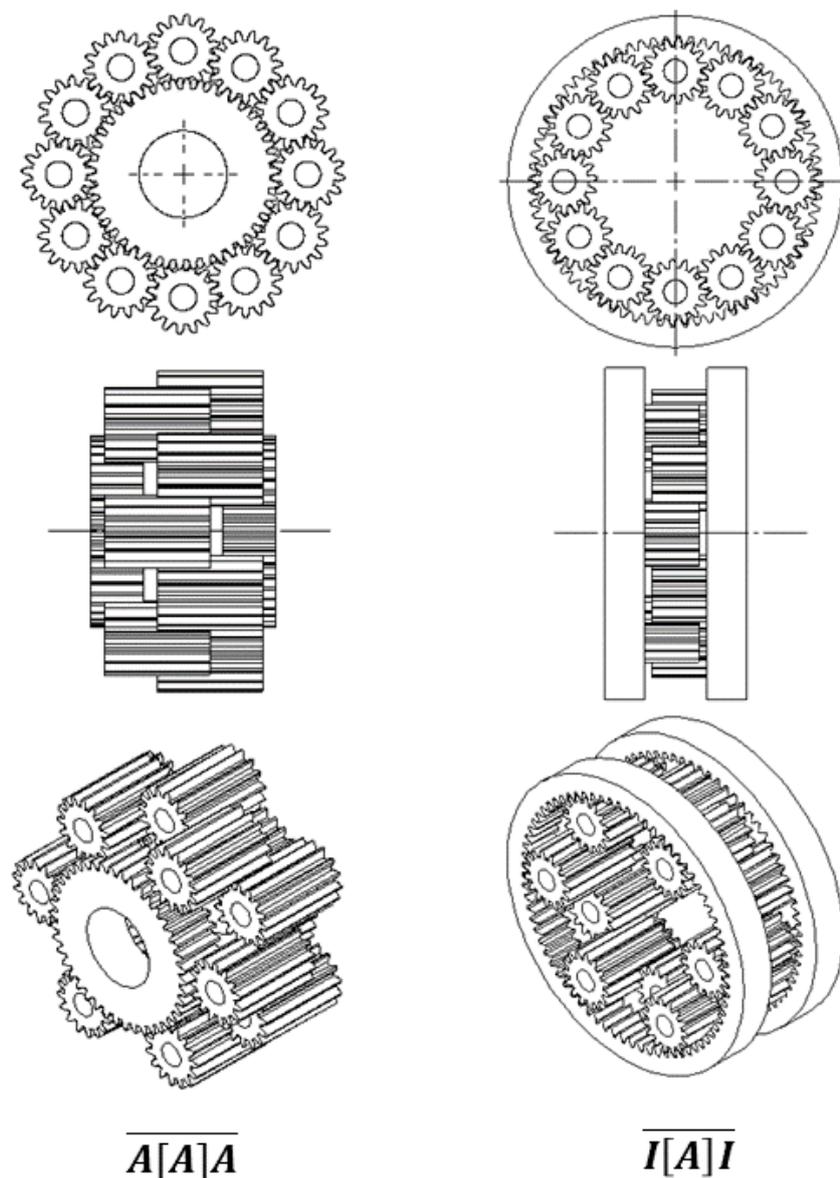
Следователно като дефиниция за планетна зъбна предавка с взаимно зацепени сателити предлагам следното :

„Система от зъбни колела, позволяваща реализирането на епициклично движение, на която разклоняващите мощностния поток елементи – сателити са зацепени помежду си в затворен контур.“

2.2 Примери за FPE предавки, устройство и възможни начини на работа.

Както вече беше отбелязано затвореният контур се реализира, чрез въвеждане на допълнително зацепване към съществуваща вече конструкция. Тъй като това не изменя кинематично характеристиките на предавката, те остават идентични с тези на предавката първоизточник. Те могат да бъдат елементарни или съставни според броя на водилата. Едноводилните могат да бъдат съответно с една или две степени на свобода. И положителни или отрицателни според знака на вътрешното предавателно отношение i_0 . Както обаче ще се види в хода на теоретичната част, взаимното зацепване на сателитите е възможно само при определени конструкции и определени предавателни отношения.

Други варианти, при които е възможно взаимното зацепване на сателитите са предавки от типа $\overline{A[A]A}$, $\overline{I[A]I}$. В известна степен дори реализирането на затворения контур е по-лесно при този тип, тъй като в единия случай липсва централният елемент с външно назъбване – слънце, а в другия - този с вътрешно назъбване - корона. Това опростява условията за монтаж и дава по-големи граници за подбора на зъби и предавателни отношения. Примери за такива са показани на фиг. 2.2.



Фиг. 2.2. Други видове предавки, при които е възможно взаимното зацепване на сателитите

От разгледаното дотук е видно, че приложението на взаимното зацепване на сателитите е предимно в конструкции на разпределителни и събирателни механизми с две степени на свобода в междумостови или междуколесни диференциали на МПС. Възможна е и работата като редуктор или мултипликатор, но с известни ограничения. Приложение може да има и в роботика, авиация и други сфери където специфичната товароносимост и компактните размери са с по-голямо значение от ниската цена, простотата на проектиране и изработка, и конструктивните ограничения.

2.3 Специфични условия на $\overline{A[A]I}$ предавка.

Както е известно от разгледаните в литературния обзор предавки и други типове планетни трансмисии, подборът на брой зъби, брой разклоняващи елементи, корекции на зъбната геометрия и междуцентрови разстояния не може да бъде случаен. В противен случай се получава засичане на зъб със зъб и други интерференции, които правят невъзможно сглобяването и функционирането на предавката. Тези проблеми са силно изявени в случаите на разглежданата тук $\overline{A[A]I}$ поради многото зацепвания, като за всяко от тях трябва да са гарантирани правилният подбор на споменатите по-горе критерии. В CAD среда ще бъдат генерирани модели на зъбни предавки, които ще служат за проверка на разглежданите по-долу критерии.

2.3.1 Условие за монтаж.

Тъй като този тип предавка има за първоизточник \overline{AAI} предавката - фиг.2.1 първото условие произлиза от нея :

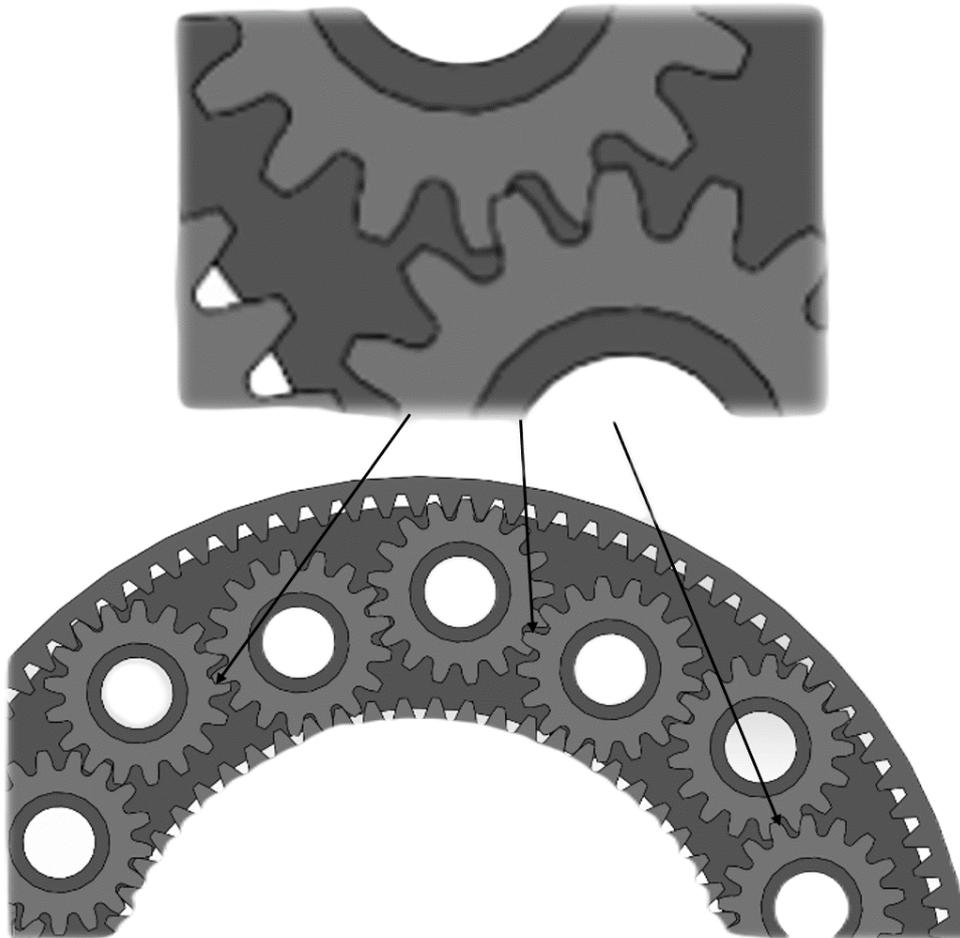
$$\frac{z_4 - z_1}{c} = f \in \text{int}(\text{цяло число}) \quad (2.1)$$

$$\delta = \frac{f 360^\circ}{z_4 - z_1} \quad (2.2)$$

- z – броят на зъбите в короната
- z_1 – броят на зъбите на слънчевото колело
- c - броят сателитни двойки,
- δ – ъгълът между сателитните двойки

Това условие гарантира зацепването между вътрешния ред сателити и слънцето и външния ред сателити и короната. То обаче не е достатъчно да предотврати интерференции при затварянето на контура и зацепването на двойките сателити една с друга.

На фиг. 2.3. е показан пример за генерирана в CAD среда предавка, при която е спазено само условие от формули (2.1), (2.2).



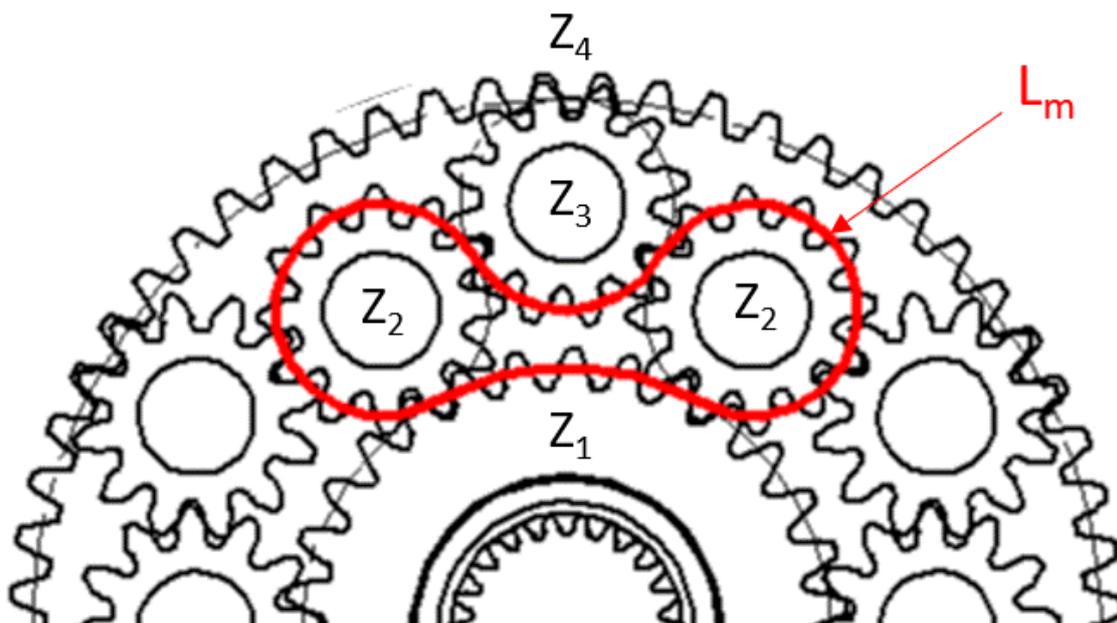
Фиг. 2.3. Интерференция на зъбите при частично спазено условие за монтаж

Видно е засичането на зъб със зъб при опит на затваряне на контура на зацепване. Решението на този проблем може да бъде търсено в условията за монтаж на споменатите в литературния обзор -разклоняващи трансмисии. Там проблемът със зацепването се разглежда като взаимовръзката между дължината на затворения контур на зацепване, и окръжната стъпка:

$$p = \pi \cdot m$$

Където m е модулът на зъбните колела.

В случая на разглежданата $\overline{A[A]I}$ този контур се образува от слънцето z_1 двойка зацепени с него сателити от вътрешния ред – z_2 и един сателит от външния ред z_3 – фиг. 2.4.

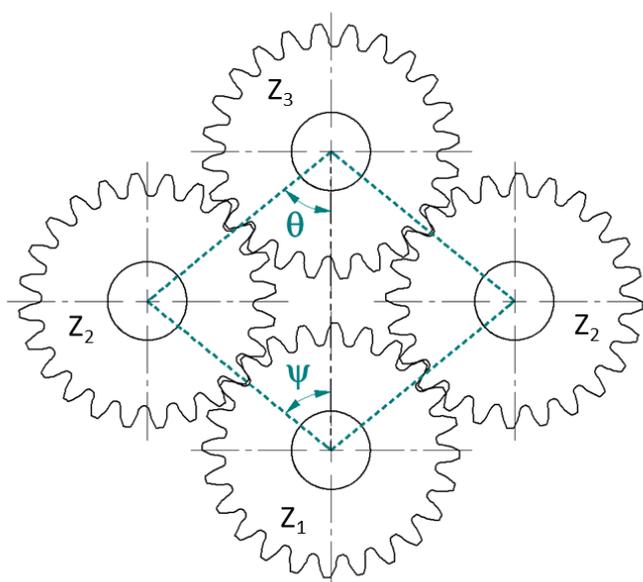


Фиг. 2.4. Контур, образуван от пътя на зацепване

За да се осъществи монтаж и да функционира зацепването, дължината на пътя на зацепване L_m трябва да се дели на равни окръжни стъпки p т.е.

$$\frac{L_m}{\pi \cdot m} = \text{цяло число} \quad (2.3),$$

като пътят на зацепване се формира от делителните окръжности на съответните зъбни колела. Същото може да се изрази чрез взаимовръзката между броя зъби и ъглите, които образуват междуцентровите разстояния на зъбните колела - фиг. 2.5.



Фиг. 2.5. Зависимост между ъглите и броя зъби в колелата

$$\frac{z_1 \cdot \psi}{180^\circ} + \frac{z_2 \cdot (180^\circ + \psi + \theta)}{180^\circ} + \frac{z_3 \cdot \theta}{180^\circ} = \text{ЦЯЛО ЧИСЛО} \quad (2.4)$$

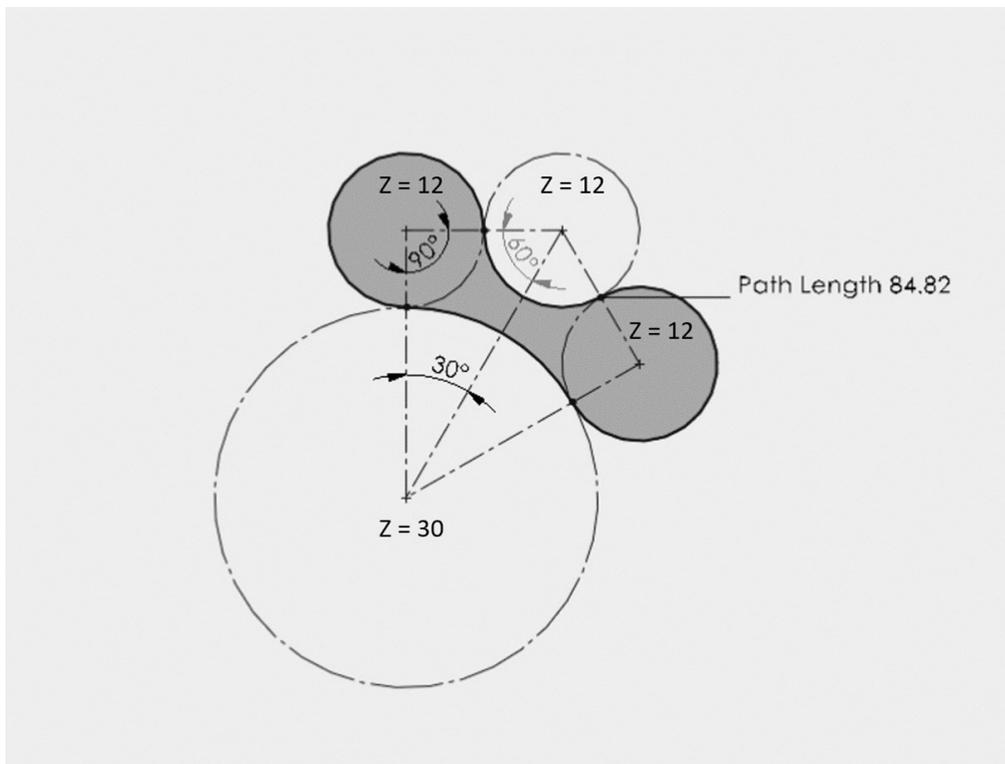
Ще се извърши проверка с предавката, произведена при описания в литературния обзор обратен инженеринг на диференциала на Хонда. При :

- $z_1 = 12$
- $z_2 = 12$
- $z_2 = 12$
- $z_3 = 30$
- $\theta = 60^\circ$
- $\psi = 30^\circ$

Се получава следното равенство:

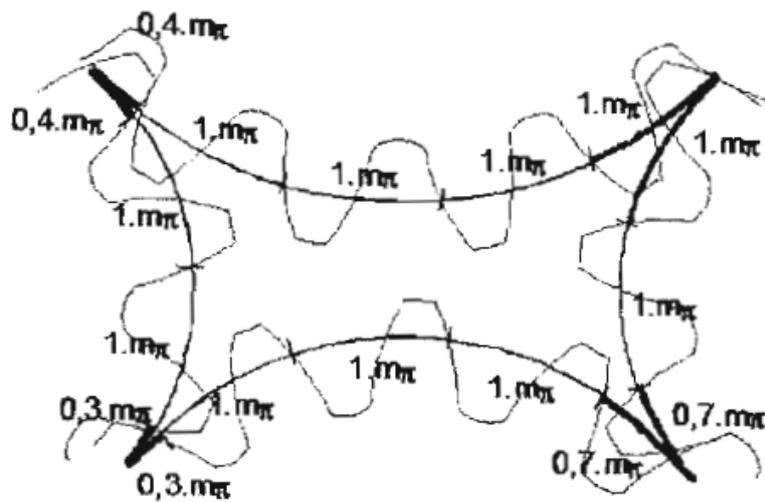
$$\frac{12 \cdot 60}{180} + \frac{12 \cdot (180 + 60 + 30)}{180} + \frac{30 \cdot 30}{180} = 27$$

За опростяване на изчисленията условно ще приемем, че зъбните колела са с модул 1. При тази постановка за дължина на пътя на зацепване L_m получаваме $27 \cdot \pi \cdot m = 84,823$. Проверка в САД среда потвърждава резултата:

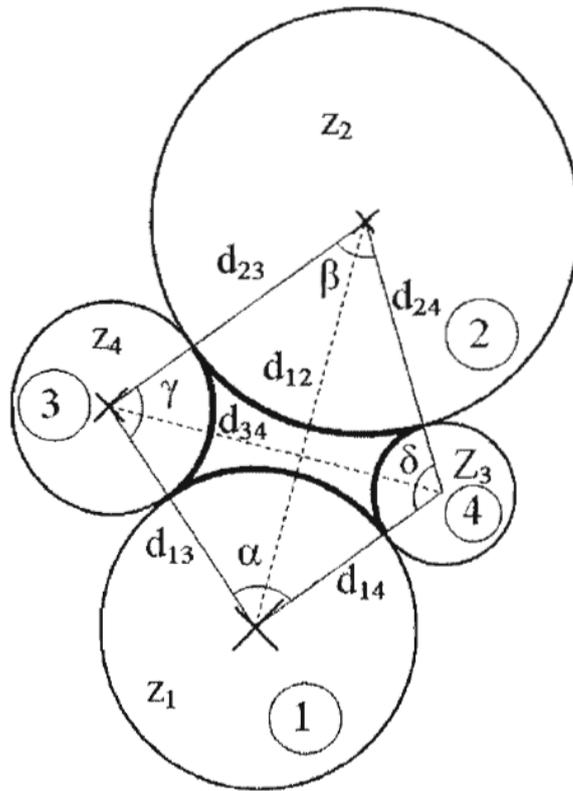


Фиг. 2.6. Проверовъчно изчисление на пътя на зацепване в САД среда

Подобен подход, но в подробен вариант е описан в[56]. Отново е посочено, че е възможно намирането на позиция на зъбните колела позволяваща успешно зацепване, като зависимост между броя зъби и ъглите, които образуват междуцентровите разстояния. За разлика от описания на фиг. 2.4. път на зацепване L_m , тук се разглежда отсекът, наречен *криволинеен четириъгълник*, формиран от дъгите - част от делителните окръжности, показани на фиг. 2.7.



Фиг. 2.7. Криволинеен четириъгълник, образуван от делителните окръжности на колелата[56]



Фиг. 2.8. Условието за монтаж, изразено чрез радиусите и ъглите между зъбните колела[56]

Изведени са следните зависимости:

$$r_1 \cdot \alpha + r_2 \cdot \beta - r_3 \cdot \gamma - r_4 \cdot \delta = n \cdot (m \cdot \pi), \quad n \in \mathbb{Z} \quad [56] \quad (2.5)$$

като r е радиусът на съответната делителна окръжност, а n е представено като разликата в окръжните стъпки от криволинейния четириъгълник и трябва да бъде **цяло число**. Известно е че $d = m \cdot z$, откъдето следва

$$r = \frac{z \cdot m}{2} \quad (2.5.1)$$

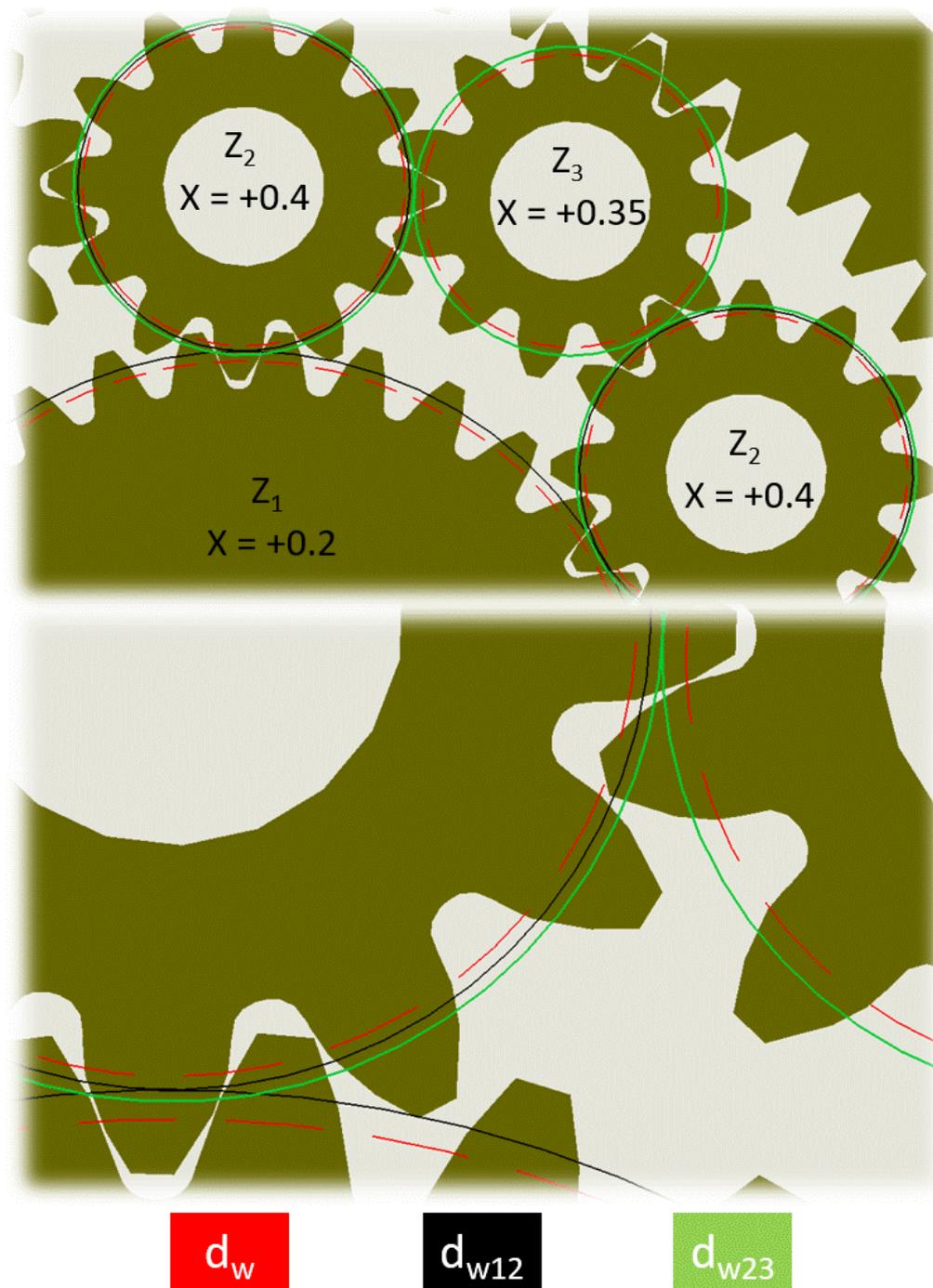
След заместване се получава подобна на 2.4 формула, но в система SI

$$\frac{z_1 \cdot \alpha + z_2 \cdot \beta - z_3 \cdot \gamma - z_4 \cdot \delta}{2 \cdot \pi} = n \quad (2.6)$$

Намирането на всеки един от ъглите при зададени брой зъби на всяко от зъбните колела е описано подробно в [56]. В случая на $\overline{A[A]I}$ централният ъгъл $\alpha (=2\psi)$ е зададен от условието за съседство, тоест задачата се изразява в намирането на останалите ъгли и възможния брой зъби, който да удовлетворява всички условия.

Важно е да се отбележи, че и в двете статии е споменато, че подходът с дължината на пътя на зацепване и отсека на криволинейния четириъгълник е приложим за некоригирани зъбни колела. Това е обяснимо поради факта, че при некоригирано зацепване делителната и работната окръжност на зъбните колела съвпадат и полюсът на зацепване лежи на тях. Както по нататък ще стане ясно от условията за съседство, при FPE предавките, корекции са необходими в болшинството от случаите. При коригирани зъбни колела работната и делителната окръжност не съвпадат. Още повече в случая когато има повече от две зъбни колела в зацепване работните окръжности и съответно разстоянията до полюсите на зацепване за едната и другата двойка не са едни и същи, а са в зависимост от стойността на корекциите “ x ” на всяко от колелата и работния ъгъл α_w .

На фиг. 2.8. е даден пример при който колело z_1 е с 30 зъба и корекция $x = +0.2$, колела z_2 с 12 зъба и корекция $x = +0.4$ и колело z_3 с 11 зъба и $x = +0.35$. При това положение делителните окръжности d не се допират, а работните окръжности d_{w12} за зацепването между z_1 и z_2 са различни от тези за z_2 и z_3 - d_{w23} . Това прави очертаването на пътя на зацепване L_m невъзможно.

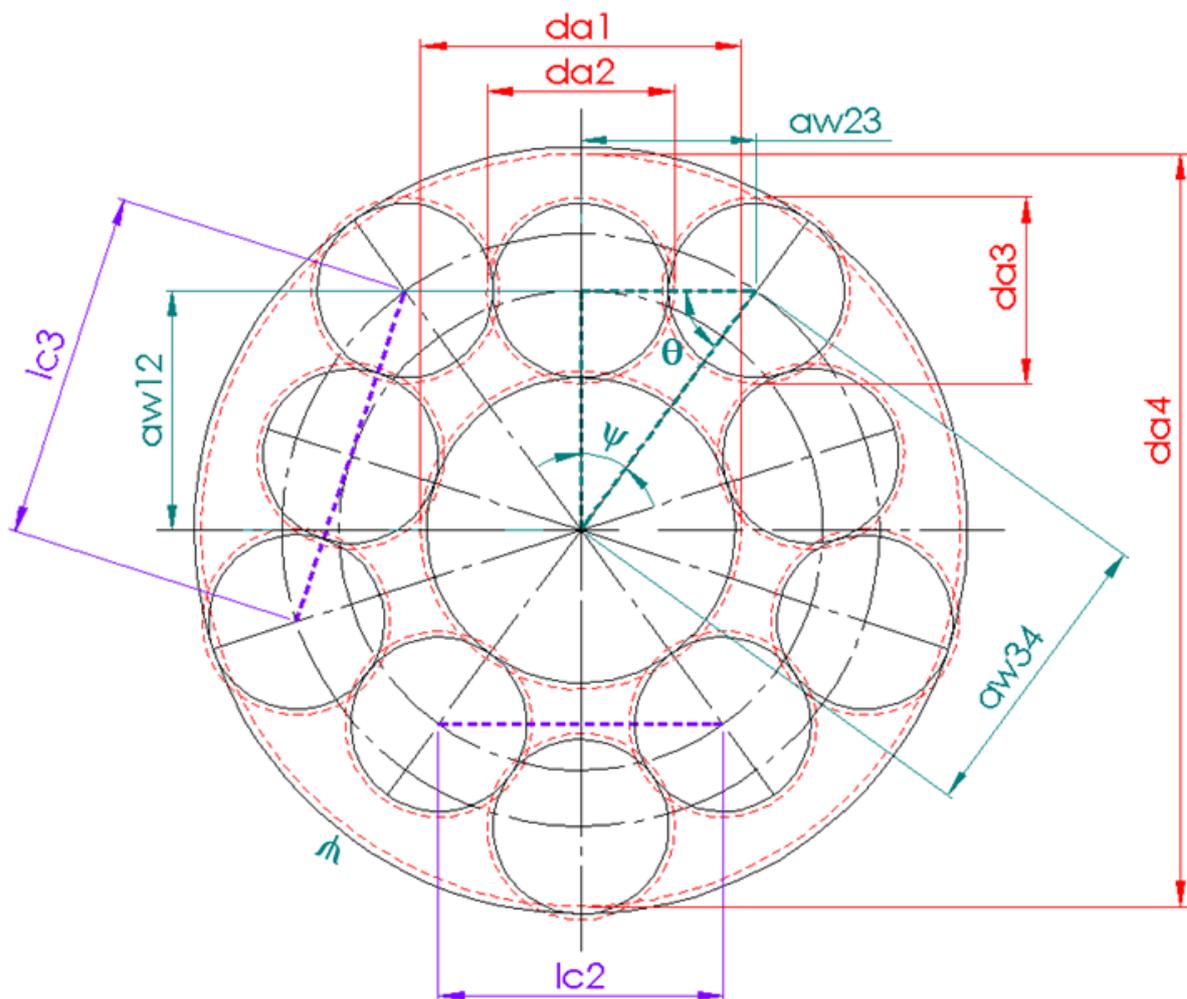


Фиг. 2.9. Разлики в размерите на началните окръжности между зацепванията

Въпреки това, направените опити за синтезиране на предавки показват ,че спазването на формула (2.4) използваща броя на зъбите, работи и за коригирани колела, като условието е при корекцията и манипулацията на междуцентровите разстояния да не се променят ъглите между центрите на зъбните колела.

2.3.2 Условие за съседство.

Това условие е може би една от съществените разлики между този и другите типове разклоняващи и планетни предавки. Докато при другите е важно да се гарантира, че върховете окръжности на зъбните колела на сателитите не се допират една до друга, то в случая условието за съседство трябва да гарантира събирането на необходимия брой сателити за затваряне на контура и постигането на зацепването между тях. Същевременно върховата окръжност на външния ред сателити, не трябва да допира върховата на слънчевото колело, а върховата на вътрешния ред сателити - върховата на короната.



Фиг. 2.10. Геометрични параметри на $\overline{A[A]I}$ предавка

На база фиг 2.10 могат да бъдат изведени следните зависимости:

Централния ъгъл ψ сключен между осите на външния и вътрешния ред сателити трябва да разделя окръжността на равни части в зависимост от броя на сателитите.

$$\psi = \frac{360^\circ}{k} \quad (2.7)$$

Като k е общият брой на сателитите и е налице симетрично разположение на осите, което означава, че всички сателити от вътрешния ред са идентични, както и всички сателити от външния ред. Не е задължително обаче външния и вътрешния ред да са еднакви. В случая на схемата изобразена на фиг 2.10

$$\psi = \frac{360^\circ}{10} = 36^\circ$$

Следващите условия са свързани с необходимата хлабина между зъбните колела, които не са в зацепване:

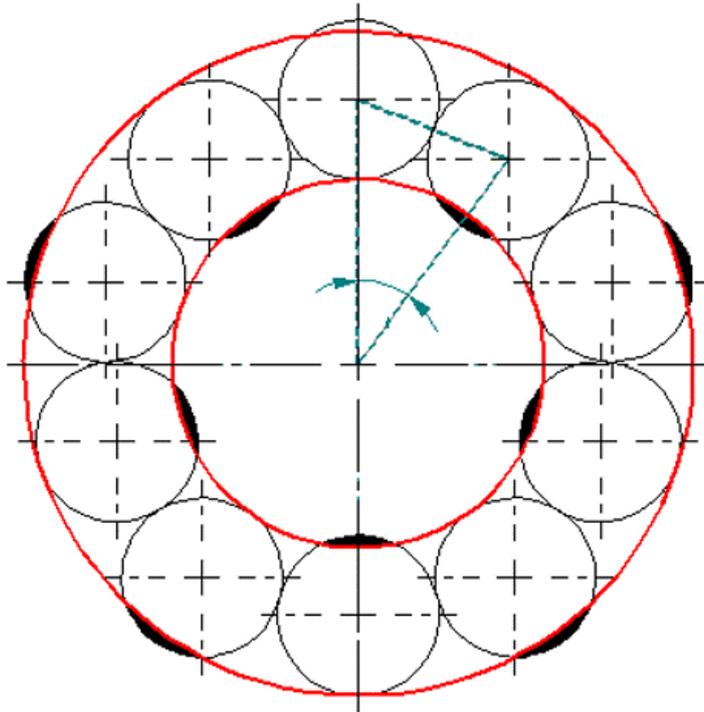
$$2 \cdot a_{w12} + d_{a2} < d_{a4} \Rightarrow z_1 + 2 \cdot z_2 < z_4 \quad (2.8.1)$$

$$2 \cdot a_{w34} - d_{a3} > d_{a1} \Rightarrow z_4 - 2 \cdot z_3 > z_1 \quad (2.8.2)$$

$$l_{c2} > d_{a2} \quad (2.8.3)$$

$$l_{c3} > d_{a3} \quad (2.8.4)$$

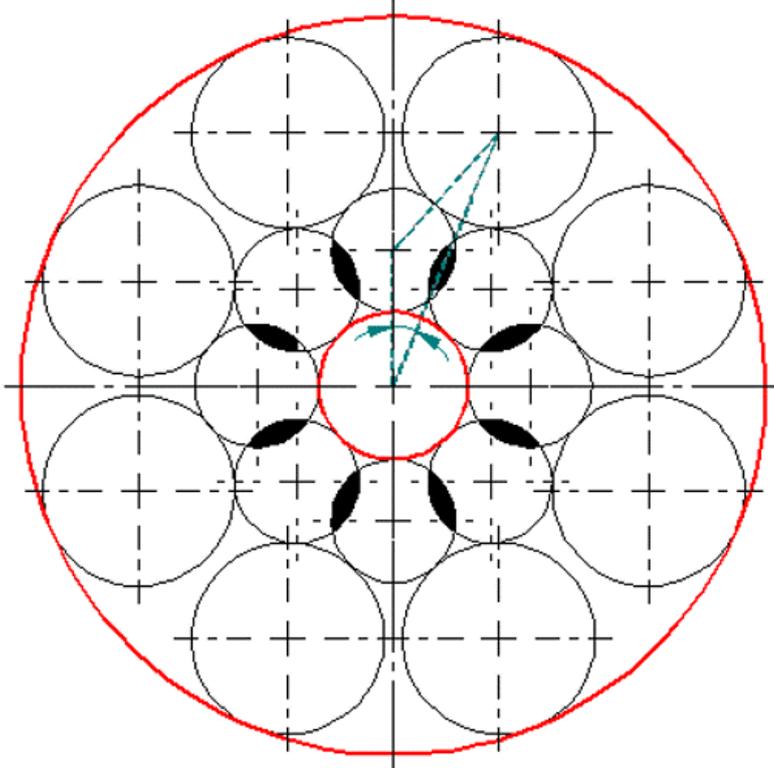
С оглед на изложените по-горе условия става ясно, че избирането на броя сателитни двойки и централния ъгъл ψ е свързано преди всичко със стойността на вътрешното предавателно отношение i_0 . На фиг. 2.11. са дадени примери за схематично изобразяване на предавки, при които големината на централния ъгъл ψ е избрана некоректно спрямо вътрешното предавателно отношение, което води до нарушение на условията за съседство. Независимо от размера или разположението на сателитите е налице интерференция.



$$i_0 = 1.8$$

$$\psi = 36^\circ$$

$$k = 10$$



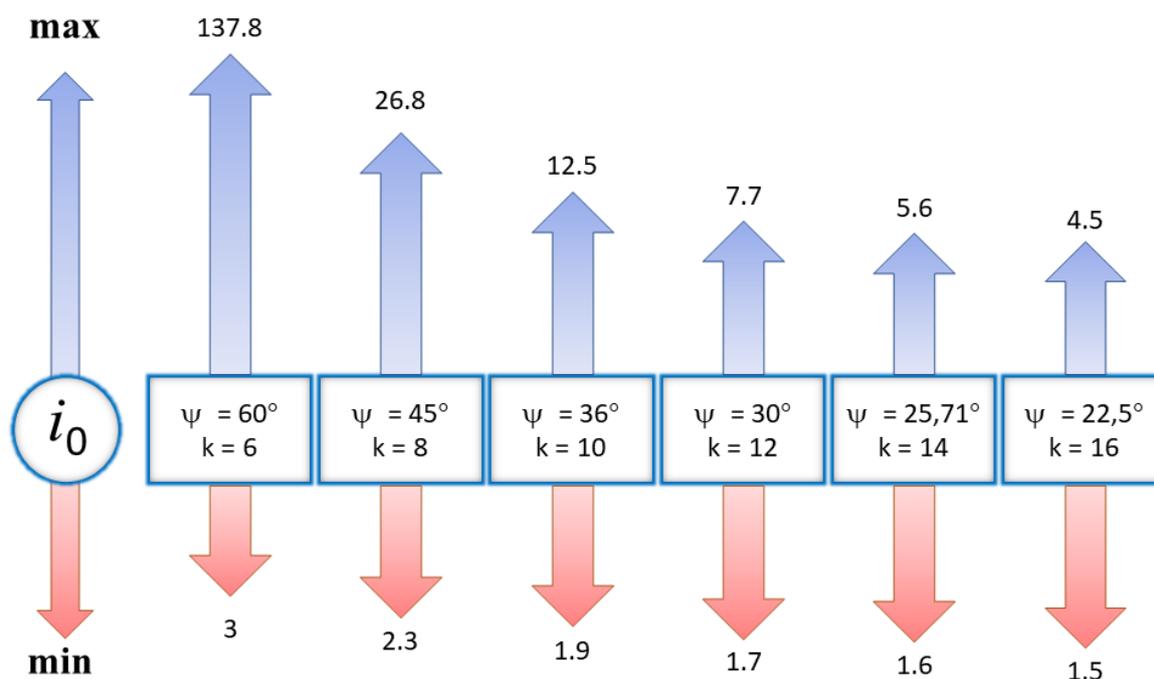
$$i_0 = 5$$

$$\psi = 22.5^\circ$$

$$k = 16$$

Фиг. 2.11. Интерференции при не спазено условие за съседство при $\overline{A[A]I}$

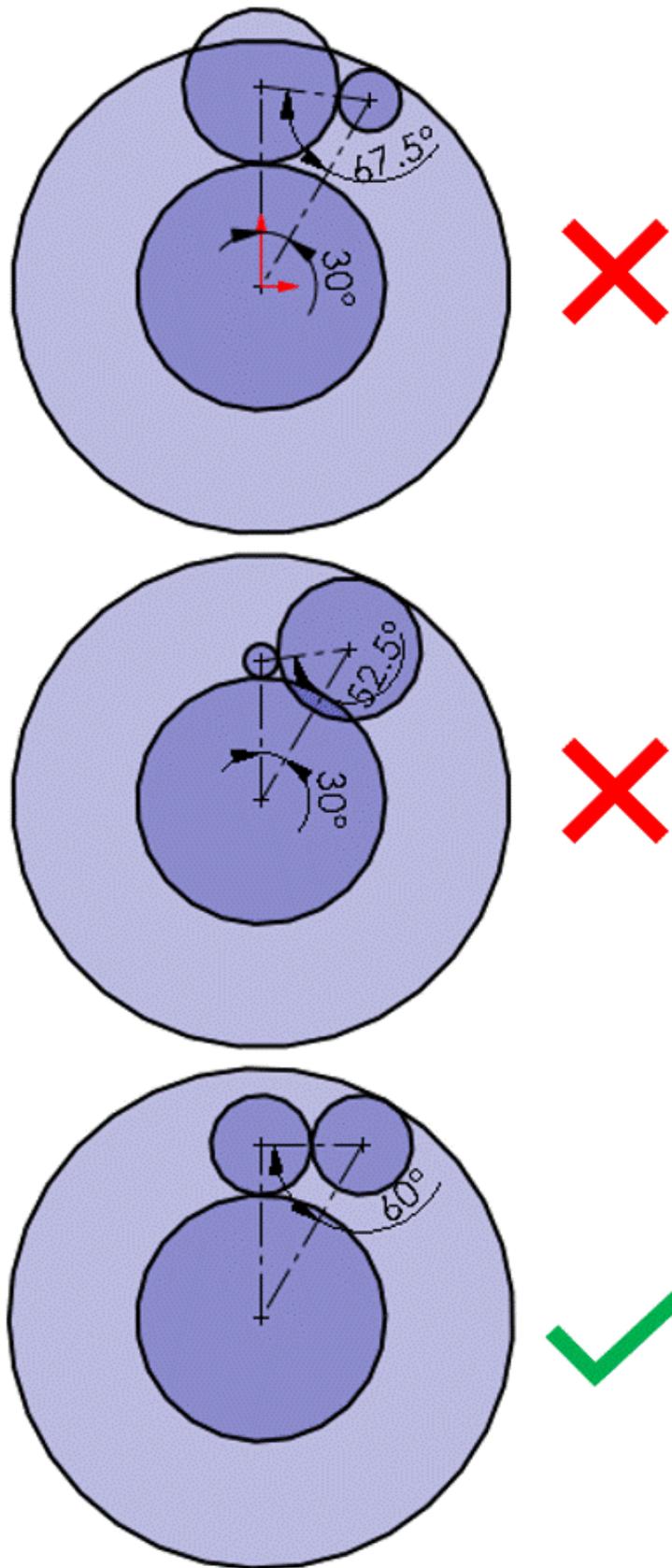
На фиг. 2.12. са дадени теоретичните граници на предавателното отношение при различни централни ъгли.



