

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Мастер академске студије
Модул: Машинске конструкције и механизација
Предмет: Методе прорачуна у развоју производа
Број индекса: 387/2013

Емилија М. Марковић

АНАЛИЗА НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНОГ СТАЊА ЕЛЕМЕНАТА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Мирко Благојевић, ван. проф. - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да систематизује постојећа знања из области таласних преносника снаге. Такође, кандидат треба да изврши прорачун и моделирање једног конкретног таласног преносника, као и да изврши напонско-деформациону анализу његових виталних елемената.

Препоручена литература:

[1] Б.Биочанин: Конструкција и анализа таласног редуктора специјалне намене-магистарски рад;Машински факултет Крагујевац 1999.

[2] М. Боторић: Таласни зупчасти преносници-специјалистички рад; Висока школа техничких струковних студија Чачак; 2014.

Крагујевац,

Фебруар 2015. год.

Ментор:

Др Мирко Благојевић, ван. проф.

Резиме:

Таласни редуктор се састоји из три елемента чије се осе међусобно поклапају. То су: еластични зупчаник, чврсти зупчаник и генератор таласа. Једностепени таласни редуктор обезбеђује веома велики преносни однос, чак до 250. Таласни редуктори се одликују високом поузданошћу и дугим радним веком.

У овом раду је дат прорачун и 3D модел таласног редуктора, чија је снага 5 kW. Модел је рађен у CAD софтверу *AutoDesk Inventor*, а затим је урађена анализа напонско-деформационог стања елемената таласног редуктора.

Кључне речи: таласни редуктор, 3D модел, напонско-деформациона анализа

Abstract:

A harmonic drive consists of a toothed mechanism, which is composed of three main elements: a rigid circular spline, an elliptical wave generator and a flexible spline, which is called the flexspline. Harmonic drive provides a very large gear ratio, up to 250. Their main advantages are high reliability and long lasting.

Within this work it is given a calculation and a 3D model of a harmonic drive whose power is 5 kW. This 3D model was presented in a software package *AutoDesk Inventor*, and then it is given a stress- strain analysis of the elements of the harmonic drive.

Key words: harmonic drive, 3D model, stress- strain analysis

САДРЖАЈ

1. Увод.....	1
2. Таласни редуктори – нови преносници снаге.....	3
2.1 Принцип рада таласног редуктора.....	3
2.2 Карактеристике таласних редуктора.....	6
2.3 Предности таласних редуктора.....	7
2.4 Примена таласних редуктора.....	8
3. Конструисање таласног редуктора.....	10
3.1 Структурна решења таласних редуктора.....	10
3.2 Конструисање основних елемената таласног редуктора.....	17
3.3 Начин рада и прорачун главних елемената таласног преносника.....	24
3.4 Прорачун задатог таласног редуктора.....	30
3.5 Прорачун елемената таласног редуктора.....	42
4. Напонско-деформациона анализа таласног редуктора.....	47
5. Закључак.....	69
6. Литература.....	70

1. Увод

Развој технике временом је довео до примене више видова енергије за погон машина. Тако се данас у машинској техници користи више погона, као што су: механички, електрични, хидраулични, пнеуматски. У многим машинама специјалне намене у циљу добијања максималног ефекта на радним машинама користе се комбиновани електро-механички, пнеумо-хидраулични и други погони.

Приликом коришћења било којег од ових погона предности се одређују свеобухватним сагледавањем резултата добијених конструктивном анализом, прегледом технолошких и економских карактеристика машине као и уређаја, и опреме за коју се погон бира. Без обзира на врсту погонских машина, у већини машина, уређаја и опрема, посебно место заузимају преносници. Под преносницима се подразумевају уређаји у машинама, приборима и механичким уређајима који служе за пренос енергије и механичког кретања на даљину. Све три значајне карактеристике: енергија, снага и кретање преносе се истовремено. Намењени су првенствено за расподелу енергије, смањење или повећање брзине, промену врсте кретања, регулисање брзине, покретање и заустављање, промену смера. У једној конструкцији њихово место је између погонске и радне машине.

Пренос се може вршити:

- механичким преносником,
- електричним преносником,
- хидрауличним преносником,
- комбинацијом неких од ових преносника.

Неопходност примене преносника између мотора и радне машине условљена је низом различитих потреба које зависе од конструкције уређаја или захтева корисника:

- брзина кретања радне машине најчешће се знатно разликује од стандардних брзина погонске машине, што доводи до немогућности директног повезивања погонске и радне машине;
- жељени обртни моменти радне машине, у процесу експлоатације, најчешће су у границама које се не могу остварити на мотору, или су неекономични. Према изразу за снагу машине:

$$P = T \cdot \omega \quad (1.1)$$

где је T [Nm] обртни момент машине, а ω [s⁻¹] угаона брзина, види се да се са смањењем броја обртаја (угаона брзина је директно пропорционална броју обртаја) који производи мотор, а који се доводи на радну машину, пропорционално повећава обртни момент радне машине. Тако се са малом снагом и великим бројем обртаја мотора (што је најчешћи случај код најзаступљенијих електромотора), помоћу преносника на радној машини остварују потребни обртни моменти и бројеви обртаја вратила;

- карактеристике и закони кретања обезбеђени мотором разликују се од потребних кретања радне машине. Често је потребно обртно кретање претворити у транслаторно и обратно;
- понекад се конструктивно захтева да један мотор даје погон на више извршних органа радне машине, различитим брзинама;
- код већих растојања између погонске и радне машине немогућа је непосредна веза, или је непожељна због безбедности, удобности опслуживања или габарита радне машине;
- у бројним конструкцијама, пренос снаге и кретања се врши између вратила која мењају положај оса у процесу експлоатације, или су постављена под извесним углом;
- често се захтева да брзине кретања извршних органа радне машине буду променљиве у експлоатацији. Те промене се могу извести континуално или дискретно.

У зависности од принципа и начина преноса снаге и кретања, механички преносници, углавном се јављају у облику:

- фриксионих преносника,
- каишних преносника,
- ланчаних преносника,
- зупчастих преносника.

Поред ових основних типова механичких преносника, постоји већи број других, који могу представљати комбинацију постојећих, или специјални вид основних механичких преносника. Тако зупчасти каишни преносници конструктивно представљају комбинацију зупчастог и ланчаног преносника, која укључује добре особине оба типа преносника и ствара нови квалитет. Планетарни преносник је тип зупчастог преносника, чије конструктивно решење омогућава знатно боље карактеристике од класичног зупчастог преносника. Таласни преносници су вид планетарних преносника (такође и вид зупчастих преносника) специфичне конструкције неких класичних елемената која даје низ предности, [1].

Сваки механички преносник одређују његове радне карактеристике. Најважније су:

- угаона брзина: ω , [s^{-1}];
- број обртаја: n , [min^{-1}];
- обртни момент: T , [Nm];
- снага: P , [kW];
- радни преносни однос: i ;
- степен искоришћења: η .

2. Таласни редуктори – нови преносници снаге

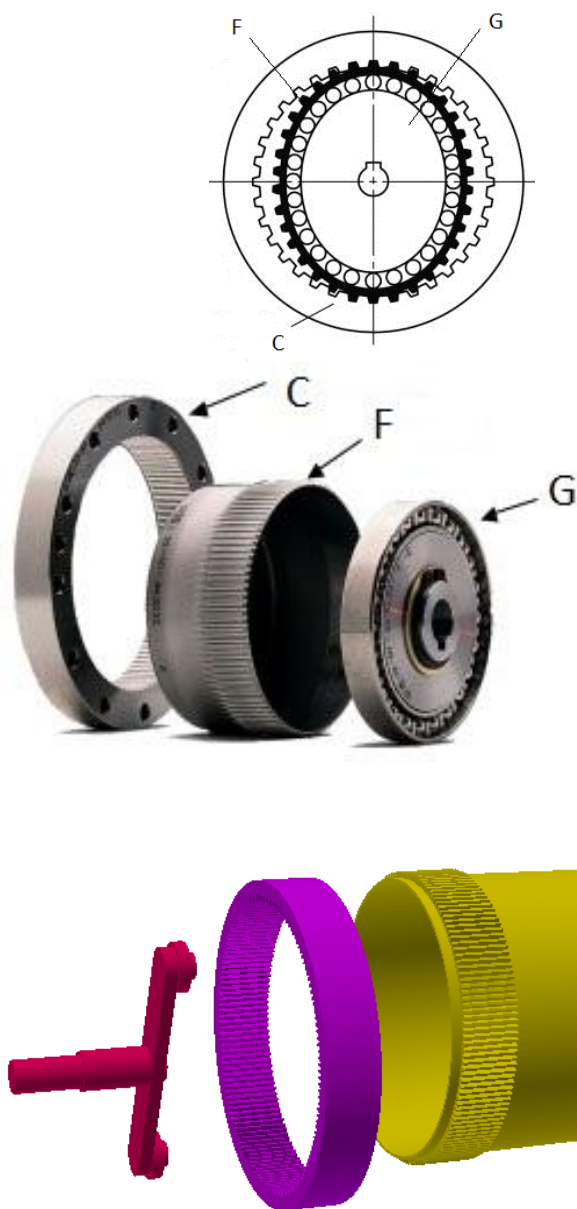
Прошло је више од 40 година од када се почео користити први таласни преносник, током мисије „Аполо 15“. Овај јединствени преносник је доказао своје перформансе и поузданост у широком опсегу примене. Таласни преносник је неуобичајен преносник, који користи еластичну деформисану компоненту, како би постигао висок коефицијент редукције у само једној фази преносника, са 3 основне компоненте зупчаника. Таласни преносник је предмет континуираног развоја у Јапану и Немачкој.

Захтеви перформанси опреме се стално повећавају. Ово не би било могуће без сталног побољшања технологије погона преносника. Зупчаници морају задовољити низ захтева: морају обезбедити тачност позиционирања и поновљивост, висок капацитет обртног момента, високу отпорност на увијање, компактност и једноставан дизајн по конкурентној цени. Ови захтеви су довели до значајног даљег развоја таласног преносника. Овај тип зупчаника је стандардна компонента у широком спектру области у којима се примењује: индустријски роботи, алатне машине, машине за штампање, медицинске опреме, и машине за производњу полупроводника, итд.

Таласни преносник је откривен 1959. године од стране Walt Musser-а у САД, а прва примена је била у ваздухоплову. Поузданост, мала тежина и добар дизајн, су јединствене предности таласних преносника. У периоду од 1970. до 1980. године, опсег примене је проширен и допуњен индустријском роботиком и алатним машинама. Године 1990. долази до наглог пораста примене ове врсте преносника. Као услов за повећање тачности и побољшање динамичких перформанси, захтевала се употреба висококвалитетних зупчаника и погона, у областима хируршке роботике, мерних машина, [2] .

2.1. ПРИНЦИП РАДА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

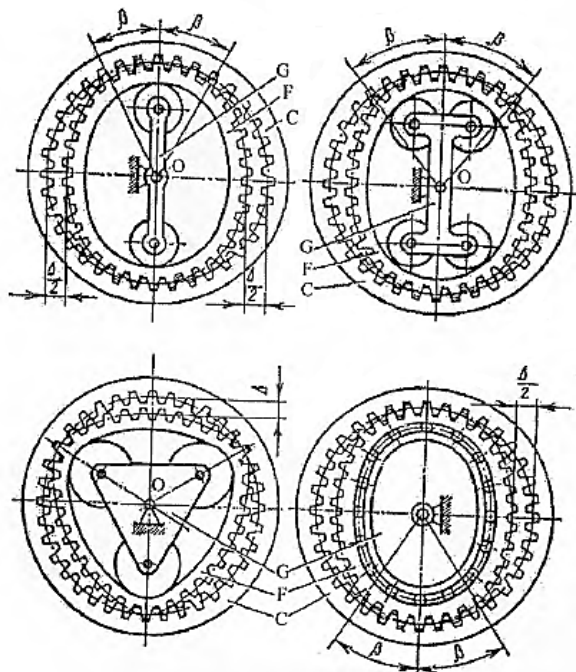
У основи, таласни преносник се састоји из три елемента чије се осе међусобно поклапају. То су: еластични зупчаник (F), чврсти зупчаник (C) и генератор таласа (G), (Сл.2.1). Еластични зупчаник има облик танкозидног цилиндра са спољним озубљењем. То је нетипични конструктивни елемент који се јавља само код оваквог вида преносника. Зупчасти прстен налази се на “отвореном крају”, док је други крај повезан са излазним вратилом (постоје и други облици извођења таласних преносника). Пре монтирања генератора таласа, еластични зупчаник је концентричан са чврстим зупчаником.



Слика 2.1 Таласни редуктор

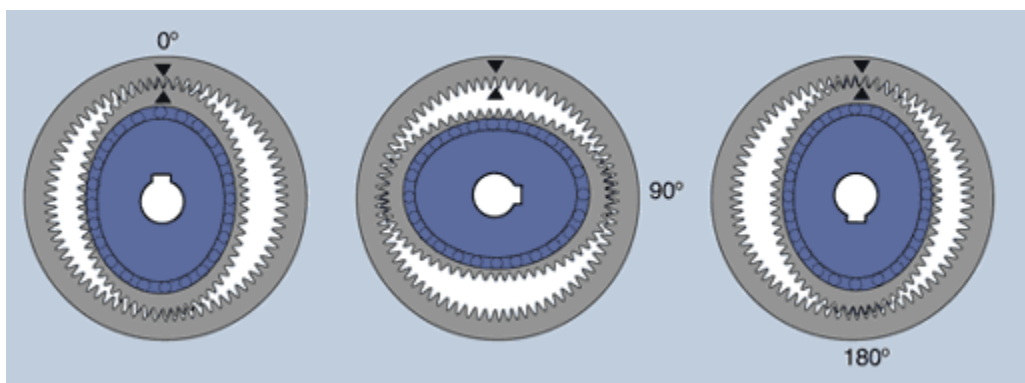
Чврсти зупчаник је кружног облика са унутрашњим озубљењем. Обично је чврсто везан за кућиште и не врши никакво кретање.

Генератор таласа радијално деформише еластични зупчаник тако да овај добија облик елипсе и спреже се са чврстим зупчаником у правцу главне осе елипсе. Сам генератор таласа може бити елипсастиг или неког другог попречног пресека (са вијцима), зависно да ли је преносник двоталасни или троталасни (Сл.2.2).



Слика 2.2 Врсте генератора код таласног редуктора

Начин преноса кретања таласним преносником најбоље је уочљив на слици 2.3.

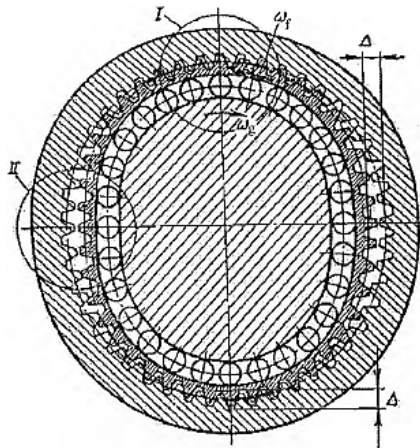


Слика 2.3. Пренос кретања

Број зубаца еластичног и чврстог зупчаника није једнак. Та разлика код двоталасног преносника је 2, 4, или 6, а код троталасног 3, 6, или 9 зубаца. На слици 3. претпостављено је да еластични зупчаник има два зупца мање од чврстог зупчаника. Зупци ова два зупчаника потпуно су спрегнути само на правцу главне осе елипсе. У почетном тренутку посматрања означен је положај осе са 0° и фиксирани су исправно спрегнути зупци. Када се генератор таласа окрене за четвртину круга, главна оса елипсе долази у хоризонтални положај (90°) и ту су зупчаници потпуно спрегнути. Претходно фиксирани зупци налазе се на међусобно највећем растојању. Код окретања генератора за половину круга, оса долази поново у вертикалан положај (180°), међутим, сада нису исправно спрегнути фиксирани зупци. Пошто је број зубаца еластичног зупчаника мањи

за два, при окретању генератора за 180° , а пошто је чврсти зупчаник непокретан, дошло је релативног обртања еластичног зупчаника за величину једног зупца. Приликом једног обртаја генератора, релативно обртање је два зупца (3, 4,... зависно од разлике зубаца два зупчаника). На тај начин се постижу велики преносни односи. Може се приметити да је смер обртања еластичног зупчаника (односно, излазног вратила) супротан смеру обртања генератора таласа (улазно вратило).

Код конструкције где је генератор таласа у облику елипсоидног диска, еластични зупчаник и генератор таласа одвојени су котрљајним лежајем који прати облик генератора. На правцу мале осе елипсе између зупчника постоји зазор Δ (Сл.2.4). Зазор мора да је такав да су зупчаници потпуно одвојени (зона II), [1].



Слика 2.4 Генератор таласа у облику диска

2.2. КАРАКТЕРИСТИКЕ ТАЛАСНИХ РЕДУКТОРА

Основна карактеристика таласних редуктора, која им даје предност у односу на друге типове редуктора, је релативна маса:

$$\gamma = \frac{m}{T_{iz}} \quad (2.1)$$

где је m маса редуктора, а T_{iz} обртни момент на излазном вратилу. Зависно од типа конструкције, преносни однос код једноступених редуктора креће се од 50 до 250, а код двоступених од 2000 до 50000. Конструктивно је могуће извести и вишестепене редукторе, али се јављају проблеми при синхронизовању рада сваког наредног степена преноса. Присутне су комбинације таласних и планетарних преносника у конструкцијама.

Снага за коју се пројектују таласни редуктори креће се у интервалу од 0,02 до 3000 kW. Степен искоришћења обично се налази у распону од 0,9 до 0,7. На њега утиче тип редуктора, број обртаја улазног вратила и обртни момент на излазном вратилу.

Може се такође уочити да повећањем преносног односа опада ефикасност таласног редуктора. Међутим, степен корисности не представља препреку при избору таласног редуктора за пренос снаге и кретања у конструкцији.

Важан фактор у раду таласних редуктора је кинематска тачност. Сама конструкција обезбеђује минималан “мртви ход”, јер приликом спрезања зупчаника практично нема клизања. Сва три елемента која учествују у преношењу снаге и кретања су централно распоређени и осе им се поклапају, што елиминише појаву динамичких сила и додатно оптерећење улазног и излазног вратила.

Подмазивање код таласног редуктора може бити уљем (класично картерско подмазивање) и машћу. Може се користити свако уље постојано на температурама до 366.5K (93°C). Код конструкција код којих се захтева вертикалан положај редуктора, излазно вратило мора бити испод улазног. Код подмазивања машћу уводе се ограничења за излазни број обртаја и излазни торзиони момент.

Таласни редуктори обично се пројектују за радни век дужи од 15000 часова.

2.3. ПРЕДНОСТИ ТАЛАСНИХ РЕДУКТОРА

Као што се могло видети, таласни преносник се састоји само од три елемента. То конструктору пружа велике могућности и слободу да редуктор постави у конструкцију, а да тиме не наруши тражене захтеве у погледу масе и димензија. Облик еластичног зупчаника даје могућност постављања електромотора, или улазно/излазног вратила у унутрашњост редуктора, тако да се конструкција додатно скраћује.

Стално конструктивно напрегнути еластични зупчаник и скоро радијално спрезање зубаца, омогућавају класичном таласном редуктору рад са минималним “мртвим ходом”. Чак ако и постоји клизање код зупчаника, због великог преносног односа на излазном вратилу клизање постаје минимално. То смањује концентрацију оптерећења и појаву израженог хабања.

Степен искоришћења таласног редуктора не заостаје за другим врстама преносника. Посматрајући губитке настале од улазног до излазног вратила, а не само између зупчаника који се спрежу (као што се ради код других преносника), компанија *Harmonic drive* је добила степене искоришћења у распону од 0,8 до 0,9.

Обртни момент код таласног редуктора преноси се једноставним паром зупчаника. Не стварају се додатна радијална оптерећења што условљава да се у редуктору могу користити простији (самим тим и јефтинији) лежајеви. Исто тако су пратећа опрема, кућиште, поклопци,... једноставнији и лакши што утиче на габарите и масу редуктора и конструкције за коју је намењен.

Преносни односи једноступених таласних редуктора крећу се од 50 до 250 (*Harmonic drive* и до 320). Комбиновањем са другим преносницима могуће је остварити и веће преносне односе, што се врло тешко постиже помоћу других преносника (ако се и занемаре знатно веће димензије и масе).

Обртни моменти који се могу пренети таласним редуктором једнаки су моментима код двоструко већих редуктора (у најбољем случају). У погледу релативне масе ниједан преносник не може се мерити са таласним редуктором.

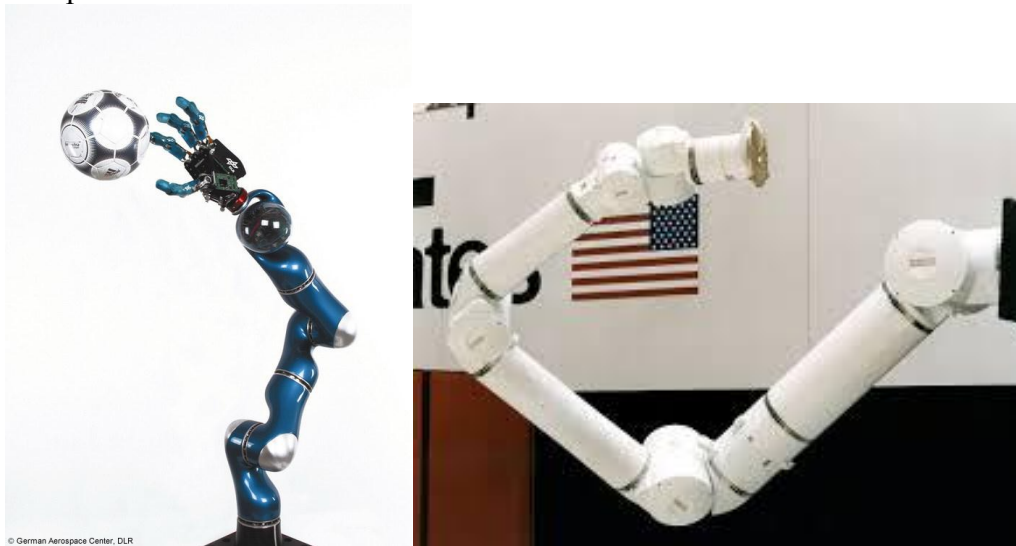
Конструкција таласног редуктора обезбеђује стално спрезање до 10% од укупног броја зубаца. Тиме се минимизирају грешке “зубац на зубац”. То условљава велику позициону тачност и поновљивост таласних редуктора. На пример, поновљивост је реда величине угловне секунде.

Конструкцију таласног редуктора карактерише врло велика флексибилност. Конструктор поседује вишеструке могућности регулисања улазно/излазних решења. Концентричност вратила је идеална основа за конструкцију диференцијала.

Таласни редуктори се одликују високом поузданошћу и дугим радним веком. Доказани су у тешким условима као што је наметала космичка и војна индустрија. Просечан век трајања под радним оптерећењем је преко 15000 часова (за које време се обично конструишу). Поред тога, спрезање зупчаника остаје непромењено у условима рада степ мотора или фреквентних стартовања, заустављања и промене смера кретања, [1].

2.4. ПРИМЕНА ТАЛАСНИХ РЕДУКТОРА

Таласни преносници представљају релативно нов тип преносника који још увек нису нашли широку примену у индустрији у односу на предности које дају. Теоријске поставке о њиховом функционисању морале су да сачекају технолошка решења за израду еластичног лежаја и зупчаника који ће издржати деформације при спрезању. Зато су првобитни таласни редуктори примењивани у оквиру нових технологија у космичкој индустрији. Касније се њихова примена проширила у област роботике где су захтевани велики преносни односи уз знатна ограничења простора за смештај преносника. Због кинематске тачности и минималног “мртвог хода”, таласни редуктори налазе примену код прецизних алатних машина и у изради мерних инструмената. У медицини налазе примену код вештачких органа, а у апаратима за рендгенско зрачење при позиционирању зрака, и у дијагностичкој опреми. Код радиодетекцијских станица примењују се за прецизно позиционирање антена. У војној индустрији налазе примену у ракетним системима и лансирним рампама.



Слика 2.5 Примена таласних редуктора

Поновљивост таласних редуктора, као њихова важна одлика, дошла је до пуног изражаја код машина за паковање, штампарских преса и у аутомобилској индустрији у потпуно аутоматизованим и роботизованим погонима. Користе се и тамо где се захтевају херметички услови рада.

Може се приметити да таласни преносници налазе примену у новијим технологијама, где се истискују класични типови преносника и користе у потпуности предности таласних. На слици 2.5 приказане су неке могуће примене таласних преносника.

3. КОНСТРУИСАЊЕ ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

У овом поглављу су приказана могућа структурна решења таласних редуктора, као и конструисање основних елемената таласног редуктора. Након усвојеног структурног решења таласног редуктора одрађен је и прорачун конкретног једностепеног таласног редуктора.

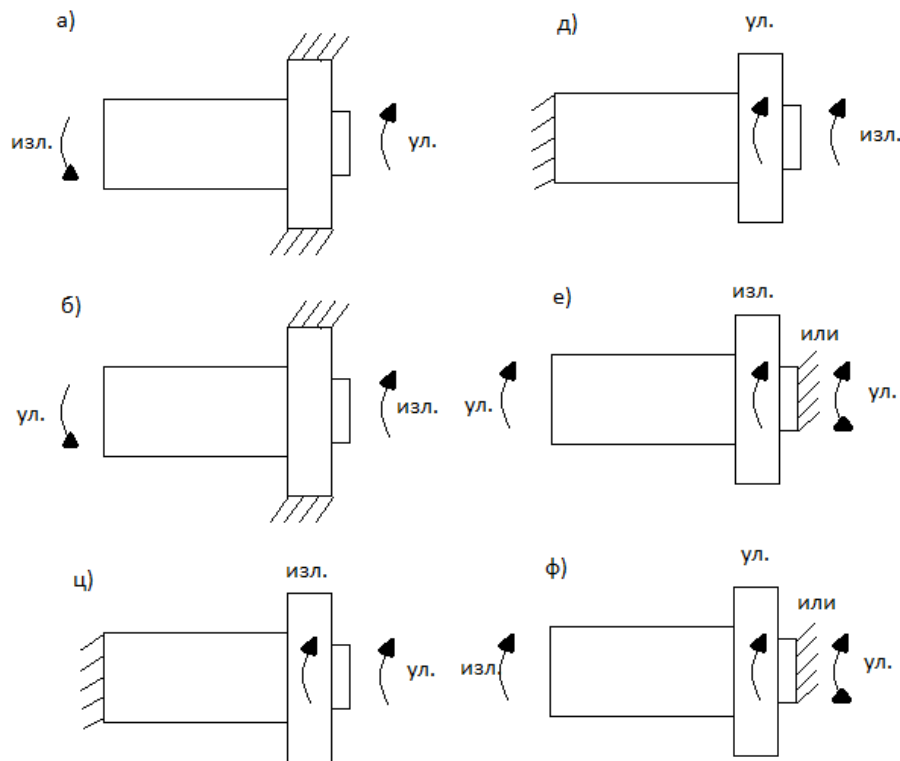
3.1 СТРУКТУРНА РЕШЕЊА ТАЛАСНИХ РЕДУКТОРА

Структура зупчастих таласних преносника заснована је на трансформацији ротационог кретања путем деформисања еластичног зупчаника (F), од стране генератора таласа (G) и његовим спрезањем са чврстим зупчаником (C). Уобичајено конструктивно решење ових елемената већ је приказано на слици 2.1. Еластични зупчаник је цилиндричан (пре деформисања), танкозид са спољним озубљењем, а генератор таласа је, или у облику елипсастог диска, или је са точићима. Овај сет зупчаника таласног преносника примањује се код таласног редуктора чији је рад објашњен на слици 2.3. Ту је излазно вратило било повезано са генератором таласа, еластични зупчаник је био везан за излазно вратило, док је чврсти зупчаник био непокретан. Смер обртања излазног вратила супротан је обртању улазног. Ово је уобичајено конструктивно решење таласног редуктора, такође шематски приказано на слици 3.1.а). Преносни однос добијен оваквом конструкцијом узима се као основни.

На слици 3.1 шематски су приказане све могућности које проистичу од истог типа таласног преносника са слике 2.1, комбиновањем везивања елемената преносника са улазним, излазним и непокретним елементима редуктора.

Преносник на слици 3.1.б) је мултипликатор, односно врши повећање излазног броја обртаја у односу на улазни. Улазно вратило је повезано са еластичним зупчаником, а излазно са генератором таласа.

Чврсти зупчаник је и даље непокретан. Преносни однос је једнак основном (који је усвојен са слике 3.1.а), с тим што је сада у питању мултипликатор. Смерови обртања улазног и излазног вратила су супротни.



Слика 3.1 Конструктивна решења таласних преносника

На слици 3.1.ц) представљен је таласни редуктор. Улазно вратило повезано је са генератором таласа, излазно вратило са чврстим зупчаником, а непокретни елемент сада је еластични зупчаник. Смер обртања генератора (улазно вратило) исти је као и смер обртања чврстог зупчаника (излазно вратило). Преносни однос оваквог редуктора већи је за један од основног преносног односа (усвојеног).

На слици 3.1.д) такође је непокретни елемент еластични зупчаник, стим што је улазно вратило везано за чврсти зупчаник, а излазно за генератор таласа. Овај таласни преносник је мултипликатор и преносни однос му је такође за један већи од основног (наравно број обртаја излазног вратила мањи је од улазног). Обртање улазног и излазног елемента су у истом смеру.

Шема на слици 3.1.е) представља редуктор; диференцијал. Непокретан елемент у овом случају је таласни генератор. Улазни елемент везан је за еластични зупчаник, а излазни елемент за чврсти зупчаник. Смер обртања ова два члана је исти. Преносни однос може се изразити изразом:

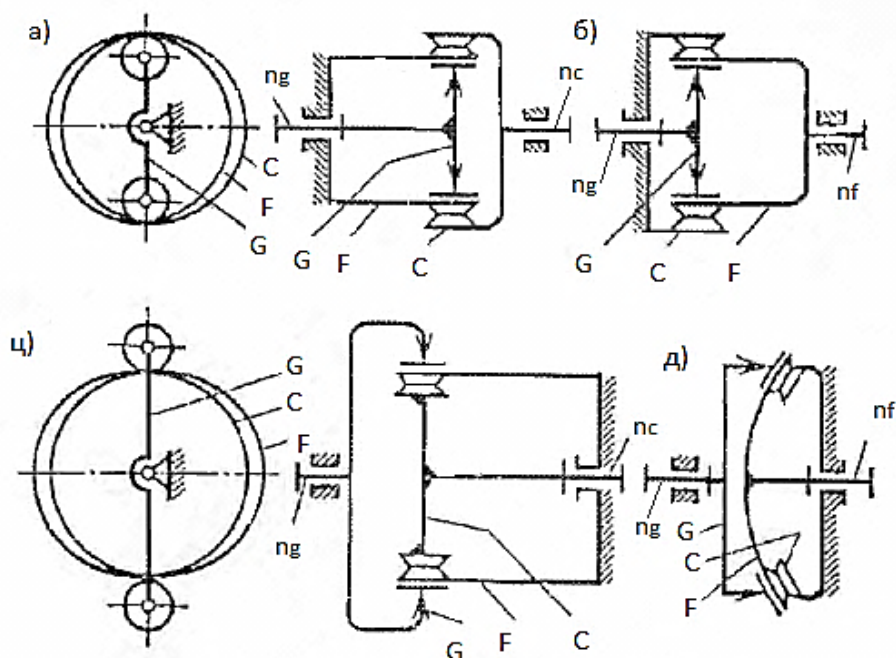
$$\text{преносни однос} = \frac{\text{основни преносни однос}}{\text{основни преносни однос} + 1}$$

Слично решење представљено је на слици 3.1.ф). Генератор таласа је такође фиксиран, док је улазни елемент везан за чврсти зупчаник, а излазни везан за еластични зупчаник. Преносник представља мултипликатор; диференцијал. Улазни и излазни елемент имају исти смер обртања, а смањење броја обртаја (угаоне брзине) на излазу се огледа кроз преносни однос дат изразом:

$$\text{преносни однос} = \frac{\text{основни преносни однос} + 1}{\text{основни преносни однос}}$$

Имајући у виду претходне варијанте таласних преносника, обзиром на начине повезивања улазних, излазних и непокретних елемената, уведена је конвенција у означавању једноступених преносника. Елементи таласних преносника се означавају словима F, C и G, тако што се прво представља елемент везан за улазно вратило, друго слово представља непокретни елемент, а треће се односи на елемент који је везан за излазно вратило, (у руској литератури еластични зупчаник означава се словом Г, чврсти зупчаник словом Ж, а генератор таласа са Н). Тако на пример, преносник са слике 3.1.а) има ознаку GCF (или НГЖ).

Једноступени таласни преносник је првобитни и уједно најједноставнији облик таласних преносника. До сада је показано класично (уобичајено) извођење његових елемената. На слици 3.2 дате су упоредне шеме могућих извођења једноступених таласних преносника обзиром на конструкцијска решења појединих елемената.



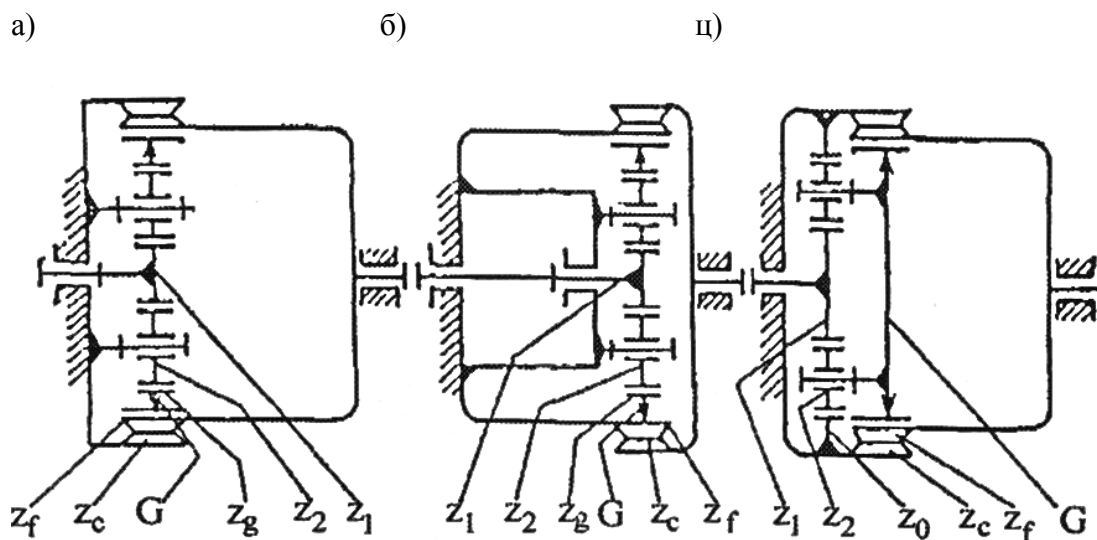
Слика 3.2 Конструктивна решења једноступених редуктора

Шема на слици 3.2.а) представља већ описани таласни преносник типа GCF. Генератор таласа представљен је стрелицама које показују правац деформација еластичног зупчаника. Шема таласног преносника типа GCF је дата на слици 3.2.б).