Фиг. 2.12. Теоретични граници на предавателното отношение за $\overline{A[A]I}$ предавка

Важно е да се спомене, че това са величини, клонящи към чисто геометричните лимити на окръжностите на колелата преди да се наруши условието за съседство. **Практически възможните стойности могат драстично да варират в много по-тесен диапазон в зависимост от броя зъби и габаритите на предавката.** Тъй като ъгъла θ е съществен за условието на монтаж, неговата стойност също трябва да е в граници, които да удовлетворяват уравнение (2.4). Това същевременно директно влияе върху условието за съседство, като в зависимост от броя зъби е възможен конфликт или практически нерентабилни размери на зъбните колела.

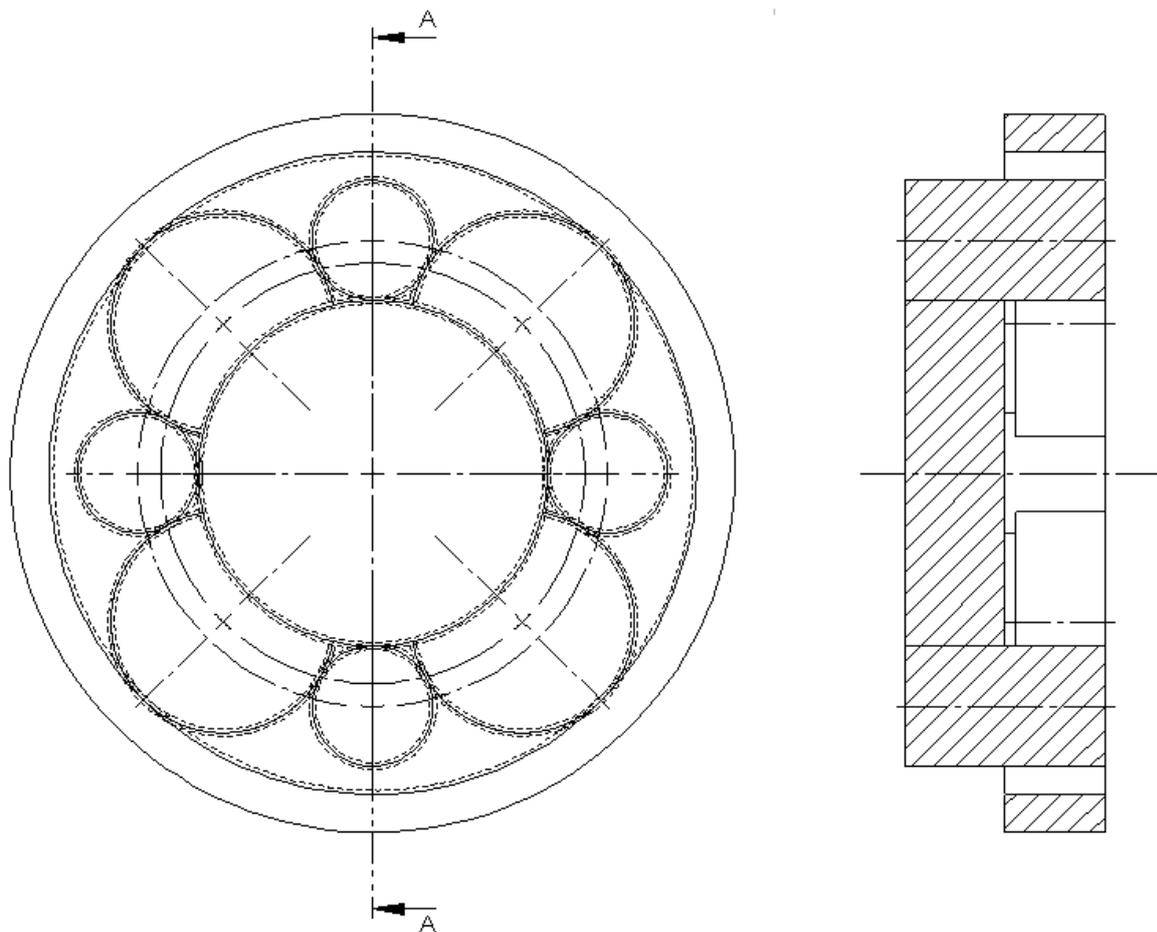
На фиг. 2.12. е даден пример с дискутираната до момента предавка от обратния инженеринг на диференциала на Хонда с $i_0 = 2$. При зададените брой зъби – $z_1 = 30$, $z_{2/3} = 12$, $z_4 = 60$ централен ъгъл $\psi = 30$ и спазването на уравнение (2.4) се получава, че следващите възможни стойности на $\theta = 67.5^\circ$ или 52.5° . при сегашна 60° . И двете стойности водят до интерференция. Освен това генерираните окръжности показват, че е невъзможно разполагането на сателитни колела с еднакъв брой зъби.



Фиг.2.13. Влияние на ъгъл θ върху условието за съседство.

Ако условно се удвои броят на зъбите на всяко колело от предавката $z_1 = 60$, $z_{2/3} = 24$, $z_4 = 120$, вътрешното предавателно отношение се запазва, но увеличеният брой зъби дава по-голям диапазон на ъгъл θ . Това разбира се трябва да се съобрази с максимално допустимите габаритни размери и желанния модул на зъбите. Друго решение би било промяната на броя зъби на сателитите. Тъй като те се явяват един вид паразитни колела, техният брой зъби не влияе върху предавателното отношение i_0 . Ако се зададе $z_3 = 11$, тогава спазвайки формула (2.4) се получава най-близка стойност за $\theta = 62.608^\circ$ при запазено предавателно отношение. Това дава предавката показана на фиг 2.9.

Може да се спомене, че някои от условията за съседство могат да се бъдат заобикалени чрез разполагане на компонентите на предавката в различни равнини – фиг. 2.14.



Фиг. 2.14. Заобикаляне на условието за съседство, чрез етажно разполагане на зъбните колела

2.3.3 Условие за съосност

Следващото условие се обуславя от това, че осите на централните колела – слънчевото и короната трябва да съвпадат. Отново случаят на $\overline{A[A]I}$ има определени специфики, предизвикани най-вече от описаните до момента изисквания към разположението на сателитите.

За да бъдат всички колела в зацепване е необходимо спазване на междуцентровите разстояния. При спазена съосност между слънцето и короната центрите на колелата в зацепване образуват върховете на триъгълник. Отношението между междуцентровите разстояния, които се явяват страните на триъгълника, може да бъде определено чрез синусовата теорема. В случая на фиг. 2.10. тя ще изглежда така:

$$\frac{a_{w12}}{\sin\theta} = \frac{a_{w23}}{\sin\psi} = \frac{a_{w34}}{\sin(180-(\theta+\psi))} \quad (2.9)$$

Тъй като предишните условия за монтаж и съседство имат строги изисквания към ъглите θ и ψ , може да се приеме, че тяхната стойност ще е вече известна. При това положение може да бъде зададено произволно междуцентрово разстояние като една страна от триъгълника и да бъдат намерени останалите.

Тук може да се покаже една специфична особеност на тези предавки. В доминиращия процент случаи на синтезиране, не се получават цели числени стойности на междуцентровите разстояния. Това означава, че поне едно от колелата е коригирано, а в много от случаите почти всичките. Като коефициентите на изместване x_1, x_2, x_3, x_4 **не могат** да се избират независимо един от друг. Освен това при избора им проектантът се води от постигането на необходимото междуцентрово разстояние и после в зависимост от възможния брой зъби за всяко от колелата, стойности на x с оглед търсене на по-добри характеристики. Тази концепция ще бъде разгледана по нататък при примерно синтезиране на $\overline{A[A]I}$ предавка. Намирането на стойностите на коефициентите на изместване при зададено коригирано междуцентрово разстояние a_w , може да стане с известните в машиностроенето формули [1],[2],[35]:

При външно зацепване:

$$\cos \alpha_{w12} = \frac{a_{12}}{a_{w12}} * \cos \alpha = \frac{m * \frac{z_1+z_2}{2}}{a_{w12}} * \cos \alpha \quad (2.10)$$

$$x_{\Sigma 12} = x_1 + x_2 = \frac{z_1+z_2}{2} * \frac{\operatorname{inv} \alpha_{w12} - \operatorname{inv} \alpha}{\tan \alpha} \quad (2.11)$$

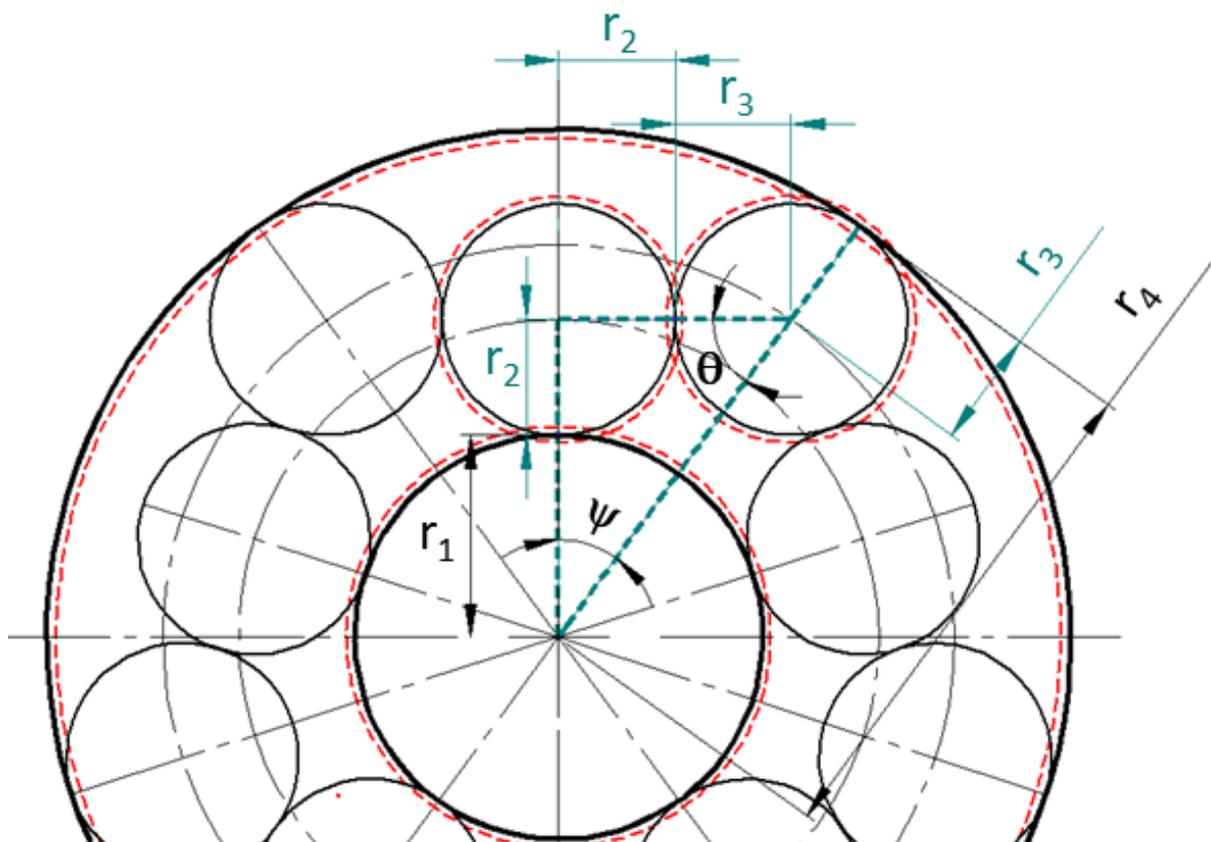
При вътрешно зацепване:

$$\cos \alpha_{w34} = \frac{a_{34}}{a_{w34}} * \cos \alpha = \frac{m * (z_1+z_2)}{a_{w34}} * \cos \alpha \quad (2.12)$$

$$x_{d34} = x_4 - x_3 = \frac{z_4+z_3}{2} * \frac{\operatorname{inv} \alpha_{w34} - \operatorname{inv} \alpha}{\tan \alpha} \quad (2.13)$$

Подходът с произволно задаване на междуцентрово разстояние обаче, е свързан с постоянна проверка между избраните стойности за разстоянието, получените габаритни размери на зъбните колела и евентуален конфликт с условията за съседство. Това може да доведе до многократно повтаряне на изчисленията и налучкване на величината на междуцентровото разстояние.

Поради тази причина е предложена следната методика основаваща се на синусовата теорема. Ще бъде разгледан отсекът, формиран от радиусите на работните окръжности на колелата в зацепване фиг. 2.15. Тъй като вътрешното предавателно отношение i_0 е предварително зададено и се знае, че величината му зависи от отношението на короната и слънчевото колело, в зависимост от избрания модул може лесно да се определят стойностите на r_1 и r_4 . За удобство може да се приеме, че колелата са некоригирани и да се използват диаметрите на делителните окръжности. Това не е задължително условие, като е възможно и избирането на стойности, зависещи от предварително зададени коефициенти на изместване или изискванията за габаритните размери на предавката, важното е да е в диапазон който ще позволи запазването на желаното i_0 .



Фиг. 2.15. Геометрични зависимости в $\overline{A[A]I}$ предавка

Така при известни θ , ψ , r_1 и r_4 се търсят стойностите на r_2 и r_3 . От синусовата теорема получаваме:

$$\frac{r_1+r_2}{\sin\theta} = \frac{r_2+r_3}{\sin\psi} = \frac{r_4-r_3}{\sin(180-(\theta+\psi))} \quad (2.14)$$

$$\frac{r_2+r_3}{\sin\psi} = \frac{r_1+r_2}{\sin\theta}$$

$$\frac{r_2+r_3}{\sin\psi} = \frac{r_4-r_3}{\sin(\theta+\psi)}$$

$$r_2 = \frac{r_1*\sin\psi - r_3*\sin\theta}{\sin\theta - \sin\psi} \quad (2.15)$$

$$r_2 = \frac{r_4*\sin\psi - r_3*\sin\theta - r_3*\sin(\theta+\psi)}{\sin(\theta+\psi)} \quad (2.16)$$

$$r_3 = \frac{r_4 * \sin \theta - r_4 * \sin \psi - r_1 * \sin (\theta + \psi)}{\sin \theta - \sin \psi - \sin (\theta + \psi)} \quad (2.17)$$

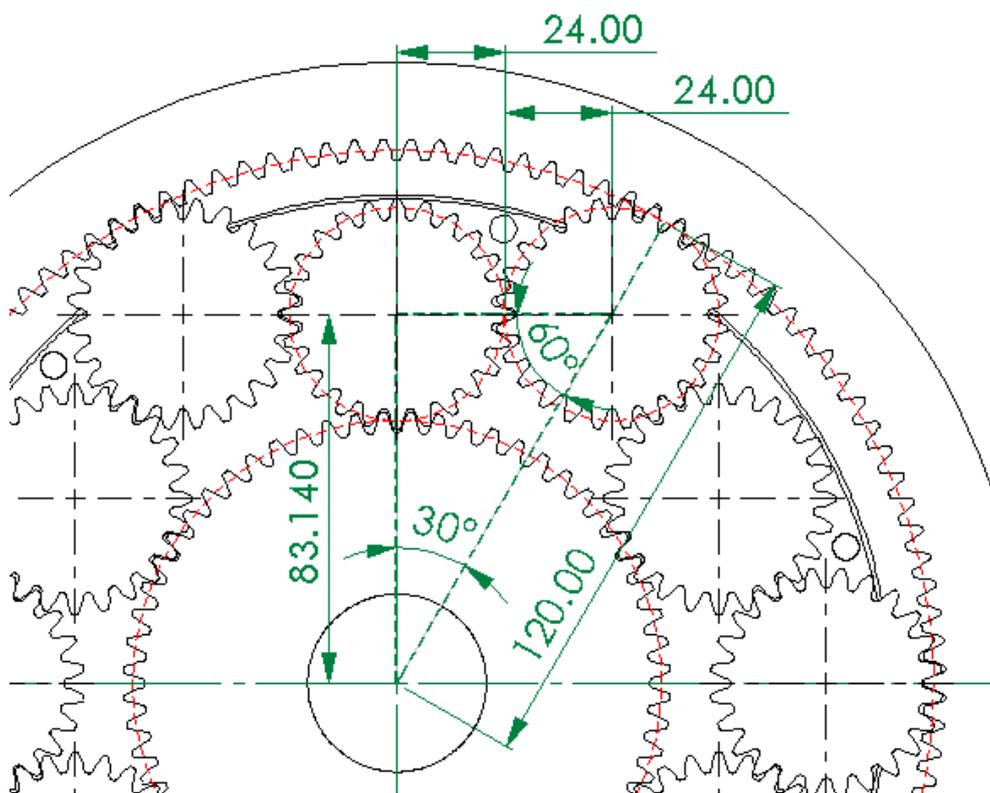
След заместване на известните в уравненията получаваме стойностите на r_2 и r_3 . Чрез добавянето или изваждането им към другите известни r_1 и r_2 , се получават съответно междуцентровите разстояния a_{w12} , a_{w23} и a_{w34} .

Аналогично, могат да се задават желани стойности на другите 2 радиуса и да се намират останалите. Така при зададени стойности на r_2 , r_3 , θ , ψ

$$r_1 = \frac{r_2 * \sin \theta + r_3 * \sin \theta - r_2 * \sin \psi}{\sin \psi} \quad (2.18)$$

$$r_4 = \frac{r_2 * \sin (\theta + \psi) + r_3 * \sin (\theta + \psi) - r_3 * \sin \psi}{\sin \psi} \quad (2.19)$$

Това е удобно при използването на готови колела с фиксирани параметри. Например в случая на предавката от изпитателния стенд, описан в глава 3 се използват серийно произведени зъбни колела, които не са коригирани. Тъй като поради посочените по-горе причини ще се наложи корекция, логично е по възможност тя да се извърши на най-удобния за това компонент. При 12 броя сателити, и скъпа за изработка корона, най-правилно би било да се коригира слънчевото колело.



Фиг. 2.16. Пример за намиране на междуцентрово разстояние при зададени параметри.

Знае се, че модулът $m = 2$, откъдето чрез броя зъби получаваме стойностите за r_2, r_3, r_4 при $x = 0$ за съответните колела. Търси се a_{w12} , което е сбор на $r_1 + r_2$.

След извършване на изчислителните операции получаваме междуцентрово разстояние $a_{w12} = 83.140$ – фиг. 2.16, откъдето получаваме броя на зъбите. Понеже сателитите са стандартни и некоригирани, коефициентът им на изместване $x = 0$. След заместване в необходимите формули се получава, че за да се достигне до зададеното междуцентрово разстояние е необходимо слънчевото колело да се коригира отрицателно до $x = -0.417$.

Като цяло при синтезирането на подобен тип предавки, често се налагат няколкократно проверовръчни изчисления и промяна на параметри до постигане на практически пригодни и задоволителни резултати. Това може да доведе до голям обем изчислителна работа, което до някъде обяснява защо това е толкова рядко срещана конструкция.

Благодарение на съвременните цифрови методи обаче, времето за изчисление се намалява многократно. Така например в случая на условието за съосност цялата последователното при намирането на междуцентровите разстояния се решава почти мигновено, ако се разполага с графичен софтуер за чертане, чрез начертване на всички прави и окръжности от фиг. 2.15. и задаване на съответните ъгли. Аналогично, бързо могат да се намират коефициентите на изместване, със софтуери за извършване на математически операции или специализирани за зъбни предавки.

Едно важно уточнение трябва да бъде направено относно метода от фиг. 2.15. както и графичното му решаване със софтуер. **За целите на задачата условно е прието**, че радиусите r_1, r_2, r_3, r_4 са радиусите на работните окръжности. Както бе обяснено при условието за монтаж и на фиг. 2.9. сателитите може имат две работни окръжности тъй като в зацепване с две различни съседни колела, които в повечето случаи имат различни междуцентрови разстояния a_w и работни ъгли α_w .

Въпреки това методът дава необходимите стойности за междуцентровите разстояния и с достатъчна приблизителна точност дава сведения за габаритите на колелата в зацепване. Важно е в етапа на проектирането да се има предвид тази особеност и да се прегледат отново стойностите на коефициентите на изместване, тяхната последователност както и други характерни за коригираното зацепване особености като например коефициента на обратното изместване Δ_y и коефициента на скъсяване на главата на зъбите Δ_f .

Важно допълнение при работата с междуцентровите разстояния е че при наклонени зъби $\beta \neq 0$ ъгълът на наклона влияе върху размера на работните окръжности и съответно самите разстояния.

2.4 Товароносимост.

Теоретично погледнато, предавките с взаимно зацепване на сателитите предоставят възможността за много висока специфична товароносимост, потенциално по-добра от тази на сходните конструкции. В [31] се упоменава, че чрез използването на $\overline{A[A]I}$ в диференциала, теглото спрямо предишната конструкция е намалено с 14%, центърът на тежестта свален с 1.1мм и дължината на крайните задвижващи валове намалена с 25мм. Това са значителни подобрения, особено в сферата на моторните спортове.

Това е обяснимо с факта, че в разклоняващите трансмисии периферната сила F_t в зацепването се дели на броя на разклоняващите елементи. Взаимното зацепване позволява побиране на максималния брой разклоняващи елементи в зададеното пространство. Следната формула е дадена за предавките първоизточник \overline{AI} , \overline{AAI} .

$$F_t = 2000 \frac{T_1}{k(c)d_1} \quad (2.20)$$

където:

T_1 е въртящият момент на слънчевото колело(Nm).

$k(c)$ броят на разклоняващите мощността сателитни двойки.

d_1 е делителният диаметър на слънчевото колело в mm.

Важно уточнение- при залагането на броя на сателитите трябва да се има предвид реално на колко се разклонява мощностният поток, особено в случаите на $\overline{A[A]I}$ и \overline{AAI} . Например на фиг. 2.10. броят k на сателитите е 10, но реалното разклоняване на мощността от слънчевото колело е 5, тоест в изчисленията се залагат 5 двойки – $c(\text{couple})$

Когато входящият момент не е през слънчевото колело, големината на неговия момент може да се получи чрез i_0 и дадените в литературата моментови отношения за съответните предавки. Тъй като предавките с взаимно зацепване са кинематично и моментово идентични с първоизточниците си, могат да се ползват същите отношения.

От друга страна въпросът за изчислението на товарносимостта при FPE предавките и $\overline{A[A]I}$ в частност е сложен, най-вече поради факта, че лисват сведения за практически опит и теоретични и експериментални изследвания по темата, както и препоръчителни стойности за коефициента на неравномерно разпределение на натоварването K_γ . Статията на Хонда [61] по-скоро дискутира модификации в профилите и преходните криви за конкретно изработения прототип на предавката, а не фундаментални характеристики.

Като цяло поради сходство с останалите многопоточни предавки за определянето на K_γ може да се приемат същите зависимости, които важат и за конструктивно най-близките до $\overline{A[A]I}$ предавки. Като фактор от първостепенно значение отново може да се приеме точността на изработката на компонентите и точността на позициониране на сателитните оси. Останалите положително и отрицателно влияещи фактори, като натоварване, ъглова скорост, хлабини, кинематична подвижност, податливост и други също могат да се приложат към предавките с взаимно зацепване на сателитите.

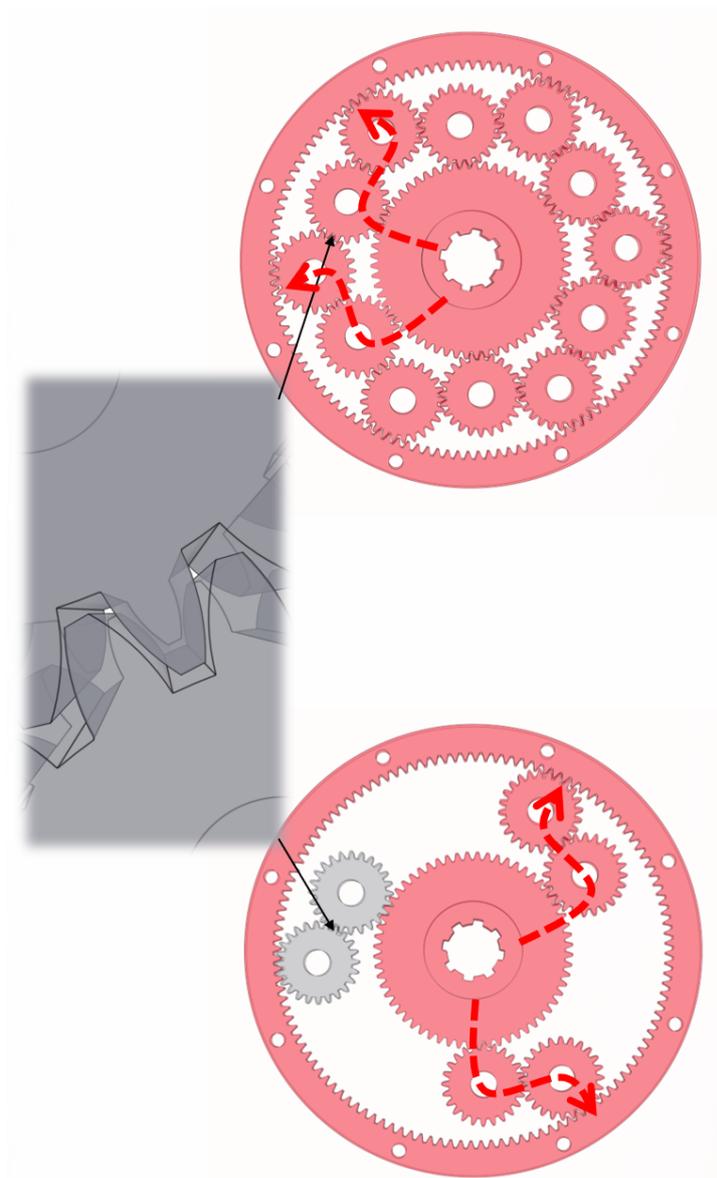
Съществуват обаче някои особености :

При предавките от типа \overline{AI} , \overline{AAI} , като основен негативен фактор се определя предимно тангенциалното отклонение от идеална позиции на сателитните оси и в много по-малка степен радиалното. От направените компютърно симулирани проучвания и физическите такива, описани в глава 4 се наблюдава, че при затворен контур на сателитите и двете отклонения са с изявено влияние.

Податливостта и/или кинематичната подвижност на компонентите има благоприятно влияние върху изравняването на натоварването, като при другите типове планетни предавки с най-положително въздействие се посочва слънчевото колело. При затворения контур обикновено има много на брой сателити, зацепени помежду си, така че съществува хипотезата, че тяхната хлабина или податливост на осите е с преобладаващо значение. Подобен извод е правен и от прототипа на диференциал за FSAE описан в литературния обзор.

Предавките от този тип са много чувствителни към производствени и монтажни грешки, както и хлабините в зацепването и грешно избрани коефициенти на изместване водещи до интерференции.

Трудно е да се определи посоката на силовия поток тъй като в зависимост от хлабините той може да се мени между различните компоненти. В динамична среда пътят му не е константен. От друга страна това е известно предимство на затворения контур, защото шансът за напълно прекъсване на силовия поток е наполовина по-малък. Ако при развъртане се допрат всички контактни повърхности на зъбите с изключение на една, при предавките от типа \overline{AI} , \overline{AAI} се прекъсва силовият поток между слънцето и короната и реално се нарушава целият силов клон. При затворения контур, потокът се затваря през съседния сателит – фиг. 2.17. Това е рядко срещано явление при много големи хлабини и неточности, но все пак е възможно.

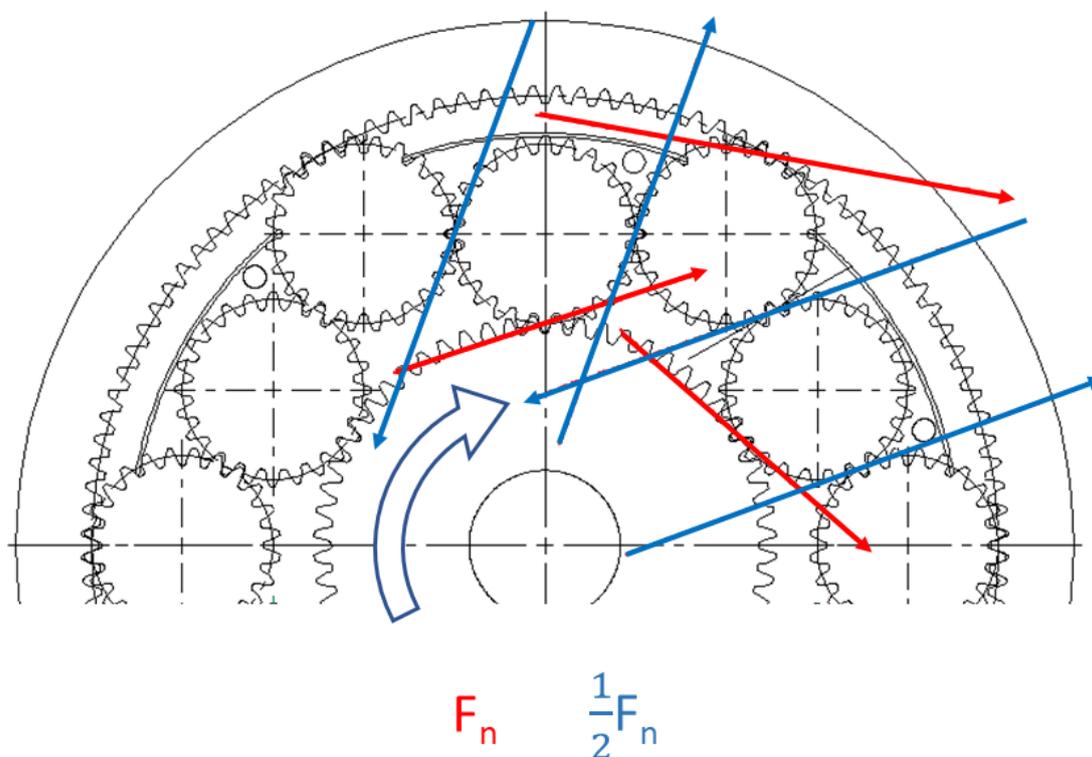


Фиг. 2.17. Промяна на пътя на силовия поток поради хлабина в зацепването при

$\overline{A[A]I}$ и \overline{AAI}

Поради същата причина няма яснота относно това коя страна на зъба ще влезе първа в контакт със съседната. При якостните изчисления зъбите на сателитните колела са подложени на знакопроменливо натоварване.

Друга характерна особеност при $\overline{A[A]I}$ е, че е възможна нееднаквата големина на натоварването на осите на двата реда сателити. До голяма степен това се определя от положението на сателитите в пространството, обусловено от стойността на ъглите ψ и θ . Хипотезата е, че при много ниски техни стойности, т.е. междуцентровите разстояния образуват тъпоъгълен триъгълник – натоварването е по-високо на вътрешния ред, а когато $\psi + \theta \geq 90^\circ$ по-натоварен е външният ред. Тези стойности не са общовалидни обаче, и е препоръчително в хода на конструкторската дейност да се направят необходимите построения на силите, опорните реакции и да се проследят внимателно посоките, и големините им в зависимост от линиите на зацепване и посоките на въртене, както и кой е входящият вал и кой изходящият. На фиг. 2.18 е даден пример с линиите на зацепване и посоката на нормалната сила F_n в предавката от изпитвателния стенд. При това разположение $\psi + \theta = 90^\circ$ и се получава по-голямо натоварване на външния ред сателити.



Фиг. 2.18. Посоки на нормалната сила в зацепването при въртене надясно.

Тази особеност трябва да се има предвид при оразмеряването на осите и съответно лагерите им.

В литературните източници[2],[9],[13] има сведения за въздействието на броя на сателитите – k , върху разпределението на натоварването, като повечето на брой сателити водят до по-голяма неравномерност и по-висока стойност на коефициента K_y . Това е обяснимо поради факта, че шансът за производствени грешки и натрупването им се увеличава с броя на компонентите. Следната таблица е дадена в [2]

ТАБЛИЦА 2.1 Препоръчителни стойности за $K_{y \max}$ в зависимост от броя на сателитите[2]

k	3	4	5	6	7	8
$K_{y \max}$	1,1 ÷ 1,2	1,15 ÷ 1,3	1,2 ÷ 1,4	1,25 ÷ 1,5	1,3 ÷ 1,6	1,35 ÷ 1,7

Прилагането и към $\overline{A[A]I}$ предавките, поставя някои въпросителни. На първо място - ефектът на пълното зацепване на сателитите върху тези стойности и дискутирания вече хаотичен път на силовия поток.

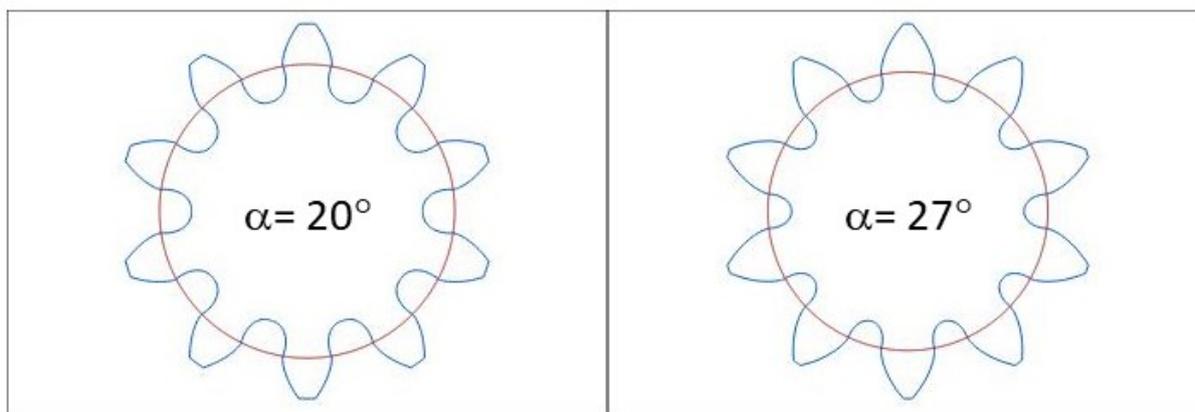
Други съображения при определянето на товароносимостта и постигането на добри работни характеристики трябва да се правят от гледна точка на самата зъбната геометрия. Условието за съосност поставя ясни изисквания към междуцентровите разстояния, което ограничава конструктора откъм избор на коефициенти на изместване. Това със сигурност се отразява на якостните и работни характеристики на предавката. За конструктивно най-близките предавки \overline{AI} , \overline{AAI} се препоръчват[2] следните коефициенти на изместване:

- Слънчево колело: $0 < x < +0,65$
- Сателити: $-0,65 < x < +0,65$
- Корона: $0 < x < +0,65$

Тези стойности не бива да се възприемат като абсолютно правило и общовалидни. В случая например, на слънчевото колело е разбираемо препоръчването на граници на $x > 0$, тъй като често пъти при конструиране се търси голямо предавателно отношение, което предполага малко като размер и брой зъби слънчево колело, което обикновено налага положителни стойности на x . Преди всичко при проектиране трябва да се спазват добрите конструкторски практики в сферата, преглед на таблиците с блокиращи

контури за всяко зацепване и следене за недопустимо ниски коефициенти на изместване.