На слици 3.2.ц) представљена је шема таласног преносника типа GFC код кога је генератор таласа израђен са ваљцима који се наслањају на спољни прстен еластичног зупчаника и тако га деформишу. Еластични зупчаник је у овом случају озубљен са унутрашње стране, док чврсти зупчаник има спољно озубљење. Овакво конструктивно решење таласних преносника је врло ретко јер се непотребно увећавају димензије преносника. Еластични зупчаник је већег пречника од чврстог и има више зубаца, док ваљци генератора додатно повећавају конструкцију.

На слици 3.2.д) приказана је шема таласног преносника типа GCF код кога је еластични зупчаник у облику равног диска када је недеформисан. Зупци му се налазе на чеоној површини, док су зупци чврстог зупчаника на конусној површини. У овом случају двоталасни генератор таласа наслања се на диск еластичног зупчаника на два места супротно постављена у односу на осу преносника. На тај начин се врши спрезање два зупчаника, а пошто је чврсти зупчаник непокретан, еластични зупчаник врши релативно кретање које се преноси на излазно вратило. Овај вид конструкције се избегава јер је технолошки тешко изводљив.

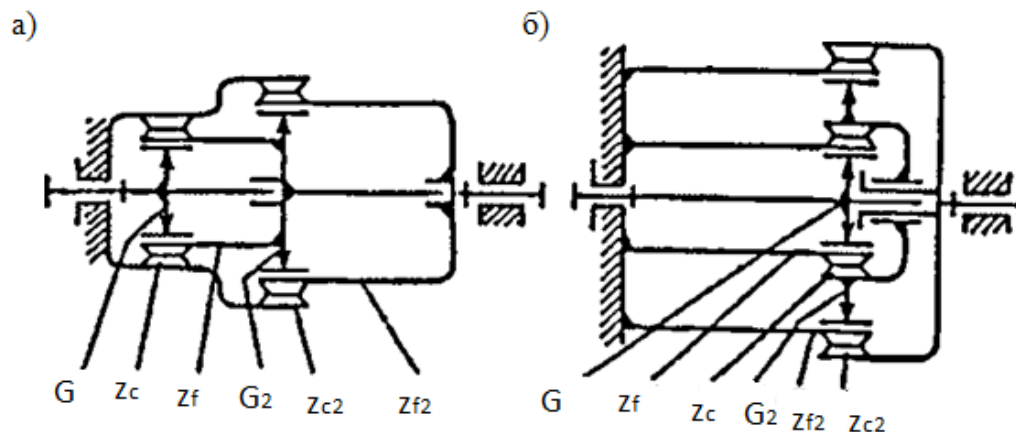
Технолошки су лако изводљиве конструкције код којих се врши комбинација таласних преносника са зупчастим и планетарним преносницима. На слици 3.3 дате су шеме конструкција које представљају комбинацију планетарних и таласних преносника.



Слика 3.3 Конструктивна решења комбинације планетарних и таласних преносника

Слике 3.3.а) и 3.3.б) представљају шеме преносника код којих се кретање на генератор таласа доводи помоћу планетарног преносника. Конвенцијом ови типови преносника обележавају се ознаком KGFC (генератор таласа је улазни елемент, чврсти зупчаник је непокретан, а еластични зупчаник је излазни елемент) за 3.3.а) и KGFC за слику 3.3.б) (генератор таласа је улазни елемент, чврсти зупчаник је излазни, а еластични зупчаник је непокретан). Слово К означава да се кретање доводи преко планетарног преносника, а остале ознаке су задржале претходно објашњено значење.

Комбинација на слици 3.3.ц) шематски приказује преносник типа KPGCF. У овом случају кретање пролази једну редукцију у планетарном преноснику и тек тада се доводи до генератора таласа. Планетарни преносник се састоји од непокретног носећег зупчаника z_0 , централног зупчаника z_1 , чија се оса поклапа са осом таласног преносника и три сателита. Осовинице сателита везане су за генератор таласа, који деформише еластични зупчаник. Чврсти зупчаник таласног преносника чврсто је везан тако да се кретање на излазно вратило преноси релативним обртањем еластичног зупчаника у смеру супротном обртању генератора таласа. Захваљујући томе што таласни преносник има еластични зупчаник, комбиновање са таласним преносником даје конструкције малих габарита и великих преносних односа.

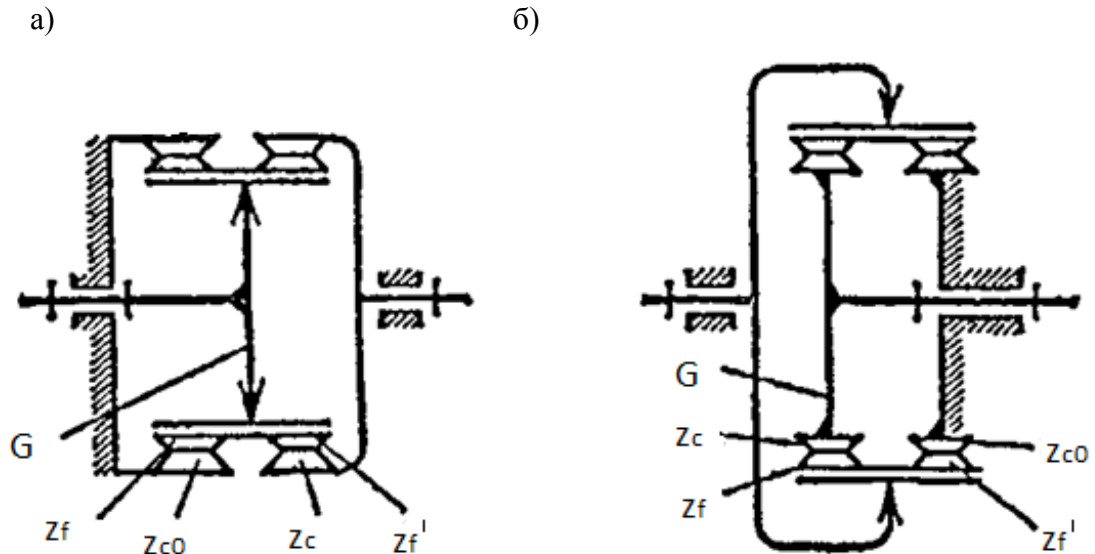


Слика 3.4 Шема двостепеног таласног преносника

Двостепени таласни преносници могу се конструисати једноставном комбинацијом два једноступена таласна преносника. На слици 3.4.а) приказана је шема двостепеног таласног преносника GCFGCF, а на слици 3.4.б) је шема двостепеног таласног преносника типа GFCGFC. Примећује се да се спајање два једноступена таласна преносника у двостепени може вршити у радијалном правцу или у правцу осе преносника.

Низом спајања три једноступена таласна преносника може се конструисати тростепени, а истим начином и вишестепени таласни преносник. Међутим, такве конструкције се избегавају јер при сваком следећем везивању таласног преносника за таласни преносник јављају се све већи проблеми симетричног спрезања зубаца еластичног зупчаника, који се релативно креће, са зупцима чврстог зупчаника. Према томе, да би се добио што већи степен искоришћења таласних преносника, таласне деформације еластичног зупчаника треба преусмеравати или на излазно вратило, или на обод кућишта таласног преносника.

Други вид усложњавања таласних преносника иде у правцу усложњавања еластичног зупчаника. Он може да се израђује са озубљењем на другој страни на којој се спреже са другим чврстим зупчаником. Ово значи да овај тип таласног преносника има један елемент више од класичног једностепеног таласног преносника. На слици 10. приказани су овакви таласни преносници.



Слика 3.5 Шема таласног редуктора са сложеним еластичним зупчаником

На слици 3.5.а) је шема таласног преносника код кога је генератор таласа унутар преносника, а еластични зупчаник је озубљен споља, док је на слици 3.5.б) таласни преносник код кога еластични зупчаник има унутрашње озубљење и таласни генератор који га обухвата и притиска по спољном ободу. Ознака оба типа ових таласних преносника је GCFFC. Таласни преносник типа *pancake* је конкретан облик преносника приказаног на слици 3.5.а).

Овакав вид конструкције омогућава лакше деформисање еластичног зупчаника од стране генератора таласа. Други чврсти зупчаник (назива се још и динамички) је покретан и обично има исти број зубаца као и еластични зупчаник. Релативно окретање еластичног зупчаника које настаје његовом деформацијом и спрезањем са статичким (непокретним) чврстим зупчаником преноси се (без редукције) на динамички чврсти зупчаник. Овим је еластични зупчаник растерећен, јер је динамички зупчаник везан за излазно вратило, што условљава могућност скраћења дужине цилиндра еластичног зупчаника, а тиме и читавог преносника. Недостатак овог конструктивног решења је појава "мртвог хода" (већег него код класичног таласног преносника) насталог због клизања при спрезању еластичног и чврстог динамичког зупчаника који имају исти број зубаца, а различите основне пречнике.

Могућа су и друга конструктивна решења таласних преносника. Међуим, у свим тим случајевима када конструкција одступа од класичне, долази до појаве "мртвог хода" (који је код класичне конструкције практично сведен на нулу), и одређених кинематских

нетачности. Из тих разлога уведен је појам сувишне везе q , који оцењује оправданост сложене конструкције. Број сувишних веза одређује се изразом:

$$q = W - 6n + (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1) - p_0 \quad (3.1)$$

где је:

- W - број покретача механизма,
- n - број покретних веза,
- p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 - број кинематских парова пете, четврте,... прве класе. Класа кинематског пара одређује се бројем веза.

• p_0 ; број веза допунских услова, односно, број преклапања која трансформишу еластичну везу у чврсту. Такав спој се налази код еластичног зупчаника чија је деформација неопхдан услов за стварање кинематског таласа спрезања са чврстим зупчаником.

Одсуство сувишних веза ($q=0$) је неопхдан услов да би дошло до самоподешавања спојева у конструкцији. За самоподешавање је, још у фази конструисања преносника, потребно одредити минималне зазоре између елемената, такве да искључују могућност било каквог заглављивања у раду. Осим тога самоподешавање спојева захтева укључивање грешака при изради и монтажи делова и њихову зависност од кинематске тачности елемената таласног преносника.

Коначно, на избор структурне шеме таласних зупчастих редуктора утиче више фактора. Најзначајнији су функционални фактори, односно, изабрано конструктивно решење мора да задовољи захтеве постављене у погледу траженог преносног односа и снаге машине за коју је преносник намењен, као и максималне димензије које том приликом мора да има. Не треба занемарити факторе монтаже и тежине израде преносника. У последње време све више су као примарни постављени експлоатациони услови које зупчасти таласни преносник мора да задовољи, а заједно са њима и услови економске оправданости и исплативости овог вида преноса снаге и кретања, [1].

3.2 КОНСТРУИСАЊЕ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНАТА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

Основи елементи таласног редуктора су: генератор таласа, еластични зупчаник и чврсти зупчаник. Зависно од изабраног конструктивног решења редуктора и самог изгледа конструкције, варира и решење основних елемената. У овом поглављу биће описане неке неопходне поставке при конструисању појединих елемената таласних редуктора.

❖ КОНСТРУИСАЊЕ ГЕНЕРАТОРА ТАЛАСА

Генератор таласа је предодређен за стварање таласних деформација на еластичном зупчанику. Може бити конструисан тако да ствара два, три или више таласа деформација. При томе генератор таласа може се извести унутар еластичног зупчаника или споља тако да је ослоњен на спољашњи обод еластичног зупчаника са унутрашњим озубљењем. Избор количине створених таласа зависи од врсте таласног преносника и мора да задовољи тражену кинематску тачност конструкције таласног редуктора. Генератор таласа има велики утицај на начин спрезања зупчаника и величине највећих напрезања у материјалу деформабилног еластичног прстена код таласног редуктора. Према томе, избор конструкције генератора таласа је веома важна етапа при конструисању таласног редуктора и најбоље је размотрити све варијанте које се нуде и на основу добијених резултата одабрати најпогоднију конструкцију таласног генератора.

Према врсти енергије која обезбеђује појаву и покретање таласа деформација, генератори таласа могу се поделити на механичке, пнеуматске, хидрауличне и електромагнетне (Сл.3.6).

Хидраулични и пнеуматски генератори таласа примењују се код таласних редуктора који се конструишу за пренос снаге и броја обртаја на улазном вратилу. Поседују врло малу инерцију. Деформације еластичног елемента таласног редуктора обезбеђују се помоћу покретног клипа на кога делује притисна сила течности (хидраулични генератори), или гасова (пнеуматски генератори).



Слика 3.6 Подела генератора таласа

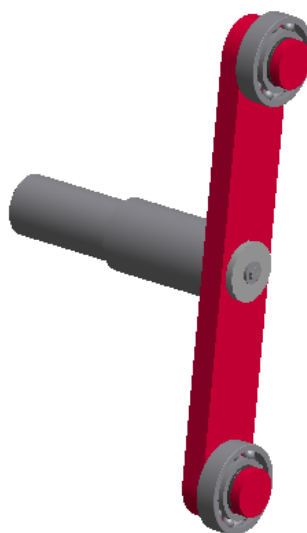
Електромагнетни генератори таласа обезбеђују најмању инерцију при обртању, што им омогућава примену код брзоходних машина мале снаге. Овакви редуктори су обично у саставу пратећих система, а примењују се и код машина где се промена броја обртаја врши континуално. Међутим, степен искоришћења је врло мали и креће се од 8 до 10%.

Ови набројани генератори таласа захтевају непрекидни утрошак енергије не само за обртање, него и при стварању и одржавању таласа деформације. Тај додатни утрошак енергије битно утиче на смањење степена искоришћења таласних редуктора са овом врстом генератора таласа, тако да је њихова примена врло ограничена.

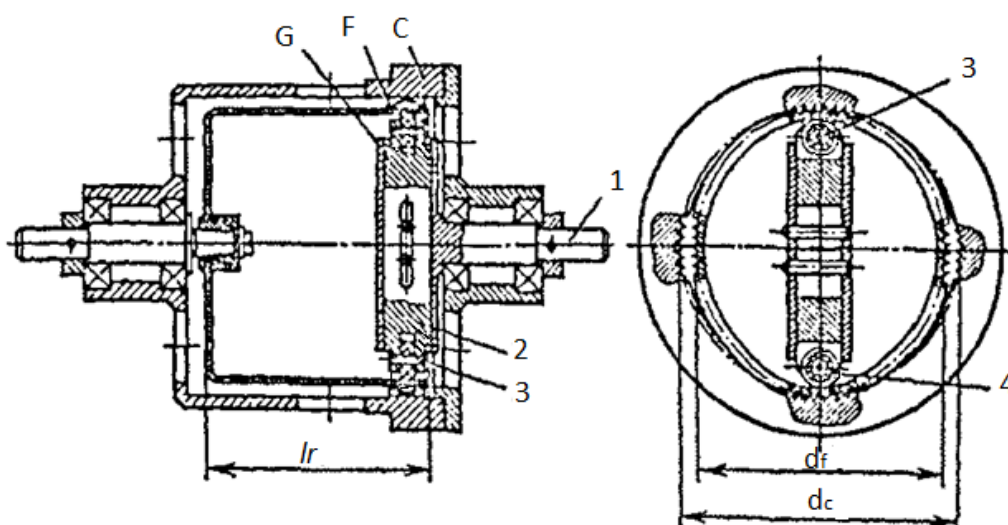
Једноставнији, а уједно и сигурнији су механички генератори таласа. За стварање таласних деформација није потребан додатни извор енергије, већ је то узроковано самим геометријским обликом генератора. Према облику линије деформисања еластичног зупчаника разликују се генератори слободних таласа деформација и генератори принудних деформација. Сваки од ова два типа генератора таласа, зависно од вида трења између геометријских елемената унутрашње површине еластичног зупчаника и површине ослонаца генератора, може бити генератор са вишим или нижим паровима. Код таласних редуктора у примени су обе врсте генератора, док се код таласних мултипликатора примењују само генератори са вишим паровима. Код генератора слободних таласа деформација, еластични прстен обично причвршћује котрљајне лежаје притиснуте на унутрашњу површину еластичног зупчаника на два, или ређе, три места. Генератор таласа принудне деформације има облик елипсастог диска, одређеног профила, тако да се често назива брегасти генератор таласа.

Широка примена таласних преносника захтева конструкцију са механичким генератором таласа слободне деформације са унутрашњим распоредом вијака који осигуравају двоталасну деформацију еластичног зупчаника. Генератори таласа који обезбеђују троталасну деформацију ређе се употребљавају.

Двоталасни генератор код једноставних конструкција састоји се од вођице која се окреће око непокретне осе и два котрљајна лежаја мањег пречника која се ослањају на унутрашњи обод еластичног зупчаника и деформишу га (слика 3.6). У том случају обезбеђује се мањи појас спрезања еластичног и чврстог зупчаника на таласу деформације. Преносници са овим таласним генератором имају већи момент инерције што им отежава рад и повећава оптерећења на лежајима. Зато се обично користе код машина на ручни погон (где је улазни број обртаја редуктора мањи него када је погонска машина електромотор) и квалитетнијих преносника пројектованих за краћи радни век. Изглед такве конструкције приказан је на слици 3.7. Улазно вратило 1 прави се изједна са вођицом 2. На двама ексцентричним осовиницама 3 монтирани су радијални куглични лежаји 4. Радијални зазор при спрезању бира се померањем двају ексцентричних осовиница.