При $\overline{A[A]I}$ са възможни случаи когато междуцентровите разстояния трудно позволяват препоръчителните коефициенти на изместване за желанния брой z , които да удовлетворяват условията за монтаж. Тъй като от показаните в условието за съосност особености става ясно, че размерите на окръжностите са в корелация една с друга. Знае се, че при коригиране на колелата диаметрите им се променят. Например ако полученото при проектиране междуцентровото разстояние води до необходимост от голям положителен коефициент на изместване, извършването му, може да доведе до практически неприемливи стойности за другите окръжности. Това е често срещано, когато стремежът е към използването на малък брой зъби в колелата и където са необходими съответните корекции от гледна точка избягване на подрязване, заостряне и постигане на по-добри якостни характеристики. Освен използването в машиностроенето модификации по зъбите, за постигане на задоволителни якостни и работни характеристики, без прилагането на коефициенти на изместване, е възможно и използването на нестандартен профилен ъгъл α . На фиг. 2.19. са дадени две зъбни колела със $z=10$. При запазване на габаритните размери ясно се вижда разликата в геометрията на зъба при различните профилни ъгли и изразеното подрязване при по-малкия ъгъл.



Фиг. 2.19. Ефектът на промяна на профилния ъгъл α върху зъбната геометрия.

Със съвременните цифрови методи за изчисление и генериране на зъбна геометрия е сравнително лесно избирането на нестандартни профилни ъгли и дори задаването на последващи коефициенти на изместване върху новополучената геометрия. Това, обаче, е свързано с технологични трудности и значително оскъпяване на производството в зависимост от избрания метод за производство. Важно е да се има предвид, че подобно на

положителния коефициент на изместване, увеличението на стойността на профилния ъгъл, влияе негативно върху коефициента на припокриване ε . При тези модификации трябва да се внимава да не се получат недопустимо малки негови стойности.

Друг интересен, но непроучен фактор, е изборът на величина на коефициента K_v отчитащ вътрешното динамично натоварване в зацепването, в следствие на редица фактори [2],[35]. Като цяло, какво е отражението на толкова много колела във взаимен контакт върху вибрациите, шума и торавоносимостта при големи периферни скорости. Интересни резултати са получени в [55], където реално е постигната по-тиха \overline{AI} предавка при използването на повече на брой сателити. Подобно проучване би могло да се направи за ефекта на пълното зацепване на сателитите при $\overline{A[A]I}$.

За съжаление, както вече бе споменато липсата на конкретни практически сведения по въпроса за товароносимостта на $\overline{A[A]I}$ означава, че досега коментираните фактори заимствани от близките разклоняващи предавки, могат да служат само като ориентир, но не и като догма. Като цяло задаването на общовалидни стойности на коефициента K_γ на този етап би било некоректно. Въпреки това в хода на проектирането, конструкторът може да се води по съществуващите вече препоръчителни граници, като по свое усмотрение модифицира K_γ спрямо коментираните в раздела специфики при взаимното зацепване. Добро описание на определянето на K_γ за \overline{AI} предавка може да бъде видяно в [2]

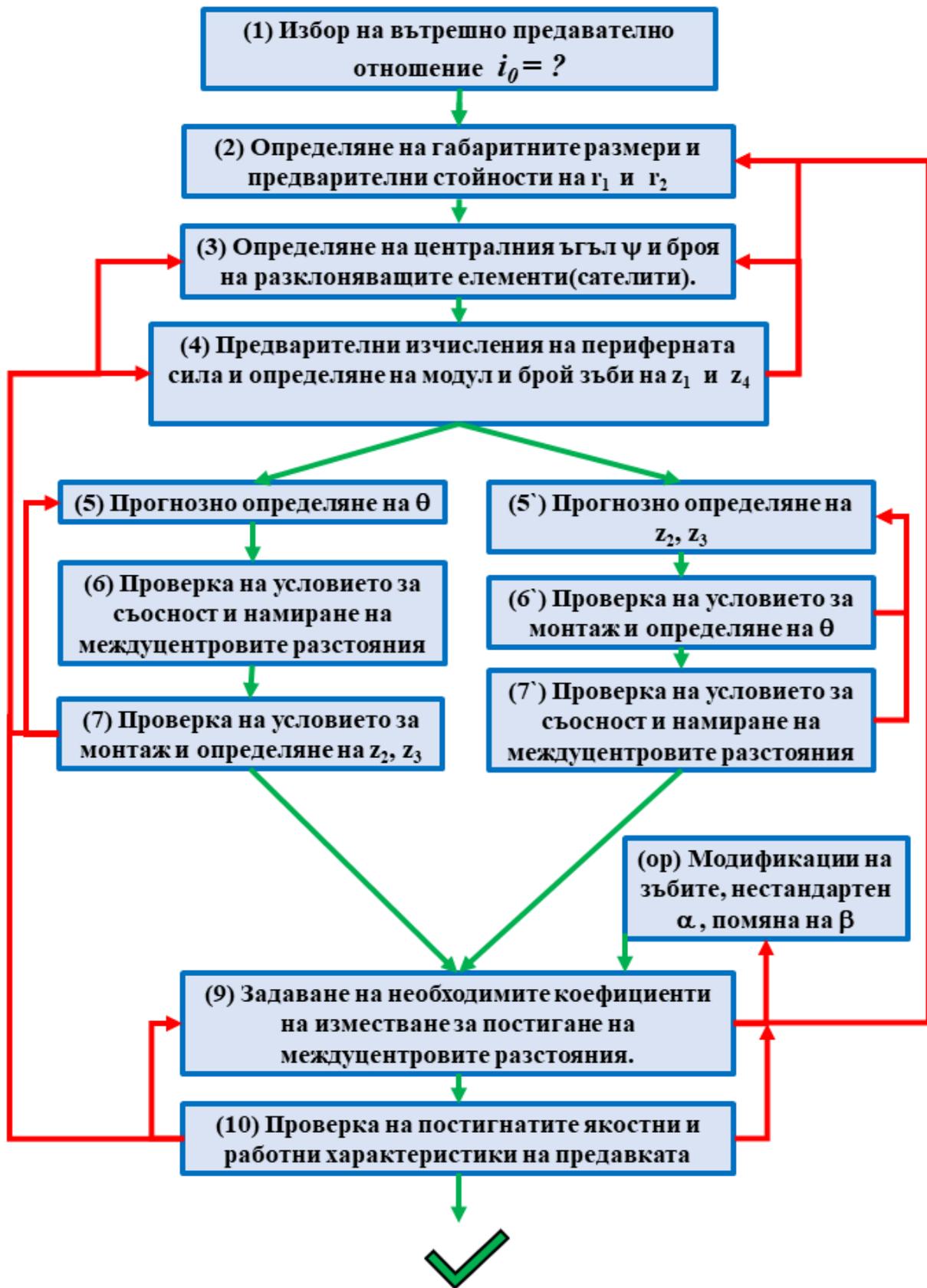
2.5 Предложение за последователност на проектиране

На фиг. 2.20. предлагам алгоритъм за синтезиране на $\overline{A[A]I}$ предавка.

Няколко уточнения:

- Това е по-скоро предложение за последователност с цел постигане на условията за реализиране на работеща предавка. Якостните изчисления са много по-задълбочени от показаното тук. За определянето на периферната сила (т. 4 от алгоритъма) в зацепването може да се ползва формула 2.20 като се имат предвид изложените в раздел товароносимост особености. Като цяло е добре проектантът да има достатъчен опит в изчисляването на зъбни предавки.

- Графично построение на задачата, дори и без цифрови методи, е препоръчително, и значително улеснява работата.
- За ориентировъчно определяне на $\psi(t.3)$ може да се ползва фиг. 2.12, като в хода на проектирането са възможни промени. Като цяло стремежът е към използването на минималния брой разклоняващи елементи и максималния брой зъби в колело. Разбира се, доколкото якостните изчисления и габаритните изисквания го позволяват.
- Точка 5 се разделя на два клона. И в двата случая е трудно да се зададат константни и верни първоначални стойности за θ , и z_2, z_3 , понеже междуцентровите разстояния зависят от стойност на ъгъла θ , както и от възможния брой зъби, и обратното. Досегашните опити са показали, че е по-лесно да се тръгне от прогнозна стойност на θ и после да се правят манипулации. Подходът с първоначално задаване на z_2 и z_3 е по-удобен, когато се правят подобрения върху съществуваща вече предавка или обратно инженерство. Графичното построение отново е от голяма помощ.
- Червените стрелки означават неуспешно изпълнение на условието от точката и препращане към възможно решение на проблема
- Точка (op) е опционална, като допълнителна мярка за справяне със задачата.



Фиг. 2.20. Предложение за последователност на проектиране на $\overline{A[A]I}$ предавка

2.6 Изводи от теоретичната част

В хода на теоретичната част е извършеното проучване на геометричните и параметрични зависимости в предавките с взаимно зацепване на сателитите. Систематизирани са условията за монтаж, съосност и съседство за $\overline{A[A]I}$ предавка подобно на другите планетни предавки в литеаратурата.

Важен извод от извършеното проучване на специфичните условия е корелацията между междуцентровите разстояния при синтеза на предавката. На практика удовлетворяването на всички условия неминуемо води до необходимост от задаване на коефициенти на изместване. Промяната на геометричните параметри на единия от компонентите се отразява на всички останали, поради което е необходима внимателно последователно определяне на коефициентите на изместване и постигането на желаните междуцентрови разстояния. От направените опити, най-често предизвикателството при проектиране е постигането на практически смислени стойности на „ x “, от гледна точка якостните и работни характеристики на предавката, като в същото време са удовлетворени всички условия. Това обикновено налага многократно извършване на повторни изчисления и промяна на параметри, което би било трудоемко и времеемко без съвременните дигитални изчислителни средства. Това донякъде обяснява рядкостта на тази конструкция.

Относно товароносимостта на $\overline{A[A]I}$ предавката, реализирането на пълното зацепване предоставя възможност за разполагането на максималния възможен брой разклоняващи елементи, което дава потенциал за висока товароносимост. От друга страна многото на брой сателити с въведено допълнително зацепване помежду си, поражда въпроса как това би се отразило на коефициента на неравномерност и дали евентуална негова висока стойност, би направила конструкцията практически нерентабилна. Направените сравнения с други близки предавки не дават достатъчно ясен отговор, поради което като съществен извод може да се изведе необходимостта от извършването на експериментални проучвания за конкретната предавка и създаване на целево изпитателно оборудване за снемане на емпирични данни.

Глава 3

Конструиране на експериментален стенд

На база на направените до тук литературен обзор и теоретично разглеждане на предавката, се вижда необходимостта от извършване на фундаментални изследвания с цел проучване на основните характеристики и даване на общи препоръки при конструиране. За целите на експерименталните изследвания в хода на дисертацията е проектиран и изработен оригинален изследователски експериментален стенд, даваща възможност за проучване на влиянието на различни фактори и конструктивни особености. Извършени са и изпитания в компютърно симулирана среда по метода на крайните елементи.

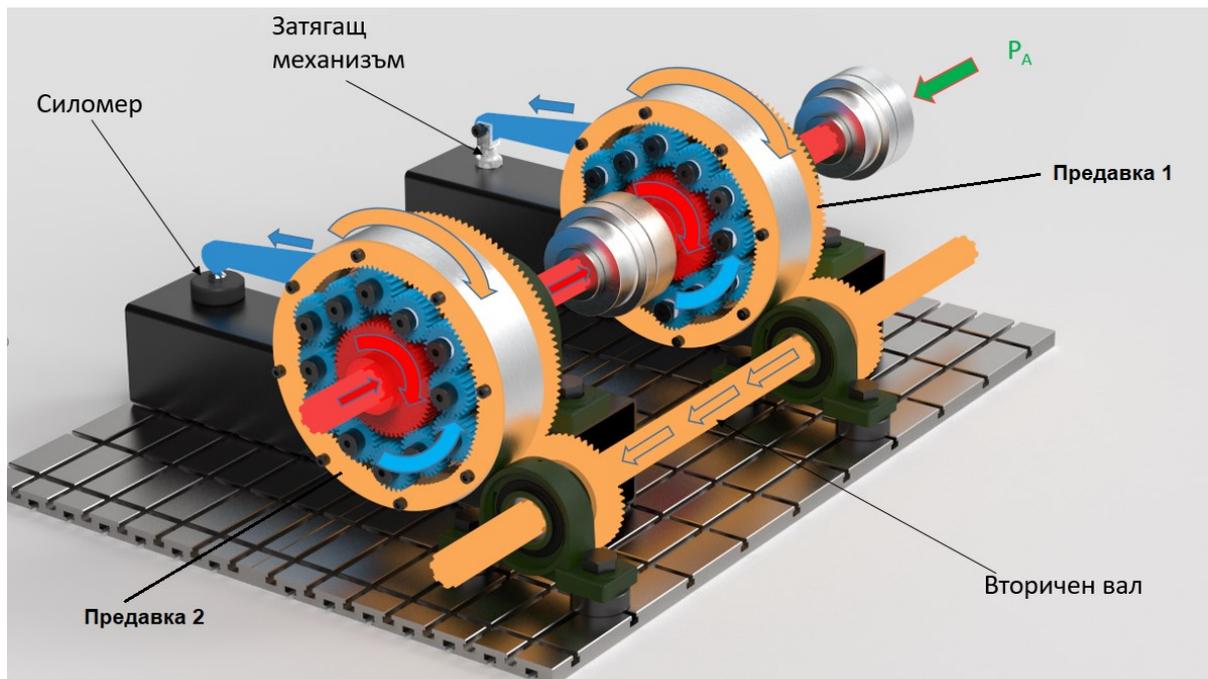
3.1. Конструиране на експериментален стенд.

Като основна задача в хода на проектирането на стенда е създаването на конструкция, която е с голяма степен на универсалност и позволява провеждането на изпитвания с различни взаимоположения на отделните главни компоненти. Освен това лесният достъп и съответно монтаж/демонтаж на различните компоненти е препоръчителен. Поради голямата гъстота на компонентите на предавката с взаимно зацепени сателити, голямо предизвикателство се явява окабеляването и поставянето на сензори.

Съществуват различни типове стендове за изпитване на планетни и други зъбни предавки. В случая като основен метод на работа е избран този по затворен механичен силов контур. При него се използват два комплекта идентични предавки свързани помежду си. В този вид конструкция натоварването циркулира между двете предавки, като външният източник на мощност служи само за покриване на загубите в затворения контур и привеждането на установката в движение с желаната ъглова скорост. Това прави стенда сравнително икономичен, тъй като не е необходим електромотор с голяма мощност, а в същото време конструкцията на стенда позволява промяна на натоварването. Често самото натоварване се осъществява чрез специална торсионна връзка между свързващите валове на двете предавки.

В случая на настоящия стенд, за създаването на въртящ момент е използвана една специфична характеристика на планетните предавки, а именно възможността за работа като диференциална, тривалова предавка, т.е. с две степени на свобода (фиг. 3.1.)

В представената конструкция това дава възможност въртенето на слънчевите колела и короните на двата комплекта предавки със свободно избираеми ъглови скорости. Тъй като при две степени на свобода водилото също се явява изходящ вал, реактивния момент в него служи от една страна за отчитане на натоварването в едната предавка, а от друга за създаването му. На фиг. 3.1. е показано как степента на свобода на водилото е премахната от обтягащия механизъм при предавка 1 и силомера при предавка 2.



Фиг. 3.1. Схема на работа на изпитвателния стенд

Натоварването става посредством лостова система, свързана с водилото на **предавка 1**, като:

$$F_H = \frac{T_H}{L}, \text{ N (L = дължината на лоста, m)} \quad (3.1.1)$$

Външното задвижване P_A служи само за създаване на движение в предавките.

Тази компоновка позволява изпитването, настройката и най-вече измерванията, да се извършват в статичен, квазистатичен и динамичен режим, без да е необходима специализирана сензорика, за динамично отчитане на сили и моменти.

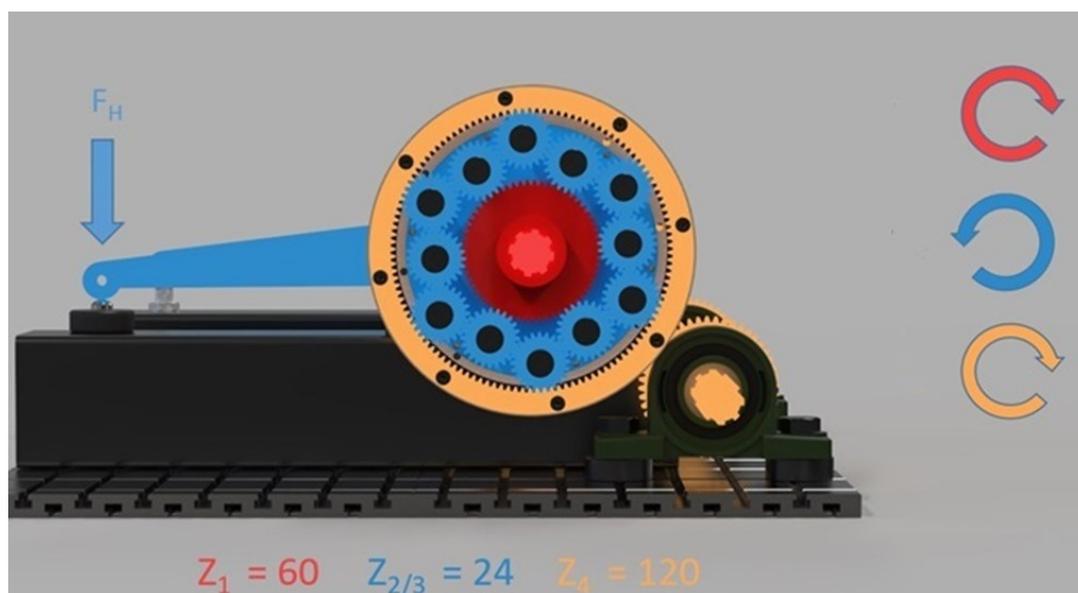
Затварянето на силовия контур става чрез свързването на валове на слънчевите колела (червен цвят) и тези на короните (оранжев). На варианта, показан на фиг. 3.1. това става чрез използването на вторичен вал, който е в

зъбно зацепване с короните и на двата комплекта предавки. Сборен чертеж на тази компоновка може да бъде видян в **приложение 1** По нататък в хода на експериментите е осъществен и вариант, при който затварянето става чрез директно свързване на двете корони, като вторичният вал се елиминира.

В двата комплекта зъбни предавки са използвани готови зъбни колела на фирма Maedler, с модул 2 и клас на точност 8d25 DIN 3967. Колелата са изработени от стомана С45. С оглед спазването на условията за синтез, описани в теоретичната част, слънчевото колело е коригирано отрицателно с $x = -0,412$. Чертежът на слънчевото колело може да бъде видян в **приложение 2** С цел избягването на деформации и размерни отклонения, последващи термични или химични обработки не са извършвани, тъй като за целите на стенда точността е по-важна от якостта и дълготрайността. Може да се отбележи, че вероятно термообработени колела с последващо шлифование и степен на точност - 6/7 биха дали по-точни измервания, но на настоящия етап са ценово непосилни за докторанта.

И двата комплекта са със съответно:

- 60 зъба в слънчевото колело(s) – z_1 ,
- 120 зъба в короната(R) – z_4
- 24 зъба в сателитните колела $z_{2/3}$ на водилото (H)



Фиг. 3.2. Брой зъби в колелата и пример за посока на въртене на изпитвателния стенд

При тази компоновка се получава вътрешно предавателно отношение :

$$i_0 = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_1} = 2 \quad (3.1.2)$$

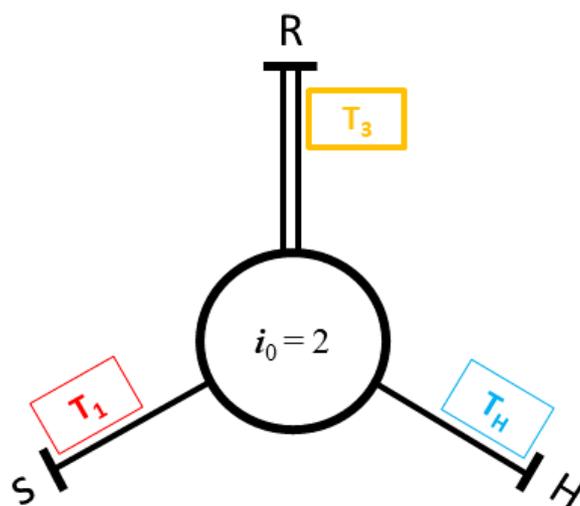
А отношението на моментите е :

$$T_H = (i_0 - 1) * T_1 \quad (3.1.3)$$

$$T_1 = \frac{T_3}{2} \quad (3.1.4)$$

$$T_3 = - 2 * T_1 = 2 * T_H \quad (3.1.5)$$

Графично изобразяване на разпределението на моментите може да бъде направено и с модифицирания символ на Волф[2]. Линиите представляват трите вала на предавката, като с дебелината им се означава големината на момента. В случая на предавката от стенда $T_1 = T_H$, следователно линиите са с еднаква дебелина. Сумирация вал се изобразява с две линии – фиг. 3.3.



Фиг. 3.3. Символ на Волф за предавката.

3.1.1. Други конструктивни особености на стенда:

С цел възможността да се регистрират различни влияещи фактори, в конструкцията са заложили кинематична подвижност и лагерни хлабини на основните елементи. Използвани са самонагаждащи лагерни тела от типа UCP(ISO) за подобрене на съосността на двете зъбни предавки, както и едноредни сачмени лагери с повишена хлабина в лагеруването на короните.

Използвани са палцови съединители с еластични елементи при свързването на установката със задвижващия агрегат. Сателитите са монтирани конзолно върху осите, което позволява известна податливост. Целенасочена точност на компонентите е търсена доколкото бюджетът на проекта позволява. Като други компоненти могат да се споменат вторичният вал, който затваря силовия поток чрез зацепване с короните на предавка 1 и 2, както и допълнителни целево изработени лагерни корпуси, с които съответно се ограничава или освобождава податливостта на конструкцията. Тъй като конструкцията на предавката е отворена смазването се извършва външно, периодично с аерозолни греси. Макар този вариант да не е оптимален от гледна точка смазване, създаването на подобна конструкция без утечки в маслена баня би консумирала огромен времеви и финансов ресурс и би създала големи предизвикателства при окабеляването и сензориката, както и предпоставки за повреда им. От друга страна ниската скорост на изпитване не налага големи изисквания към смазването и охлаждането на стенда, а отворената конструкция позволява постоянна визуална инспекция на работата на стенда.

3.2. Начин за регистриране на неравномерното натоварване

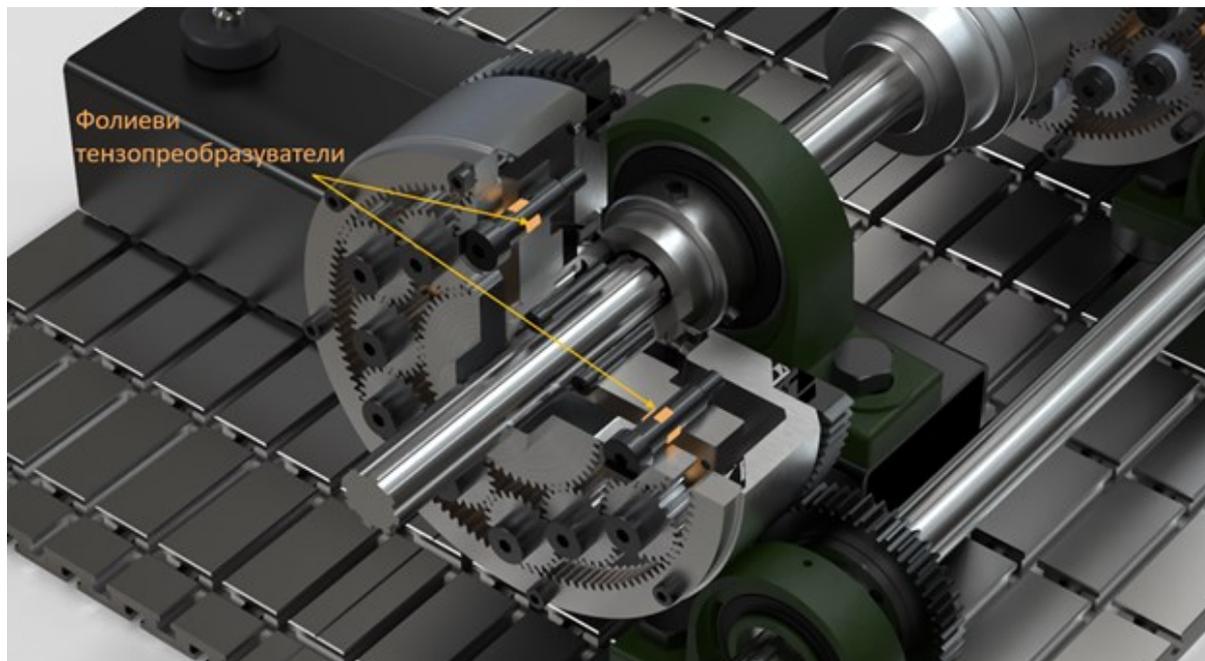
Съществуват редица начини за регистриране на неравномерността на натоварването в планетните и многопоточните предавки. Обикновено те са свързани с поставянето на тензодатчици на напрегнати елементи на конструкцията.

В случая на настоящия стенд като такива елементи са избрани сателитните оси. По този начин се отчита влиянието на вътрешните динамични сили и то от всички зацепвания - вътрешни и външни. От друга страна поради окабеляването и включването на датчиците към измервателната апаратура компонентите, на които са монтирани трябва да са статични. Това е осъществено, тъй като степента на свобода на водилата е ограничена от лостовите механизми т.е. $\omega_{H1/2} = 0$.

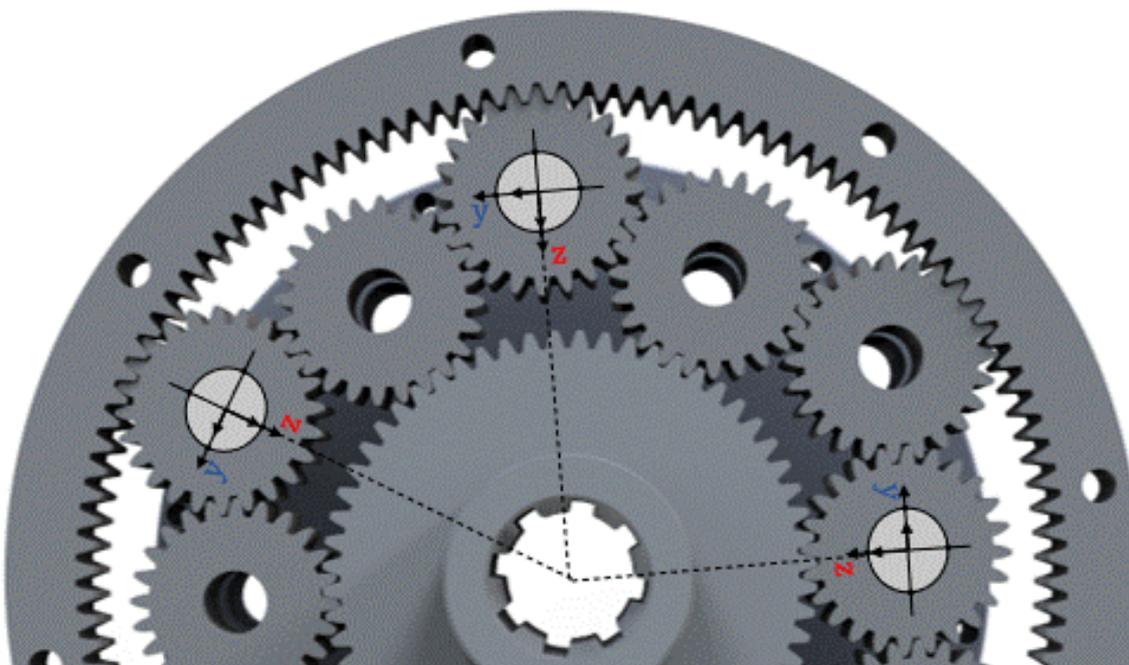
Като усложнение на този вариант трябва да се спомене големият брой и трудното поставяне на измерващите датчици, поради лимитираното пространство и голямата плътност на компонентите.

Общо 48 на брой НВМ 1LY11 3/350 фолиеви тензопреобразуватели са използвани за измерването. По 4 броя във всяка от 12 те оси на предавка 2. Датчиците са монтирани в схема двоен полумост зад зъбните колела на водилото - фиг. 3.4. Единият полумост отчита хоризонталният „у“ канал, а другият вертикалният „z“ канал. Това прави общо 12 хоризонтални и 12 вертикални канала. Всеки вертикален канал е монтиран максимално колинеарно на радиус вектора от центъра на водилото към всяка ос на сателита, а съответно хоризонталният перпендикулярно на него - фиг. 3.5.

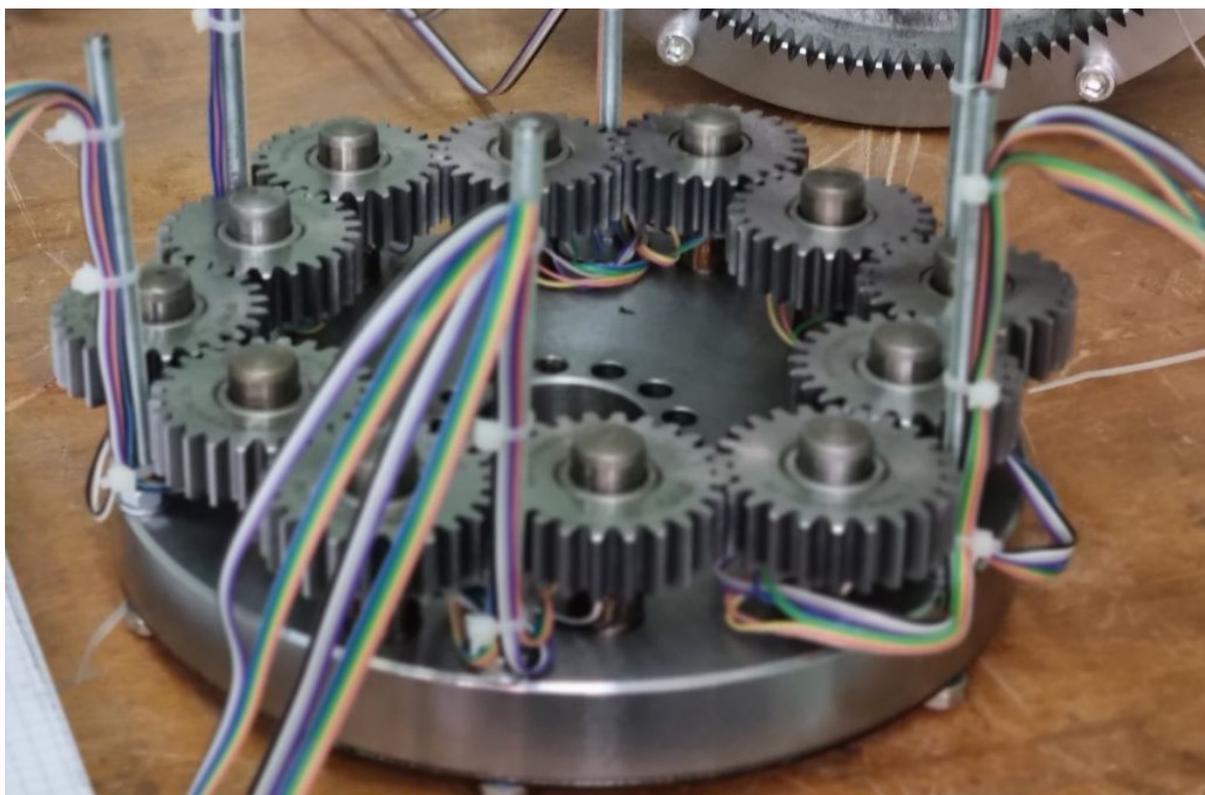
Още един плюс на използването на реактивния момент във водилото е, че натоварването може да се следи в реално време, чрез допълнителен канал, свързан за силомера на предавка 1.



Фиг. 3.4. Разположение на тензодатчиците в конструкцията на предавката



Фиг. 3.5. Ориентиране на каналите за отчитане



Фиг.3.6. Снимка от реалната конструкция на водилото с монтирани тензодатчици.

С помощта на тензометричен усилвател Spider 8 на фирмата НВМ и монтираните тензометрични преобразователи се определят относителните деформациите в точки от периферията на сечението, лежащи на два взаимно перпендикулярни диаметри - точки 1 и 2, фиг. 3.7. От закона на Хук при едномерно напрегнато състояние ($\sigma = E\varepsilon$) се определят напреженията в точките, за които са определени деформациите. Могат да се използват следните формули, за да се определят стойностите на огъващите моменти M_y и M_z : Тъй като за целите на сравнението не са важни абсолютните стойности на еквивалентните напрежения, срязващите усилия са пренебрегнати и са отчетени само огъващите.

$$\sigma_x^{(1)} = \frac{M_y}{W_y} \Rightarrow M_y = \sigma_x^{(1)} * W_y \quad (3.2.1)$$

$$\sigma_x^{(2)} = \frac{M_z}{W_z} \Rightarrow M_z = \sigma_x^{(2)} * W_z \quad (3.2.2)$$

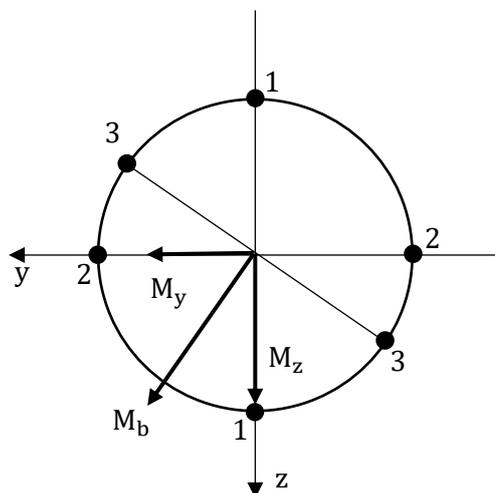
$$W_y = W_z = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3.2.3)$$

Големината(magnitude) на вектора на огъващия момент $M_b(Nm)$ се пресмята от следната формула:

$$M_b = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (3.2.4)$$

Максималното напрежение в застрашените точки “3” се пресмята от:

$$\max |\sigma_x^{(3)}| = \frac{M_b}{W_y} = \frac{32 * M_b}{\pi * d^3} \quad (3.2.5)$$

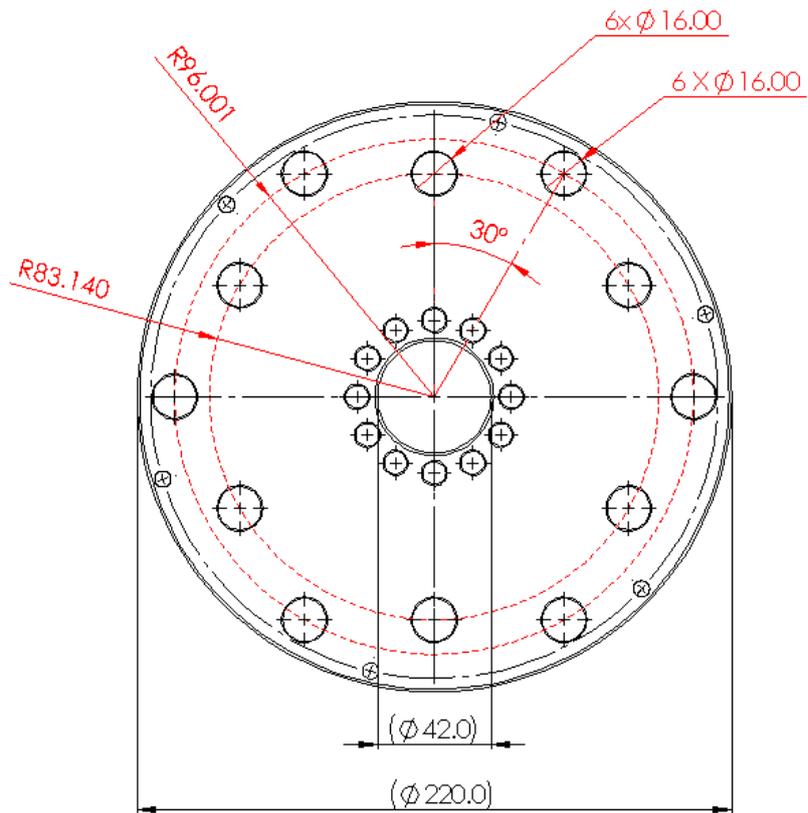


Фиг. 3.7.

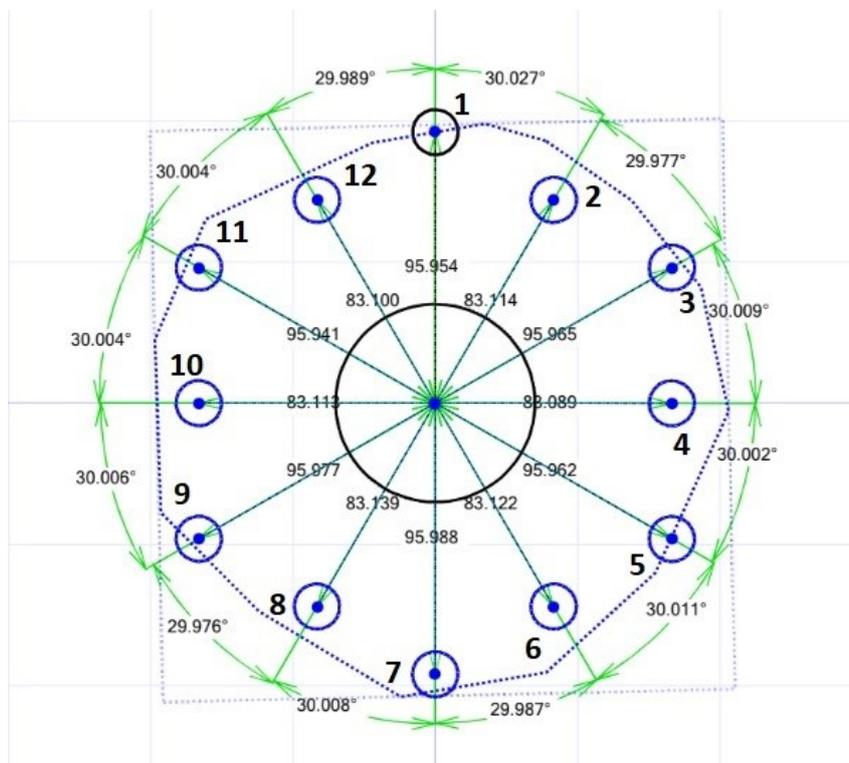
Както вече бе споменато в литературния обзор, точността на изработка и най-вече тангенциалните отклонения от позицията на сателитните оси имат силно изразено влияние върху коефициента на неравномерност **Ky**.

По тази причина след изработването на водилото е извършено измерване с трикоординатна измервателна уредба като описаната в [22]

Идеалната позиция на сателитните оси е показана на фиг. 3.8. а реално измерените - на фиг. 3.9.



Фиг. 3.8. Идеално разположение на сателитните оси



Фиг. 3.9. Реално измерени положения на сателитните оси

Отклоненията между идеалната и измерената позиция са обозначени с “ e ” и са представени в таблица 3.1, като знак минус означава отклонение към по-ниска стойност, а плюс като по-висока. Тангенциалните отклонения са представени като разлики в междуцентровото разстояние между двойка вътрешен и външен сателит – e_{i-j}

ТАБЛИЦА 3.1 Анализ на данните от измерването на детайл водило

Ос на сателит	Отклонение от позицията	
	Радиално отклонение e [mm]	Отклонение в междуцентровото разстояние между вътрешния и външния сателит e_{i-j} [mm]
1	-0,047	1-2 = + 0,0155
2	-0,026	2-3 = - 0,0515
3	-0,036	3-4 = - 0,0045
4	-0,051	4-5 = - 0,0165
5	-0,039	5-6 = - 0,0035
6	-0,018	6-7 = - 0,0255
7	-0,013	7-8 = + 0,0055
8	-0,001	8-9 = - 0,0465
9	-0,024	9-10 = - 0,0035
10	-0,027	10-11 = - 0,0245
11	-0,06	11-12 = - 0,0245
12	-0,04	12-1 = - 0,0395

Глава 4

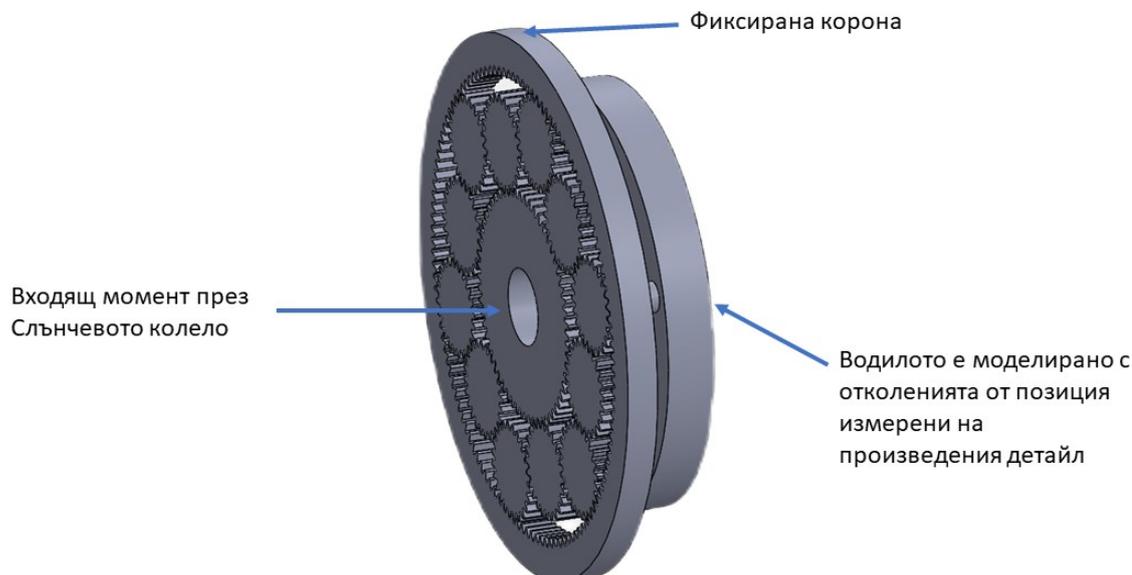
Експериментални изпитвания

4.1. Провеждане на експерименталните измервания.

За целта на проучванията ще бъдат извършени тестове в компютърно симулирана среда, както и серия от физически такива с реалната установка описана по-горе с цел определяне на процентното изражение на коефициента на неравномерност – LSF изчислен спрямо формула (4.3.8).

4.2 Симулации по метода на крайните елементи

Изпитванията в компютърно симулирана среда са извършени със софтуер: “Solidworks Simulation 2018”, по метода на крайните елементи. За целта са моделирани триизмерни модели на водилото на стенда, осите и всички зъбни колела на предавката фиг.4.1. Водилото е моделирано не с идеални размери, а с отклоненията измерени на физическия модел на предавка 2. Зъбните колела са моделирани със съответните корекции и допуски, като са използвани средните стойности на допусковите полета. Съответно 8d25 DIN 3967 за короната и сателитите и 7-B за слънчевото колело.



Фиг. 4.1. 3D компютърен модел на изпитваната предавка

Тестовете са извършени при следните условия:

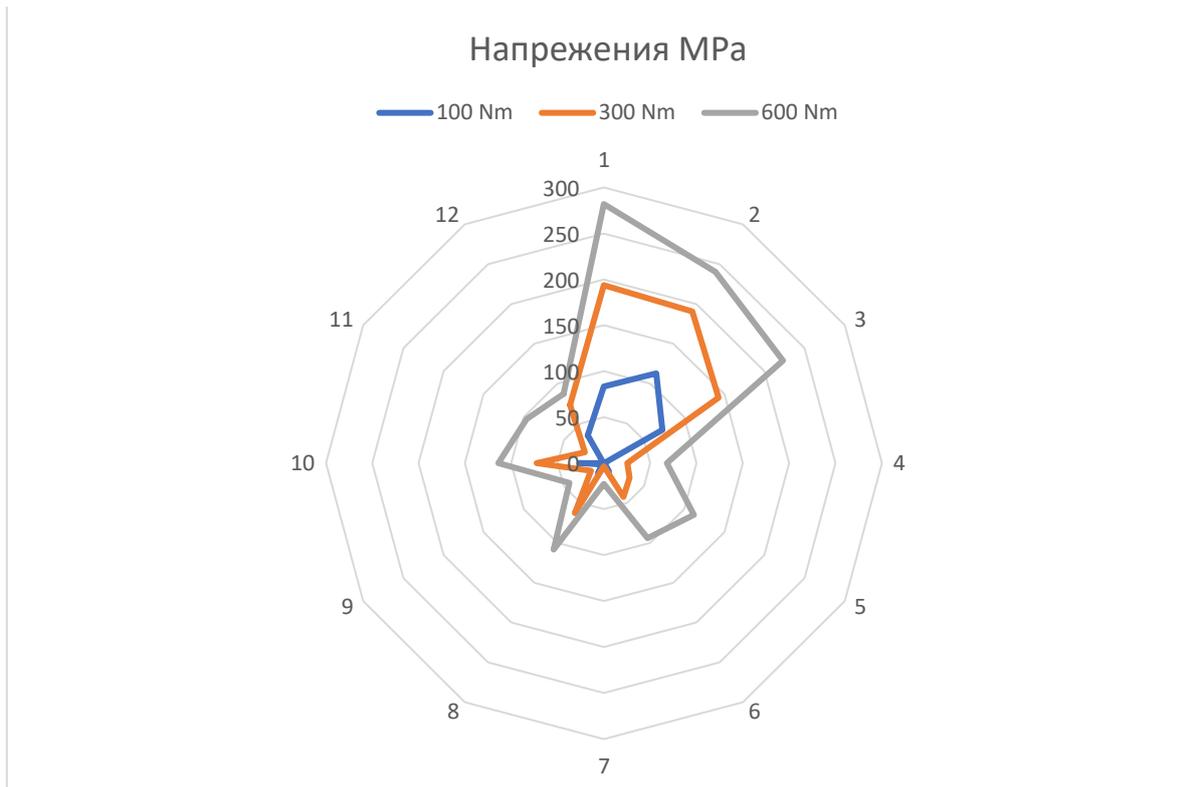
- Слънчевото колело е с една степен на свобода – ротация около собствената си ос, като не са позволени радиални или аксиални премествания;

- Короната е фиксирана, като за някои симулации е зададена възможност за ротация около собствената ос в рамките на 0.02 rad;
- Водилото е фиксирано, като в хода на изпитванията то е изключено от омрежването в симулациите, за да се разтовари моделът и да се намали изчислителното време. Неговата функция е позициониране на осите в пространството;
- Осите са моделирани заедно със сателитните колела като един детайл – отново за да се опростят връзките между детайлите и да се оптимизира изчислителното време;
- Осите са лагерувани във водилото с възможност – ротация около собствената ос;
- Всички модели са деформируеми със зададени механични характеристики съответстващи на тези на стомана С45 използвана във физическия модел;
- Входящият момент е приложен на слънчевото колело;
- Резултатите от напреженията в зацепването са игнорирани, тъй като достоверната им величина би изисквала много ситно омрежване и избор на контактни повърхности, което би довело до огромно изчислително време. Взети са предвид напреженията в сателитните оси.

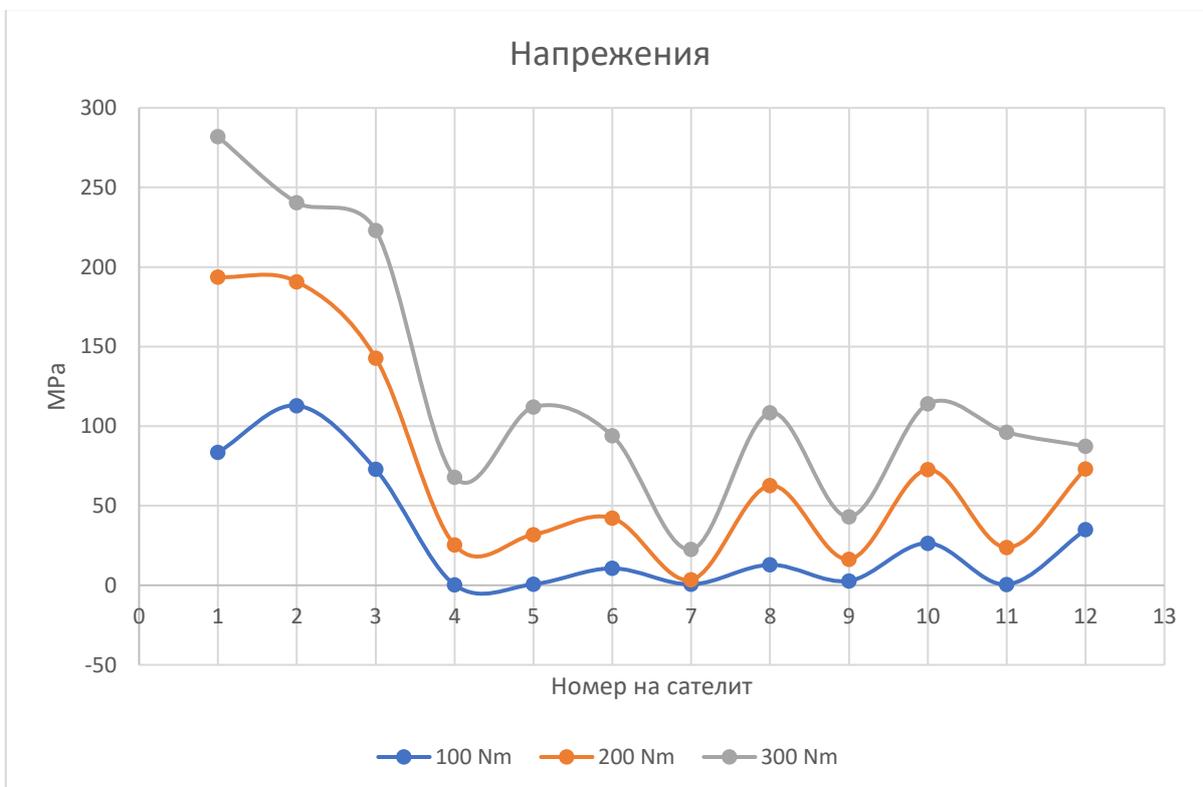
След серия направени изпитвания се вижда ,че резултатите от симулациите са силно чувствителни към връзките между компонентите и условията за контакт. Тъй като модела не е с теоретично идеални размери и със зададени хлабини, натоварванията са много силно повлияни от стартовото разположение на сателитите и величината на дистанцията между две контактуващи повърхности. Поради наличието на хлабини и отклонения от идеална позиция не е възможно създаването на условие за допирание на всяка контактна повърхност. При така извършените серия от експерименти е зададена връзка между компонентите – „Глобален контакт“, при която контактите повърхности на зъбните колела стартират от случайна позиция и хлабина. Същите се натоварват едва когато преместванията в модела оберат хлабините между компонентите. Протокол от изпитване с тези условия може да бъде видян в [приложение 3](#).

При тази постановка, входящите напрежения са с по-голяма големина от останалите симулационни и физически изпитвания. Това се прави с цел, за да се покаже по-изразено ефектът на изравняването на натоварването с повишаване на входящия момент характерно за изпитване при тези условия.

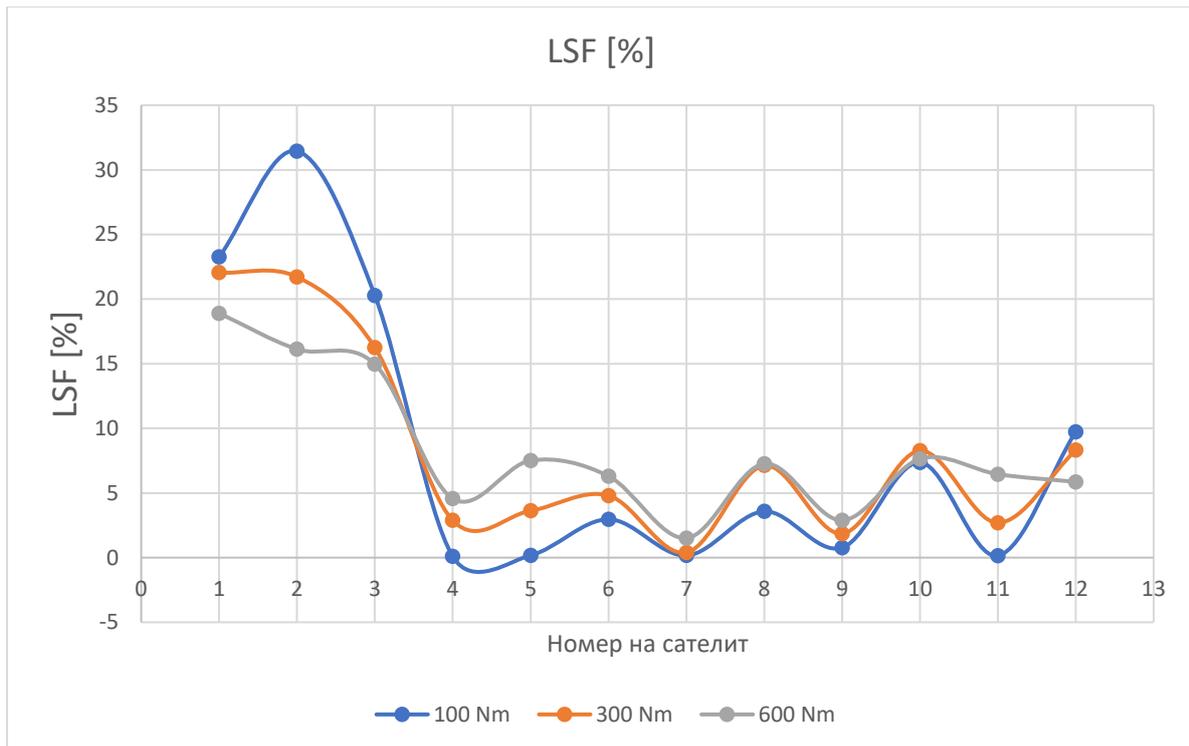
Изпитванията са извършени с входящ момент 100, 300 и 600 Nm. Резултатите от получените напрежения в осите на сателитите са показани на фигури 4.2., 4.3., 4.4:



Фиг. 4.2. Получени напрежения от FEA симуляция в условие на „глобален контакт“

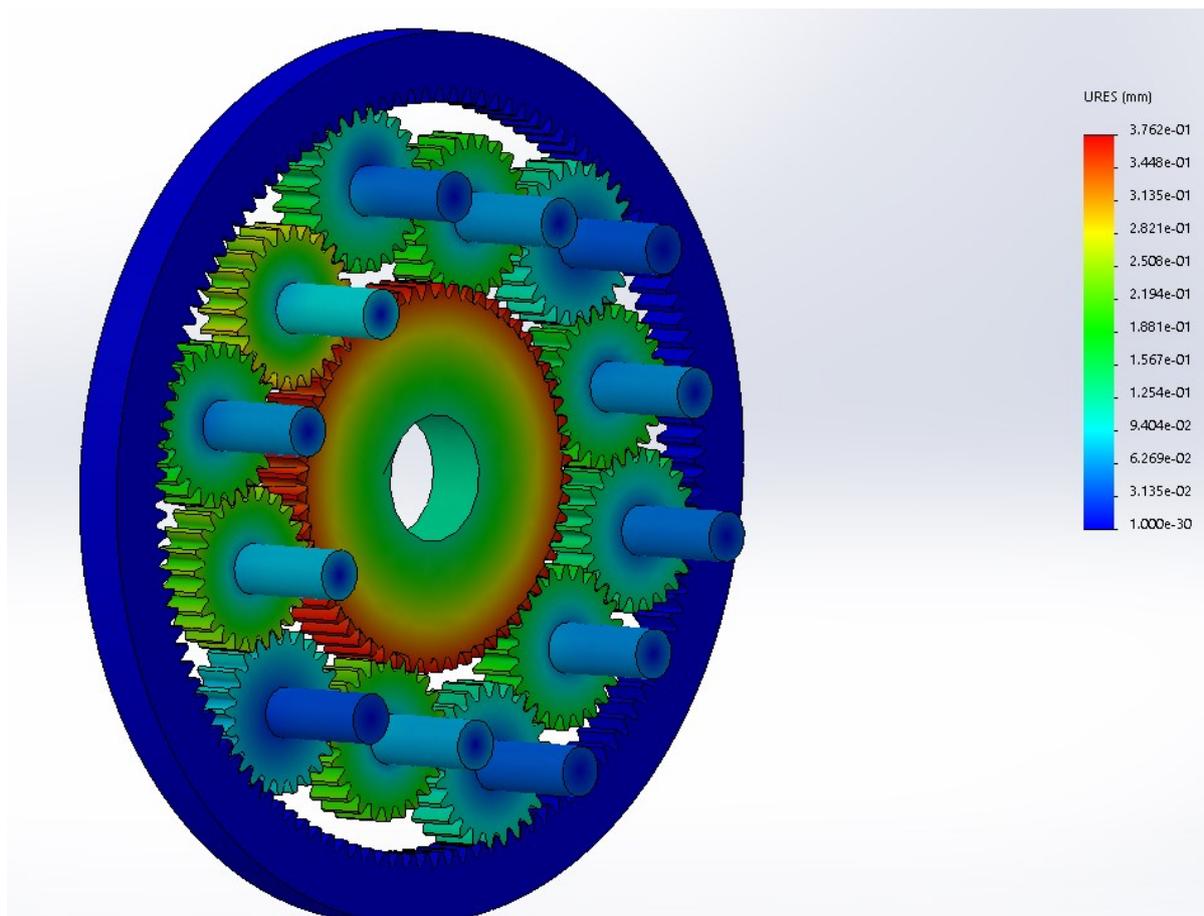


Фиг. 4.3. Получени напрежения от FEA симуляция в условие на „глобален контакт“



Фиг. 4.4. Процентно разпределение на натоварването от FEA симулация в условие на „глобален контакт“

От тестовете ясно може да се види завишеното напрежение в осите на сателити 1, 2 и 3, тъй като повърхностите на техните зъбни козела са първите влезли в контакт. Нееднаквото време за влизане в контакт може да се види и от фиг. 4.5., показваща геометричното отклонение от позиция на компонентите от изпитването.

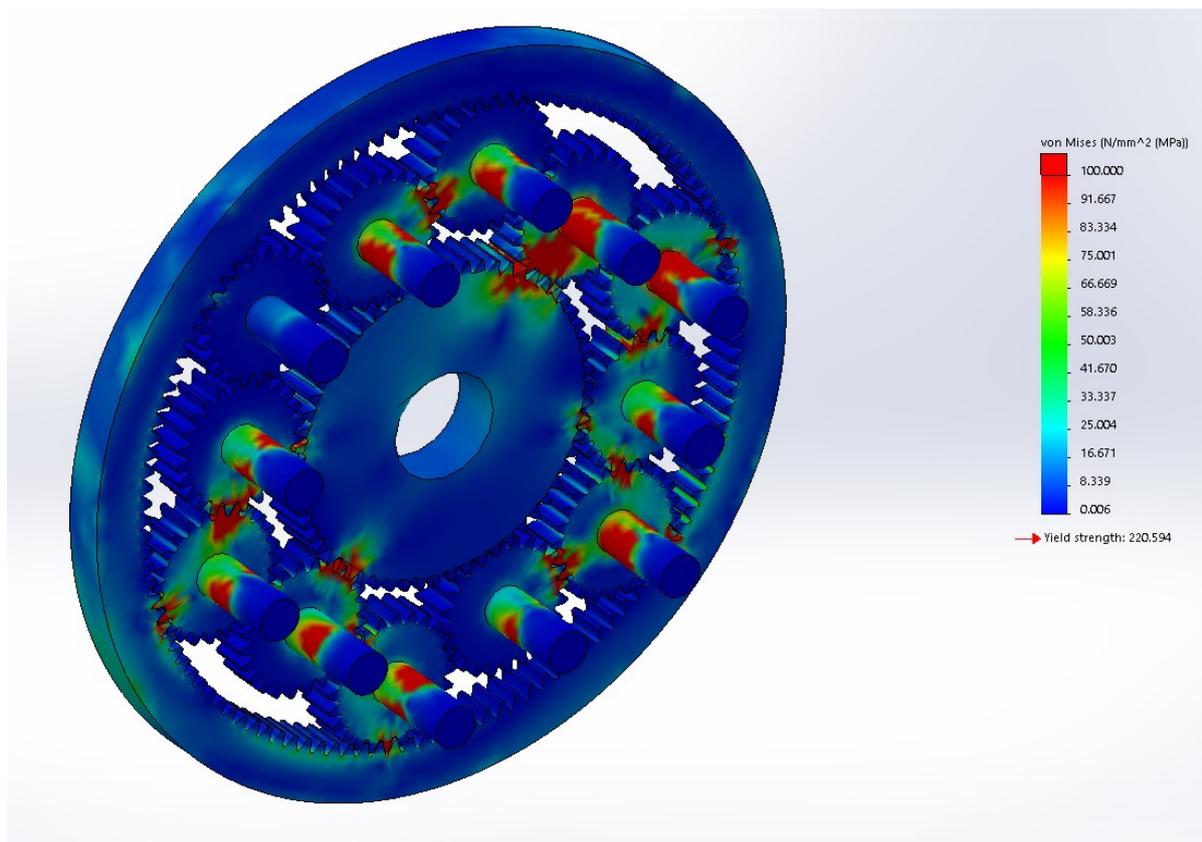


Фиг. 4.5. Получено преместване на компонентите в пространството от FEA симулация в условие на „глобален контакт“

Ясно се вижда връзката между детайлите с най-малко завъртане, т.е. влезли най-късно в контакт и получените напрежения. Съответно най-ниски в компонентите с най-късен контакт (син цвят) и най-високи в компонентите влезли първи в контакт (червен цвят).

Наблюдава се и изравняването на натоварването с повишение на входящия момент, особено на фигурата с процентното изражение (фиг. 4.4.). Това се обяснява с факта, че повишената деформация в моделите води до допиране на съседните повърхности.

Решение на проблема с неедновременния контакт между повърхностите би било задаване на възможност за ротация на фиксираня елемент корона около собствената ос. Хипотезата е, че това би довело до завъртане на всички компоненти и съответно гарантиране на зацепването. Такава е зададена в рамките на различни стойности около 0.02 rad. За съжаление този подход води до екстремно завишени и нереални резултати в порядък по - високи от получените в останалите компютърни и физически тестове – фиг. 4.6.

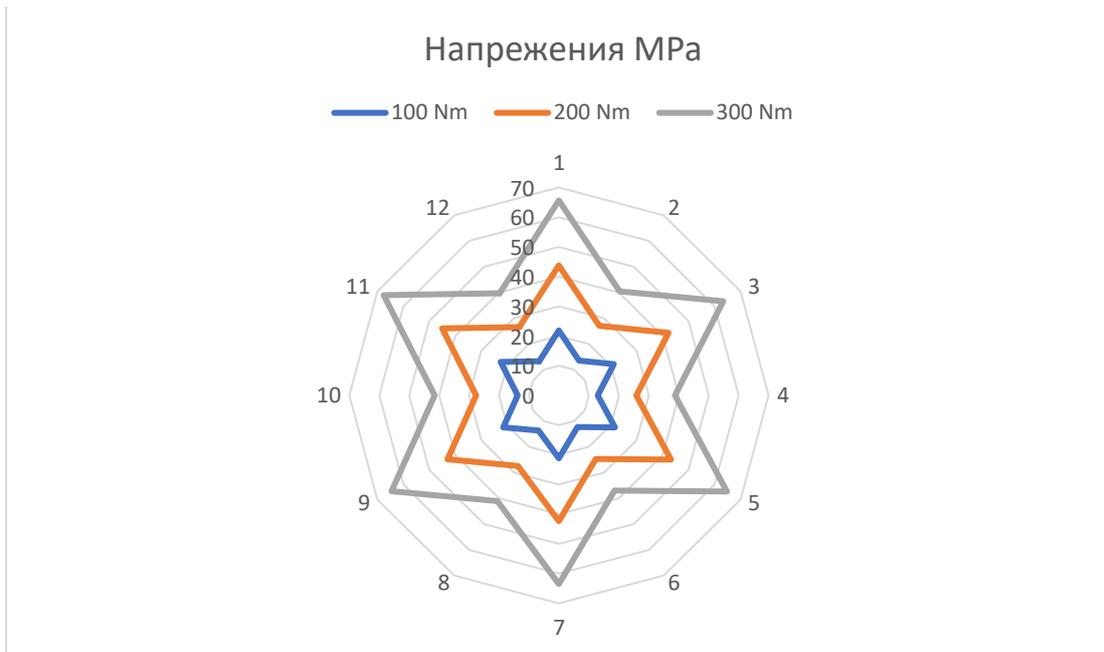


Фиг. 4.6. Завишени стойности на напрежения от FEA симуляция в условие на „глобален контакт“ с зададено ъглово преместване на короната

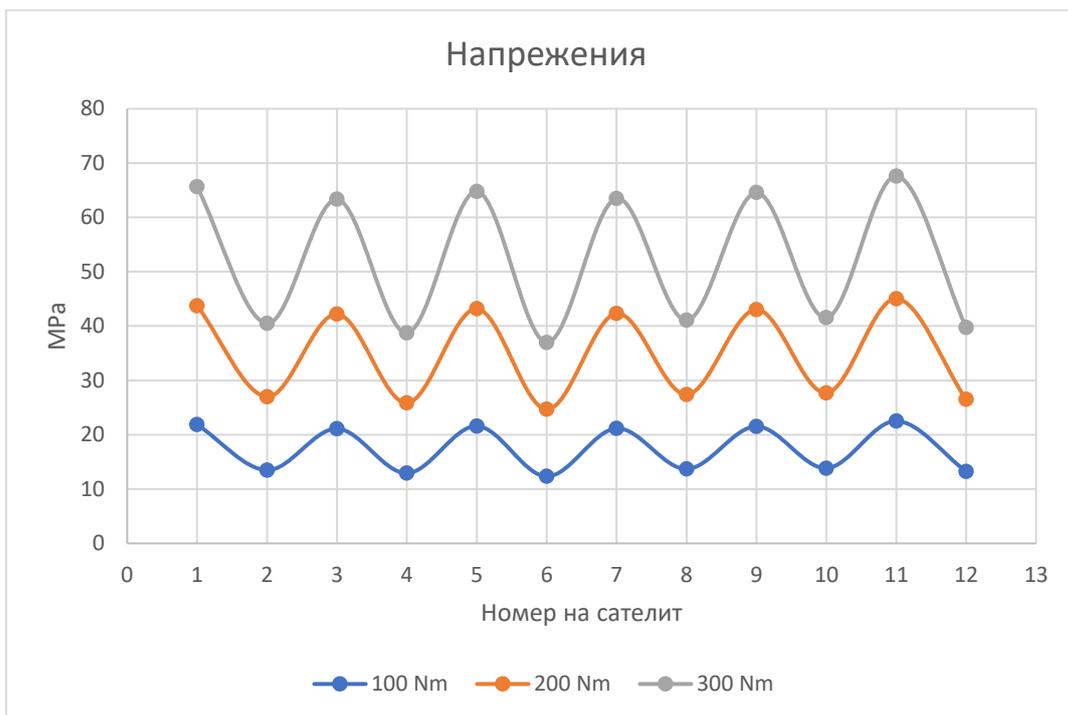
Като най-достоверна постановка на симулационните изпитвания е установена следната извършена при условие „локален контакт“: Протокол от изпитване с тези условия може да бъде видян в [приложение 4](#).

- Зададени са локални контакти между насрещните лица на зъбите в зацепване, като се проследява силовия поток от слънчевото колело към водилото и съответно предполагаемата последователност на контакт;
- Създаден е контакт тип „Node to surface“;
- Зададена е опцията „unlimited gap“ в която се игнорира хлабината между контактните повърхности и софтуера ги възприема като допиращи се.

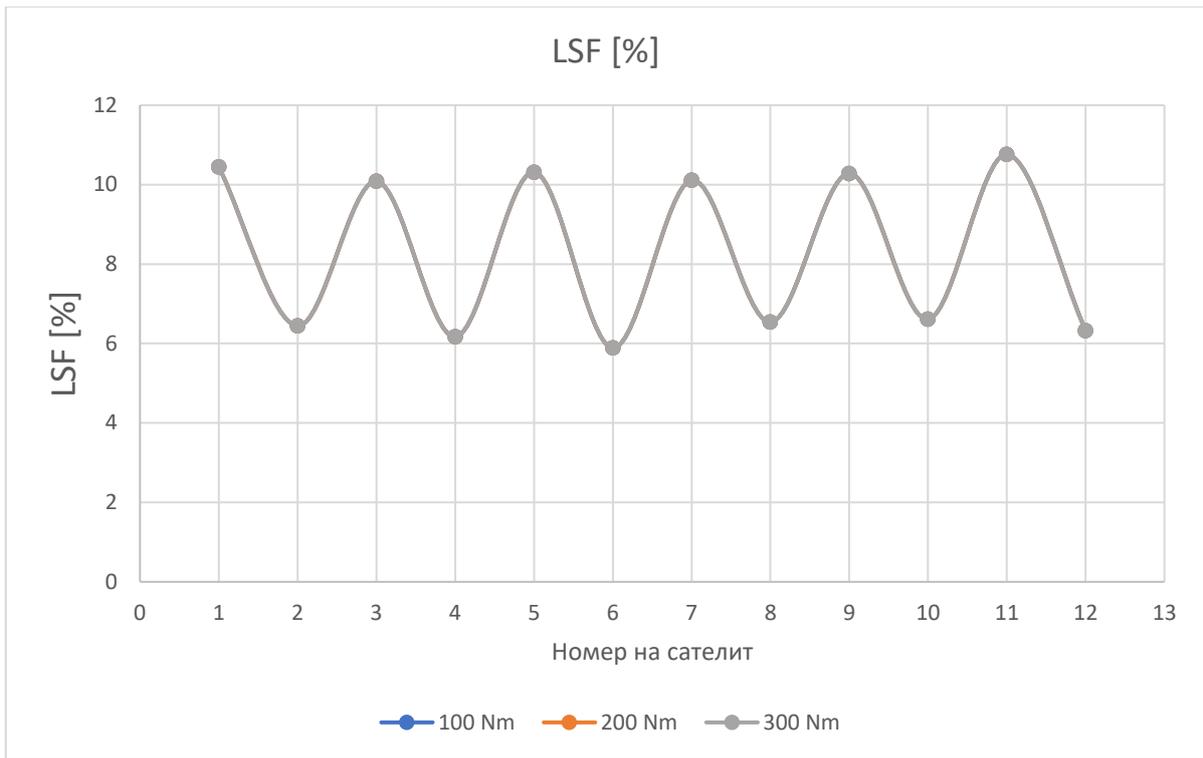
Извършени са изпитвания с входящ момент 100, 200 и 300 Nm. Получените стойности на напреженията са много близки до тези от физическите тестове, а разпределението на натоварването в осите е съпоставимо с теоретично предполагаемите. Въпреки това е редно да се отчете, че така създадените контакти не симулират със 100% достоверност посоката на силите в еволвентното зацепване. Резултатите са показани на фигури:



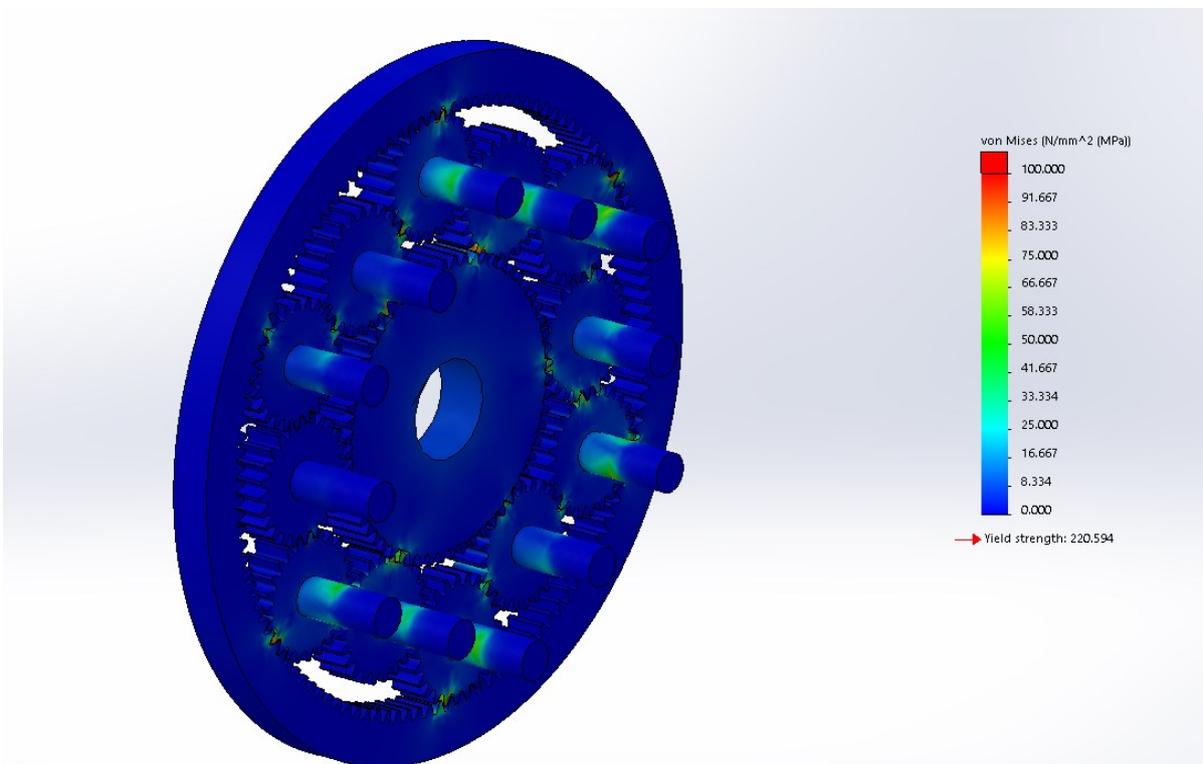
Фиг. 4.7. Кръгова графика получени напрежения от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините



Фиг. 4.8. Графика на получени напрежения от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините



Фиг. 4.9. Графика на процентното изражение на неравномерността от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините(графиките се припокриват)



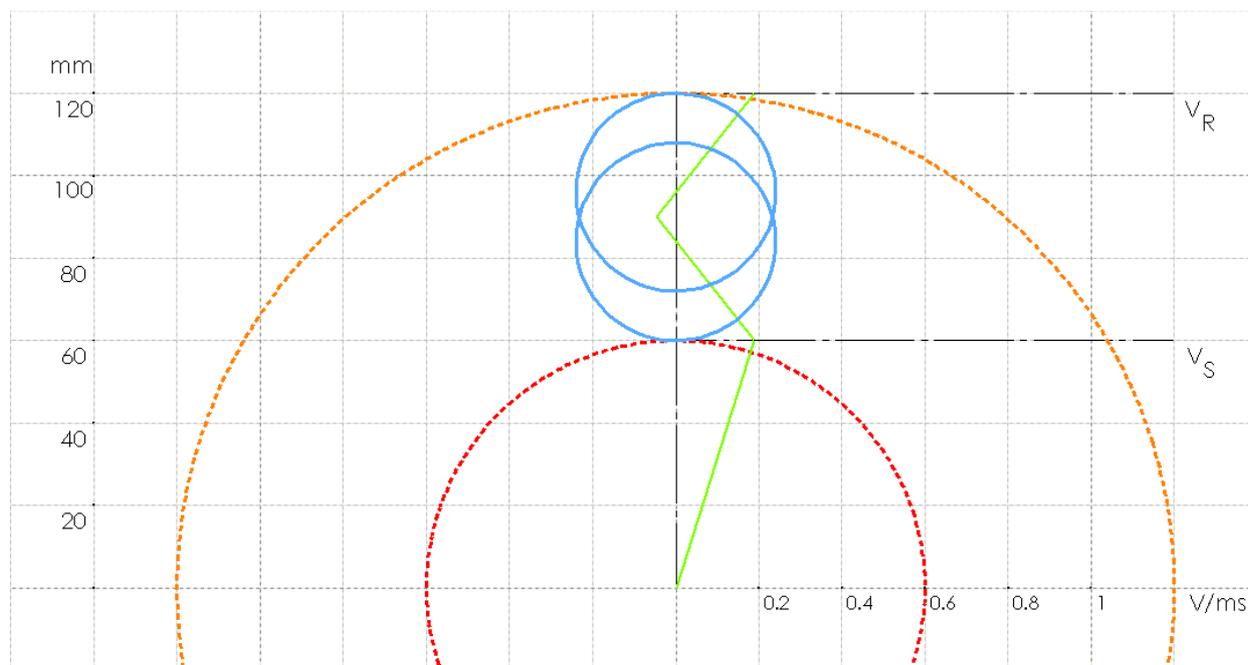
Фиг. 4.10. Цветово изражение на получени напрежения от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините

От фигура 4.9. с процентното изражение се наблюдава неравномерност, която може да се обвърже с измереното отклонение от позиция. Така например сателитните оси с най-голямо отклонение от позиция 11, 9, 1 са и с най-голям процент натоварване. Наблюдават се и следните зависимости:

- Външният ред сателити са с изразено по-натоварен от вътрешния;
- В този случай няма изравняването на натоварването с повишение на входящия момент. Това ясно се вижда на графиката с процентното разпределение на натоварването, като тя се припокрива и стойностите се еднакви, независимо от входящия момент. Наблюдава се линейна зависимост между повишението на натоварването и получените стойности на напреженията във всички оси. Това може да се обясни с факта, че софтуерът игнорира хлабините между контактните повърхности на зъбите;
- Процента на неравномерност е сравнително нисък като разликата между най-натоварения и външен сателит – 11 и най-разтоварения 3 е 6.48%. А при вътрешния ред най-натоварена е оста на 10ти, а най-слабо натоварена на 6ти, като процентната разлика между тях е 11.55%.