Слика 3.6 Модел таласног генератора



Слика 3.7 Таласни редуктор са двоталасним генератором

Генератор таласа слободне деформације са четири ваљчића даје два таласа деформација, али обезбеђује знатно већу зону спрезања два зупчаника. Захваљујући томе, повећава се дозвољена граница оптерећења и побољшава кинематска тачност. Међутим, као и у претходном случају задржава се висока инертност конструкције. Оваква конструкција могућа је код машина са повећаним оптерећењем у раду где је дозвољена извесна инертност. Ваљци се обично распоређују тако да угао између њих буде $2\beta=60^\circ$. Челични прстен који је обично уметнут између генератора и еластичног зупчаника,

умањује концентрацију напона вођице на зупчаник, и отклања опасност пластичне деформације унутрашње површине еластичног зупчаника таласног редуктора. Тврдоћа прстена креће се од 56 до 58 HRC. Битан недостатак генератора слободне деформације је изражена форма неутралне линије еластичног зупчаника који је деформисан. То повећава напрезање у самом еластичном зупчанику и ремети равномерност рада и тачност таласног преносника.

Генератор таласа принудне деформације даје радијални ослонац еластичном зупчанику по целом обиму. Израђује се у облику диска специјалног профила. Облик диска одређује тражени облик деформације еластичног зупчаника. По целом обиму диска смештене су куглице еластичног лежаја да би се избегло трење између генератора таласа и еластичног зупчаника. Овакав генератор таласа обезбеђује већу област спрезања, али зато поседује значајан момент инерције. Према облику котрљајних тела разликују се три типа генератора таласа: без унутрашњег прстена, са ненапегнутим унутрашњим прстеном и напегнутим унутрашњим прстеном. У првом случају генератор таласа има облик елипсастог диска са једном или две стазе са куглицама.

Генератор таласа са ненапегнутим унутрашњим прстеном састоји се из цилиндричног диска са главчином на који је пресован прстен. Прстен има цилиндричан отвор, спољашња површина има облик елипсе на којој су стазе (једна или две) за куглице.

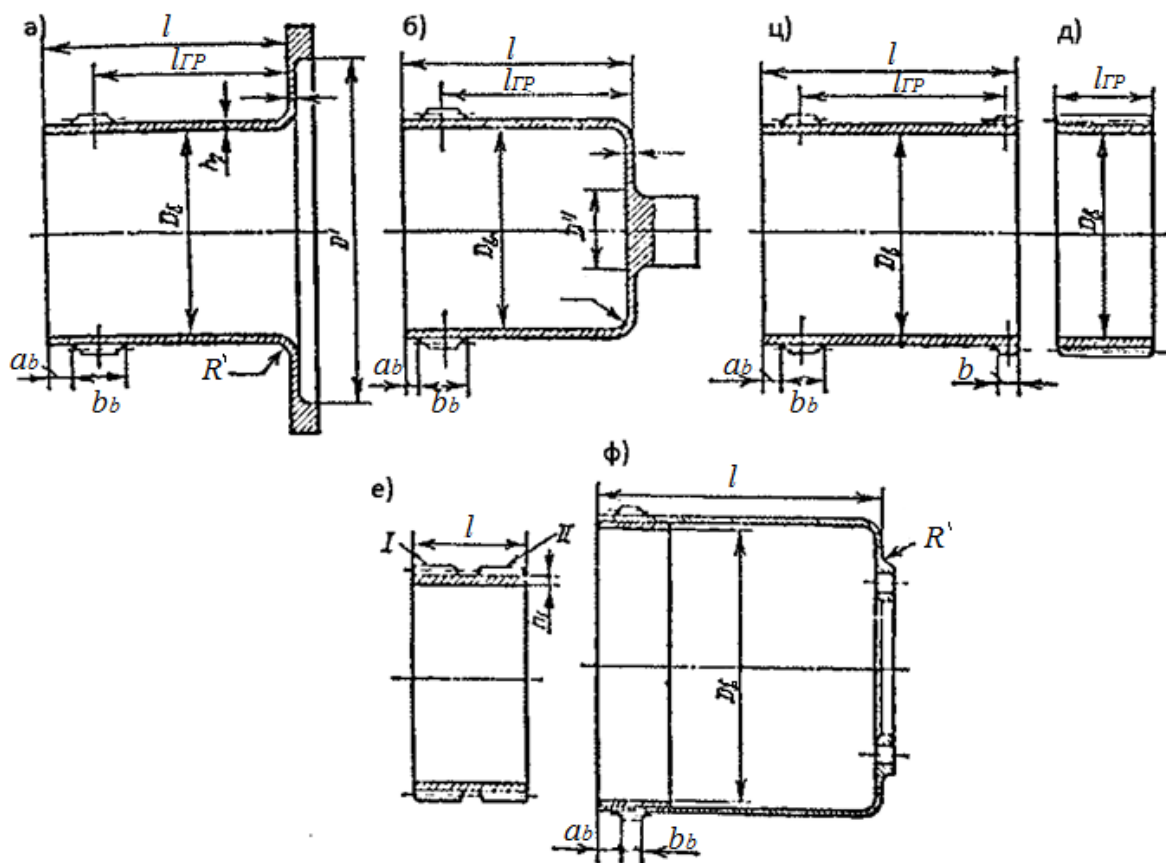
Генератор таласа са напегнутим прстеном састоји се од прстена у који је упресован унутрашњи прстен са стазама за куглице. Пре склапања, спољни прстен има цилиндричан облик са постојаном дебљином зида. После упресовања унутрашњег прстена облика елипсе, јављају се угиби код спољашњег прстена. Дебљину спољашњег прстена треба рачунати из услова довољног угиба.

Спољашњи челични прстен генератора таласа који се ослања на еластични зупчаник код таласног редуктора обично је раван, без стаза за куглице. Ако се на елипсастом диску генератора таласа директно монтира еластични котрљајни лежај, онда спољашњи прстен у њему треба да је тањи него код стандардних лежаја, а еластичност (моћ деформисања) мора да буде једнака моћи деформисања еластичног зупчаника.

Двоталасни једностепени малоинерциони таласни редуктор има генератор таласа који се састоји из два (ређе три) округла диска већег пречника, који се везују за ексцентричне чауре. Захваљујући томе, у зони спрезања еластични зупчаник се деформише по лучној линији која је део круга. То обезбеђује еластичном зупчанику чврстоћу у радијалном правцу на већем делу његовог обима. Такође, дискови генератора таласа обезбеђују већу количину истовремено спрегнутих зубаца (и до 30%). Овакви генератори користе се за јаче машине (где се преноси већа снага). Конструкцију овог генератора таласа чини још пар радијалних котрљајних лежаја који омогућавају релативно котрљање дискова у односу на чауре и еластични зупчаник.

❖ КОНСТРУИСАЊЕ ЕЛАСТИЧНОГ И ЧВРСТОГ ЗУПЧАНИКА

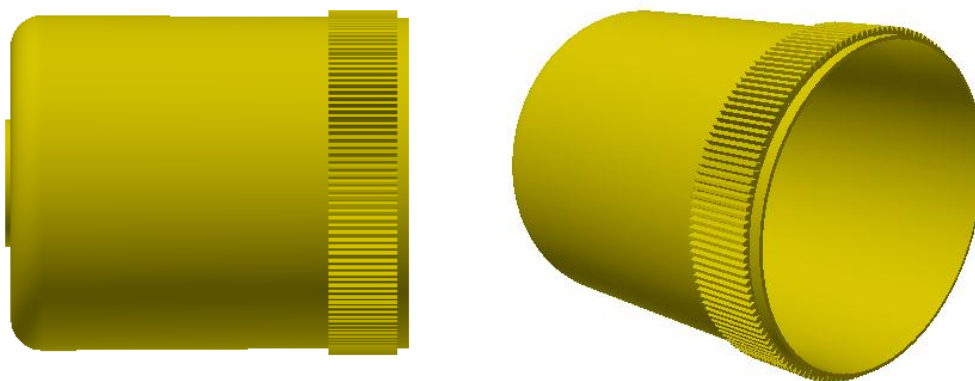
При поређењу таласних преносника са другим врстама преносника, може се приметити да еластични зупчаник представља основну новину која се не јавља ни у једном од раније познатих преносника. Због тога конструкција еластичног зупчаника захтева низ специфичности које овај зупчаник разликују од класичних облика. Таласне деформације које производи генератор таласа преносе се на еластични зупчаник који током рада таласног преносника циклично мења облик. Те деформације и њихово свођење у оквир дозвољених граница еластичности маретијала еластичног зупчаника условиле су облик и конструисање овог елемента таласног преносника. На слици 3.8 дата су могућа конструктивна решења еластичног зупчаника.



Слика 3.8 Конструктивна решења еластичног зупчаника

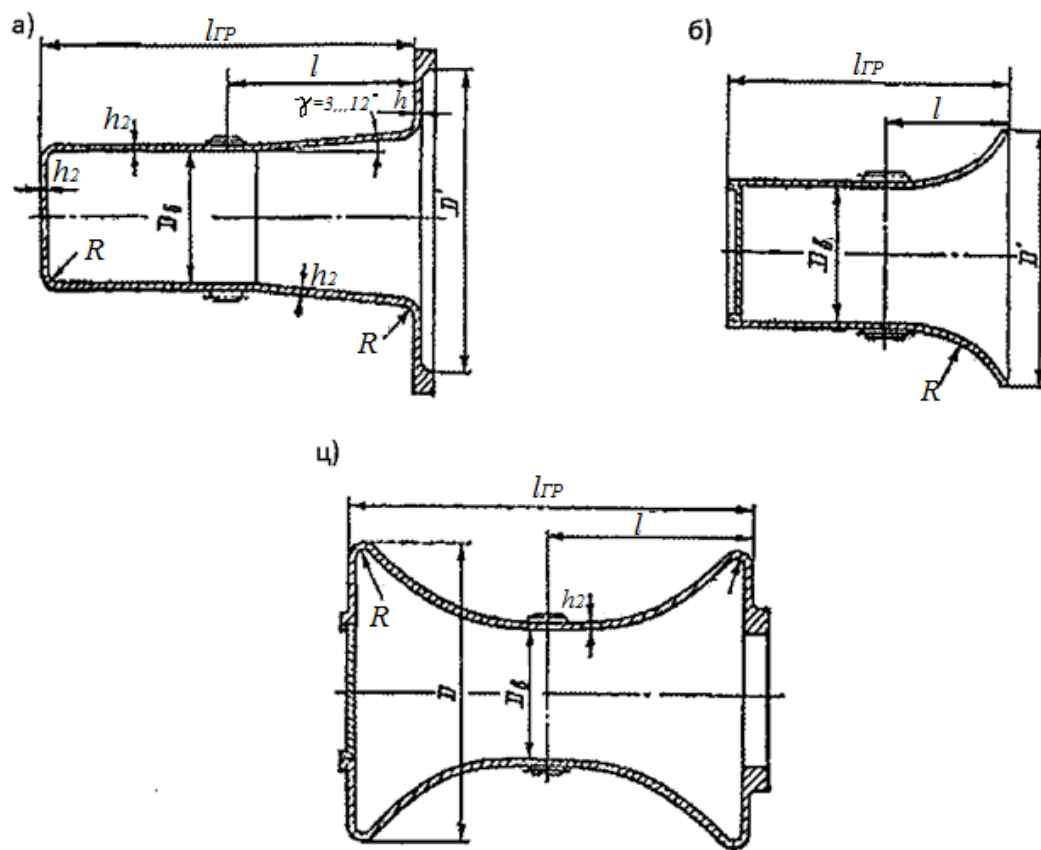
Све приказане конструкције еластичног зупчаника имају у основи облик танкозидног цилиндра, с тим што су специфичности таласних преносника у које се уграђују условиле разлике у детаљима међу њима. Еластични зупчаник на слици 3.8.а) има спољно озубљење на предњем крају цилиндра. Намењен је за таласни преносник код

кога је еластични зупчаник непокретан, тако да цилиндар на десној страни прелази у прирубницу која омогућава лако везивање зупчаника за кућиште преносника, обично, вијцима. Еластични зупчаници на сликама 3.8.б) и 3.8.ф) и слици 3.9 намењени су за преноснике код којих је еластични зупчаник покретан и везан за вратило (било да је улазно или излазно). Због тога цилиндар на десној страни прелази у дно. Зупчаник на слици 3.8.б) израђује се изједна са вратилом, док се код зупчаника на слици 3.8.ф) вратило везује вијцима. Вијци којима се еластични зупчаник везује било за кућиште, било за вратило, праве се без зазора, односно то су вијци подешеног типа. Врло често еластични зупчаник је у облику цилиндра на чијем се једном крају налазе зупци који служе за остваривање везе се елементима вратила (Сл. 3.8.ц). Леви крај зупчаника деформише се, и само на местима деформисања долази до спрезања са чврстим зупчаником (који је овом приликом непокретан), док се десни не деформише и зубци на њему су стално спрегнути, тако да овај елемент представља вид зупчасте спојнице. Број зубаца и њихов профил идентични су на оба краја, али су зубци спојнице нешто краћи. Најпогоднија је конструкторска конструкција на слици 3.8.б) јер је код ње “мртви ход” минималан, а самим тим се минимизирају губици таласног преносника. Да би се смањила радна површина по којој се котрљају куглице еластичног лежаја, еластични зупчаник се конструише са челичним прстеном упресованим унутар обода.



Слика 3.9 Еластични зупчаник који се везује за излазно вратило

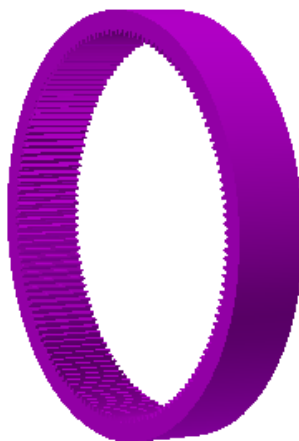
Еластични зупчаници на сликама 3.8.д) и 3.8.е) намењени су за таласне преноснике са два зупчаника. Најчешће се израђују са два зупчаста венца који се међусобно разликују у броју зубаца, или величини модула зупца. Ова два зупчаста венца утичу на повећање чврстине еластичног зупчаника. Дужина цилиндра обично је двоструко мања него код еластичних зупчаника са претходних слика.



Слика 3.10 Еластични зупчаници херметички затворених таласних преносника

На слици 3.10 приказани су еластични зупчаници херметички затворених таласних преносника. То су обично танкозидни цилиндрични омотачи са дном. Зупчасти венац се налази на средини еластичног зупчаника.

Сигурност рада таласног преносника и радни век у основи зависе од еластичног зупчаника. Он трпи стална наизменична оптерећења и изложен је цикличним таласним деформацијама. При свему томе долази до интензивног замора материјала. У вези са тим, узимајући у обзир заморна напрезања, потребно је приликом конструисања еластичног зупчаника извршити не само најрационалнији избор облика и димензија зупчаника, већ обратити посебну пажњу на избор материјала.

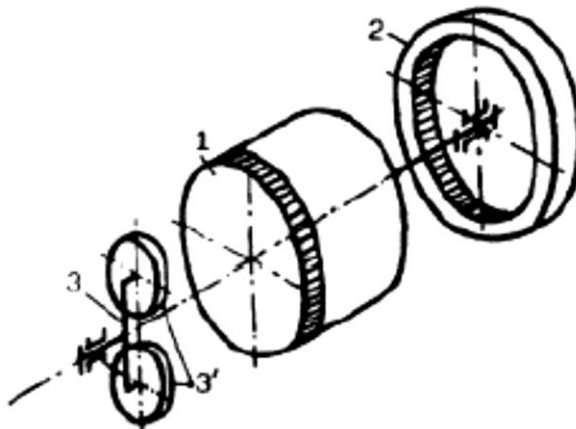


Слика 3.11 Чврсти зупчаник

Чврсти зупчаник таласног преносника је обичан цилиндрични зупчаник са унутрашњим озубљењем (слика 3.11). Зупци су израђени рендисањем. Ширина венца је обично једнака дужини зупчастог венца код еластичног зупчаника, мада је могуће да ширина зубаца чврстог зупчаника буде мало мања. Материјали чврстог и еластичног зупчаника су, углавном, исти, мада, према неким ауторима тврдоћа чврстог зупчаника треба да је мања за 20 до 30 НВ, [1].

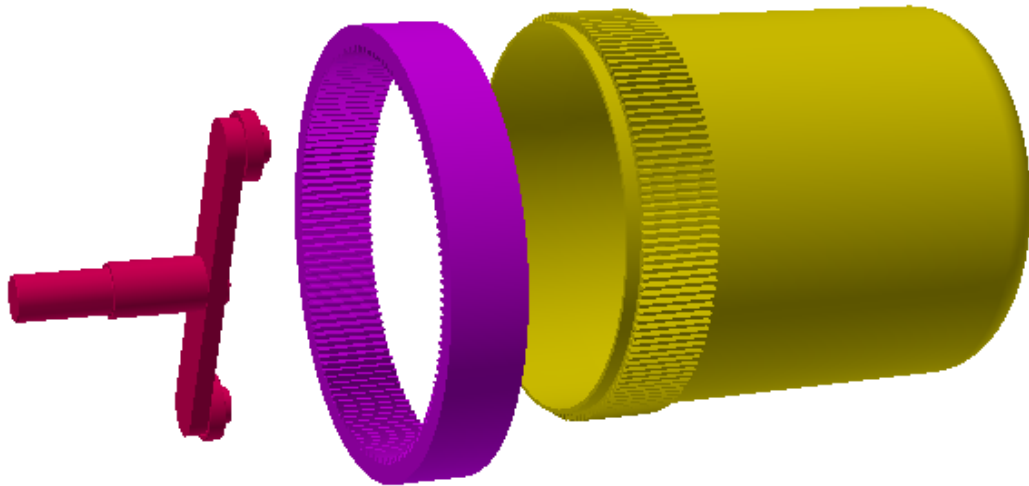
3.3 НАЧИН РАДА И ПРОРАЧУН ГЛАВНИХ ЕЛЕМЕНАТА ТАЛАСНОГ ПРЕНОСНИКА

Таласни преносник (слика 3.12 и 3.13) спада у групу четворочланих механизма и састоји се од еластичног зупчаника са спољашњим озубљењем (1), крутог зупчаника са унутрашњим озубљењем (2), генератора таласа (3).