4.3. Тестове с експерименталната установка.

Тестовите с физическата установка са извършени в квазистатично състояние според методиката предложена в [16]. Ъгловата скорост на външното задвижване свързано към вала на слънчевите колела е 30 оборота в минута. При това положение плана на скоростите изглежда по следния начин .



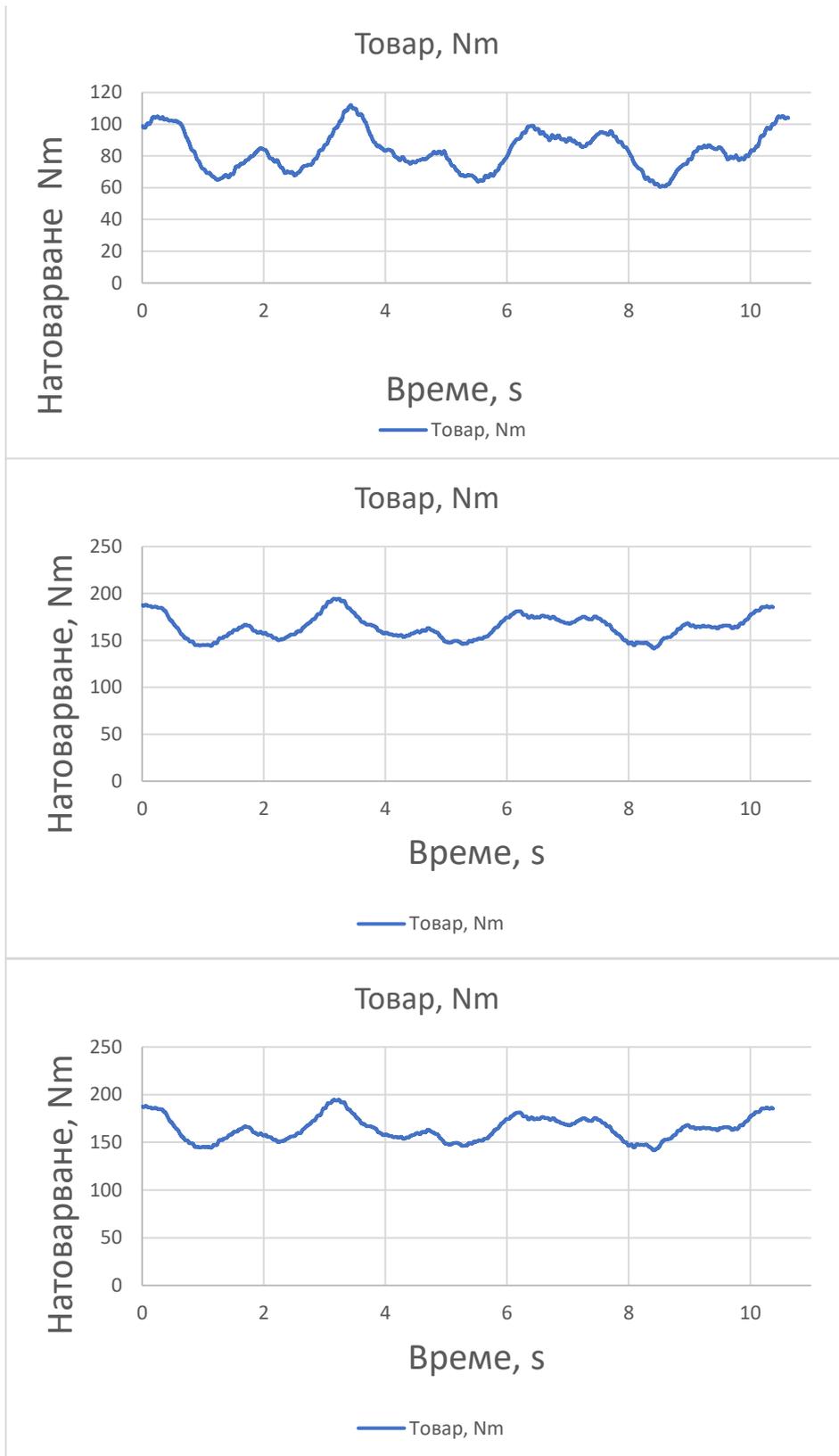
Фиг.4.11 План на скоростите на предавките в изпитвателния стенд

- $\omega_1 = 30 \text{ (min}^{-1}\text{)}$
- $\omega_{2/3} = 75 \text{ (min}^{-1}\text{)}$
- $\omega_4 = 15 \text{ (min}^{-1}\text{)}$
- $\omega_H = 0 \text{ (min}^{-1}\text{)}$
- $V_{p1} = 0,19 \text{ m/s}$
- $V_{p4} = 0,19 \text{ m/s}$
- $V_{pH} = 0 \text{ m/s}$

Експериментите са проведени, както следва: Изпитателната установка се разтоварва и датчиците се нулират. След това с помощта на обтягащия механизъм стендът се натоварва. Външният източник на енергия се включва. След приключване на изпитателния цикъл, стендът отново се разтоварва и тарира. През по голямата част от тестовете апаратурата е настроена да записва по 800 отчитания в секунда на всеки от 48те тензометрични датчици. Събраните данни се импортират в софтуер “Excel” и се пресмята средната стойност от всички резултати. След това с помощта на методиката описана в раздел 3.2 се пресмятат напреженията във всяка ос.

Тестовете са проведени при входящи моменти реализирани от обтягащия механизъм - 100, 200 и 300Nm.

След първите изпитания се проявява следната особеност. Входящото натоварване е със силно изразена флуктуация – фигура 4.12.



Фиг. 4.12. Флуктуация на натоварването при провеждане на изпитванията

От фигурите прави впечатление, че неравномерността е в рамките на приблизително 50Nm независимо от входящия товар. Направени са опити за корекция в конструкцията с оглед по-точен монтаж и постигане на по-добра съосност между двете предавки и външния силов източник, както и е направен преглед за зони на евентуално извънредно триене между компонентите. Въпреки това тенденцията се запазва и при по-нататъшните изследвания.

Това прави използването на абсолютната стойност на измерените напрежения за определяне на неравномерността между сателитите недостатъчно точна.

За това освен нейната стойност е въведена и тази на **специфичното натоварване**, която описва отношението между създаденото напрежение и входящото натоварване:

$$\frac{MPa}{Nm}$$

Получената дименсия се използва за сравнение и определяне на процентното изражение на неравномерността **LSF** пресметнато по формулата :

$$LSF_n(t) = \frac{(MPa/Nm_n(t))}{\sum_{i=1}^{12} (MPa/Nm_i(t))} * 100\% \quad (4.3.8)$$

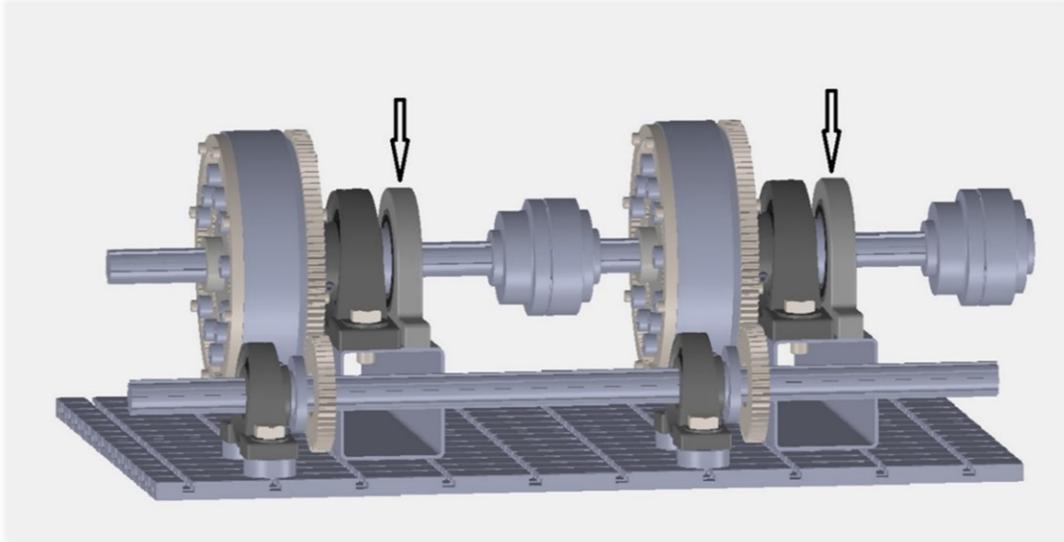
Като LSF на n-тия сателит е равна на специфичното натоварване - $MPa/Nm(t)$ на n-тия, разделено на сумата на специфичните натоварвания на всички сателити - $\sum_{i=1}^{12} MPa/Nm_i(t)$.

Теоретично идеалното разпределение на натоварването за всеки сателит би било:

$$LSF_{(i)} = \frac{100}{12} = 8,33 \dots \%$$

4.3.1. Експериментални резултат

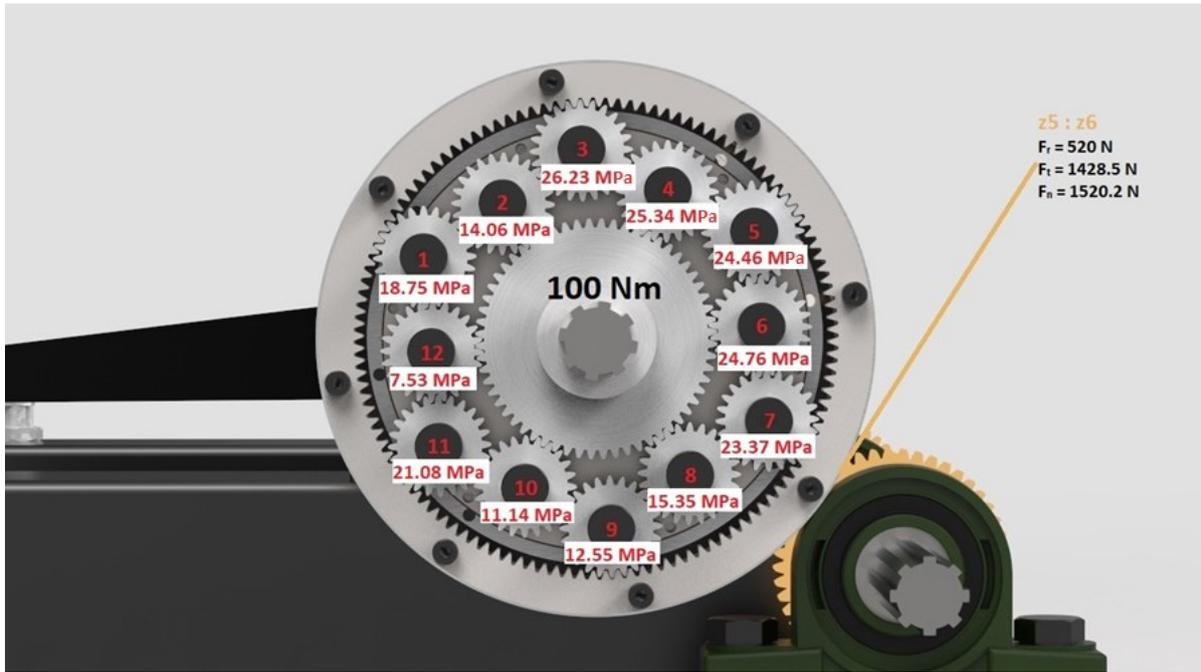
Първите експерименти са проведени с компоновката, показана на фиг. 3.1., използваща вторичен вал за затваряне на контура. Поради възникналата радиална сила от зацепването на втория вал, допълнителни лагерни опори са монтирани на валовете на водилата и на двете предавки - фиг. 4.13.



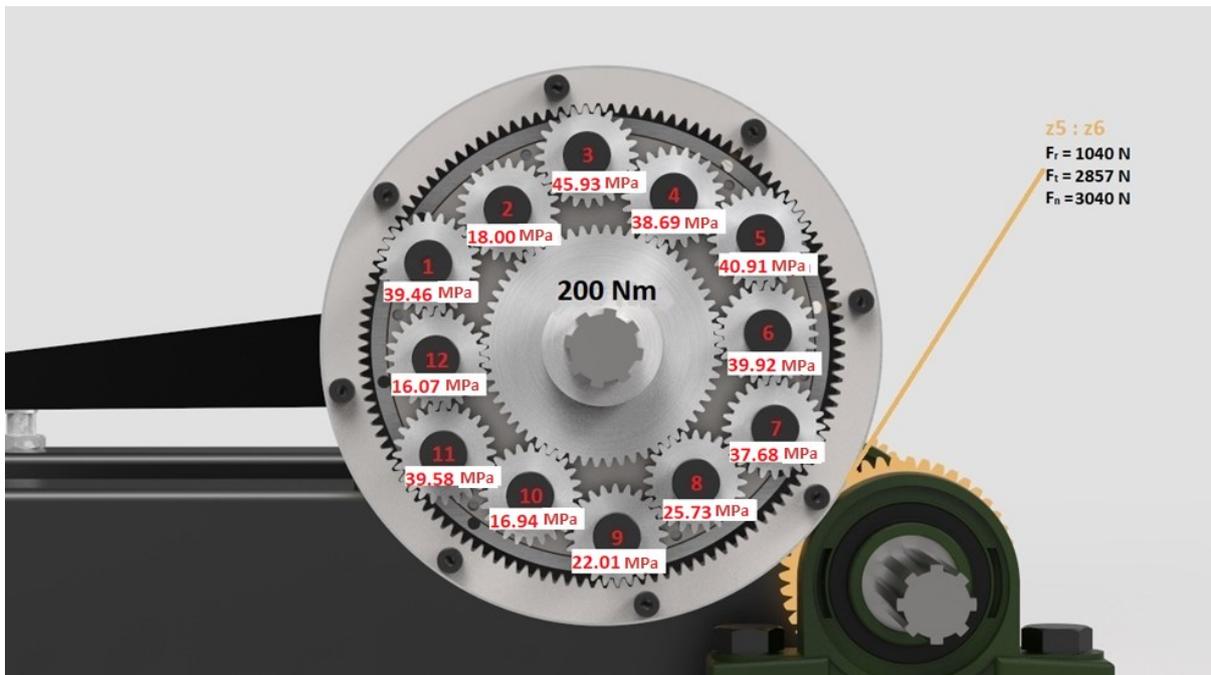
Фиг. 4.13. Разположение на допълнителни лагерни опори в конструкцията

Резултатите са показани на съответните фигури 4.14., 4.15., 4.16. Обозначено е разположението на сателитните оси и средната стойност на напрежението за всяка от тях.

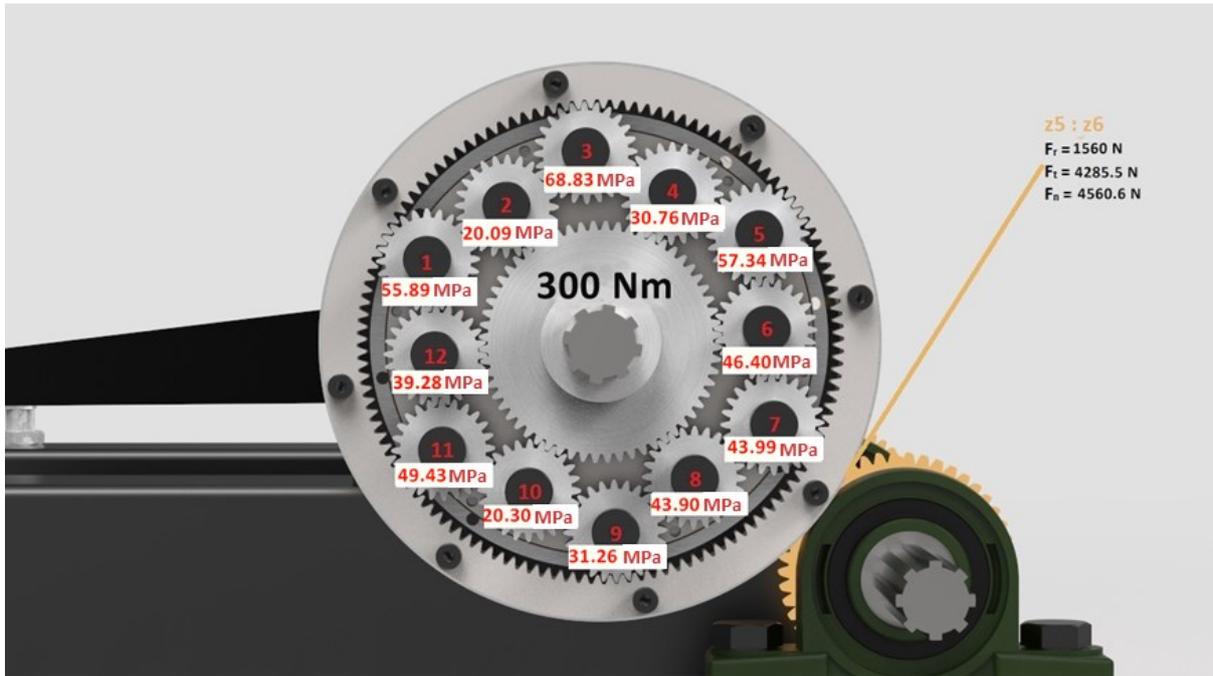
Тъй като силите от зацепването с вторичния вал не могат да бъдат пренебрегнати, тяхната големина също е показана на фигурите. Редно е да се спомене, че показаната им стойност не е реалната, а получена от пресмятания с идеализиран момент. Реалната се мени в хода на измерването, поради описаната по-горе флукуация на входящия момент. Резултатите са представени на следните фигури 4.14., 4.15., 4.16.



Фиг. 4.14. Эксперимент 1 - входящ момент 100Nm

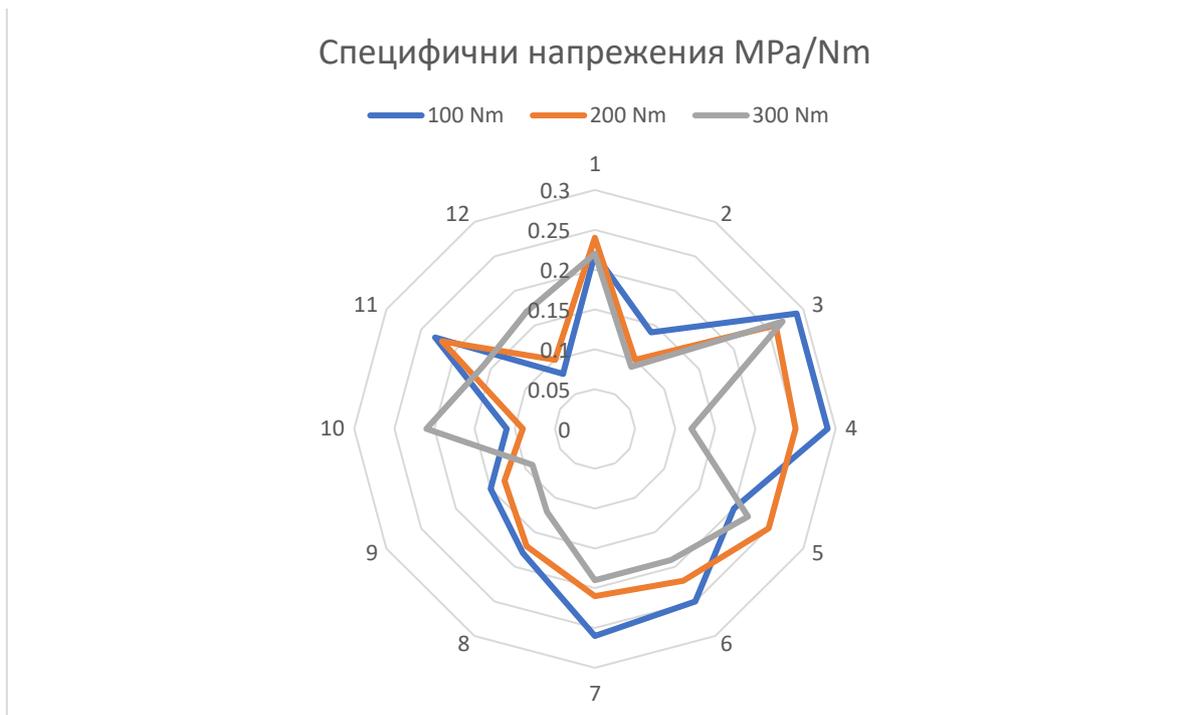


Фиг. 4.15. Эксперимент 2 - входящ момент 200Nm

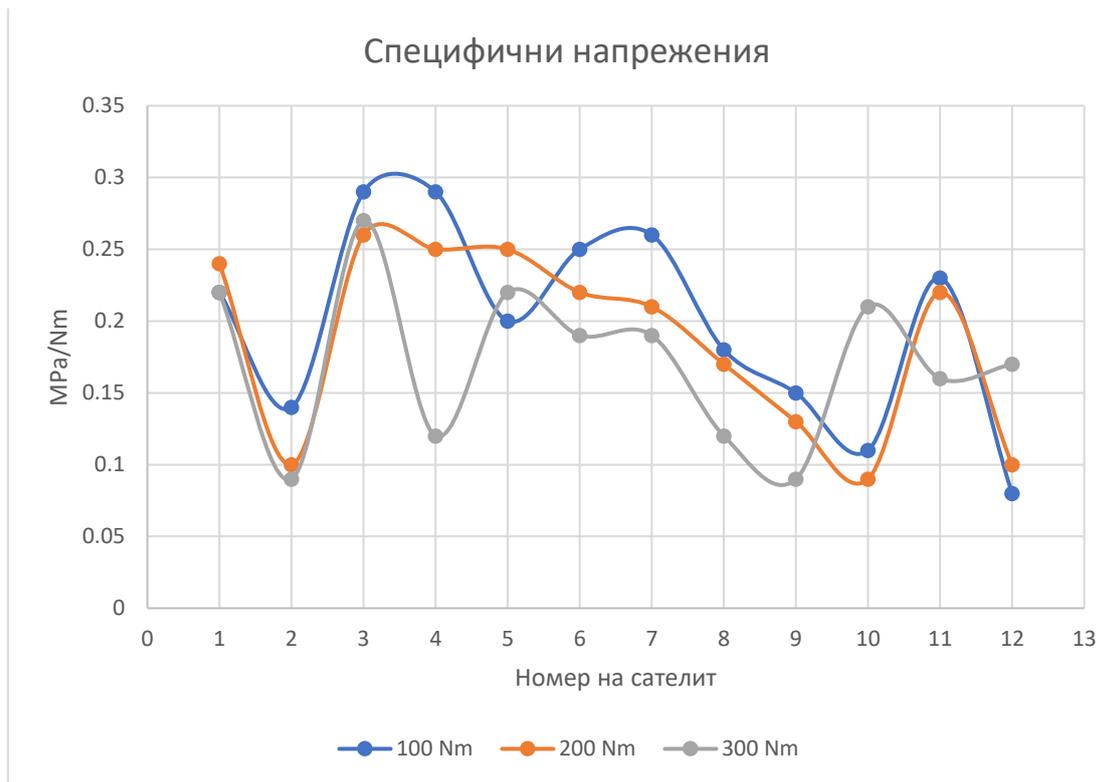


Фиг. 4.16. Експеримент 3 - входящ момент 300Nm

Анализът на резултатите от първите изпитвания показва ясно изразена неравномерност и несиметричност на натоварването. И при трите натоварвания осите в горната част на водилото са значително понатоварени. На фигурите 4.17., 4.18., 4.19. е представено сравнение на специфичното натоварване на осите изчислено по формула 3.2.

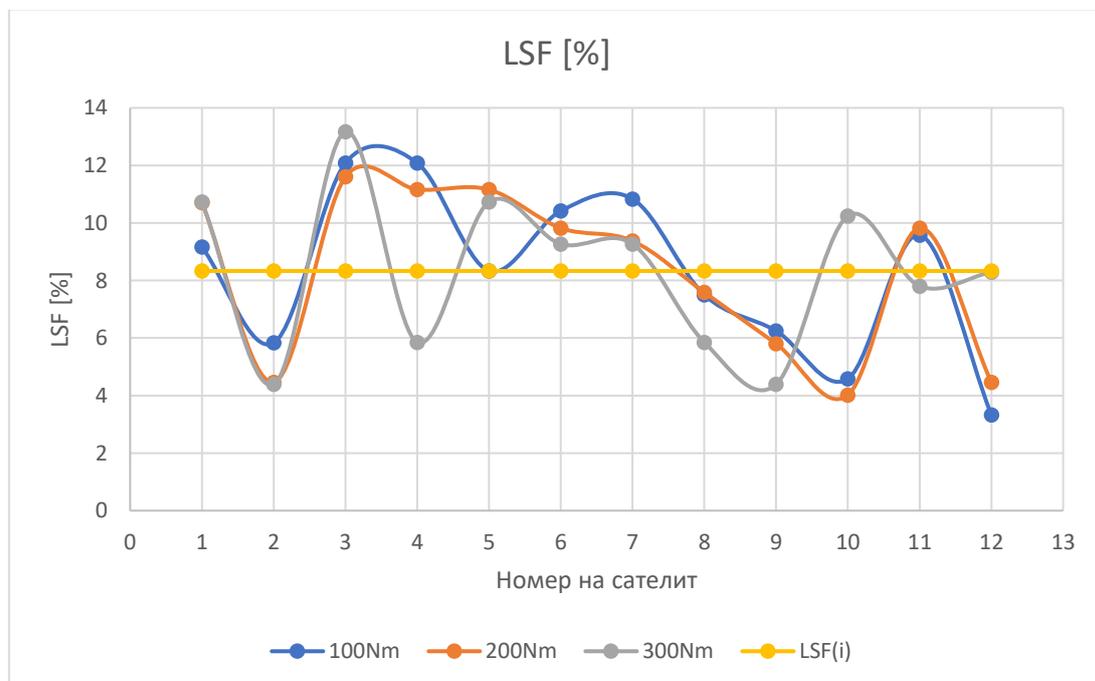


Фиг. 4.17. Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 1, 2 и 3



Фиг. 4.18. Графика на специфичните напрежения от експерименти 1, 2 и 3

Стойностите на специфичното натоварване се използват и за получаване на процентното изражение на неравномерността **LSF**. Резултатите от експерименти 1, 2, 3 са показани на фигура 4.19:



Фиг. 4.19. Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 1, 2 и 3

ТАБЛИЦА 4.1 Сравнение на процентното разпределение на натоварването за експерименти 1, 2 и 3.

Натоварване	LSF_{max}	LSF_{min}	Δ_{LSF}
100 Nm	12,08	3,33	8,75
200 Nm	11,6	4,01	7,59
300 Nm	13,17	4,39	8,78

От данните е видно слабо изравняване на натоварването с покачване на входящото натоварване. Като евентуални причини за ясно изразеното високо напрежение на сателити 3, 4 и 11 могат да бъдат посочени:

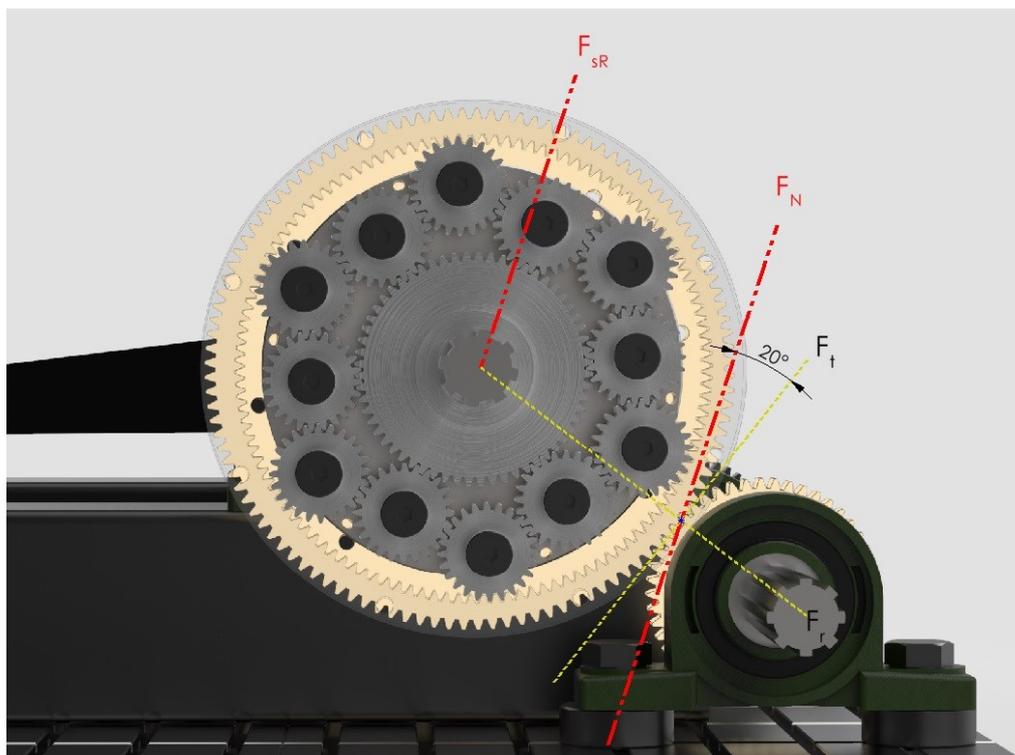
- Влиянието на натоварването в зъбното зацепване с вторични вал;
- Влияние на реактивната сила от рамената на обтягащия и измервателния лост;
- Монтажни неточности;
- Недостатъчно добра съосност на водилото с другите компоненти;
- Производствени неточности във водилото.

Краткият анализ показва, че на този етап е трудно да се обвърже неравномерността с неточността във водилото, въпреки че тя често е цитирана като основен негативен фактор. В настоящото измерване пиковите напрежения не съвпадат с най-големите отклонения от позиция от измерването – фиг. 3.9. Освен това големината на отклоненията е твърде малка за толкова силно изразена неравномерност.

Неточност при сглобяването на стенда и недостатъчната съосност на компонентите е правдоподобна причина, но са необходими и допълнителни изследвания.

Влиянието на реактивната сила от рамената също е възможен вариант, въпреки че водилата са лагерувани с допълнителни упори в експеримента:

За момента най-правдоподобно изглежда влиянието на натоварването посредством външното зацепване:

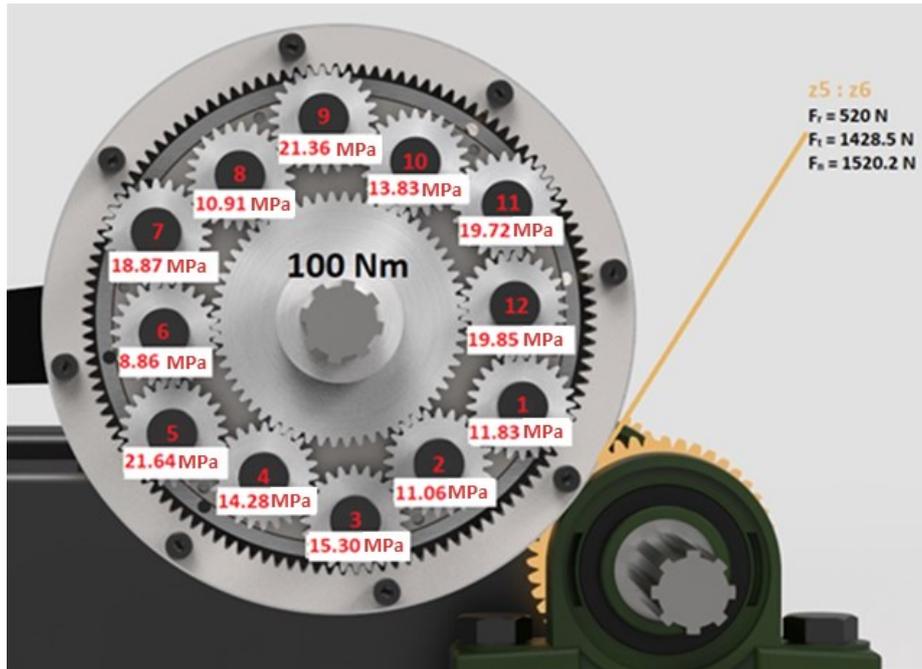


Фиг. 4.20. Схема на опорните реакции от експерименти 1,2,3

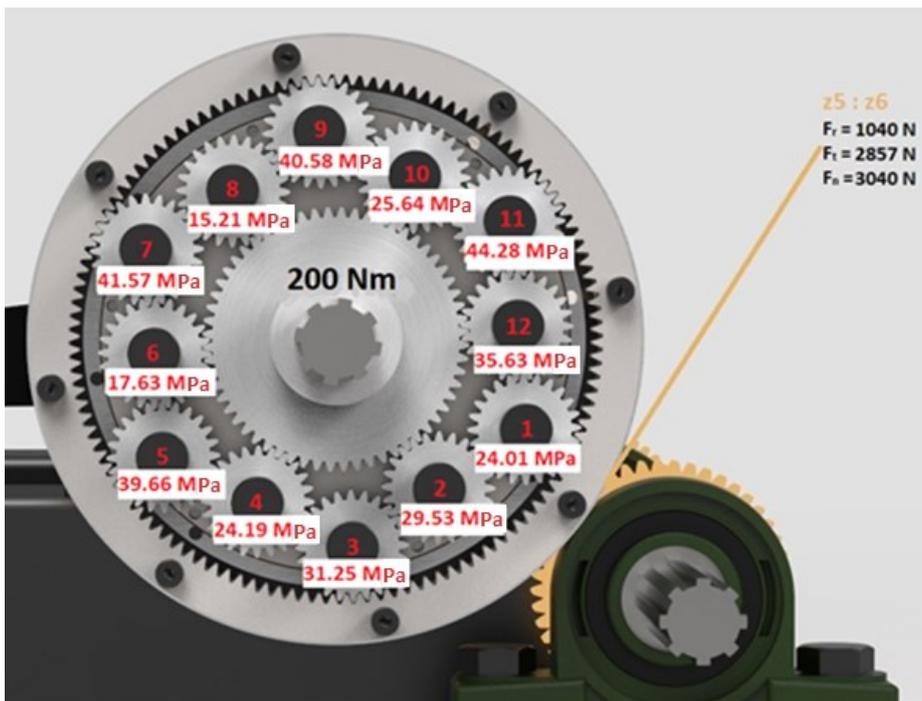
Анализът на силите и опорните реакции, до голяма степен показва съответствие на разположението на най-натоварените сателити с директрисата на силата в опората на вала F_{SR} .

4.3.2. Експерименти с променена ъглова позиция на водилото

При следващите тестове са повторени изпитвателните условия от експерименти 1, 2 и 3 с една основна разлика – позицията на водилото е завъртяна със 180° градуса. Така сегашното разположение на най-натоварените сателитни оси е преместено. Това се прави с цел проверка на изложените досега хипотези за причините за неравномерното натоварване, което и би дало индикация за евентуални монтажни неточности или несъсност на компонентите. Този път измерванията са извършени с входящо натоварване 100 и 200 Nm. Средните стойности на напреженията в осите на сателитите и тяхното разположение са показани на фигури 4.21. и 4.22.