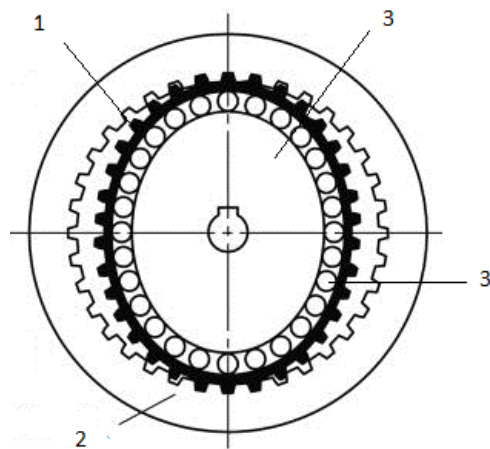


Слика 3.12 Елементи таласног преносника

Зупчаници 1 и 2 налазе се у захвату у области већег пречника генератора таласа. Генератор таласа, приказан на слици 3.12, састоји се од полуге (3) и два точка (3'). Другачије извођење генератора таласа, у облику елипсе, приказано је на слици 3.14. Ваљци (3') претварају трење клизања између чланова 1 и 3 у трење котрљања.



Слика 3.13 Елементи таласног редуктора



Слика 3.14 Генератор таласа у облику елипсе

Број зубаца крутог зупчаника (z_2) већи је од броја зубаца еластичног зупчаника (z_1). Најчешћа разлика је $z_2 - z_1 = 2$. Подеони корак зупчаника је $p_1 = p_2$. Угаони корак је према томе $\phi_{01} = 2\pi/z_1$, односно $\phi_{02} = 2\pi/z_2$. Као последица разлике броја зубаца јавља се релативно кретање зупчаника 1 и 2. Таласни преносник карактерише врло висок преносни однос ($i > 420:1$), степен искоришћења до $\eta=0,9$, могу се пренети обртни моменти до 6000 Nm, а лакши је и мањи (компактнији) од других познатих редуктора.

Таласни преносник има два степена слободе кретања и због тога спада у групу диференцијалних преносника. Сложено кретање преносника може се описати функцијом $\varphi_3(\varphi_1, \varphi_2)$.

Диференцирањем по времену, добија се:

$$\frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} \quad (3.2)$$

где су угаоне брзине чланова преносника:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_3}{dt} &= \omega_{30} \\ \frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_{10} \\ \frac{d\varphi_2}{dt} &= \omega_{20} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Ако члан 2 мирује, преносни однос чланова 3 и 1 је:

$$i_{31}^{(2)} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{\omega_{30}}{\omega_{10}} \quad (3.4)$$

а ако члан 1 мирује, преносни однос чланова 3 и 2 је:

$$i_{32}^{(1)} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} = \frac{\omega_{30}}{\omega_{20}} \quad (3.5)$$

Ако је зупчаник 2 непокретан, за један обртај генератора таласа 3 ($\varphi_3 = 2\pi$) еластични зупчаник 1 се окрене у супротном смеру за:

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{Z_1} (Z_1 - Z_2) \quad (3.6)$$

па је:

$$i_{31}^{(2)} = \frac{2\pi}{-\frac{2\pi}{Z_1}(Z_2 - Z_1)} = \frac{Z_1}{(Z_2 - Z_1)} \quad (3.7)$$

Ако је зупчаник 1 непокретан, за један обртај генератора таласа 3 ($\varphi_3 = 2\pi$) зупчаник 2 се окрене у истом смеру за:

$$\varphi_2 = \frac{2\pi}{Z_2}(Z_2 - Z_1) \quad (3.8)$$

Одакле следи:

$$i_{32}^{(1)} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \quad (3.9)$$

Из претходних једначина може се извести:

$$\omega_{30} = -\frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \cdot \omega_{10} + \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \cdot \omega_{20} \quad (3.10)$$

Ако се уочи да је:

$$i_{31}^{(2)} + i_{32}^{(1)} = 1 \quad (3.11)$$

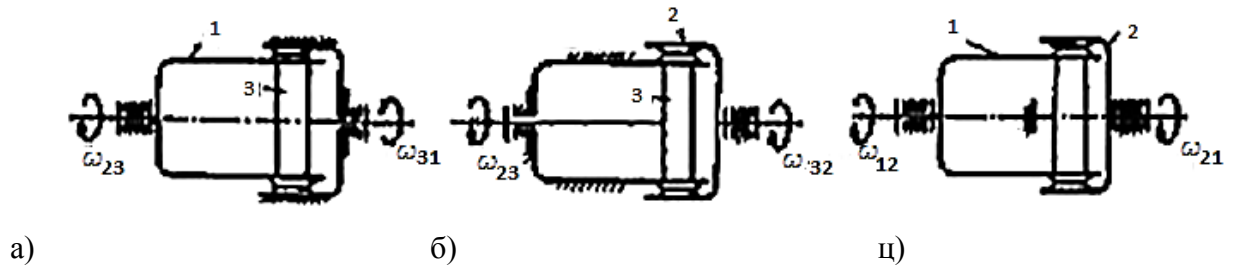
Заустављањем једног од покретних чланова добија се преносник са једним степеном слободе кретања. Различитим изборима непокретног и погонског члана добијају се преносници различитих преносних односа:

а) Члан 2 је непокретан (слика 3.15.а). Погонски члан (1) и вођени члан (3) окрећу се у супротном смеру. Преносник ради као мултипликатор и има преносни однос:

$$i_{13}^{(2)} = -\frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \quad (3.12)$$

Када је члан 3 погонски, а члан 1 вођени, преносник ради као редуктор и има преносни однос:

$$i_{31}^{(2)} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \quad (3.13)$$



Слика 3.15 Преносник са једним степеном слободе кретања

б) Члан 1 је непокретан (слика 3.15.б). Погонски члан (2) и вођени члан (3) okreћу се у истом смеру. Преносник ради као мултипликатор и има преносни однос:

$$i_{23}^{(1)} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \quad (3.14)$$

Када је члан 3 погонски, а члан 2 вођени, преносник ради као редуктор и има преносни однос:

$$i_{32}^{(1)} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} \quad (3.15)$$

ц) Члан 3 је непокретан (слика 3.15.ц). Погонски члан (1) и вођени члан (2) okreћу се у истом смеру.

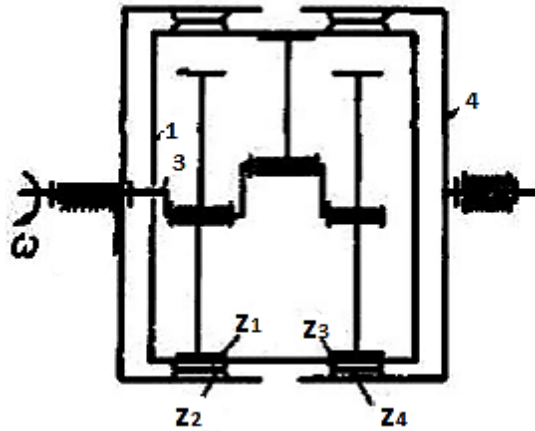
Преносник ради као редуктор и има преносни однос:

$$i_{12}^{(3)} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.16)$$

Када је члан 2 погонски, а члан 1 вођени, преносник ради као мултипликатор и има преносни однос:

$$i_{21}^{(3)} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.17)$$

Таласни преносник може бити и двостепен (слика 3.16). Члан 1 изведен је у облику цилиндра, са два еластична зупчаника са спољашњим озубљењем; број зубаца првог зупчаника је z_1 , а другог z_3 . Еластични зупчаници спрегнути су са крутим зупчаницима са унутрашњим озубљењем и бројем зуба z_2 , односно z_4 .



Слика 3.16 Двостепени таласни преносник

Крути зупчаник (2) је непокретан. Кретање генератора таласа (3) се двостепено преноси до крутог зупчаника (4).

Први степен преноса чини погонски члан - генератор таласа (3), еластични зупчаник са z_1 бројем зубаца и непокретни члан - крути зупчаник са z_2 бројем зубаца:

$$\omega_{10} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_1} \cdot \omega_{30} \quad (3.18)$$

Други степен је диференцијални преносник чији су погонски чланови - генератор таласа (3) и еластични зупчаник са z_3 бројем зубаца, а вођени члан - крути зупчаник са z_4 бројем зубаца. Једначина за овај случај гласи:

$$\omega_{30} = -\frac{Z_4}{Z_4 - Z_3} \cdot \omega_{10} + \frac{Z_4}{Z_4 - Z_3} \cdot \omega_{40} \quad (3.19)$$

Одакле се заменом ω_{10} добија:

$$\omega_{40} = \frac{Z_1 \cdot Z_4 - Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_4} \cdot \omega_{30} \quad (3.20)$$

У новије време све већу примену налазе различита решења таласних редуктора који превазилазе планетарне преноснике у погледу малих маса, великог преносног односа и великог обртног момента, [2] .

Бројеви зубаца еластичног и чврстог зупчаника могу се изразити на следећи начин:

$$z_1 = K \cdot i \cdot W$$

$$z_2 = z_1 + K \cdot W \quad (3.21)$$

где је:

W – број таласа деформација које се стварају од стране генератора таласа,

K – мултиплицирајући фактор. Може бити $K = 1,2$ или 3 ; обично се усваја $K = 1$ да би се смањила наглашеност деформација еластичног зупчаника.

3.4 ПРОРАЧУН ЗАДАТОГ ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

У даљем тексту биће приказан прорачун таласног редуктора на основу задатих параметара.

Задати параметри :

Број обртаја електромотора: $n_{ul} = 2000 \text{ min}^{-1}$

Снага електромотора: $P = 5 \text{ kW}$

Преносни однос редуктора: $i = 80$

Број обртаја излазног вратила редуктора: $n_{iz} = \frac{n_{ul}}{i} = 25 \text{ min}^{-1}$

Радни век: $L_h = t = 12000 \text{ h}$

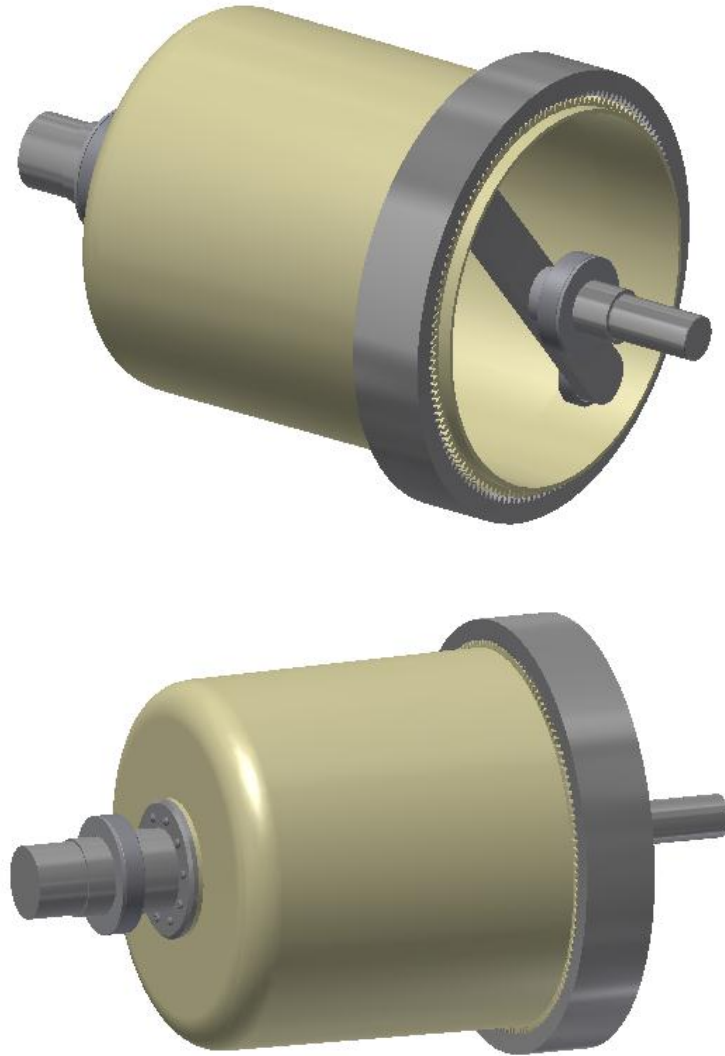
Однос максималног и номиналног момента:

$$\frac{T_{max}}{T_{nom}} = 2,2$$

На почетку треба усвојити тип таласног редуктора и његово структурно решење. Одабран је редуктор типа GCF. Улазно вратило је повезано са генератором таласа, чврсти зупчаник је непокретан, а еластични зупчаник је танкозидни цилиндар везан за излазно вратило. Модел овог таласног редуктора је приказан на слици 3.17.

Степен искоришћења усвојеног таласног редуктора налази се, на основу табеле 3.1, у интервалу $0,9 \div 0,93$.

Усвојен је степен искоришћења $\eta = 0,92$



Слика 3.17 Модел задатог редуктора

Табела 3.1 Степен искоришћења

i	315	250	200	160	125	100	80
$\eta \cdot 0,01$	72-75	75-78	78-81	81-84	84-87	87-90	90-93

Угаона брзина електромотора је:

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot n_M}{30} = 209,44 \text{ s}^{-1}$$

Обртни момент вратила електромотора, тј генератора таласа је:

$$T_M = T_g = \frac{P_M}{\omega_M} \cdot 10^3 = 23,873 \text{ Nm}$$

Код директне везе таласног редуктора са погонском машином обртни момент је једнак обртном моменту излазног вратила мотора T_M .

Номинални обртни момент је:

$$T_{o1} = T_g \cdot i \cdot \eta = 1757,07 \text{ Nm}$$

Да би се израчунао меродавни обртни момент потребно је одредити фактор преоптерећења k_{ov} и фактор динамичких оптерећења k_{dyn} .

На основу табеле 3.2 је одређена интерполацијом вредност фактора преоптерећења k_{ov} .

$$k_{ov} = 1,167$$

Табела 3.2 Фактор преоптерећења

	Вредности k_{ov} за i		
T_{max}/T_{o1}	80-160	160-250	250-315
1,2	1	1,1	1,2
1,6	1,1	1,2	1,3
2,5	1,2	1,3	1,4

Према табели 3.3, за број обртаја улазног вратила $1500-3000 \text{ min}^{-1}$, вредност фактора динамичких оптерећења је :

$$k_{dyn} = 1,5$$

Табела 3.3 Фактор динамичких оптерећења

	Број обртаја генератора таласа		
Степен тачности	1000	1000-1500	1500-3000
7-Н	1	1.15	1.4
7-Ф	1.07	1.2	1.5
7-Е	1.2	1.35	-

Меродавни обртни момент је:

$$T_d = T_{o1} \cdot k_{ov} \cdot k_{dyn} = 3075,74 \text{ Nm}$$

Еластични зупчаник је најкритичнији елемент у читавој конструкцији и зато се читав прорачун заснива на провери његове издржљивости у раду. Усвојен је материјал еластичног зупчаника на основу табеле 3.4.

Табела 3.4 Карактеристике материјала еластичног зупчаника

челик	Метода очвршћавања	Тврдоћа HBR	Тврдоћа HCR	σ_M [MPa]	σ_{eh} [MPa]	σ_{-1} [MPa]
30ХГСА 0,30C-Cr-Mn-Si	Мартензит	280-320	-	1100	850	420-440
30ХГСА 0,30C-Cr-Mn-Si	Мартензит+из влачење	280-320	28-32	1100	850	480-500
30ХГСА 0,30C-Cr-Mn-Si	Мартензит+ни трирање	280-320	50-54	1100	850	600-650
50ХГ 0,50C-Cr-Mn	мартензит	300-340	-	1280	1080	480

Усвојен је материјал еластичног зупчаника : 30C-Cr-Mn-Si

$$\sigma_M = 1100 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eh} = 850 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{-1} = 600 \div 650 \text{ MPa}$$

Степен сигурности се усваја према намени машине за коју је таласни редуктор конструисан $s = 1,4 - 1,6$ ($s = 1,4$ – за покретне механизме, а $s = 1,6$ – за дизаличне механизме). Усвојен је степен сигурности $s = 1,4$.

Фактор концентрације притиска се креће у распону од 1,7 до 2,2 када су зупци еластичног зупчаника израђени рендисањем зупчастим ножем, или од 1,6 до 2 када су зупци израђени одвалним глодалом.

Под претпоставком да се зуби еластичног зупчаника израђују одвалним глодалом усвојен је фактор концентрације притиска:

$$k_{\tau} = 2$$

Да би се одредио фактор потребне дужине експлоатације таласног редуктора, потребно је прво израчунати редуковано време експлоатације, јер су вредности у табели 3.5 дате за број обртаја 1000 min^{-1} улазног вратила.