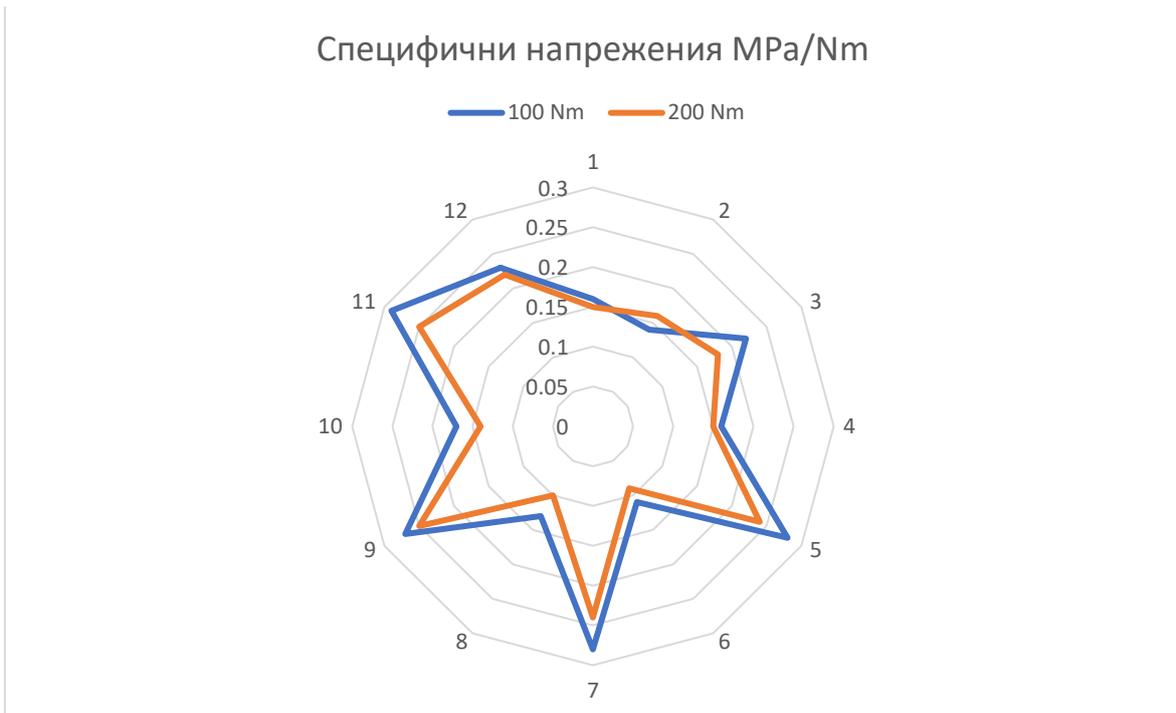


Фиг. 4.21. Експеримент 4 - входящ момент 100Nm и водило завъртяно на 180°

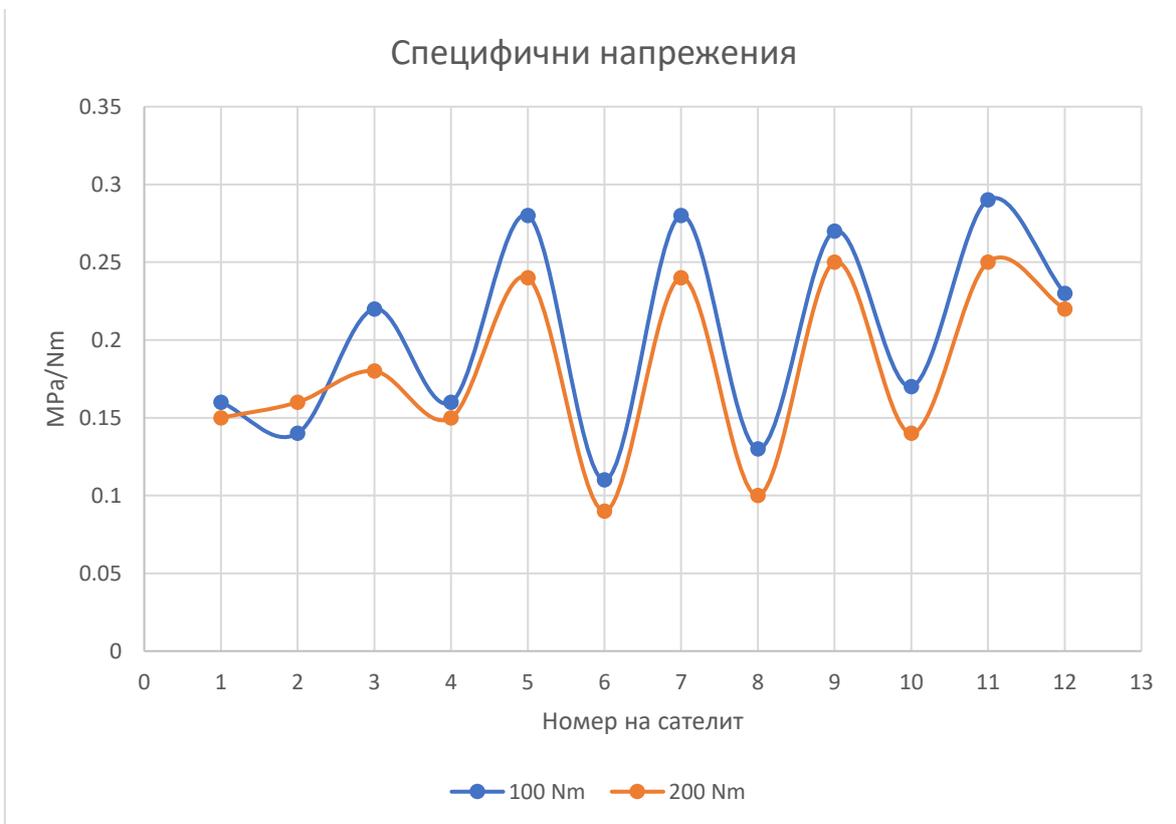


Фиг. 4.22. Експеримент 5 - входящ момент 200Nm и водило завъртяно на 180°

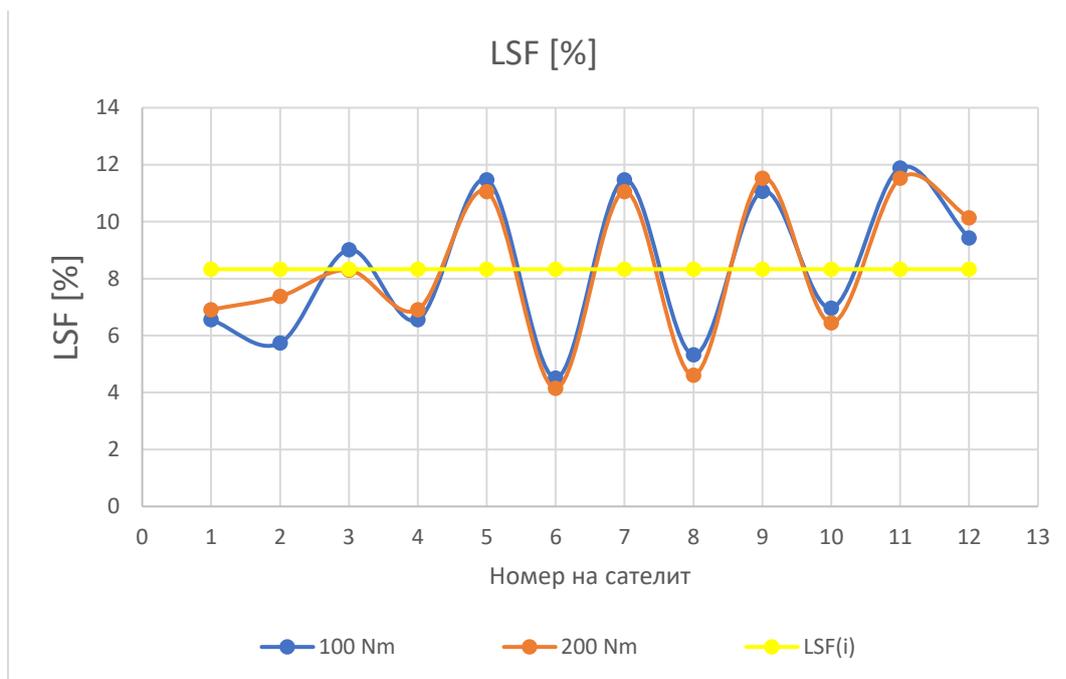
Графичното изражение на специфичното напрежение от измерването, както и процентното изражение на неравномерността е показано на следните фигури 4.23., 4.24., 4.25.:



Фиг. 4.23. Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 4 и 5



Фиг. 4.24. Графика на специфичните напрежения от експерименти 4 и 5



Фиг. 4.25. Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 4 и 5

ТАБЛИЦА 4.2 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 4,5

Натоварване	LSF_{max}	LSF_{min}	Δ_{LSF}
100 Nm	11,88	4,50	7,38
200 Nm	11,52	4,14	7,38

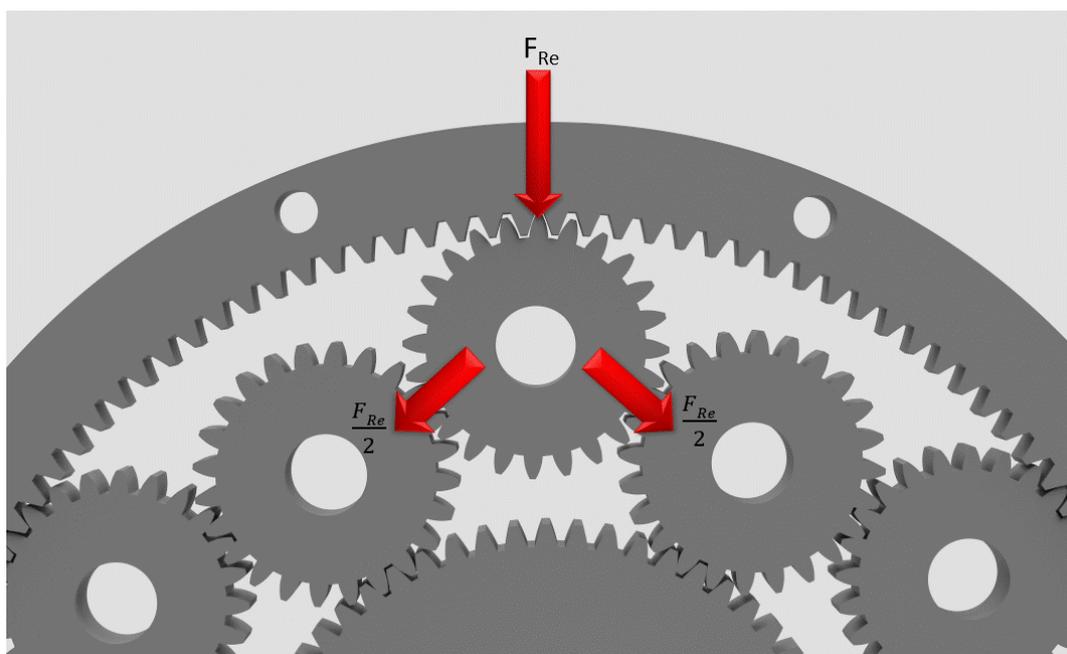
Анализът на резултатите от експеримент 2 показва следното :

- Отново планетите, разположени на пътя на силата в опорната реакция от зацепването с вторичния вал са по-натоварени;
- Промяна на големината на входящото натоварване играе малка роля върху неравномерността;
- Отклонението от позиция на сателитните оси на този етап отново има много слабо изразен ефект;
- Планетите от външния зацепени с короната са по-натоварени от тези на вътрешния ред.

Като заключение от досега извършената серия експерименти може да се каже, че при тази конструктивна компоновка влиянието на натоварването

от външното зацепване е силно изразено. Въпреки разликите в графиките на двата експеримента, е видна връзката между разположението на най-натоварените сателити и посоката на силите от реакцията на зацепването с вторичния вал. Като допълнение към това твърдение, може да се изтъкне и по високото натоварване на външния ред планети, които са по-податливи към завишено натоварване от външни радиални сили, тъй като една външна планета контактува с две вътрешни и съответно теоретично разклонява товара на два потока - фиг. 4.26. Важно е да се отбележи, че става въпрос само за външни радиални сили, а не за тези в зацепването.

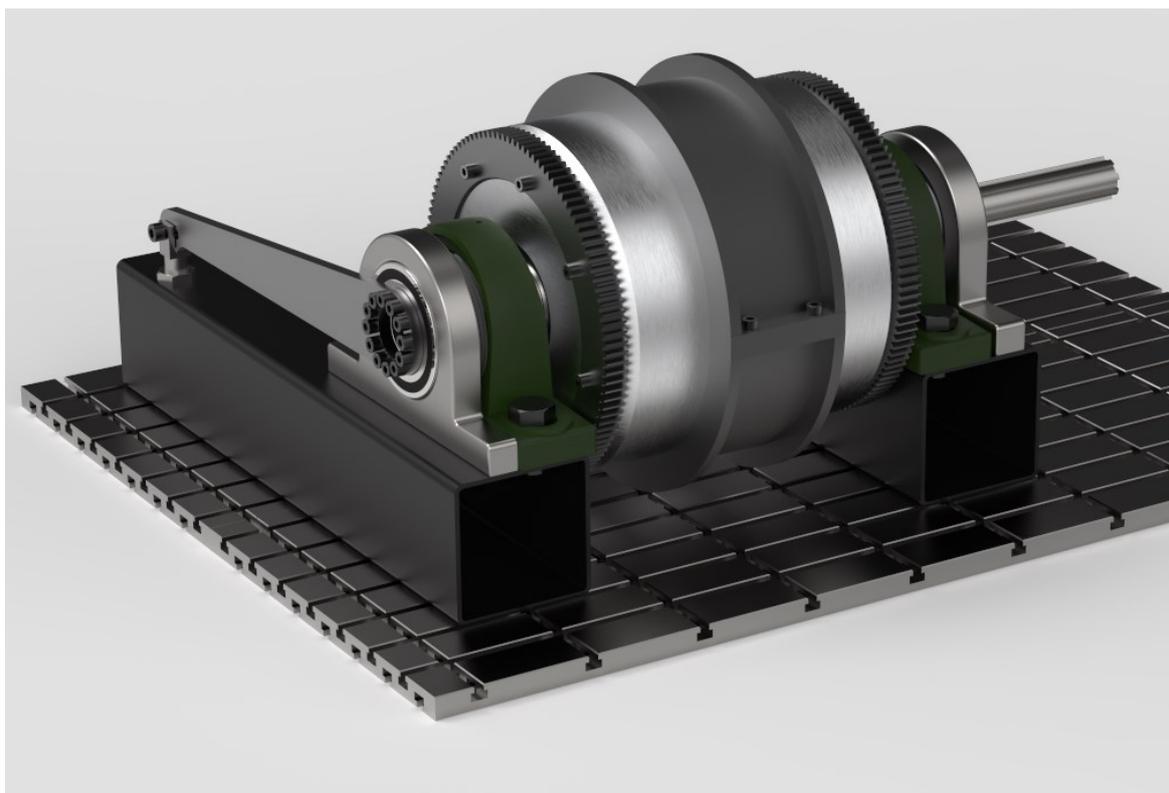
В този ред на мисли, външното радиално усилие би могло да създаде недостатъчно добро съосност на лагерните опори, въпреки самонагаждащите лагери, както и радиалната сила вследствие на лостовите механизми за отчитане и натягане на установката.



Фиг. 4.26. Теоретично разпределение на случайни външни радиални сили върху осите на сателитите в предавката

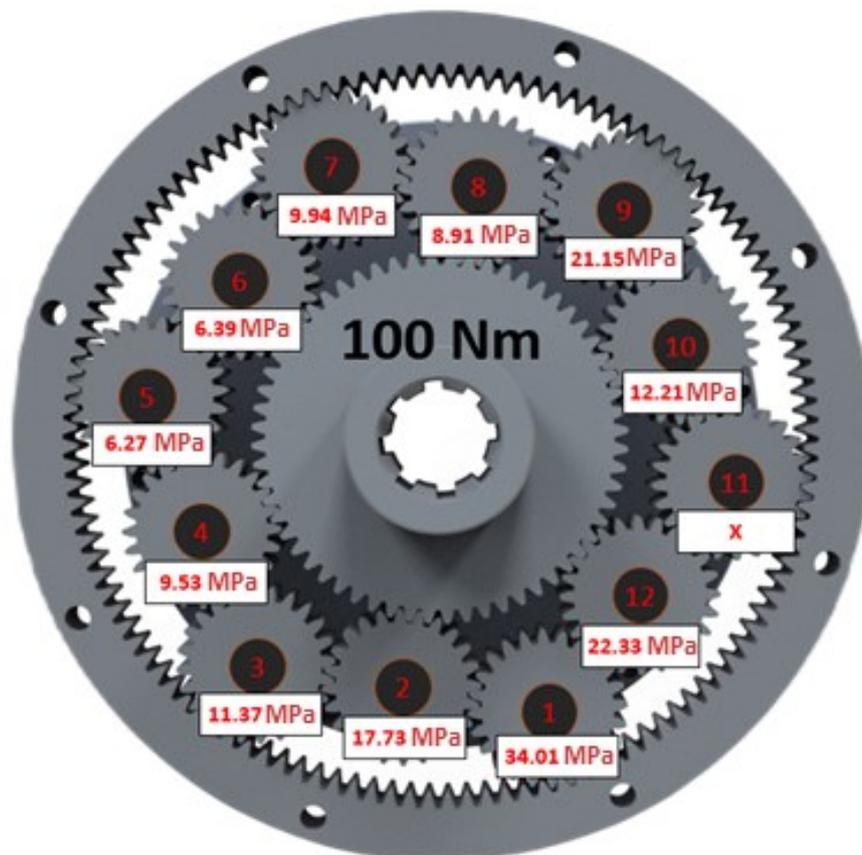
От досега проведените експерименти става ясно, че външните влияния върху неравномерността са твърде изявиени. Елиминирането или поне минимализирането на тяхното влияние, налага конструктивни промени по изпитвателния стенд. Вторичният вал трябва да бъде премахнат, което означава, че затварянето на силовия контур трябва да се осъществи по друг начин.

На фигура 4.27 е показана компоновката на стенда без вторичен вал. Затварянето на силовия контур става посредством свързване на двете корони с двуделен (разглобяем) черупкообразен елемент, като се разчита на силата на триене между елемента и двете корони за предаване на момента. Самата сила на триене се осъществява чрез болтово съединение между двете половини на детайла. От друга страна, това позволява, сравнителното лесното му демониране за инспекция и смазване на предавките. Най-голямото предизвикателство към тази компоновка е окабеляването, тъй като въртящите се корони и затворената конструкция не позволяват извеждането на кабелите по досегашния начин. Този проблем е решен благодарение на това, че вала на водилото е кух, а конзолното монтиране на сателитните колела позволява кабелите да бъдат изведени навън зад тях, през централния отвор на вала.



Фиг. 4.27. Модел на стенда без вторичен вал

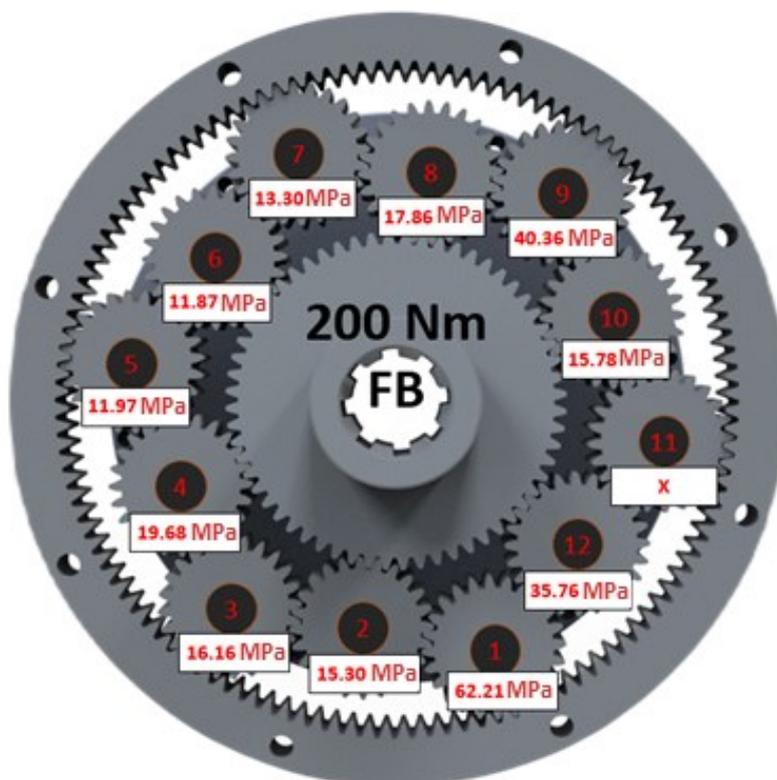
Експериментите с новата конфигурация са проведен в няколко варианта. Поради повреда в хоризонталния измервателен канал на сателитна ос 11, той е изключен от тези експерименти. Изпитанията са проведени със 100 и 200 Nm. След това допълнителните лагерни опори на водилата са демонтирани – фиг. 4.13. И тестът е повторен с 200Nm. Резултатите са показани на следните фигури 4.28., 4.29., 4.30.



Фиг. 4.28. Експеримент 6 - входящ момент 100Nm

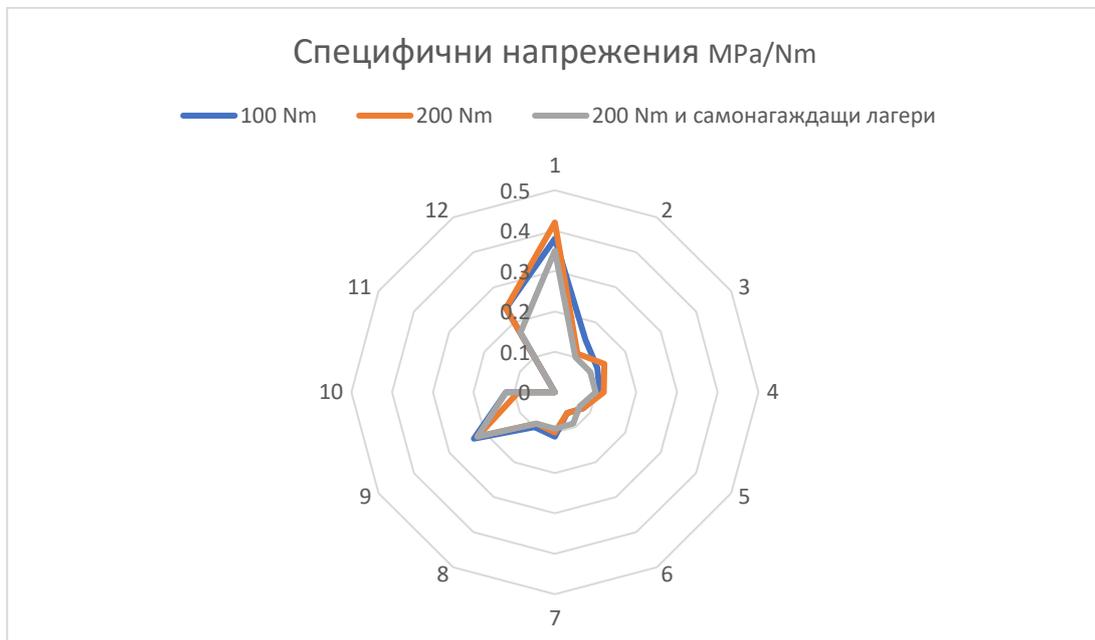


Фиг. 4.29. Експеримент 7 - входящ момент 200Nm

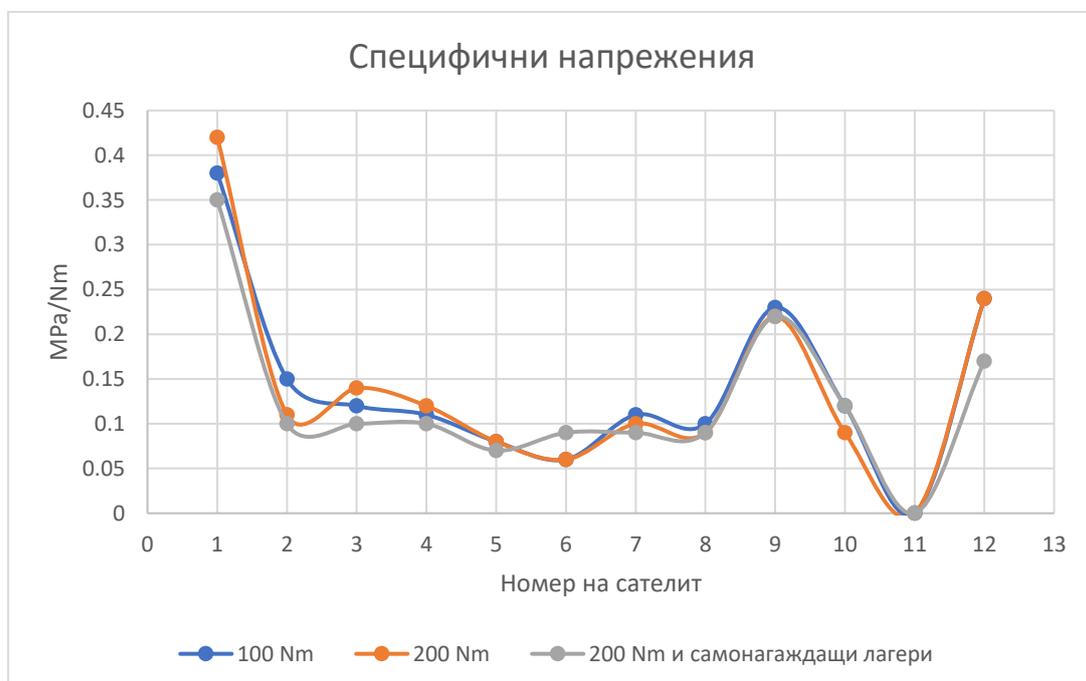


Фиг. 4.30. Експеримент 8 - входящ момент 200Nm и самонагаждащи лагери на ВОДИЛОТО

Съпоставка на специфичните напрежения от експерименти 6, 7 и 8 са показани на фигури 4.31., 4.32.



Фиг. 4.31. Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 6, 7 и 8

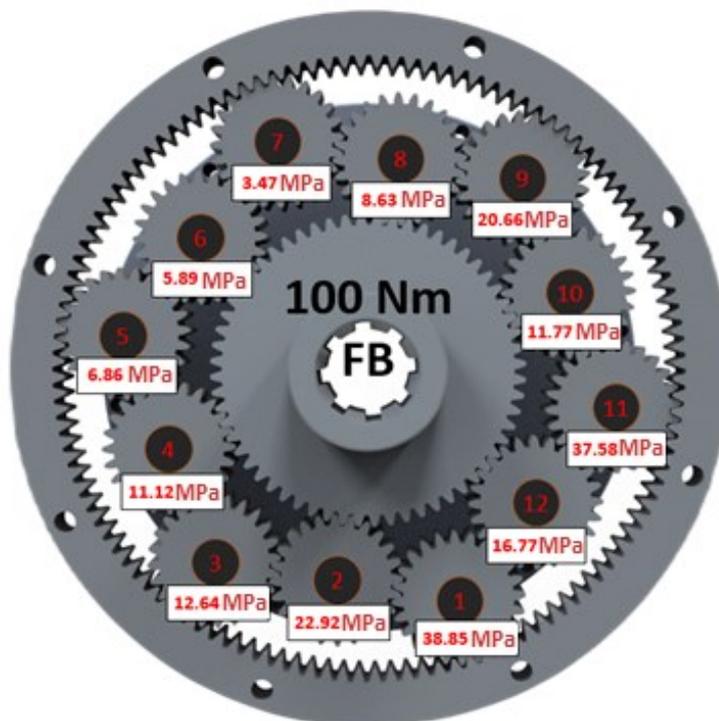


Фиг. 4.32. Графика на специфичните напрежения от експерименти 6, 7 и 8

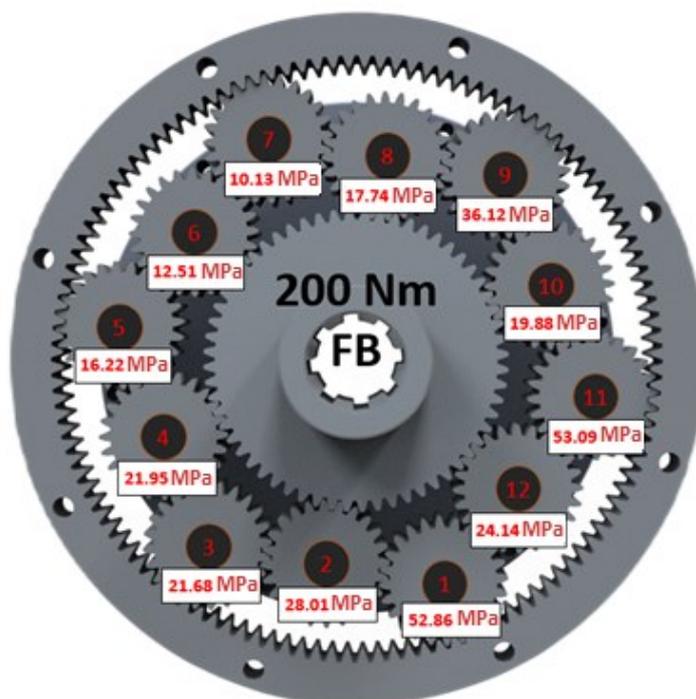
Поради липсата на данни за канал 11, пресмятането на процентно изражение на неравномерността би било некоректно, затова то не е извършвано за това изследване. На фигурите 4.31 и 4.32, показващи специфичните напрежения неговата стойност условно е приета за нула.

Въпреки това ясно се наблюдава силно изявен пик на 1-ви сателит последван от 9ти. Напрежението в останалите сателитни оси е със значително по-голяма равномерност отколкото в предишните изпитвания. Прави впечатление, че премахването на допълнителните лагерни опори и използването само на самонагаждащи лагери(FB) спомага, както за изравняването на натоварването в по-слабо натоварените сателити, така и за понижаване на пиковите напрежения в останалите.

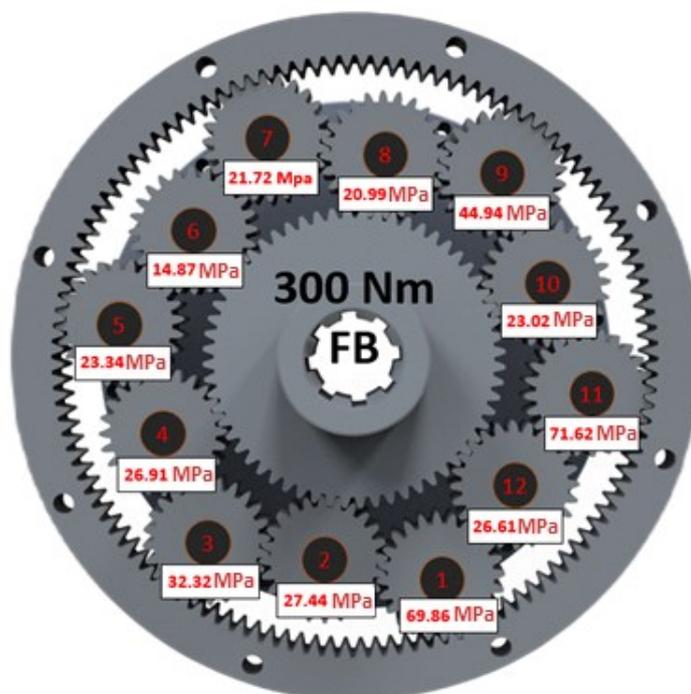
След отстраняване на повредата в хоризонталния канал на ос 11 изпитването се извършва с конфигурацията от експерименти 6,7 и 8. Този път за всички тестове допълнителните лагерни опори са премахнати и са оставени само самонагаждащите. Входните напрежения са 100, 200 и 300 Nm. Напреженията и позицията на сателитните са представени на фигури 4.33., 4.34., 4.35:



Фиг. 4.33. Експеримент 9 - входящ момент 100Nm и самонагаждащи лагери на водилото

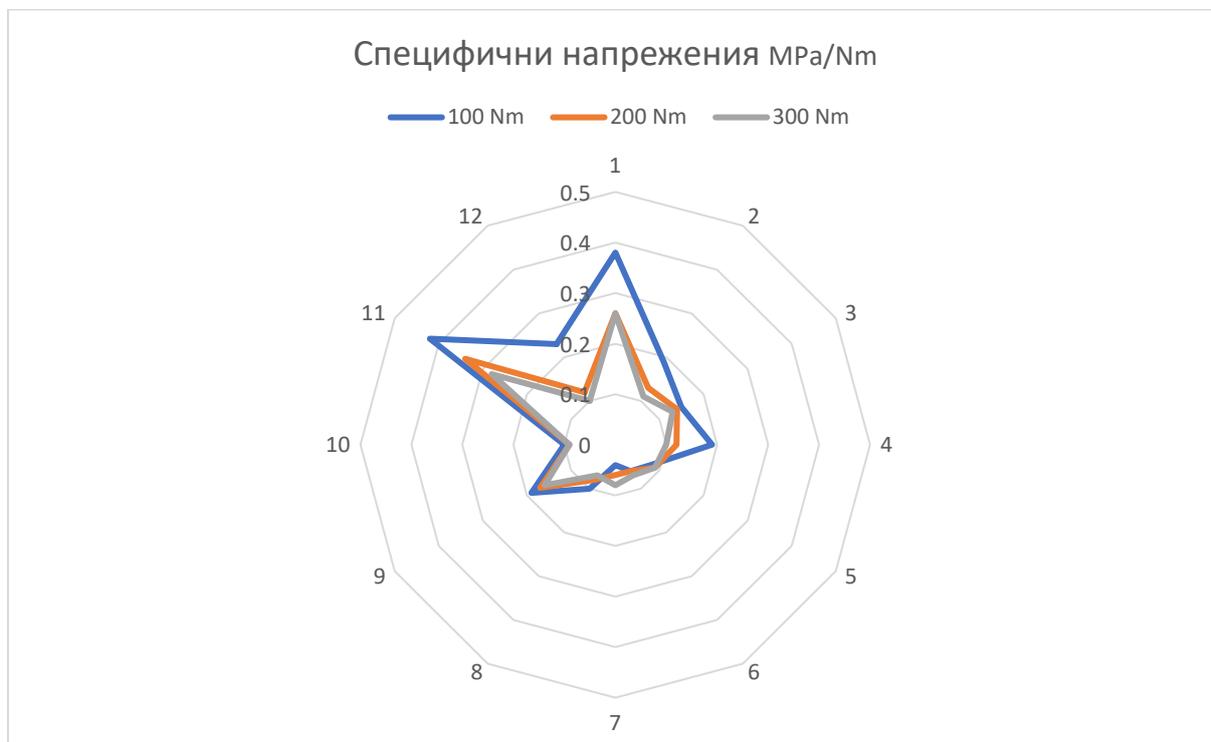


Фиг. 4.34. Експеримент 10 - входящ момент 200Nm и самонагаждащи лагери на ВОДИЛОТО



Фиг. 4.35. Експеримент 11 - входящ момент 300Nm и самонагаждащи лагери на ВОДИЛОТО

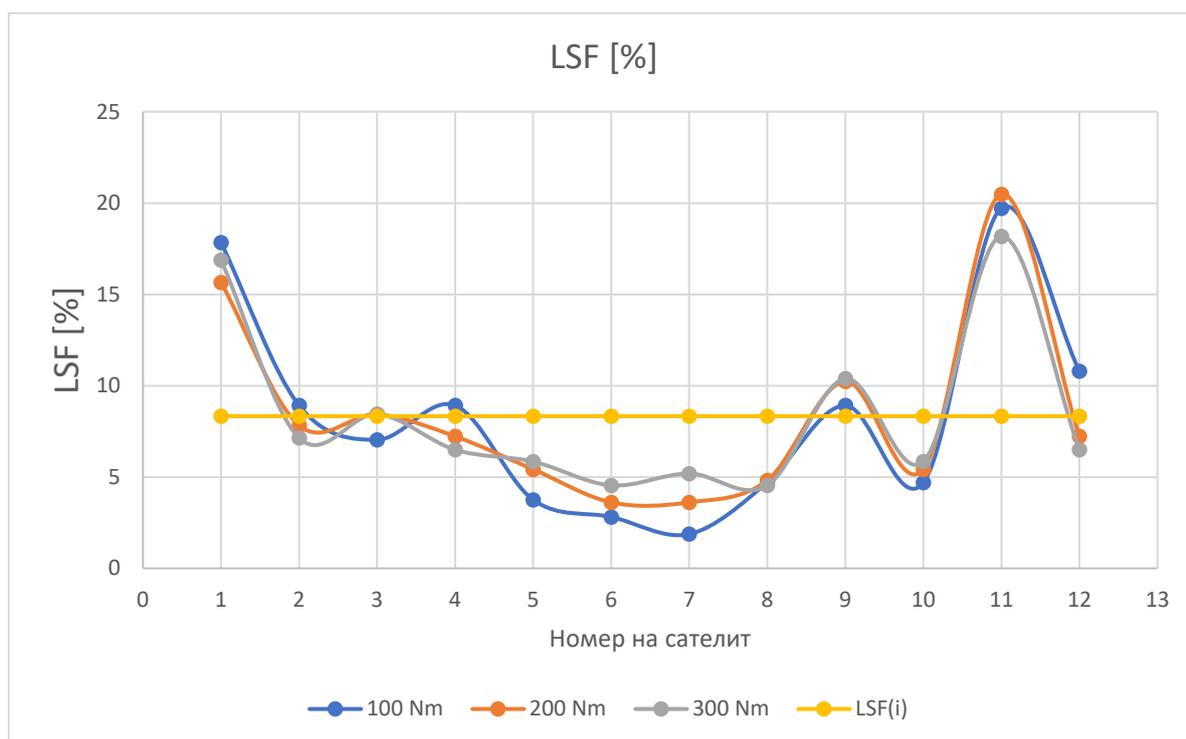
Графично изражение на специфичните напрежения и процентното изражение на неравномерността са представени на фигури 4.36., 4.37. и 4.38.



Фиг. 4.36. Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 9, 10 и 11



Фиг. 4.37. Графика на специфичните напрежения от експерименти 9, 10 и 11



Фиг. 4.38. Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 9, 10 и 11

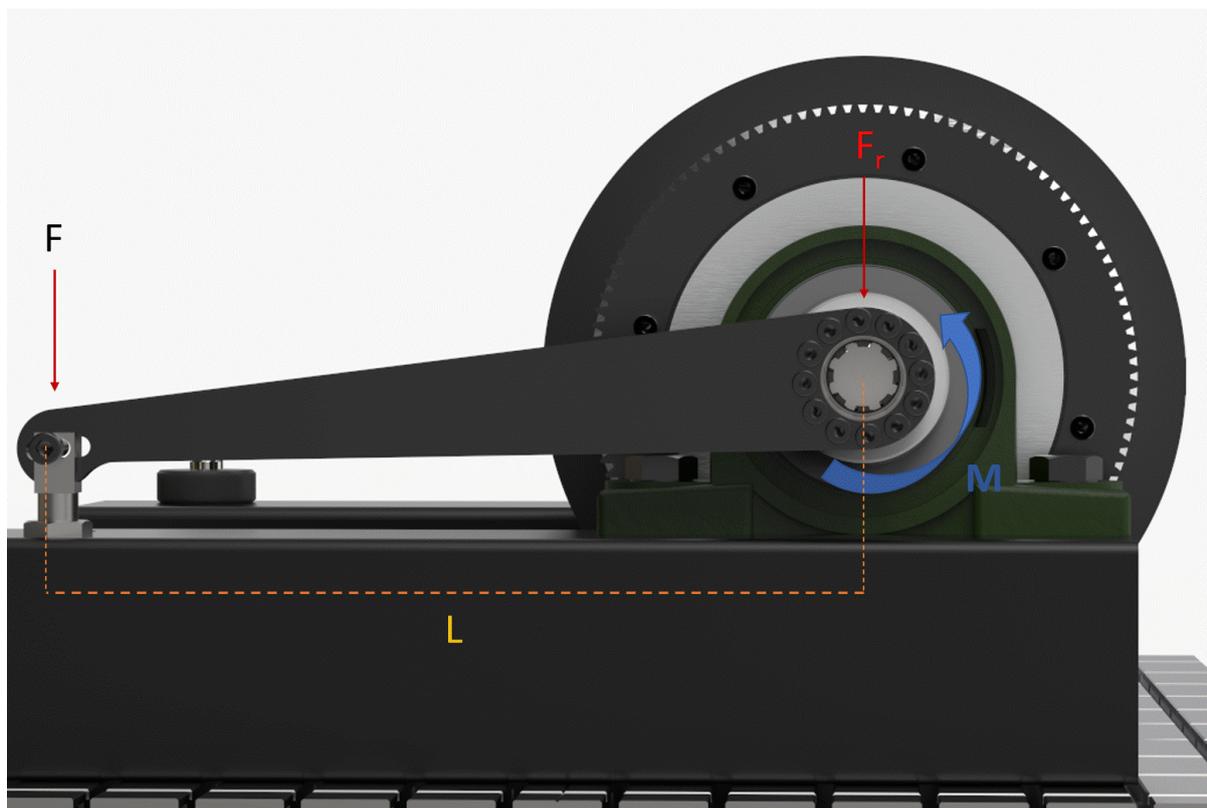
Наблюдава се ясно изразен пик в напреженията на 1-ви и 11-ти сателит. Отново има известно изравняване на напрежението с увеличение на входящия момент. Въпреки това резултатите са хаотични и не могат да се обвържат с тези от предишните експерименти. Например оста на сателит 7 е една от най-малко натоварените в този експеримент, докато в експерименти 4 и 5 е силно натоварена. Подобни заключения могат да бъдат направени и за останалите сателитни оси. Въпреки, че тази на сателит 11 е с изразено повишено натоварване във всеки експеримент големината и варира почти двойно, като в експеримент 1 специфичното и напрежение при 100 Nm е със стойност 0,23, то при експеримент 9 е 0,42. Все още изглежда, че неравномерността на натоварването е причинена предимно от външни фактори.