Табела 3.5 Фактор времена рада

Време рада, h	Услови рада		
	Лаки	средњи	Тешки
Преко 1000	1,22	1,17	1,1
2500	1,1	1,05	1
6300	1	0,95	0,9
10000	0,95	0,9	0,85
25000	0,85	0,81	0,77

$$t^* = \frac{t_{ng}}{1000} = 24000 \text{ h}$$

За тешке услове рада одређен је интерполацијом фактор потребне дужине експлоатације k_d .

$$k_d = 0,775$$

Дозвољени торзиони напон еластичног зупчаника је:

$$[\tau] = 0,22 \cdot \frac{\sigma_M \cdot k_d}{s \cdot k_{\tau}} = 66,982 \text{ MPa}$$

Константа C описује ефекте који утичу на расподелу притиска дуж еластичног зупчаника, а последица су расподеле напона између контактних зона деформације еластичног зупчаника. Одређује се из табеле 3.6.

Табела 3.6 Константа C

i	80-160	160-250	250-315
C	14	13	12
ψ_d	85	90	95

$$C = 14$$

$$\psi_d = \frac{d_m}{s_1} = 85$$

Унутрашњи пречник еластичног зупчаника је :

$$d_{in} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{T_d \cdot \psi_d}{(\tau)}} = 220,43 \text{ mm}$$

$$d_{in} = D = 220 \text{ mm}$$

Дебљина венца еластичног зупчаника је :

$$s_1 = \frac{d_m}{\psi_d} \approx \frac{d_{in}}{\psi_d} = 2,588 \text{ mm}$$

Подножни пречник еластичног зупчаника је:

$$d_{f1} = d_{in} + 2 \cdot s_1 = 225,176 \text{ mm}$$

Модул спрегнутог зупчаника је:

$$m = \frac{d_{f1} + 2,4}{2 \cdot i} = 1,423 \text{ mm}$$

Усваја се најближа стандардана вредност модула : $m = 1,5 \text{ mm}$

Одређивање геометријских мера зупчаника се одвија у две фазе. Прва фаза је претходни прорачун, где се на основу кинематских карактеристика спрезања одређују димензије зупчаника. Тако прорачунати зупчаници се у другој фази, у завршном прорачуну, проверавају на напрезања која се јављају током спрезања. На слици 3.18 је приказан склоп еластичног и чврстог зупчаника.

Претходни број зубаца еластичног зупчаника се израчунава као:

$$z_1 = \frac{d_1}{m} \approx \frac{d_{in}}{m} = 146,67$$

$$z_1 = 147$$

Максимални обртни момент је:

$$T_{max} = 2,2 \cdot T_{o1} = 3865,554 \text{ Nm}$$

Дужина зубаца је:

$$b = (0,18 \div 0,2)d_1 = (37,485 \div 44,1)mm$$

Усвојена дужина зубаца је: $b = 42 mm$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 220,5 mm$$

Дебљина еластичног зупчаника ван зупчастог прстена је:

$$s_3 = (0,6 \div 0,9)s_1 = 1,553 \div 2,329$$

Усвојено: $s_3 = 2 mm$

Максимални бочни зазор је:

$$\frac{j_{max}}{m} = \frac{T_{max} \cdot b \cdot 10^3}{d_1^2 \cdot s_3 \cdot G \cdot m} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot (i - 60) = 0,022$$

Модул клизања за челик је:

$$G = 8,1 \cdot 10^4 \frac{N}{mm^2}$$

Коефицијент радијалне деформације је:

$$\Delta^* = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot z_1 + 2 \cdot \frac{j_{max}}{m} = 0,94576$$

Радијална деформација еластичног зупчаника је:

$$\Delta = \Delta^* \cdot m = 1,41864 mm$$

Коефицијент неопходног зазора је:

$$h_a^* = 4 \cdot \Delta^* - 2,48 - (4,6 - 4 \cdot \Delta^*) \cdot z_1 \cdot 10^{-3} = 3,3525$$

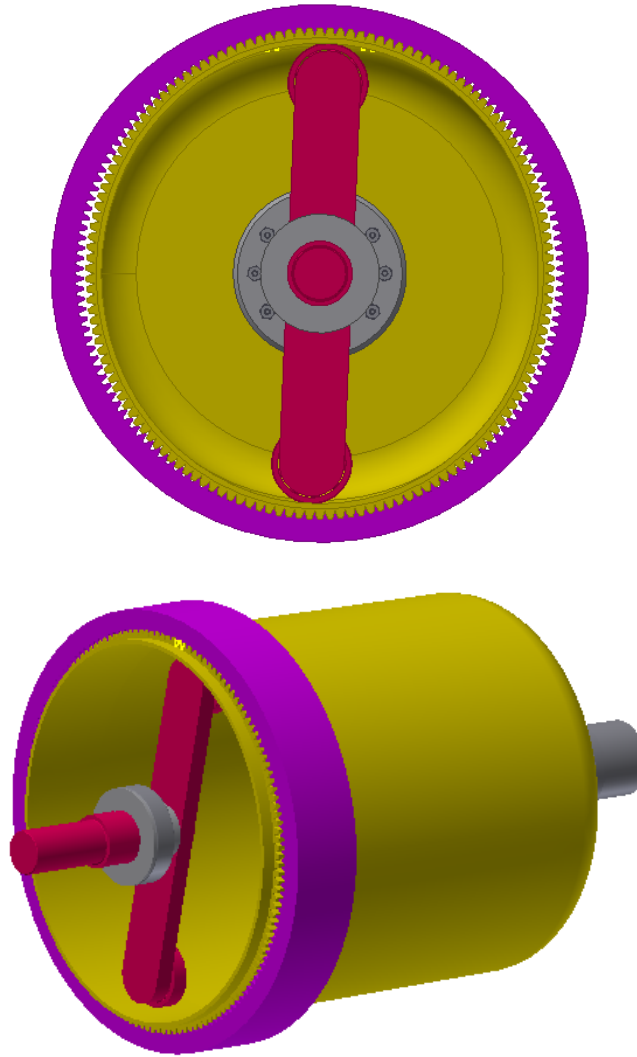
Фактори нагиба на основну контуру израђених зубаца, пошто се зупци деформишу током рада су:

-за еластични зупчаник:

$$X_1 = \frac{1,35 - \Delta^*}{\frac{0,85}{\sqrt[3]{z_1}} - 0,04} = 3,3392$$

-за чврсти зупчаник:

$$X_2 = X_1 + (\Delta^* - 1) = 3,285$$



Слика 3.18 Модел еластичног и чврстог зупчаника

Завршни прорачун таласног редуктора започиње одређивањем стварног броја зубаца еластичног зупчаника према изразу:

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2 \cdot (h_a^* + C^*) - 2 \cdot X_1 = 146,14$$

$$h_a^* = 1$$

$$C^* = 0,35$$

Усвојен број зубаца је: $z_1 = 146$

Стварни преносни однос је:

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} = 73$$

Стварне вредности геометријских величина еластичног зупчаника су:

$$z_2 = z_1 + K \cdot W = 146 + 1 \cdot 2 = 148$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 \cdot h_a^* - 2 \cdot C^* + 2 \cdot X_1) = 224,968 \text{ mm}$$

$$s_1 = \frac{d_{f1} - d_{in}}{2} = 2,4838 \text{ mm}$$

$$d_m = d_{in} + s_1 = 222,4838 \text{ mm}$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 219 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_{f1} + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + C^*) = 229,018 \text{ mm}$$

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

$$\text{inv}\alpha_{w0} = 2 \cdot \frac{X_2 - X_1}{z_2 - z_1} \cdot \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha = 0,00504$$

$$\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} = 0,014904$$

Из табеле 3.7 се добија вредност угла α_{w0} [3] .

$$\alpha_{w0} = 14,1^\circ$$

Табела 3.7 Еволвентна функција

α°	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8
10	0.0017941	0.0018489	0.0019048	0.0019619	0.0020201	0.0020795	0.0021400	0.0022017	0.0022646
11	0.0023941	0.0024607	0.0025285	0.0025975	0.0026678	0.0027394	0.0028123	0.0028865	0.0029620
12	0.0031171	0.0031966	0.0032775	0.0033598	0.0034434	0.003585	0.0036150	0.0037029	0.0037923
13	0.0039754	0.0040692	0.0041644	0.0042612	0.0043595	0.0044593	0.0045607	0.0046636	0.0047681
14	0.0049819	0.0050912	0.0052022	0.0053147	0.0054290	0.0055448	0.0056624	0.0057817	0.0059027
15	0.0061498	0.0062760	0.0064039	0.0065337	0.0066652	0.0067985	0.0069337	0.0070706	0.0072095
16	0.0074927	0.0076372	0.0077835	0.0079318	0.0080820	0.0082342	0.0083883	0.0085444	0.0087025
17	0.0090247	0.0091889	0.0093551	0.0095234	0.0096937	0.0098662	0.0100407	0.0102174	0.0103963
18	0.010760	0.010946	0.011133	0.011323	0.011515	0.011709	0.011906	0.012105	0.012306
19	0.012715	0.012923	0.013134	0.013345	0.013562	0.013779	0.013999	0.014222	0.014447
20	0.014904	0.015137	0.015372	0.015609	0.015850	0.016092	0.016337	0.016585	0.016836
21	0.017345	0.017603	0.017865	0.018129	0.018395	0.018665	0.018937	0.019212	0.019490
22	0.020054	0.020340	0.020629	0.020921	0.021217	0.021514	0.021815	0.022119	0.022426
23	0.023049	0.023365	0.023684	0.024006	0.024332	0.024660	0.024992	0.025326	0.025664
24	0.026350	0.026697	0.027048	0.027402	0.027760	0.028121	0.028485	0.028852	0.029223
25	0.029975	0.030357	0.030741	0.031130	0.031521	0.031917	0.032315	0.032718	0.033124
26	0.033947	0.034364	0.034785	0.035209	0.035637	0.036069	0.036505	0.036945	0.037388
27	0.038287	0.038742	0.039201	0.039664	0.040131	0.040602	0.041076	0.041556	0.042039
28	0.043017	0.043513	0.044012	0.044516	0.045024	0.045537	0.046054	0.046575	0.047100
29	0.048164	0.048702	0.049245	0.049792	0.050344	0.050901	0.051462	0.052027	0.052597
30	0.053751	0.054336	0.054924	0.055518	0.056116	0.056720	0.057328	0.057940	0.058558
31	0.059809	0.060441	0.061079	0.061721	0.062369	0.063022	0.063680	0.064343	0.065012
32	0.066364	0.067048	0.067738	0.068432	0.069133	0.069838	0.070549	0.071266	0.071988
33	0.073449	0.074188	0.074932	0.075683	0.076439	0.077200	0.077968	0.078741	0.079520
34	0.081097	0.081894	0.082697	0.083506	0.084321	0.085142	0.085970	0.086804	0.087644
35	0.089342	0.090201	0.091067	0.091938	0.092816	0.093701	0.094592	0.095490	0.096395
36	0.098224	0.099149	0.100080	0.101019	0.101964	0.102916	0.103875	0.104841	0.105814
37	0.107782	0.108777	0.109779	0.110788	0.111805	0.112829	0.113860	0.114899	0.115945
38	0.118061	0.119130	0.120207	0.121291	0.122384	0.123484	0.124592	0.125709	0.126833
39	0.129106	0.130254	0.131411	0.132576	0.133750	0.134931	0.136122	0.137320	0.138528
40	0.140968	0.142201	0.143443	0.144694	0.145954	0.147222	0.148500	0.149787	0.151083

Осно растојање је:

$$a_{w0} = \frac{m \cdot (z_2 - z_1)}{2 \cos \alpha_{w0}} \cos \alpha = 1,4533 \text{ mm}$$

Подножни пречник чврстог зупчаника је:

$$d_{f2} = d_2 + 2(m + 0,2m) + 2X_2m = 238,455 \text{ mm}$$

Подеони пречник чврстог зупчаника је:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 222 \text{ mm}$$

Темени пречник чврстог зупчаника је:

$$d_{a2} = 2a + d_{f1} + 2c = 228,575 \text{ mm}$$

$$c = (0,1 \dots 0,3)m = 0,2m$$

Након овако одређених геометријских параметара два зупчаника, потребно је проверити могућност њиховог спрезања. Због тога се одређује зазор између теменог пречника еластичног и подножног пречника чврстог зупчаника:

$$C_{sp} = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - a = 0,5(238,455 - 229,018) - 1,4533 = 3,2652 \geq 0,18$$

$$C_{sp} \geq 0,12 \cdot m$$

Анализа отпорности еластичног зупчаника на заморна напрезања се заснива на услову да степен сигурности еластичног зупчаника треба да је већи или једнак прописаном.

$$S \geq [S]$$

Еластични зупчаник је изложен сложенем напрезању, савијању и торзији, па онда укупни степен сигурности укључује у себе ова два начина спрезања. Зато је потребно одредити напон на савијање σ_b , који укључује и периферијске деформације цилиндра и торзиони напон τ_t , који је последица обртног момента T_{01} на излазном вратилу.

$$\sigma_b \approx K_b \cdot C_\sigma \cdot \Delta \cdot s_1 \cdot \frac{E}{Y \cdot r_m^2}$$

$$\tau_t \approx \frac{T_{01} \cdot 10^3}{K_\tau \cdot 2 \cdot \pi \cdot s_t \cdot r_m^2}$$

где су:

- σ_b и τ_t - напони савијања и торзије,
- $E[MPa]$ - модул еластичности материјала еластичног зупчаника,
- $K_b = 1,1 \div 1,4$ - фактор оптерећења који узима у обзир повећање притиска на еластични зупчаник изазван деформацијом еластичног зупчаника под оптерећењем,
- $K_\tau = 0,2 \div 0,3$ - фактор који узима у обзир неравномерну расподелу торзионог напона на прелазу зупчастог прстена и цилиндра еластичног зупчаника,
- C_σ - коефицијент који зависи од начина деформације еластичног зупчаника. Његове вредности, у зависности од угла γ , дате су у табели 3.8.
- Y - укључује ефекте које зупчасти прстен има на чврстоћу еластичног зупчаника.

Табела 3.8 Коефицијент оптерећења

γ	25	30	35
C_σ	1,45	1,55	5

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_b} \right)^3 \right] = 1 - 0.8 \cdot \left[1 - \left(\frac{2.4838}{3.9838} \right)^3 \right] = 0.3939$$

$$K_s = 0.78 \div 0.82 \text{ за } \alpha = 20^\circ$$

$$s_b = s_1 + m = 3,9838 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = 1,25 \cdot 1,45 \cdot 1,41864 \cdot \frac{2,2 \cdot 10^5}{0,3939 \cdot 111,2419^2} = 116,051 \text{ MPa}$$

$$r_m = 0,5d_m = 111,2419 \text{ mm}$$

$$E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa (за челик)}$$

$$\tau_t = \frac{1757,07 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2,8588 \cdot 111,2419^2} = 31,62 \text{ MPa}$$

$$s_t = s_1 + 0,25m = 2,8588 \text{ mm}$$

Најосетљивије место на еластичном зупчанику је на прелазу зупчастог прстена.

$$\sigma_a = \sigma_b = 116,051 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_t = 15,81 \text{ MPa}$$

$$K_b = 1,8 \div 2$$

$$K_b = 1,9$$

$$K_\tau = (0,7 \div 0,8)K_b$$

$$K_\tau = 0,75K_b = 1,425$$

$$\sigma_{-1} = 620 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 359,6 \text{ MPa}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_b \cdot \sigma_a} = \frac{620}{1,9 \cdot 116,051} = 2,81$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_a + 0,1 \cdot \tau_m} = \frac{359,6}{1,425 \cdot 15,81 + 0,1 \cdot 15,81} = 14,91$$

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 2,76 > 1,5$$

3.5 ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

Генератор таласа се јавља у два вида: у облику елипсастог диска са еластичним лежајем на спољњој површини, или се састоји од вођице на чијим крајевима су котрљајни лежаји. Предност једне и друге конструкције су већ изнете у претходном поглављу.

Приликом конструисања генератора таласа у облику вођице треба обратити пажњу на следеће:

- Оријентационо се одређује пречник кугличних лежајева на крајевима вођице према изразу:

$$D_p = (0,2 \div 0,3)d_1 \quad (3.22)$$

Где је d_1 подеони пречник еластичног зупчаника у недеформисаном положају. При томе је потребно задовољити још један услов:

$$D_p \leq 0,33d_{in} \quad (3.23)$$

Где је d_{in} унутрашњи пречник цилиндра недеформисаног еластичног зупчаника.

- Код конструкције генератора таласа у облику вођице са четири куглична лежаја, лежаји се обично распоређују тако да је угао између њих $2\beta = 60^\circ$. Пречник круга по коме се крећу осе кугличних лежаја треба да је:

$$d_p = d_{in} + 1,14m - D_p + 0,5\delta_p \quad (3.24)$$

Где је d_{in} унутрашњи пречник цилиндра недеформисаног еластичног зупчаника; m је модул зупчаника; D_p пречник кугличног лежаја; δ_p збир радијалних зазора између лежаја

и прстенастог разделника, и између еластичног зупчаника и генератора таласа.

Ако се генератор таласа састоји од два диска који су ексцентрично померена у односу на вратила и главну осу таласног редуктора, та ексцентричност траба да је у опсегу $e = (3,4 \div 3,6)m$ и на основу ње се врши прорачунавање дискова према изразу:

$$D_p = d_{in} + \Delta - 2e + 0,5\delta_p \quad (3.25)$$

Где је Δ деформација еластичног зупчаника, која се овом приликом одређује из експерименталних резултата:

$$\begin{aligned} \Delta &= (1,8 \div 2)m, \quad \alpha = 20^\circ \\ \Delta &= 1,6m, \quad \alpha = 30^\circ \end{aligned} \quad (3.26)$$

Где је α угао додирнице зупчаника.

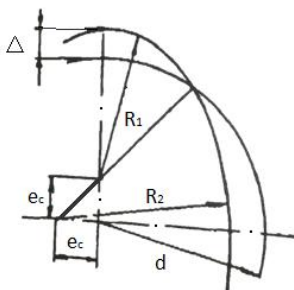
Чешће се јављају генератори таласа у облику елипсастог диска. Елементи помоћу којих је могуће изградити контуре елипсе (слика 3.19) одређује се помоћу израза:

$$e_c = 3,41\Delta$$

$$R_1 = 0,5d - e_c + \Delta = 0,5d - 2,41\Delta$$

$$R_2 = 0,5d + e_c - \Delta = 0,5d + 2,41\Delta \quad (3.27)$$

Где је e_c растојање центра елипсе од жиже; d унутрашњи пречник еластичног лежаја.



Слика 3.19 Осе елипсе деформисаног еластичног зупчаника

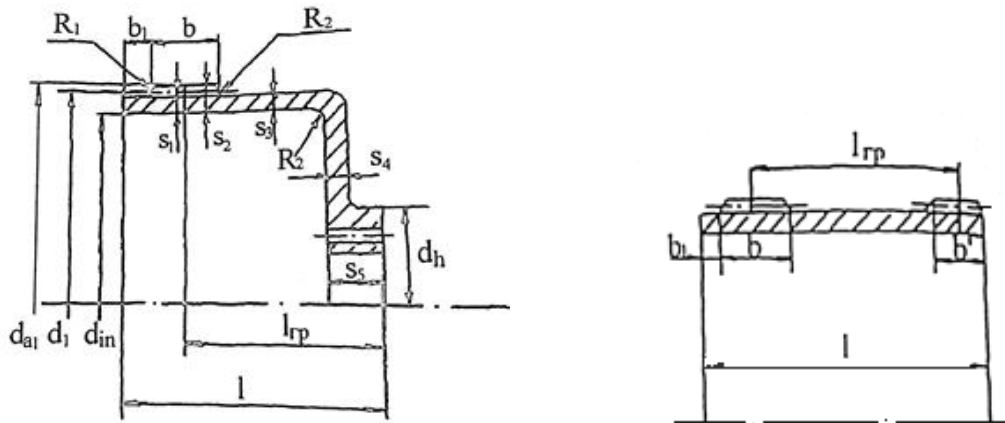
Сам диск се обликује на основу препорука за израду зупчаника. Да би се овака генератор олакшао, израђују му се жљебови и отвори на телу. Пречник и ширина главчине оваквог генератора одређује се на основу препоруке:

$$d_g = (1,5 \div 1,7)d_0$$

$$b_g = (1,2 \div 1,5)d_0 \quad (3.28)$$

Где је d_0 пречник вратила за који је генератор таласа везан. Ширина венца једнака је ширини еластичног лежаја. Жлеб треба да је урађен тако да се дебљина диска на том делу креће од 0,25 до 0,3 дебљине венца.

Еластични зупчаник је танкозидни цилиндар са или без дна. Конструкција без дна има зупчасти прстен са обе стране, стим што се један спреже са елементима који су повезани са излазним вратилом и представља вид зупчасте спојнице. Обично су модули оба зупчаника једнаки, а разлике су само у дужини зубаца (дужи су они који се спрежу са чврстим зупчаником). Еластични зупчаник се везује за вратило вијцима. Дно врши улогу већ поменутих додатних елемената за везу са вратилом, код еластичног зупчаника без дна. Димензије тих елемената одговарају димензијама дна.



Слика 3.20 Шеме еластичног зупчаника

На слици 3.20 су приказане шеме два могућа извођења еластичног зупчаника. У првом делу овог поглавља показан је поступак за одређивање основних параметара еластичног зупчаника $d_1, d_{f1}, d_{a1}, d_{in}, s_1$. Остали конструктивни параметрису израчунавају помоћу следећих препорука:

$$s_2 = s_1 + d_{a1} - d_{f1}$$

$$s_3 = (0,6 \div 0,9)s_1$$

$$s_4 \geq s_3$$

$$b = 0,2d_1$$

$$R_1 = (10 \div 15)m$$

$$d_h \leq d_{in}$$

$$l_{rp} = (0,85 \div 1,1)d_{in}$$

$$s_5 = (1,8 \div 2)s_3$$

$$b_1 = (0,15 \div 0,25)b$$

$$R_2 = (2 \div 3)s_3$$

$$l = l_{rp} + (0,1 \div 0,2)d_{in} \quad (3.29)$$

Дужина зубаца зупчасте спојнице код еластичног зупчаника без дна је:

$$b' = (0,3 \div 0,5)b \quad (3.30)$$

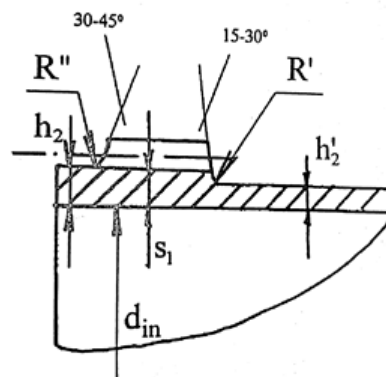
Руски аутори дају сличне препоруке за израду самог зупчастог венца (слика 3.21):

$$h_2 = s_1 - (0,05 \div 0,1)m$$

$$h_2' = (0,5 \div 0,7)s_1$$

$$R'' > 10s_1$$

$$R' > (15 \div 20)s_1 b \quad (3.31)$$



Слика 3.21 Израда зупчастог венца

Чврсти зупчаник је класично израђен зупчаник са унутрашњим озубљењем. Дужина зубаца обично је једнака дужини зубаца код еластичног зупчаника, мада су могуће конструкције код којих је дужина зубаца код чврстог зупчаника нешто мања него код еластичног.

Вратила таласног редуктора су веома значајна за безбедност конструкције. Разматра се конструкција GCF. Силе које се јављају при спрезању зупчаника (обимна и радијална сила јављају се код овог спрезања, практично, два цилиндрична зупчаника) делују на улазно вратило на месту где је генератор таласа везан клином. Вратило би због тога требало да буде изложено савијању. Међутим, спрезање се врши у два супротним тачкама па су радијалне и обимне сила супротног смера и једнаке, тако да не савијају вратило (претпоставља се да је исти број зубаца у спреси све време на супротним крајевима генератора). Док су радијалне силе усмерене ка центру генератора, обимне силе су нормалне на главну осу и чине спрег сила које стварају обртни момент. Тај момент је једино активно оптерећење улазног вратила и на основу њега се врши димензионисање вратила.

Слична ситуација је и код излазног вратила. Било да је израђено изједна са еластичним зупчаником, или да је са њим везано вијцима, због оносиметричности везе није оптерећено на савијање. Основа за димензионисање излазног вратила је излазни обртни момент који врши торзију. На основу хипотеза о чврстоћи одређујемо ефективни момент који делује на вратило:

$$M_{ef} = \sqrt{M_s^2 + 0,75T_t^2} b \quad (3.32)$$

Где је M_s укупни момент савијања, а T_t укупни торзиони момент. Пречник вратила се израчунава као:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{ef}}{\pi\sigma_{doz}}} b \quad (3.33)$$

Где је σ_{doz} дозвољени напон при савијању материјала вратила. Рачунски пречник вратила је:

$$d_{rec} = d\sqrt[3]{C} b \quad (3.34)$$

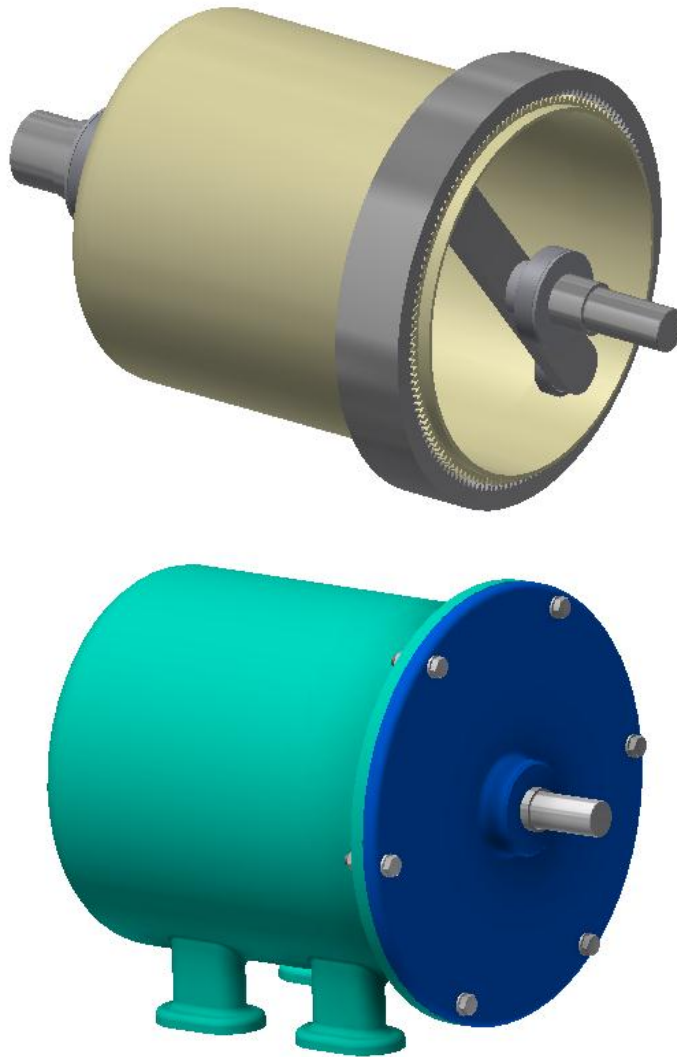
Овако добијену вредност пречника вратила треба стандардизовати на прву већу стандардну вредност.

На котрљајне лежаје на које су ова два вратила ослоњена не делују аксијалне силе, па зато лежаји могу бити радијални. Пошто вратило није изложено дејству концентрационих сила и савијању, ови лежаји се димензионишу на основу потребног пречника вратила и његовог броја обртаја, [1] .

4. НАПОНСКО- ДЕФОРМАЦИОНА АНАЛИЗА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА

У овом поглављу је извршена анализа напонско-деформационог стања главних елемената таласног редуктора.

Урађен је модел задатог таласног редуктора у софтверском пакету Autodesk Inventor (слика 4.1). Наредни поступак у развоју производа је тестирање његове функционалности, издржљивости, трајности и тд. То би у класичном, експерименталном прилазу захтевало веома много времена и средстава за прављење и испитивање прототипова. Примена рачунара и нумеричких метода приближног решавања парцијалних диференцијалних једначина, омогућена је анализа различитих физичких поља, што у основи представљају проблеми напона у свакодневној инжењерској пракси.



Слика 4.1 Модел таласног редуктора

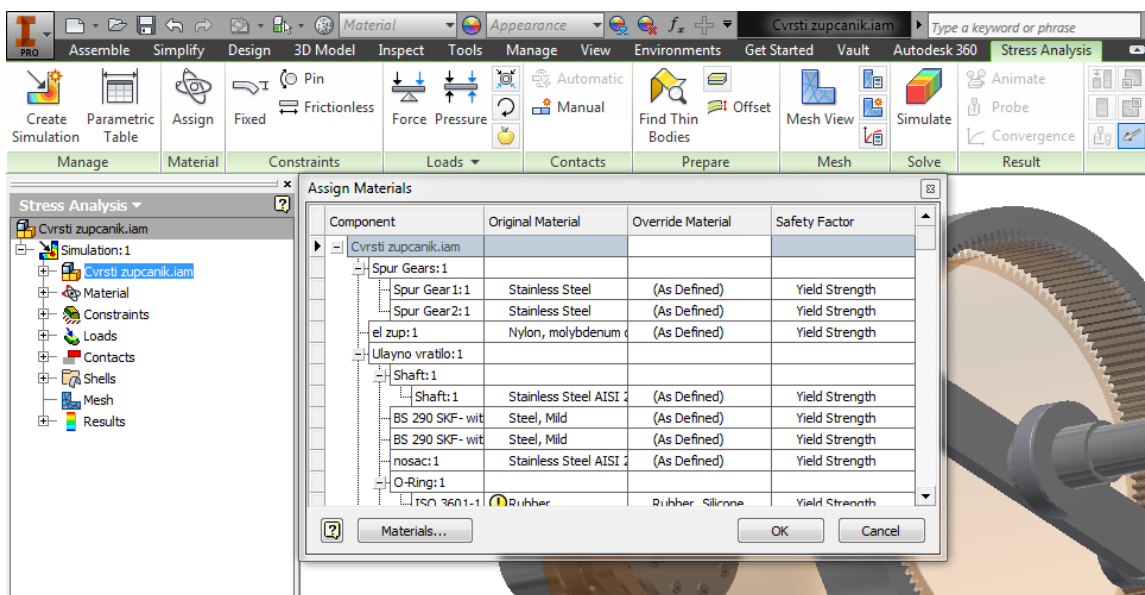
Формирање "виртуелног" модела производа, пружио је могућност да се на њему симулирају и процени оптерећења, замора материјала и сл. те да се велики део развоја у смислу варијације конструкције производа обави "у рачунару". На тај начин се од десетак варијанти производа, број реалних прототипова на којима ће бити извршена експлоатацијска испитивања смањи на два три или чак само један, [4].

Напонска анализа се врши директно на моделу направљеном у Autodesk Inventor-у. Команде у модулу Stress Analysis омогућавају задавање оптерећења и ограничења на склопу.

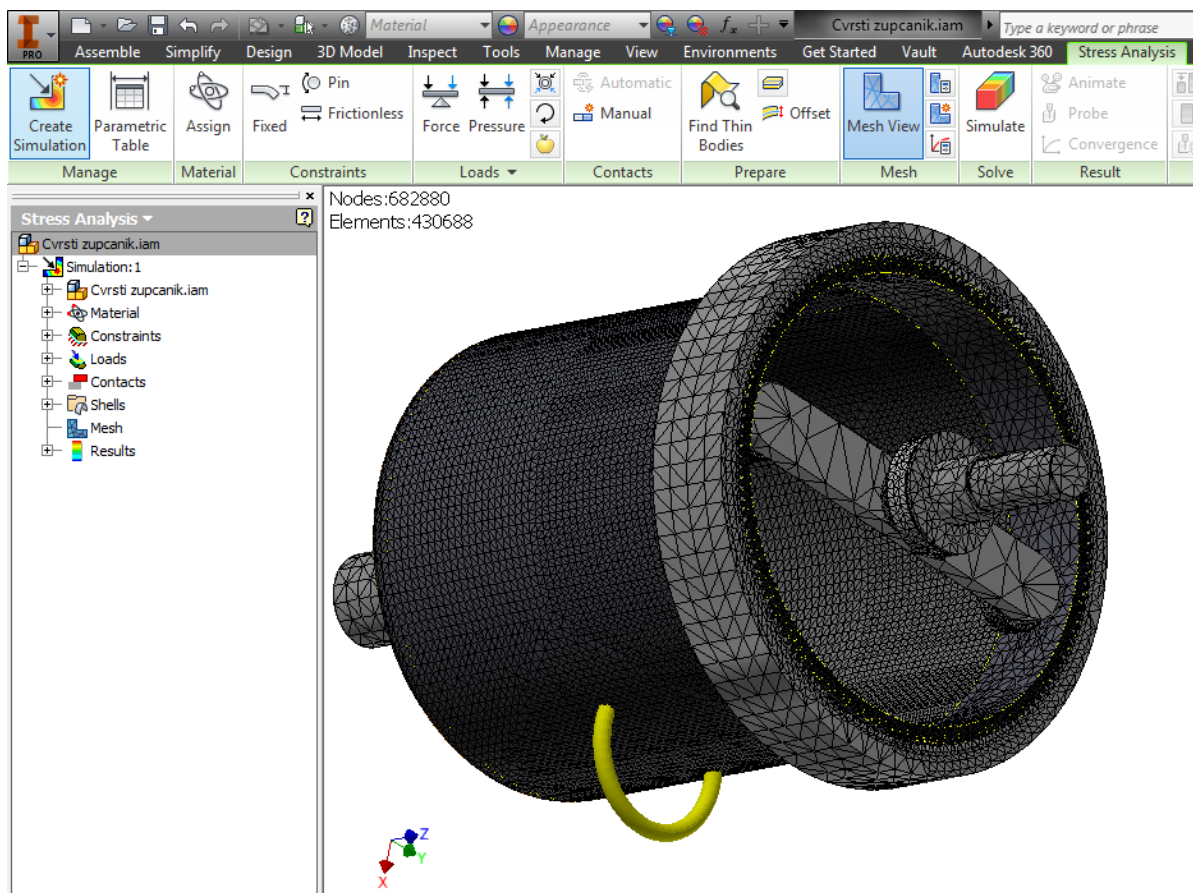
Да би се извршила анализа напонско – деформационог стања одређеног елемента, неопходно је дефинисати:

- Материјал,
- Оптерећења,
- Граничне услове,
- Услове контакта (ако постоје),
- Параметре мреже коначних елемената.

У овом случају су постављена ограничења за чврсти зупчаник, који је фиксиран, и еластични зупчаник, који се окреће. Након додељивања материјала (слика 4.2) и задавања мреже (слика 4.3) покренута је симулација опцијом Simulate .