ТАБЛИЦА 4.3 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 9,10,11

Натоварване	LSF_{max}	LSF_{min}	Δ_{LSF}
100 Nm	19,71	1,87	17,84
200 Nm	20,48	3,61	16,87
300 Nm	18,18	4,54	13,64

Като опит да се намали влиянието на външните фактори за следващата серия експерименти, дължината на рамената на обтягащия и отчитащия механизъм са удължени. От механиката е известно че $M = F.L$, а радиалната сила $F_r = M/L$ (4.3.2.1)

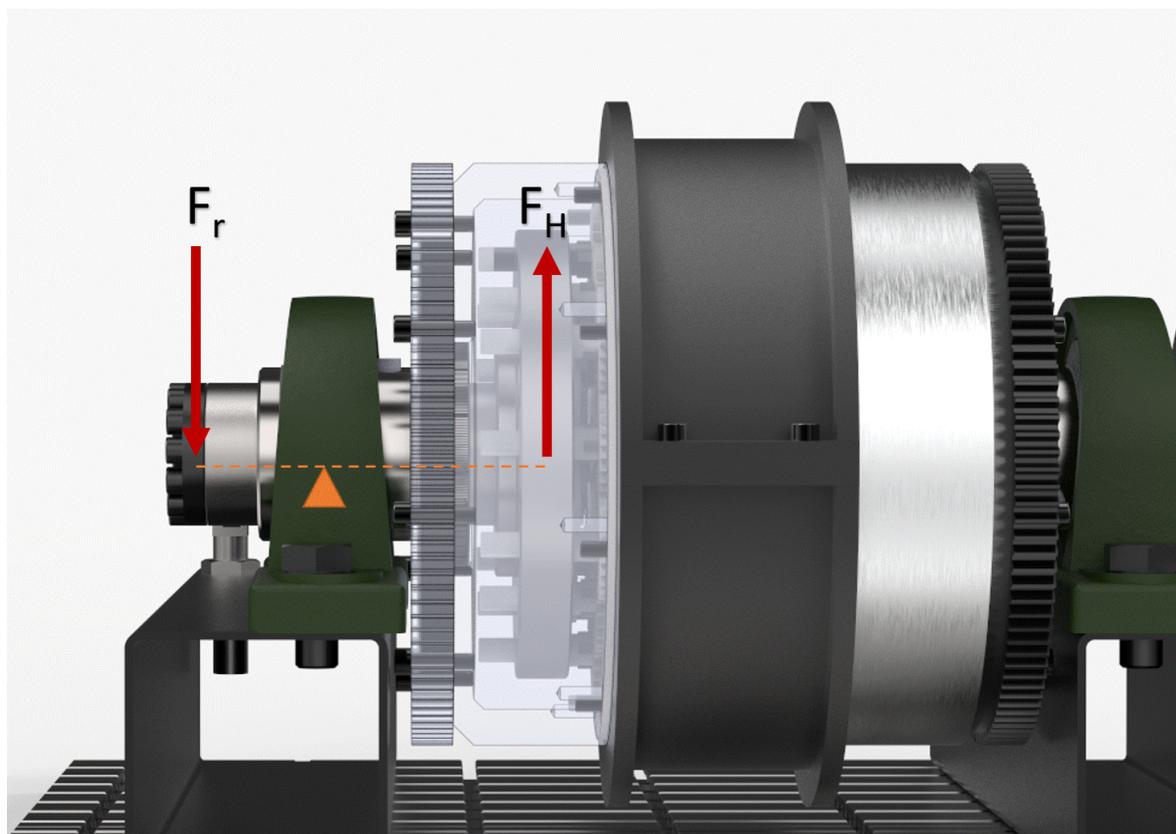
Тоест в случая на показаната на фиг. 4.39. ситуация $F_r = F$



Фиг. 4.39. Влияние на радиалната сила от затягащия механизъм върху водилото на предавката

Тъй като лостовите на обтягащия и отчитащия механизъм са свързани директно към водилата на двата комплекта предавки F_r влияе директно върху тях. Този ефект се усилва от факта, че допълнителните лагерни опори

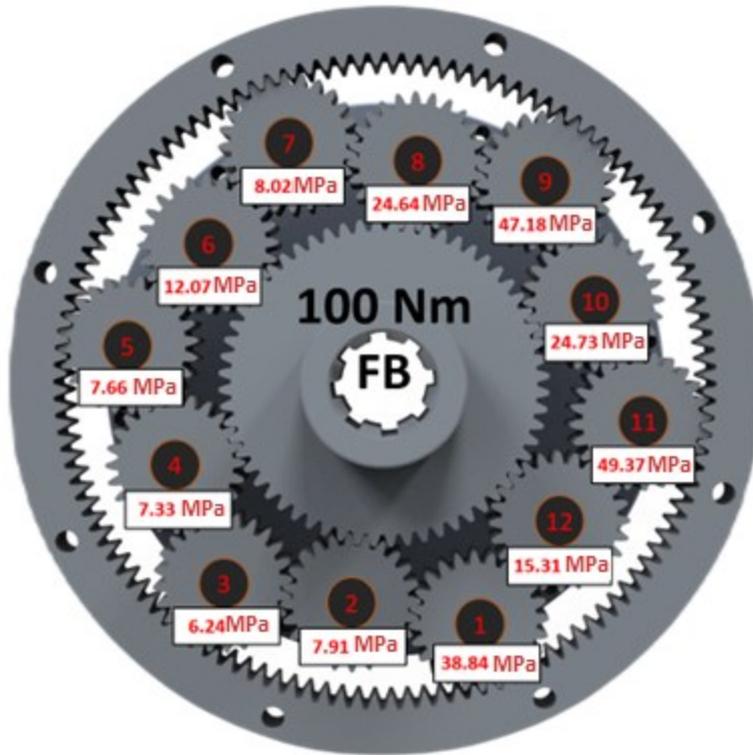
са премахнати, а оставащите самонагаждащи лагери се явяват опора на лост от първи род, като от едната страна е F_r , а от другата резултатната радиална сила в зацепването в предавките - фиг. 4.40.



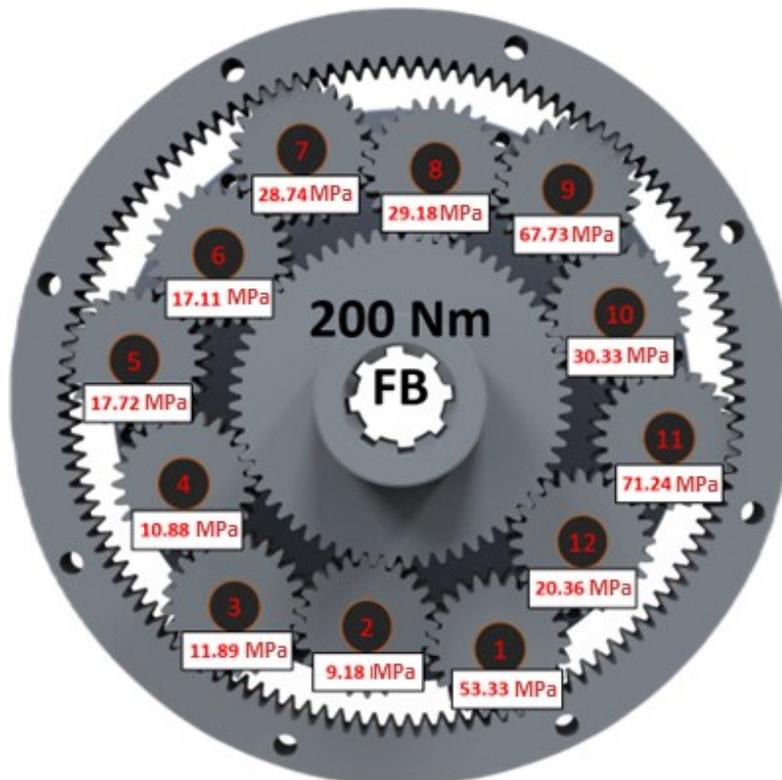
Фиг. 4.40. Резултат от външната радиална сила на обтягащия механизъм

От уравнението (4.3.2.1.) следва, че радиалната сила F_r може да се намали като същевременно се запази входящия момент, като дължината L се увеличи. Така хипотетично ефектът от фиг. 4.40. ще бъде намален. За целта на експериментите дължината на лоста L е увеличена четири пъти и съответно F е намалена също толкова пъти, като входящият момент остава 100 и 200 Nm. Поради голямата дължина на лостовете, хода на обтягащия механизъм е недостатъчен за изпитание с 300Nm и то не е извършено.

Резултатите от проведените тестове относно напреженията са показани на фиг. 4.41. и 4.42. Специфичните напрежения са показани на фигури 4.43. и 4.44. Процентното изражение на неравномерността е показано на фиг. 4.45.



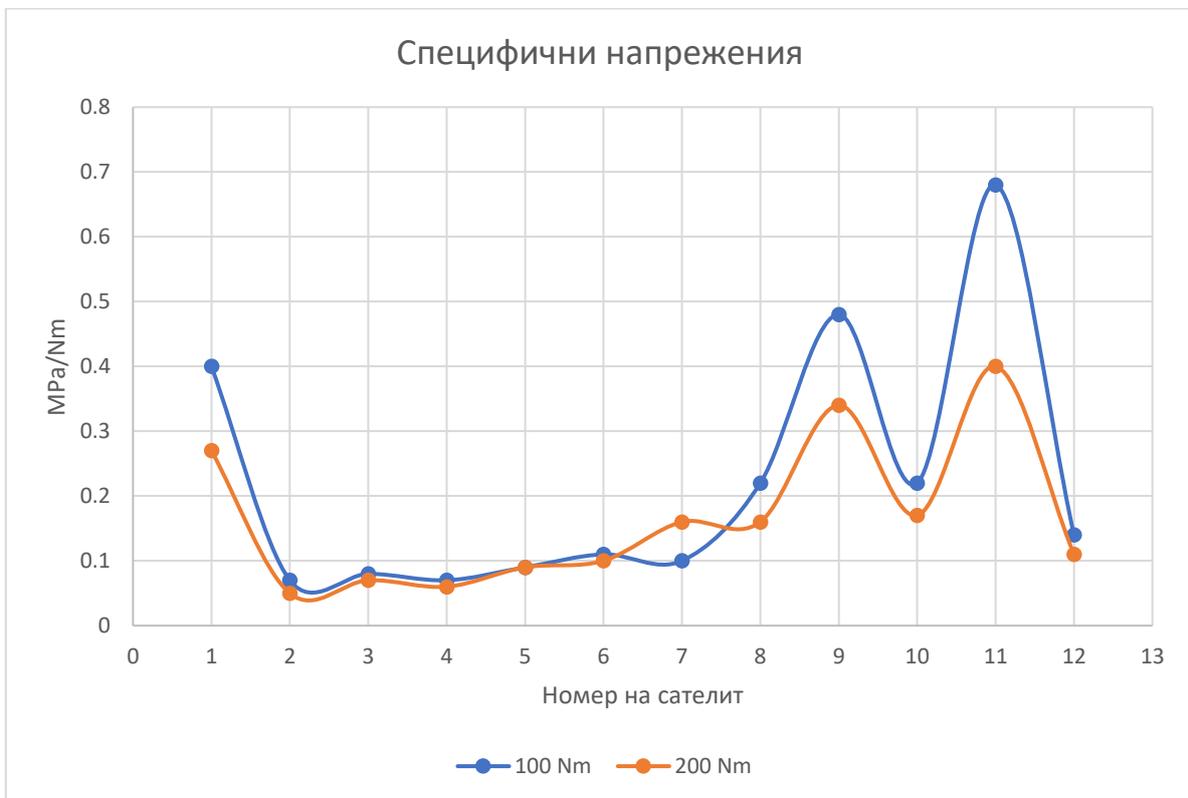
Фиг. 4.41. Експеримент 12 - входящ момент 100Nm и самонагаждащи лагери на ВОДИЛОТО



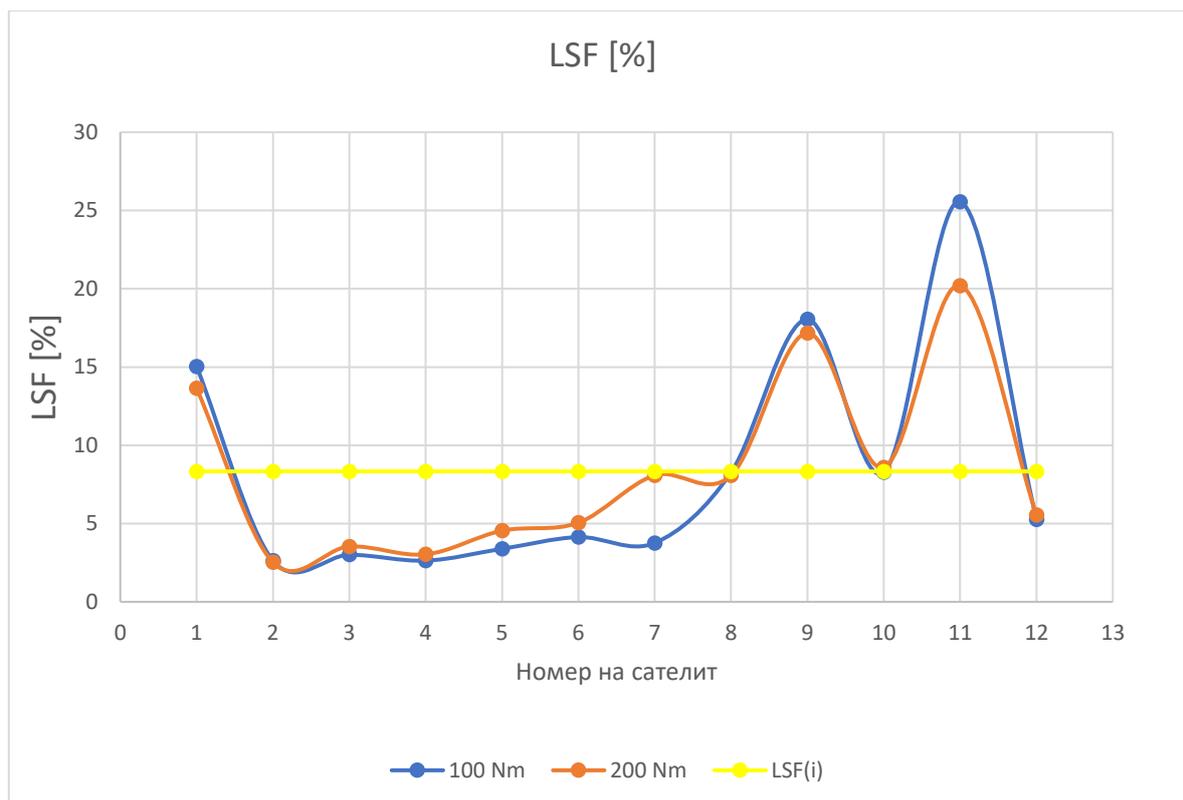
Фиг. 4.42. Експеримент 12 - входящ момент 200Nm и самонагаждащи лагери на ВОДИЛОТО



Фиг. 4.43. Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 12 и 13



Фиг. 4.44. Графика на специфичните напрежения от експерименти 12 и 13



Фиг. 4.45. Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 12 и 13

Резултатите от експериментите не показват драстична промяна заради понижената радиална сила F_r . Подобно на предишния експеримент се наблюдава силно завишено натоварване в сателит 11 и 1. Наблюдава се известно изравняване на натоварването с увеличаване на входящия момент. Като при 200Nm сателити 7, 8 и 10 са много близко до стойностите на идеалното разпределение.

ТАБЛИЦА 4.4 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 12,13.

Натоварване	LSF_{max}	LSF_{min}	Δ_{LSF}
100 Nm	25,56	2,52	23,03
200 Nm	20,2	2,52	17,5

За последващите експерименти, лоста на измервателния механизъм е премахнат напълно и е заменен с сензор за въртящ момент FY01-500NM свързан чрез фланцово болтово съединение с водилото на **предавка 2**.

Цялата изпитателна установка е сглобена и центрирана отново. Тестовете са извършени с входящ момент 100 и 200 Nm

Резултатите са показани на фигури 4.46. и 4.47.:



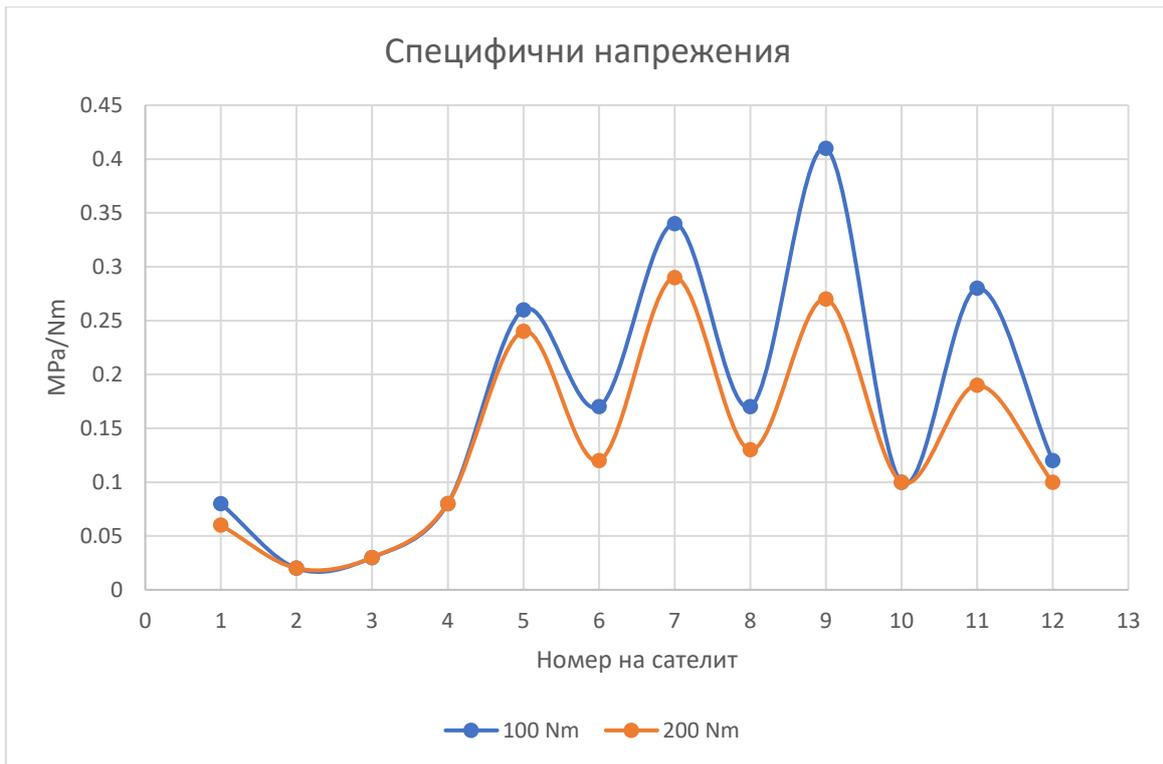
Фиг. 4.46. Експеримент 14 - входящ момент 100Nm



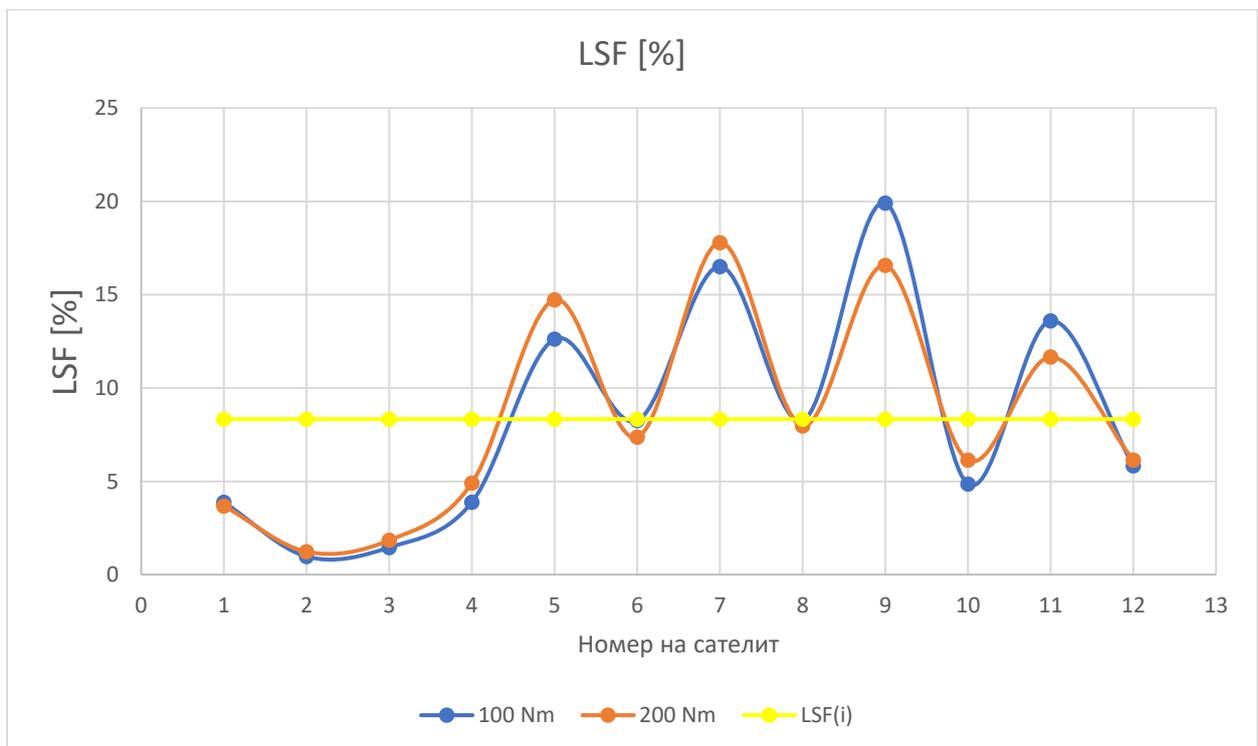
Фиг. 4.47. Експеримент 15 - входящ момент 200Nm



Фиг. 4.48. Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 14 и 15



Фиг. 4.49. Графика на специфичните напрежения от експерименти 14 и 15



Фиг. 4.50. Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 14 и 15

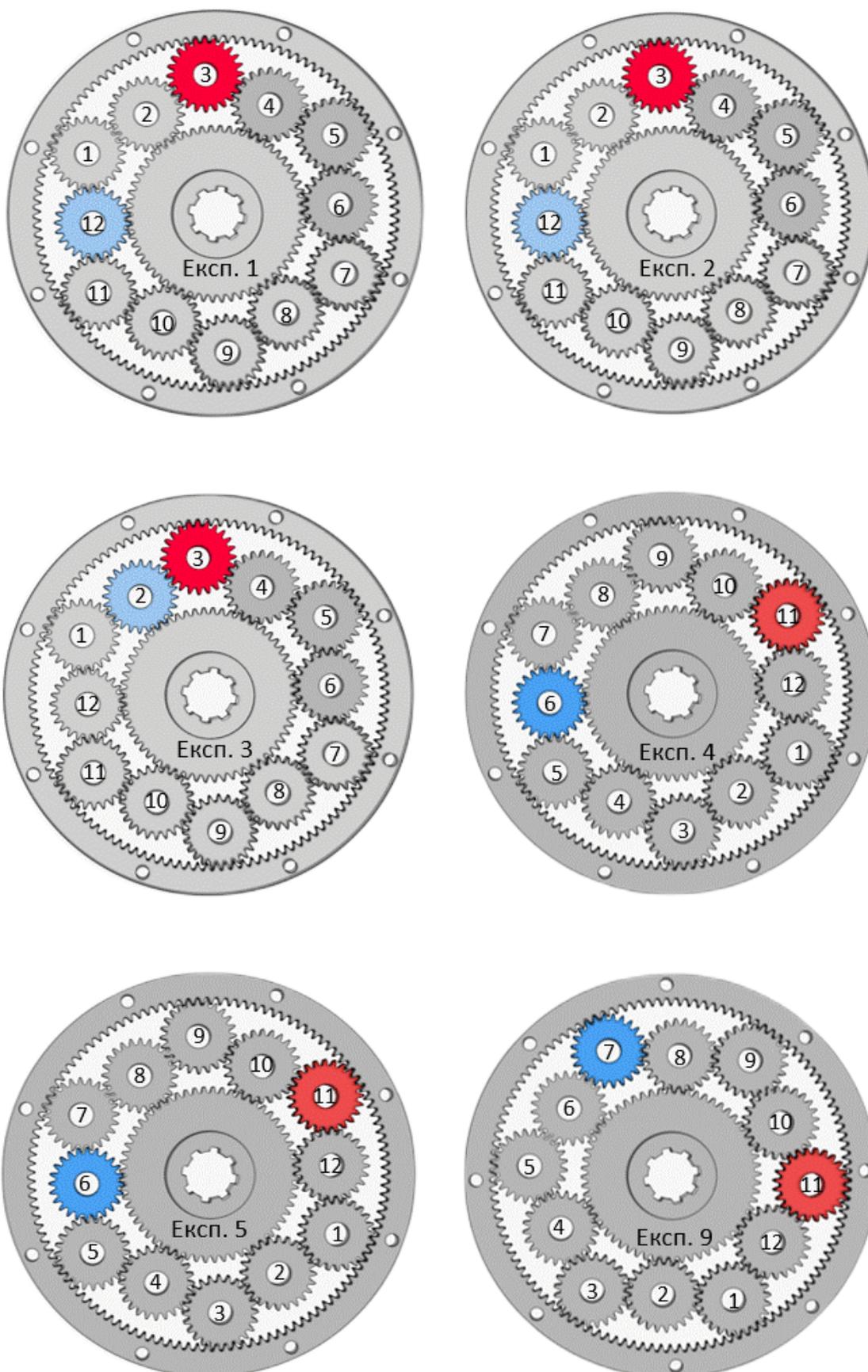
Резултатите от тези експерименти показват отчетлива разлика с предходно проведените. Липсва ясно изявения пик на 1-ви и 11-ти сателит. Дори оста на сателит 1 е една от най-ниско натоварените.

ТАБЛИЦА 4.5 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 14,15

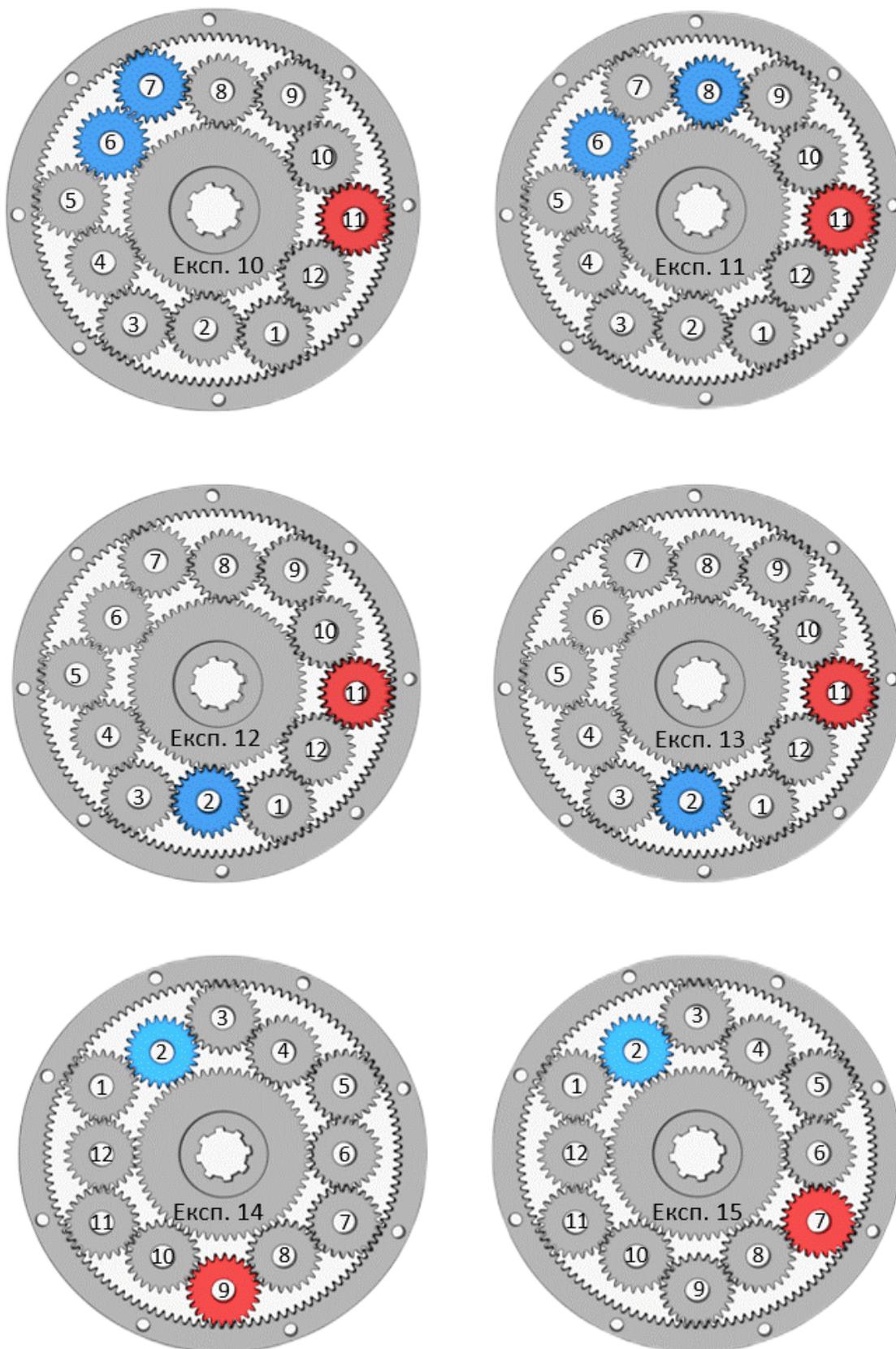
Натоварване	LSF_{max}	LSF_{min}	Δ_{LSF}
100 Nm	19,9	1,02	17,88
200 Nm	17,79	1,22	16,67

4.4 Заключение от експерименталните изпитвания.

Анализът на резултатите от извършените изпитвания показва, че за момента не може да бъде дефинирана точна и общовалидна стойност за коефициента на неравномерност. Измерванията показват твърде голяма хаотичност на стойностите на напреженията и на процентното изражение на неравномерността LSF . На фигури 4.51. и 4.52. са показани най-натовареният и най-слабо натоварения сателит от всяко изпитване. Когато стойностите са много близки са показани двойката сателити с приблизително еднакви стойности.



Фиг. 4.51 Сравнение на разположението на най-натоварените (с червен цвят) и най-слабо натоварените (със син цвят) сателити от експериментите



Фиг. 4.52. Сравнение на разположението на най-натоварените (с червен цвят) и най-слабо натоварените (със син цвят) сателити от експериментите

В голяма част от експериментите има ясно изязено повишено натоварване в оста на сателит 11, чието отклонение от позиция е най-голямо според направеното измерване. Резултат е потвърден и от компютърния симулационен анализ. Въпреки това разликите в големината на натоварването между различните експерименти е твърде драстична, за да се припише единствено на отклонението в позиция.

От анализ на фигурите и таблиците също може да се констатира липса на повтаряем модел на натоварването. Така например в експеримент 6 оста на сателит 1 поема само 3,7 % от натоварването, същата ос в експеримент 4 поема 17,84 %. Например в експеримент 2, оста на сателит 11 поема 9,8% на натоварването същата в експеримент 5 поема 25,56 %. Що се отнася до сателитите със стойности на натоварването близка до идеалната, отново има твърде голяма хаотичност и случайност на резултатите.

Прави впечатление, че в преобладаващата част от експериментите по натоварен е външният ред сателити, тенденция която се наблюдава и при компютърните симулации.

Увеличението на входящия момент има ефект върху изравняването на натоварването, което е сравнително слабо изразено в случаите, когато системата работи с вторичен вал - експерименти 1, 2 и 3. Най-осезаемо е влиянието в случаите на премахнати допълнителни лагерни опори при експерименти 11 и 13.

На този етап резултатите от физическите изпитвания не могат да се обвържат с отклонението от позиция на осите на сателитите, измерени на водилото.

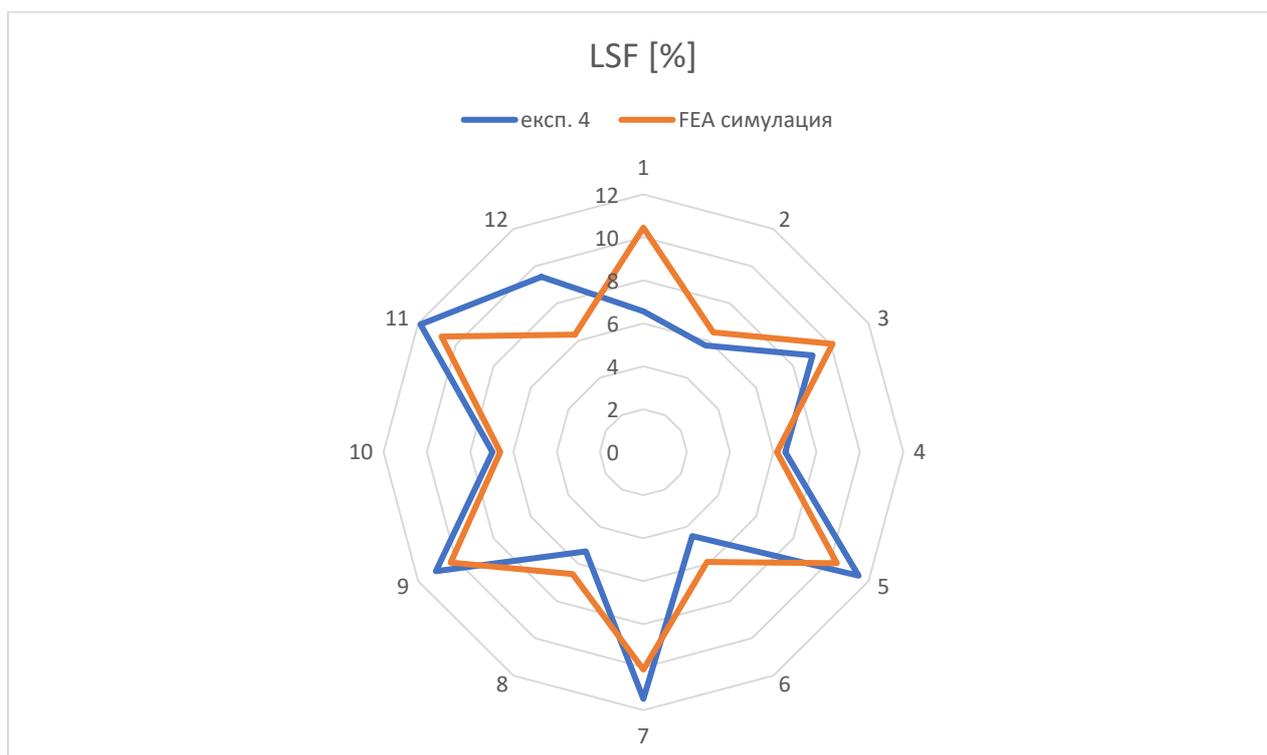
С оглед изложените по-горе изводи, може да се стигне до заключението, че в настоящата конструкция на експерименталната установка има твърде много влияние на различни външни фактори, за да се достигне до повтаряем и достоверен извод за неравномерността на натоварването на сателитите. След извършен пореден преглед на конструкцията, се предполага, че монтажни условия, както и недостатъчно качество на съпътстващи елементи като вал на короната, лагери и други водят до доминиращо влияние на външни фактори върху натоварването. Като основни може да бъдат посочени монтажни неточности, което би могло да обясни драстичните разлики в натоварването след всяко разглобяване, сглобяване и подмяна на компоненти по изпитателната установка.

От една страна податливостта на някои от компонентите влияе благоприятно на разпределението на натоварването, от друга обаче същата

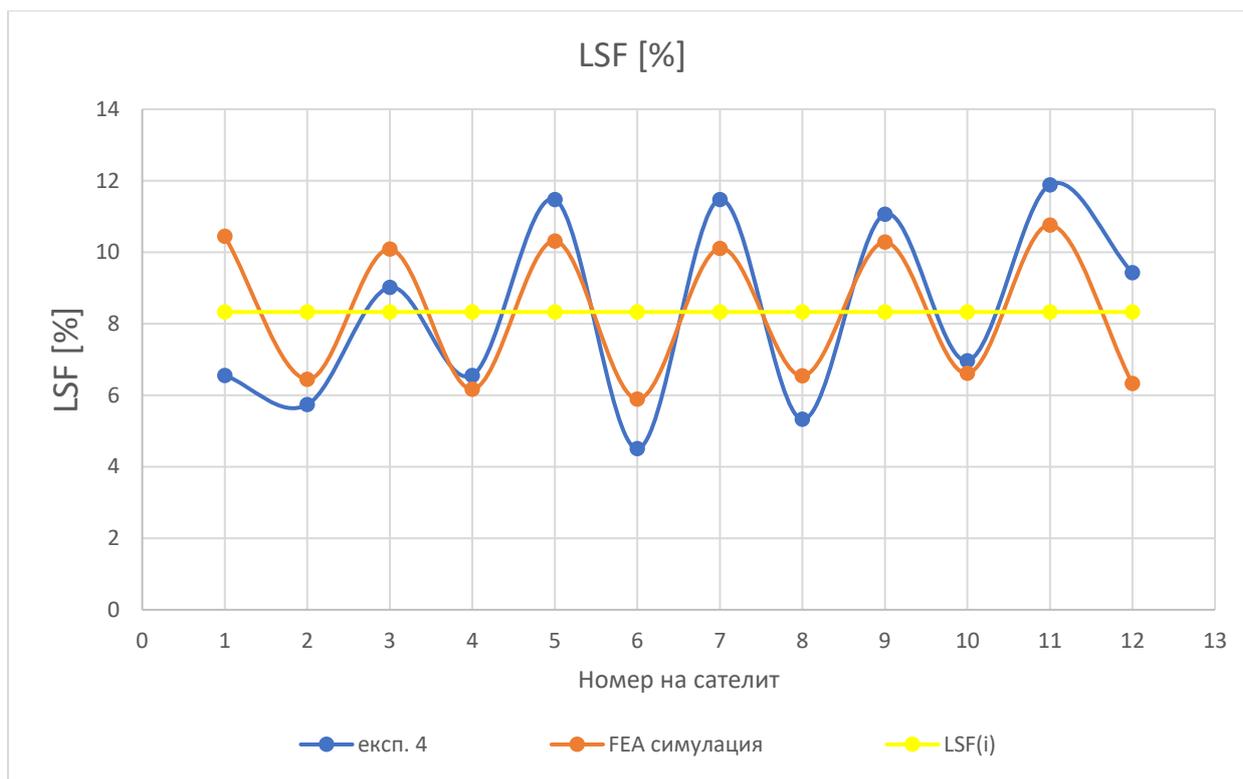
податливост ги прави още по уязвими на външни сили със значителна големина спрямо тази на силите в зацепването.

За бъдещи изследвания е необходимо конструирането на установка с голяма точност, а където се налага и коравина. Като при използването на затворен контур на установката е необходимо гарантирането на много добро съосие и минимално радиално биене на компонентите. Експерименти с отворен контур също могат да се извършат, като отново трябва да се гарантира, че механизмът създаващ съпротивление в системата влияе минимално върху отчитаното натоварване.

Като валидна тенденция от всички направени експерименти може да се отчете разликата в натоварването между вътрешния и външния ред сателити като външния ред е изявено по-натоварен. Нещо, което е редно да се взема предвид при оразмеряване на осите, лагерите и водилата на подобен тип предавки. На следващите фигури са представени сумарно резултатите от физическите (експеримент 4) и компютърно симулираните изпитвания с най-добра равномерност, както и идеалните стойности.



Фиг. 4.53. Кръгова графика на процентното изражение на неравномерността LSF от експеримент 4 и FEA симулация с локален контакт



Фиг. 4.54. Графика на процентното изражение на неравномерността от експеримент 4 и FEA симулация с локален контакт

Наблюдава се сходност в резултатите от двете изпитвания, като проведеното с реалната експериментална установка е с разлика между най-натоварения и най-слабо натоварения сателит $\Delta_{LSF} = 7,38 \%$ от общото натоварване, а при FEA симулацията $\Delta_{LSF} = 4,89\%$. И при двете изпитвания най-натоварен е сателит 11, а най-слабо натоварен - сателит 6. И с изключение на сателити 1 и 12 се наблюдава сходност в последователността на натоварването.

Може да се отбележи, че определянето на идеалното разпределение на натоварването $LSF_{(i)}$ не винаги е спрямо уравнение (4.3.8) при предавки с два реда сателити, тъй като досегашните изпитвания ясно показват разлика във вътрешния и външния ред. По скоро трябва да се търсят две отделни идеални стойности на LSF за вътрешния и външния ред. Прост подход би бил сумирането на всички стойности за всеки отделен ред и разделянето им на броя сателити в ред. Този метод е приложен за експеримент 4 и FEA симулацията и резултатите са представени в таблици 4.6 и 4.7.

ТАБЛИЦА 4.6 Анализ на процентното изражение на натоварването на експеримент 4

Експеримент 4	LSF(i) %	LSF _{min} %	LSF _{max} %	Относителна разлика в %
LSF _{po} (външен ред)	10,25	6,55	11,88	57,84
LSF _{pi} (вътрешен ред)	6,42	4,50	9,42	70,68

ТАБЛИЦА 4.7 Анализ на процентното изражение на натоварването на FEA симулация в условие – „локален контакт“

FEA симулация	LSF(i) %	LSF _{min} %	LSF _{max} %	Относителна разлика в %
LSF _{po} (външен)	10,33	10,08	10,76	6,52
LSF _{pi} (вътрешен ред)	6,33	5,89	6,61	11,52

Така на база тези стойности би могло да се определи изчислителен коефициент на неравномерност:

$$K_{\gamma} = \frac{LSF_{max}}{LSF_{(i)}} \quad (4.3.9)$$

За експеримент 4 - $K_{\gamma} = 1,5$

За FEA симулация $K_{\gamma} = 1,1$

Важно е да се отбележи, че формирането на този коефициент е чисто теоретично за конкретния случай, на база анализ на посочените експерименти, а не общовалидна стойност!

За получаването на общовалидна негова стойност, ще бъдат необходими още множество подобрения в експерименталната установка, както и използването на по-качествени софтуери и значително по-голяма изчислителна мощност за провеждането на компютърните симулационни изпитвания. Необходими са, разбира се, и още много на брой физически и дигитални експерименти.

Глава 5

Заключительна част

5.1 Заключение от дисертационния труд

След извършените теоретични разглеждания и експериментални изследвания на предавките със взаимно зацепени сателити и $\overline{A[A]I}$ в частност може да бъде направено следното обобщение:

На първо място предложената в раздел 2 методика за синтезиране, макар по-скоро дедуктивна по същество, предлага някаква правдоподобна последователност за реализиране на разглежданата конструкция. Разбира се както бе споменато, очертаните конструктивни граници и специфики могат драстично да варират спрямо практически желаните резултати. Въпреки това, след като веднъж бъде разбрана логиката зад геометричните и монтажни зависимости в предавката, могат лесно да се предопределят възможностите на търсената конструкция спрямо очакваните от нея характеристики. Разработените в дигитална среда модели, както и физически функциониращите такива предавки под формата на изпитвателния стенд и диференциала, са един вид практическа валидация на описаните условия за синтез.

Разгледаните в раздел 2.4 особености и сравнения, за съжаление, не са напълно достатъчни, но това само потвърждава твърдението, че това е недостатъчно изследвана предавка с много оскъдна практическа информация. Все пак дискутираните сходства с близки механизми могат да послужат за отправна точка при определяне на якостните и работни характеристики.

В хода на експерименталната част са затвърдени някои хипотези от теоретичната. Например, че натоварването в осите на външния и вътрешния ред сателити е различно и се мени в зависимост от ъгъла между тях. Всички практически експерименти, както и тези в компютърно симулирана среда показват по-високо натоварване във външния ред, както бе предположено в раздел 2.4.

Хипотезата, че в случая на $\overline{A[A]I}$ не само тангенциалните, но и радиалните отклонения от позиция оказват влияние върху неравномерното

разпределение на натоварването, също се потвърждава до известна степен от изследванията.

Разнородните стойности на натоварването на експерименталните проучвания показват завишената чувствителност на конструкцията към външни влияния и неточности при монтаж.

От друга страна, хипотезата за влиянието на многото на брой сателити и взаимното им зацепване върху коефициента на неравномерност не може да бъде потвърдена или отхвърлена на този етап. За съжаление, монтажните неточности и външни влияния не позволяват достигането до общовалиден практически извод. Както е видно в експерименталната част, един и същи сателит може да има драстична разлика в големината на натоварването в зависимост от монтажните неточности и външните въздействия. Поради това на този етап трудно може да се прецени със сигурност дали натоварването е в следствие на взаимното зацепване и броя сателити.

От друга страна, изпитването чрез метода на крайните елементи показва доста нисък коефициент на неравномерност, който може да се обвърже с отклоненията от позицията на сателитите. Освен това, нито едно от практическите изпитвания не показва нулеви или незначително ниски стойности на натоварването на един и същи сателит. Тоест, може да се приеме, че има делене на мощността към всички разклоняващи елементи. Разглежданите посоки на силовите потоци на фиг. 2.16. също донякъде доказват твърдението. Хипотезата, че при толкова много сателити ще има излишни от якостна гледна точка, не се потвърждава. Все пак още е трудно да се каже дали е практически постижим достатъчно нисък K_y , който да оправдае конструктивните ограничения и усложнения.

Въпреки това може да се заключи, че използването на взаимно зацепване на сателитите е практически реализируемо и в конкретни случаи дава потенциал за високи характеристики, и най-вече за особено актуалната в машиностроенето и транспортния сектор максимална товароносимост при възможно най-ниско тегло и обем.

5.2 Насоки за бъдеща работа

Описаната в дисертационния труд предавка дава поле за много бъдещи теоретични и най-вече експериментални изследвания. Като продължение на сегашната работа е необходимо подобряването на изпитвателната установка до вариант с трайно повтаряеми резултати. След това могат да се извършат сравнителни изследвания за влиянието на броя сателити и взаимното зацепване чрез добавяне или премахването им и директно

сравнение с \overline{AAI} , при която липсва затварянето на контура. Сравнително лесно може да бъде конструирано допълнително оборудване, което да даде яснота относно въздействието на разположението на сателитите върху натоварването на осите им от вътрешния и външния ред. Опростен метод или справочник за определянето му би имал добро практическо приложение.

Изработката на допълнителни водила със заложені различни отклонения от позиция на сателитните оси, може да даде повече яснота за ефекта на грешките и препоръчителните допускови полета. В хода на работата могат да бъдат предложени различни изравнителни устройства и методи за по-равномерното разпределение на натоварването между сателитите.

Интересни проучвания биха били тези с цел определянето на КПД и сравнението му с това на близките конструкции.

Сегашните тестове са извършени с ниски ъгли и периферни скорости. В този ред на мисли може да се извърши изпитване с повишени динамични натоварвания и да се следи ефектът на затворения контур върху шума, вибрациите, топлинните разширения и др.

От теоретична гледна точка за момента са слабо засегнати вариантите на изпълнение с колела с наклонени, конусни и друг тип зъби.

Могат да се разгледат в дълбочина споменатите $\overline{A[A]A}$, $\overline{I[A]I}$ предавки, както и други, които позволяват взаимното зацепване и са били пропуснати в настоящия труд.

От конструктивна гледна точка до момента са разгледани накратко предимно зъбната геометрия и специфичните условия. Пълното разполагане на компонентите предполага по-специални изисквания към съпътстващи компоненти като водило, корпус, лагерни възли, система за смазване и охлаждане и други. Разглеждането им е от голямо практическо значение.

Разбира се, като висша цел би било внедряването на конструкцията и подобните на нея в производството, продуктите и сферите, където нейните предимства и недостатъци да се докажат практически във времето.

5.3 Приноси на дисертационния труд

Научно-приложни:

- Извършена е съпоставка на предавките с взаимно зацепени сателити с близки по конструктивни белези предавки. Въз основа на това е предложена конкретна дефиниция и обозначение.
- Доказано е, че реализирането на условията за монтаж, съседство и съосност за $\overline{A[A]I}$ предавка е възможно в съответствие с анализирания в хода на работата конструктивни изисквания и ограничения от гледна точка на предавателно отношение, избора на брой зъби на колелата и разположението на компонентите.
- Предложена е методика за синтез на $\overline{A[A]I}$ предавката с взаимно зацепени сателити.

Приложни:

- Проектиран и изработен е оригинален изпитвателен стенд за целите на дисертацията.
- Извършени са емпирични експериментални проучвания и са снети съответните данни.
- Експериментално е доказано, че осите на вътрешния и външния ред сателити са с различно по големина натоварване.

Библиография:

1. Арнаудов К., Д. Караиванов, А. Добрева, В. Иванов. Еволвентно вътрешно зацепване, Издателство на ТУ София, 2019
2. Арнаудов К., Д. Караиванов. Планетни зъбни предавки, Издателство на БАН „Проф Марин Дринов“, 2017
3. Артоболевски И., Механизмы в Современной Технике, Москва Науки ,1980
4. Кудярцев, В.Н., Ю.Н. Кирдяшев. Планетарные передачи. Справочник. Ленинград: Машиностроение, 1977
5. Ткаченко, В.А. Плентарных механизми. Харьков: ХАИ, 2003.
6. Ткаченко, В.А. Прокетирование многосателиных планетарных передач. Харьков: ХГУ, 1961
7. Allen, Jim. Differentials: Identification, Restoration & Repair, 2010
8. Anand D., A. Barangule, S. Chavan, N. Jadhav, B.D. Patil, “Design and Analysis of Portal Axle of vehicle”, International Journal of Current Engineering and Technology E-ISSN 2277 – 4106, P-ISSN 2347 – 5161. 2017
9. ANSI/AGMA 6123-CXX Design manual for enclosed epicyclic gear drive. 2014.
10. Aparna S., C. Wani, P. Satav, A. D. Diwate, “Design and Analysis of Portal Axle for SUV”, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) e-ISSN: 278-1684, p-ISSN: 2320-334X PP. 71-74. 2018
11. Arnaudov K., S. Petrov, E. Hristov, “Work of the planetary gear trains as differentials and their capabilities”, MATEC Web of Conferences 287, 04001 (2019)

12. Avinash S., "Influence of Planetary Needle Bearings on the Performance of Single and Double Pinion Planetary Systems", *Journal of Mechanical Design* JANUARY 2007, Vol. 129
13. Baumann, F. *Theoretische Untersuchungen zur Lastaufteilung und Lastverteilung in Planetengetrieben*. Dissertation. Dresden: Technische Universität, 2012.
14. Biermann, T. *Light, Compact and Efficient. Schaeffler differential systems set the pace*, Schaeffler Kolloquium, 2014
15. Bodas A., A. Kahraman, "Influence of carrier and gear manufacturing errors on the static planet load sharing behavior of planetary gear sets", *JSME International Journal*, 47, p. 908-915.
16. Boguski B., A. Kahraman, "A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets", *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011*, Washington, DC, USA, August 28-31, 2011.
17. Budzik, Grzegorz. "A demonstrative prototype of aeronautical dual-power path gear unit." *Journal of KONES* (2011): 41-46.
18. Chen J.Y., "Assessment of Planetary Gear Train with Multiple-Pinion Arrangements", *SAE Int. J. Passenger Cars -Mech. Syst.* 7(1):2014, doi:10.4271/2014-01-1763
19. Cheng, S., Wu, S. & Wang, X. Influence of transmission errors to load sharing behaviour in Ravigneaux planetary gear sets. *SN Appl. Sci.* 2, 60 (2020)
20. Cho, Jin-Rae & Jeong, Ki-Yong. (2016). Dynamic Response Analysis of 2.5MW Wind Turbine Gearbox with Flexible Pins. *Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea.* 29. 37-44. 10.7734/COSEIK.2016.29.1.37.

- 21.Devan P. D., K. M. Senthilkumar & K. K. Arun, "Investigation on Static Stress Analysis of Portal Axle Gearbox", International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 13, Number 7 (2018) pp. 5244-5250
- 22.Diakov D., H. Radev, H. Nikolova, V. Vassilev, "Measurement System Based on Virtual Reference Axis for Evaluation Form and Location of Surfaces and Axes of Rotary Details", IMEKO TC1-TC7- TC13-TC18 Symposium 2019, July 2-5, 2019. St. Petersburg, Russia, Journal of Physics: Conference Series 1379 012074IOP Publishing, doi:10.1088/1742-6596/1379/1/012074 (SJR 2018: 0.221), 2019.
- 23.Diakov D., I. Kalimanova, H. Nikolova, V. Vassilev, "Deviation from form and orientation dual-channel laser measurement system", 29th International Scientific Symposium Metrology and Metrology Assurance MMA 2019 - Proceedings, art. no. 8936036,
- 24.Dimitrov L., D. Michalopoulos, Ch. Alk. Apostolopoulos, T. Neshkov, "Investigation of Contact Fatigue of High Strength Steel Gears Subjected to Surface Treatment", Journal of Materials Engineering and Performance 18(7): 939-946, October, 2008. DOI: 10.1109/MMA.2019.8936036, 2019.
- 25.Fyler D. C., M. Inalpolat, S. H. Lee, and H. K. Lee, "A Design Framework to Improve the Dynamic Characteristics of Double Planet Planetary Gearsets" in Rotating Machinery, Hybrid Test Methods, Vibro-Acoustics & Laser Vibrometry, Volume 8: Proceedings of the 34th IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics 2016
- 26.Gadola, M., D. Chindamo, B. Lenzo. Passive Limited Slip Differential for High Performance Vehicle Applications, AVEC 2018
- 27.Giger, U, K. Arnaudov, "High efficiency high torque gearbox for multi megawatt wind turbines" (2011) Scientific proceedings VIII international congress "machines, technologies, materials" PRINT ISSN 1310-3946

28. Guo Y., J. Keller, W. LaCava, "Combined Effects of Gravity, Bending Moment, Bearing Clearance, and Input Torque on Wind Turbine Planetary Gear Load Sharing", NREL Report No. CP-5000-55968, Boulder, CO, 2012.
29. Guo Y., J. Keller, W. LaCava, "Planetary gear load sharing of wind turbine drivetrains subjected to non-torque loads", *Wind Energy*, Published online in Wiley Online Library (wileyonlinelibrary.com). DOI: 10.1002/we.1731, 2014.
30. Hillier, V.A., P. Coombes. *Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology*, 2004
31. Hiyoshi T., Y. Suenaga, H. Yokoyama, Y. Katsumasa, "Development of lightweight and compact differential for Formula One car", *Honda R&D Technical Review*, 2009.
32. Hoehn, Bernd-Robert & Stahl, Karsten & Gwinner, Philipp. (2013). *Light_Weight Design for Planetary Gear Transmissions*. *Gear Technology*. 30. 96-103.
33. Inalpolat, Murat. (2015). A Dynamic Model for Double-Planet Planetary Gearsets. *Journal of Vibration and Acoustics*. 138. 10.1115/1.4032181.
34. J. Wang, S. Yang, Y. Liu, J. Ren and R. Mo, "Configuration Design of Multi-Stage Planetary Differential Gear Train with Double Planetary Gears and Scheme Optimization Based on Fuzzy Analytic Hierarchy Process," in 2020 5th International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT), Nanchang, China, 2020 pp. 29-32. doi: 10.1109/ICECTT50890.2020.00014
35. Jelaska D. T., *Gears and gear drives*, John Wiley & Sons Ltd, 2012 (English)
36. Jingnan H., W. Shaohong and M. Chao, "Nonlinear dynamic analysis of 2K-H planetary gear transmission system," 2017 13th IEEE International Conference on Electronic Measurement & Instruments (ICEMI), 2017, pp. 530-535, doi: 10.1109/ICEMI.2017.8265875.

37. Jinxia L., Y. Luda, Z. Qingliang, L. Qingye, Synthesis of multi-row and multi-speed planetary gear mechanism for automatic transmission, *Mechanisms and machine theory*, vol. 128, Pp. 616-627, 2018.
38. Kahraman, A., “Load Sharing Characteristics of Planetary Transmissions, *Mech. Mach. Theory*, 29, pp. 1151–1165. (1994)
39. Kish J.G., Sikorsky, “Aircraft Advanced Rotorcraft Transmission (ART) Program - Final Report”, NASA CR-191079, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, 1993.
40. Krantz T. L. , “A method to analyse and optimize the load sharing split path transmissions”, NASA Technical Memorandum 107201, ARL-TR 1066. 1996
41. Kwon H.S., Investigation of the Influences of Thrust Loads Resulted by Helix Angle Directions of Planetary Gear Sets on Bearing Power Losses in Automotive Planetary Gear Trains, *Appl. Sci.* 2021, 11, 8827.
42. Kwon, H. S., Kahraman A., Lee H. K., and Suh, H. S., 2014, "An Automated Design Search for Single and Double-Planet Planetary Gear Sets," *ASME Journal of Mechanical Design*, 136(1), pp. 1-13. DOI: 10.1115/1.4026871.
43. Liao, Y.G. and Hou, W.W. ‘Experimental and analytical evaluations of planetary gear trains with different multiple-pinion carrier arrangements’, (2006) *Int. J. Vehicle Systems Modelling and Testing*, Vol. 1, No. 4, pp.301–311.
44. Lingling Y., M. Zhuo, B. Jianqiu , Y Sun, “Non-Linear Dynamic Feature Analysis of a Multiple-Stage Closed-Loop Gear Transmission System for 3D Circular Braiding Machine”, *Symmetry* 2020, 12, 1788
45. Liu W., L. Junqing, L. Yanlong, L. Yanfang, X. Xiangyang, D. Peng, “Load Sharing Behavior of Double-Pinion Planetary Gear Sets Considering Manufacturing Errors”, 2019 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 677 052068
46. Looman J., *Zahnradgetriebe – Grundlagen, Konstruktion, Anwendung in Fahrzeugen*, Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 1996

47. Mazin, I. High-speed Ravigneaux Planetary Gearbox for an Electric Vehicle. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. 2022
48. Miladinović, Slavica & Gajević, Sandra & Stojanovic, Blaza & Milojević, Stefan. OPTIMIZATION OF RAVIGNEAUX PLANETARY GEAR SET, 2018
49. Muller H.W., Epicyclic Drive Trains. Detroit, MI: Wayne State University Press, 1982.
50. Müller, H.W. Die Umlaufgetriebe: Auslegung und vielseitige Anwendungen, 1998
51. Naiwei Z., W. Yuting, S. Chang and D. Zhou, “Single Planetary Mechanism Teeth Matching Conditions”, College of Mechanical Engineering, Jiamusi University, Jiamusi Heilongjiang China (ICAMIA 2015)
52. Naunheimer, H., Lechner, G., Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion 2. Auflage, 2010
53. Novaković, Milan & Stojanovic, Blaza & Milisavljević, Miloš & Miladinović, Slavica. THE KINEMATIC ANALYSIS OF RAVIGNEAUX PLANETARY GEAR SET. Faculty of Engineering, University of Kragujevac, Serbia, 2016
54. Robinson, V.W. Engine & Drivetrain Performance Math, 2014
55. Sah, Deepak & NAKAGAWA, Masao & NISHIDA, Dai & HIROGAKI, Toshiki & AOYAMA, Eiichi. (2017). Influence of the Number of Planet Gears on Planetary Meshing Noise.
56. Segade-Robleda A., J. Vilán-Vilán, M. López-Lago and E. Casarejos-Ruiz, “Split Torque Gearboxes: Requirements, Performance and Applications”, Mechanical Engineering, IntechOpen, London. 10.5772/37258, 2012
57. Simon B.J., “Planetenradträgeranordnung für einen Ravigneaux-Radsatz“, DE102005006649A1. 09. 22.2005.
58. Singh A., “Application of a system level model to study the planetary load sharing behavior”, ASME I. Mech. Des., 127, p. 469-476, 2005.

- 59.Sousa, J. “Design of a 2.0 MW wind turbine planetary gearbox” (2017) Departamento de Engenharia Mecanica Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- 60.Stanojevic, Milan & Tomović, Radoslav & Ivanovic, Lozica & Stojanovic, Blaza. (2022). Critical Analysis of Design of Ravigneaux Planetary Gear Trains. Applied Engineering Letters : Journal of Engineering and Applied Sciences.
- 61.Stoichkov K., T. Todorov, “Synthesis of closed differential screw mechanism with high velocity ratio and reduced dimensions”, Bulgarian Journal for Engineering design, 30, ISSN 1313-7530, 2010.
- 62.Stoichkov K., Y. Sofronov, “Transmission mechanism for electromobil actuating trough kinetic energy storage including C. V. T. and differential tooth mechanism”, Proceedings of the XXVII International Scientific Conference FIT 2012, AMTECH 2012, 11-th International Scientific Conference of the Association of Machine Technology Faculties in Bulgaria, p. 468-474, 19-20 October, 2012.
- 63.Trzesniowski, M. Rennwagentchnik Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme, 2012
- 64.Tsai, Shyi-Jeng & ZHUANG, Qi-You. (2017). „Analytical approach for load sharing analysis of a differential type three-stage planetary gear drive“. The Proceedings of the JSME international conference on motion and power transmissions. 2017. 08-04. 10.1299/jsmeimpt.2017.08-04.
- 65.VDI-Richtlinie 2157, Planetengetriebe – Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen, 2012.
- 66.White, G. (1983). Design Study of a 375 kW Helicopter Transmission with Split-Torque Epicyclic and Bevel Drive Stages. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 197, 213 - 224.

67. Wuzhong T., W. Jiangming, Y. Hongzhi, X. Enming, L. Shuangqi, "Dynamic Modeling and Simulation of Double-Planetary Gearbox Based on Bond Graph", *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2021, Article ID 3964808, 14 pages, 2021. <https://doi.org/10.1155/2021/3964808>
68. Xianqing L., Q. Meng, M. Wensuo, "Study on the Load Sharing Capability of Closed-loop Gear Transmission in Braiding Machine", *MATEC web of Conferences* 100, 04012 (2017)
69. Yu D., *KHV Planetary gearing*, MCP Corporation. Skokie, IL 1987

Патенти и патентни заявки:

70. *US 7,033,301 B2*, 2006г
71. *DE 10 2005 006 649 A1*, 2005г

Цитати от уебсайтове:

72. <https://khkgears.net/>
73. <https://www.sikorskyarchives.com/>
74. <http://www.thomas-schwenke.me>
75. <https://www.uoc4x4.co.za/>

Публикации по дисертацията:

A. Alexandrov, "A Research and comparative analysis of the full planet engagement planetary gear train" Proceedings of the Technical University of Sofia. 72. 10.47978/TUS.2022.72.01.006, 2022

V. Ivanov, A. Alexandrov, V. Tsonev, N. Kuzmanov, S. Troha, L. Dimitrov, "The effect of external forces on the load sharing of a full planet engagement planetary gear train" CIEES 2022

Ž. Vrcan, V. Ivanov, A. Alexandrov, M. Isametova, "Size and efficiency based comparison of kinematically equivalent two-carrier planetary gear trains", Engineering Review, vol.42, br. 3, str. 0-0, 2022. [Online]. <https://doi.org/10.30765/er.1989>

Участие в проекти:

Проект № 212PD0002-06 в подкрепа на докторанти.

Изпълнени инженерни задания:



СЛУЖЕБНА БЕЛЕЖКА

Ръководството на София Монако Верк ЕООД издава настоящата служебна бележка на Ангел Стоянов Александров в уверение на това, че в качеството си на инженер-проектант към фирмата е изпълнил следните задания:

Разработка на силовото предаване за МПС с електрическо задвижване.

Проектиране и изработка на планетна зъбна предавка за МПС с електрическо задвижване.

Проектиране и изработка на шаси за ППС.

Проектиране и изработка на инструментална екипировка.

Проектиране и изработка на детайли за автомобилни реставрации.

Настоящата служебна бележка да послужи пред научното жури при защита на дисертационния труд на докторанта Ангел Стоянов Александров.

Николай Добрев

Изпълнителен директор

София Монако Верк

София 2023г

The logo for KINETIK, featuring the word "KINETIK" in a bold, white, sans-serif font with a registered trademark symbol (®) to the right, set against a solid black rectangular background.

СЛУЖЕБНА БЕЛЕЖКА

Ръководството на Кинетик Аутомотив ООД издава настоящата служебна бележка на Ангел Стоянов Александров в уверение на това, че в качеството си на частен инженер-проектант е изпълнил следните задания за нуждите на фирмата:

Проектиране и изработка на ремъчна предавка за МПС с електрическо задвижване.

Проектиране и изработка на двустепенна планетна зъбна предавка за МПС с електрическо задвижване.

Якостна и теглова оптимизация на детайли.

Настоящата служебна бележка да послужи пред научното жури при защита на дисертационния труд на докторанта Ангел Стоянов Александров.

Теодосий Теодосиев

Изпълнителен директор

Кинетик Аутомотив

Варна 2023г

Списък на Фигурите

	Стр.
Фиг. 1.1. Модел на предавка с взаимно зацепени сателити	7
Фиг. 1.2. Модел на диференциал използващ предавка с взаимно зацепване[31]	8
Фиг. 1.3. Схематично изображение на 2к-Н, \overline{AI} предавка	11
Фиг. 1.4. Устройство на 2К-Н предавка	12
Фиг. 1.5 Теоретични граници на предавателното отношение за \overline{AI} предавка	14
Фиг. 1.6. Влияние на различни фактори върху стойността на K_γ [13].....	15
Фиг. 1.7.Устройство на 2К-Н+, \overline{AAI} предавка	16
Фиг. 1.8. Ъглови зависимости за разположение на сателитите при 2К-Н+, \overline{AAI} предавка	17
Фиг. 1.9. Междуцентрови разстояния при 2К-Н+, \overline{AAI} предавка	17
Фиг.1.10. Модел на диференциал, използващ 2К-Н+, \overline{AAI} предавка[63]	19
Фиг.1.11. 2К-Н+, \overline{AAI} предавка, работеща като събирателна кутия[11].....	20
Фиг.1.12.Разклоняваща предавателна кутия от хеликоптер RAH – 66 Comanche [73].....	21
Фиг. 1.13.Разклоняваща кутия от портален мост на МПС, предназначено за пресечен терен [75]	22
Фиг. 1.14. Условия за монтаж на затворена зъбна система спрямо формула (1.10) [72]	23
Фиг. 1.15.Затворена зъбна система от кинетични скулптури.....	24
Фиг.1.16. Модел на разклоняваща хеликоптерна трансмисия[66].....	25

Фиг.1.17.Симулация по метода на крайните елементи на разклоняваща предавка със затворен контур [21].....	25
Фиг. 1.18.Устройство на предавка Равиньо [74].....	26
Фиг. 1.19.Модел на предавка Равиньо с две корони [19].....	29
Фиг. 1.20.Схема на предавка от патент[70].....	30
Фиг. 1.21.Схема на предавка от патент[71].....	31
Фиг. 1.22. Зъбни колела от прототип на диференциал за FSAE болид	33
Фиг. 1.23.Демонстрационен модел на диференциал за FSAE болид.....	34
Фиг. 1.24.Демонстрационен модел на диференциал за FSAE болид.....	34
Фиг. 2.1. Предложено обозначение на взаимното зацепване на сателитите спрямо предавката първоизточник.....	38
Фиг. 2.2.Други видове предавки, при които е възможно взаимното зацепване	40
Фиг. 2.3.Интерференция на зъбите при частично спазено условие за монтаж	42
Фиг.2.4.Контур, образуван от пътя на зацепване	43
Фиг.2.5.Зависимост между ъглите и броя зъби в колелата.....	43
Фиг.2.6. Проверовъчно изчисление на пътя на зацепване в CAD среда.....	44
Фиг.2.7.Криволинеен четириъгълник образуван от делителните окръжности на колелата[56].....	45
Фиг.2.8.Условието за монтаж, изразено чрез радиусите и ъглите между зъбните колела.....	46

Фиг.2.9.Разлики в размерите на работните окръжности между зацепванията	48
Фиг.2.10.Геометрични зависимости в.....	49
Фиг.2.11.Интерференции при не спазено условие за съседство.....	51
Фиг.2.12.Теоретични граници на предавателното отношение за $\overline{A[A]I}$ предавка.....	52
Фиг.2.13.Влияние на ъгъл θ върху условието за съседство.....	53
Фиг.2.14.Заобикаляне на условието за съседство, чрез етажно разполагане на зъбните колела.....	54
Фиг.2.15.Геометрични зависимости в $\overline{A[A]I}$ предавка.....	57
Фиг.2.16.Пример за намиране на междуцентрово разстояние при зададени параметри.....	58
Фиг.2.17.Промяна на пътя на силовия поток поради хлабина в зацепването при $\overline{A[A]I}$ и \overline{AAI}	62
Фиг.2.18.Посоки на нормалната сила в зацепването при въртене на дясно	63
Фиг.2.19.Ефектът на промяна на профилния ъгъл α върху зъбната геометрия	65
Фиг.2.20.Предложение за последователност на проектиране на $\overline{A[A]I}$ предавка	68
Фиг.3.1.Схема на работа на изпитателния стенд.....	72

Фиг.3.2.Брой зъби в колелата и пример за посока на въртене на изпитателния стенд.....	73
Фиг.3.3.Символ на Волф за предавката.....	74
Фиг. 3.4.Разположение на тензодатчиците в конструкцията	76
Фиг.3.5.Ориентиране на каналите за отчитане	76
Фиг.3.6.Снимка от реалната конструкция на водилото с монтирани сензори	77
Фиг. 3.7.	78
Фиг.3.8.Идеално разположение на сателитните оси	79
Фиг.3.9.Реално измерени положения на сателитните оси	79
Фиг.4.1. 3D компютърен модел на изпитваната предавка	82
Фиг.4.2.Получени напрежения от FEA симулация в условие на „глобален контакт“	84
Фиг.4.3.Получени напрежения от FEA симулация в условие на „глобален контакт“	84
Фиг.4.4.Процентно разпределение на натоварването от FEA симулация в условие на „глобален контакт“	85
Фиг.4.5. Получено преместване на компонентите в пространството от FEA симулация в условие на „глобален контакт“	86
Фиг.4.6.Завишени стойности на напрежения от FEA симулация в условие на „глобален контакт“ с зададено ъглово преместване на короната.....	87

Фиг.4.7. Кръгова графика получени напрежения от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините	88
Фиг.4.8.Графика на получени напрежения от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините	88
Фиг.4.9.Графика на процентното изражение на неравномерността от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините	89
Фиг.4.10.Цветово изражение на получени напрежения от FEA симулация в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините....	89
Фиг.4.11.План на скоростите на предавките в изпитателния стенд	91
Фиг.4.12.Флуктуация на натоварването при провеждане на изпитванията	93
Фиг.4.13.Разположение на допълнителни лагерни опори в конструкцията“	95
Фиг.4.14.Експеримент 1 - входящ момент 100Nm	96
Фиг.4.15.Експеримент 2 - входящ момент 200Nm	96
Фиг.4.16.Експеримент 3 - входящ момент 300Nm	97
Фиг.4.17.Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 1,2,3	97
Фиг.4.18.Графика на специфичните напрежения от експерименти 1,2,3.....	98
Фиг.4.19.Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 1,2,3	98

Фиг.4.20.Схема на опорните реакции от експерименти 1,2,3	100
Фиг.4.21.Експеримент 4 - входящ момент 100Nm и водило завъртяно на 180 ⁰	101
Фиг.4.22.Експеримент 5 - входящ момент 200Nm и водило завъртяно на 180 ⁰	101
Фиг.4.23.Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 4 и 5	102
Фиг.4.24.Графика на специфичните напрежения от експерименти 4 и 5....	102
Фиг.4.25.Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 4 и 5.....	103
Фиг.4.26.Теоретично разпределение на случайно външно радиално усилие върху осите на сателитите в предавката	104
Фиг.4.27. Модел на тестовата установка без вторичен вал	105
Фиг.4.28.Експеримент 6 - входящ момент 100Nm	106
Фиг.4.29.Експеримент 7 - входящ момент 200Nm	107
Фиг.4.30.Експеримент 8 - входящ момент 200Nm и самонагаждащи лагери	107
Фиг.4.31.Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 6,7 и 8	108
Фиг.4.32.Графика на специфичните напрежения от експерименти 6, 7 и 8	108
Фиг.4.33.Експеримент 9 - входящ момент 100Nm и самонагаждащи лагери	109

Фиг.4.34.Експеримент 10 - входящ момент 200Nm и самонагаждаши лагери	110
Фиг.4.35.Експеримент 11 - входящ момент 200Nm и самонагаждаши лагери	110
Фиг.4.36.Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 9, 10 и 11	111
Фиг.4.37.Графика на специфичните напрежения от експерименти 9, 10 и 11	111
Фиг.4.38.Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 9, 10 и 11	112
Фиг.4.39.Влияние на радиалната сила от затягащия механизъм върху водилото на предавката	113
Фиг.4.40.Резултат от външната радиална сила на обтягащия механизъм..	114
Фиг.4.41.Експеримент 12 - входящ момент 100Nm и самонагаждаши лагери	115
Фиг.4.42.Експеримент 12 - входящ момент 200Nm и самонагаждаши лагери	115
Фиг.4.43.Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 12 и 13	116
Фиг.4.44.Графика на специфичните напрежения от експерименти 12 и 13	116

Фиг.4.45.Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 12 и 13	117
Фиг.4.46.Експеримент 14 - входящ момент 100Nm	118
Фиг.4.47.Експеримент 15 - входящ момент 200Nm	119
Фиг.4.48.Кръгова графика на специфичните напрежения от експерименти 14 и 15	119
Фиг.4.49.Графика на специфичните напрежения от експерименти 14 и 15	120
Фиг.4.50.Графика на процентното изражение на неравномерността от експерименти 14 и 15	120
Фиг.4.51.Сравнение на разположението на най-натоварените и най-слабо натоварените сателити от експериментите	122
Фиг.4.52. Сравнение на разположението на най-натоварените и най-слабо натоварените сателити от експериментите	123
Фиг.4.53. Кръгова графика на процентното изражение на неравномерността LSF от експеримент 4 и FEA симулация с локален контакт	125
Фиг.4.54.Графика на процентното изражение на неравномерността от експеримент 4 и FEA симулация с локален контакт	126

Списък на таблиците

ТАБЛИЦА 1.1 – Възможни начини на работа на предавка Равиньо[53] ...	27
ТАБЛИЦА 2.1 Препоръчителни стойности за $K_{y \max}$ в зависимост от броя на сателитите[2].....	64
ТАБЛИЦА 3.1 Анализ на данните от измерването на детайл водило	80
ТАБЛИЦА 4.1 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 1,2,3	99
ТАБЛИЦА 4.2 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 4,5	103
ТАБЛИЦА 4.3 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 9,10,11	113
ТАБЛИЦА 4.4 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 12,13	117
ТАБЛИЦА 4.5 Сравнение на Процентното разпределение на натоварването за експерименти 14,15	121
ТАБЛИЦА 4.6 Анализ на процентното изражение на натоварването на експеримент 4	127
ТАБЛИЦА 4.7 Анализ на процентното изражение на натоварването на FEA симулация в условие – „локален контакт“	127

Приложения:

- Приложение 1 – сборен чертеж на стенд за изпитване на планетни предавки с взаимно зацепени сателити
- Приложение 2 – чертеж на слънчево колело от изпитвателен стенд
- Приложение 3 – протокол от изпитване по метода на крайните елементи в условие – глобален контакт и входящ момент 600Нм.
- Приложение 4 – протокол от изпитване по метода на крайните елементи в условие – локален контакт и входящ момент 100Нм.