Слика 4.2 Задавање материјала у модулу Stress Analysis



Слика 4.3 Задата мрежа

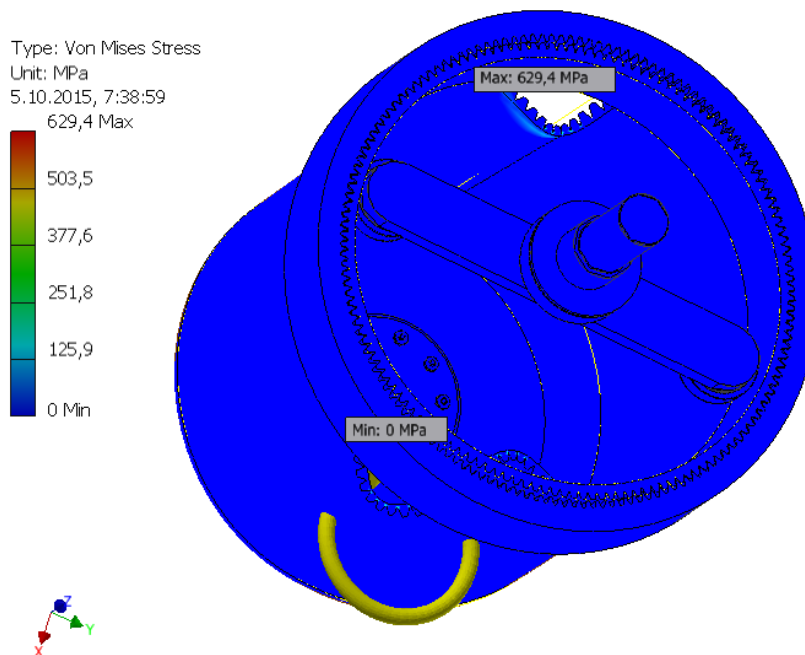
Чврстом зупчанику је додељен материјал челик, а еластичном зупчанику су додељена три различита материјала, и за сваки је урађена напонска анализа.

Материјал од којег се израђује еластични зупчаник мора да поседује еластична својства. Проналаском синтетских полимера, примена полимерних материјала долази до изражаја код израде зупчаника, а посебно до изражаја долазе пластомери. Најчешће се користе: полиамид, поли(бутилен-терефталат), поликарбонат, полиимид, поли(окси-метилен), поли(фенилен-сулфид) и полиетилен врло високе молекуларне масе. Зато је урађена симулација не само за челик, него и за полимерни материјал који се налази у библиотеци Inventor-a. Посебност полиамида и уопштено пластомера код деловања оптерећења јесте високоеластичност, [5].

Урађене су симулације за три различита материјала еластичног зупчаника, након чега су резултати анализирани.

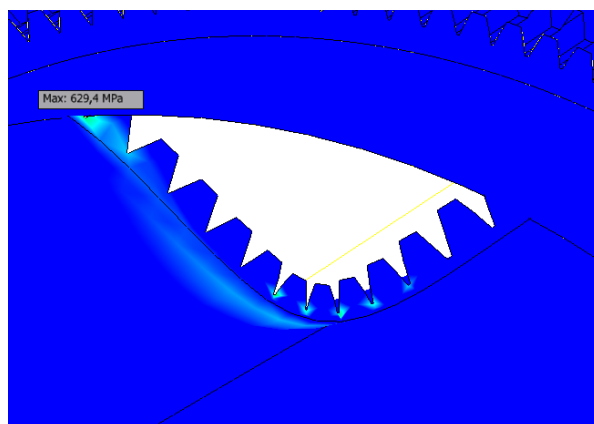
Након завршене прве симулације, где је материјал задат за еластични зупчаник најлон (Nylon, Molybdenum disulphide), добијени су приказани резултати.

На слици 4.4 је приказана расподела Вон Мизесових напона на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



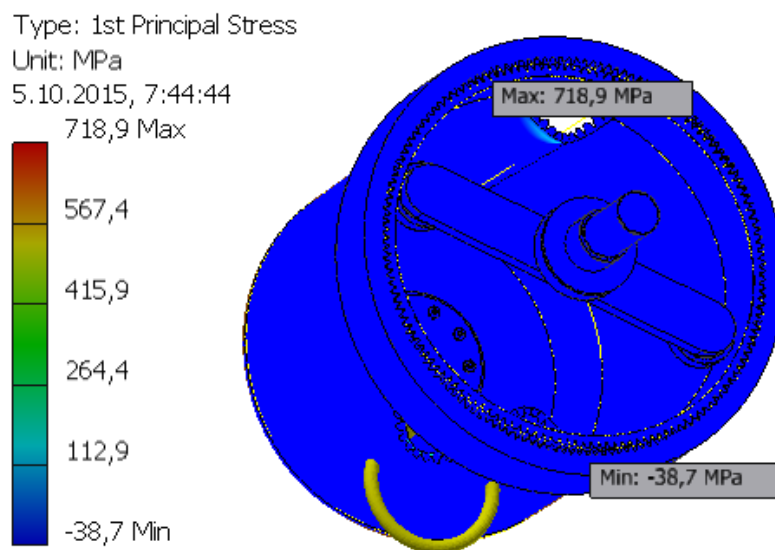
Слика 4.4 Расподела Вон Мизесови напони за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.5 је дат детаљан приказ расподеле максималног Вон Мизесовог напона на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



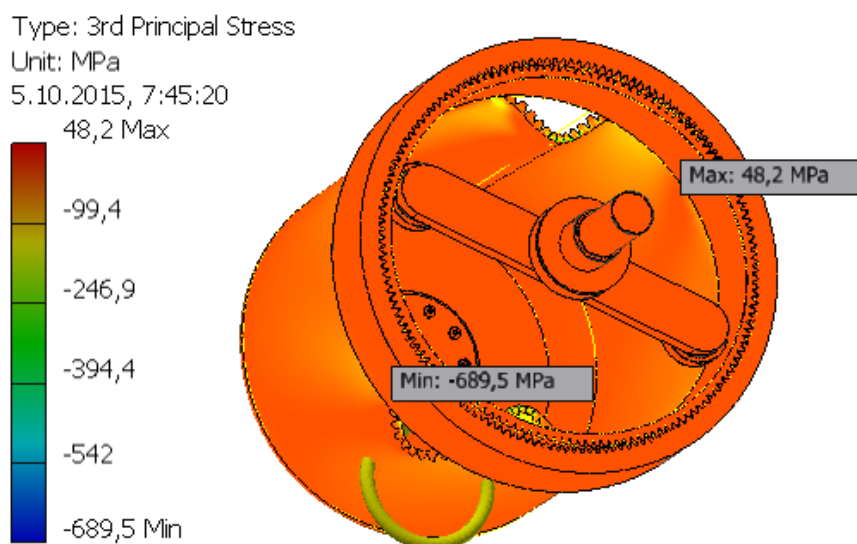
Слика 4.5 Расподела Максималних Вон Мизесових напона за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.6 је приказана расподела првих главних напона на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



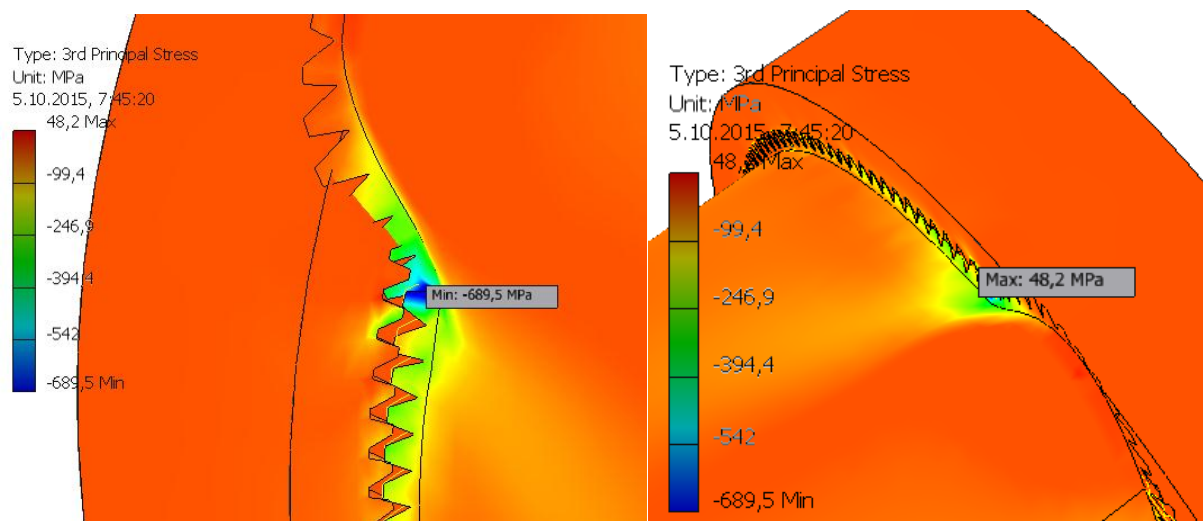
Слика 4.6 Расподела првих главних напона за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.7 је приказана расподела трећих главних напона на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



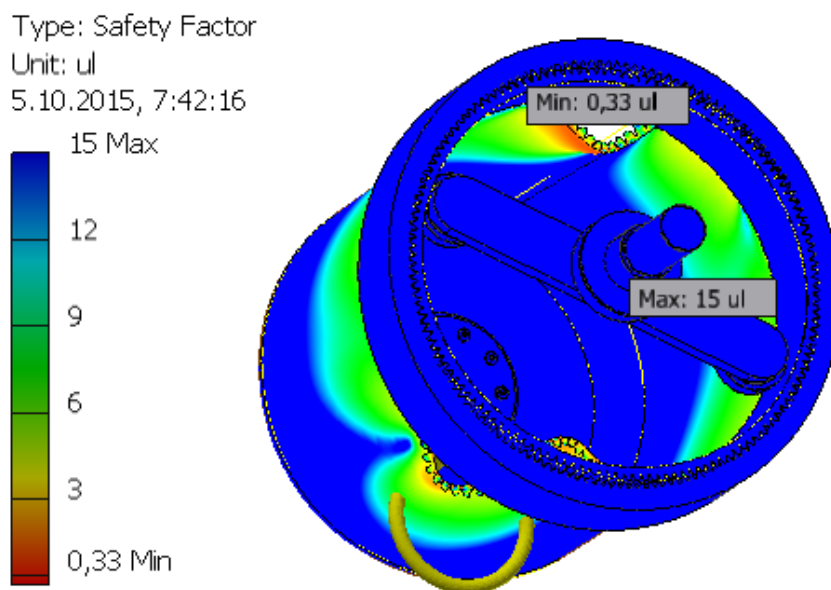
Слика 4.7 Расподела трећих главних напона за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.8 су приказани минимални и максимални трећи главни напони на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



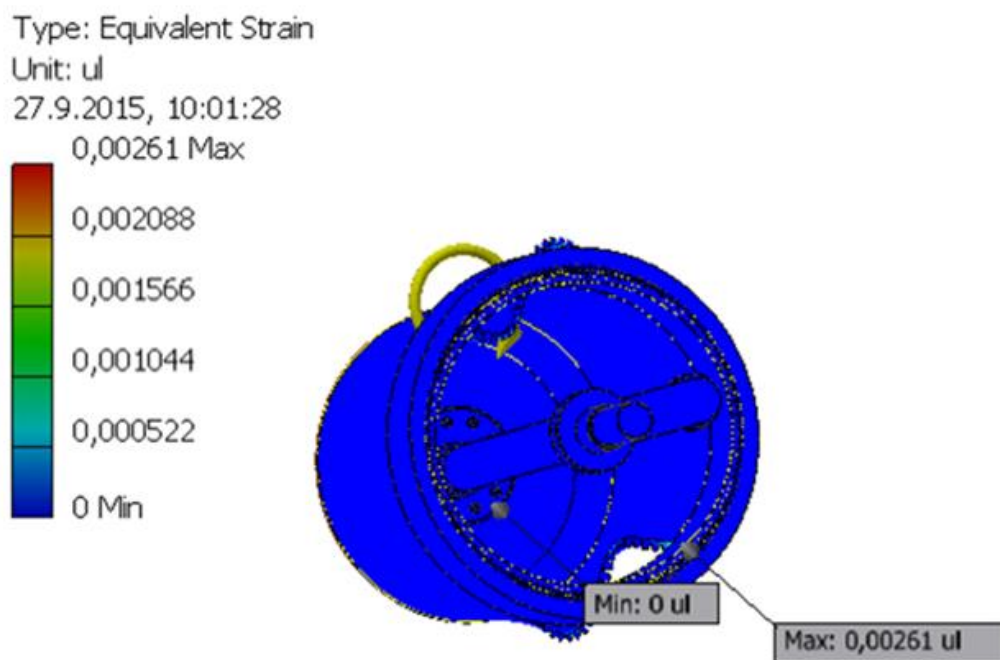
Слика 4.8 Детаљан поглед минималног и максималног трећег главног напона за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.7 је приказан степен сигурности за еластични зупчаник израђен од најлона.



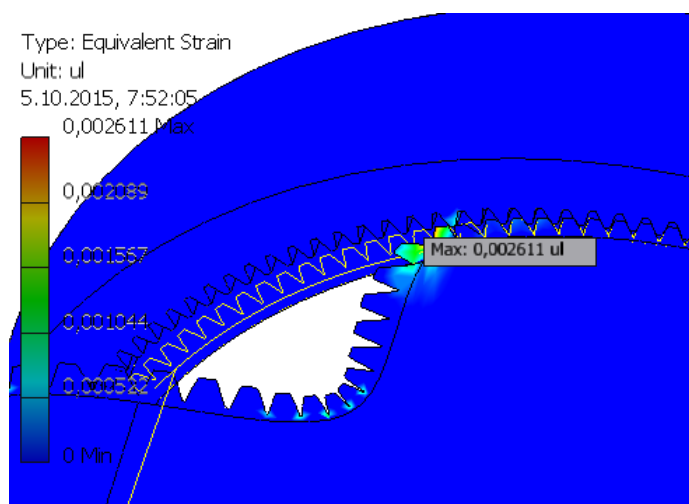
Слика 4.7 Степен сигурности за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.8 је приказана расподела укупне деформације на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



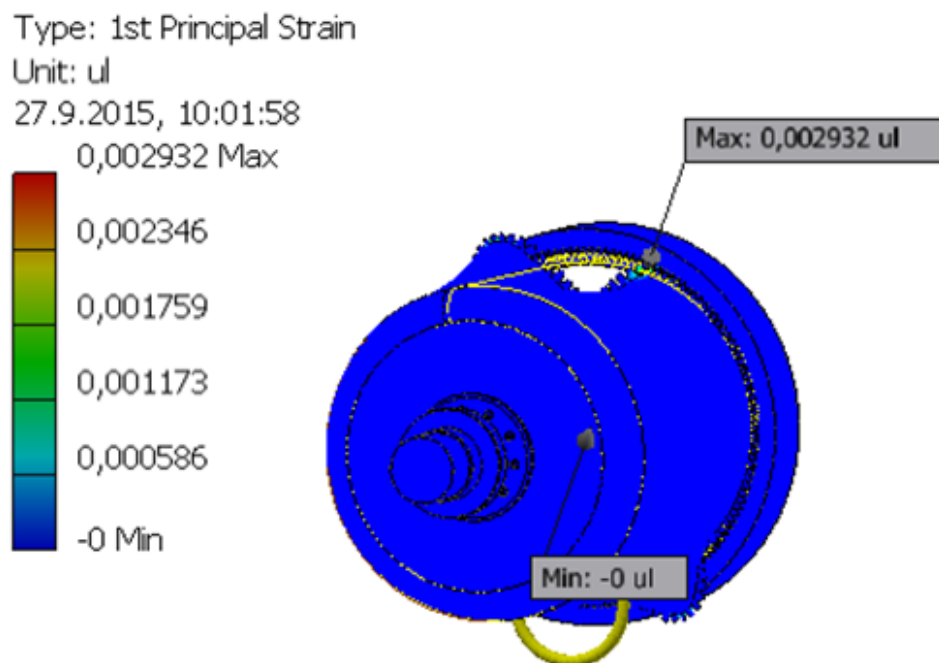
Слика 4.8 Расподела укупне деформације за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.9 је приказан детаљан поглед максималне деформације на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



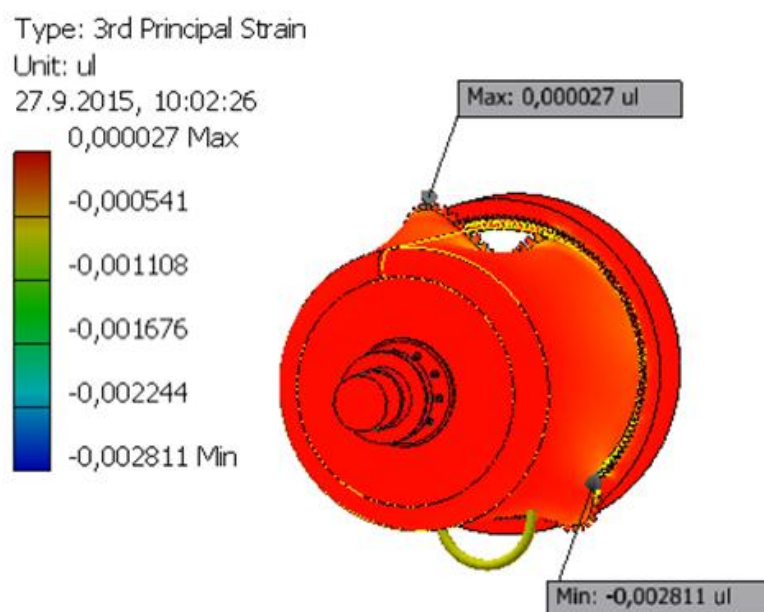
Слика 4.9 Максимална деформација за еластични зупчаник од најлона

На слици 4.10 је приказана расподела прве главне деформације на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



Слика 4.10 Расподела прве главне деформације за еластични зупчаник од најлона

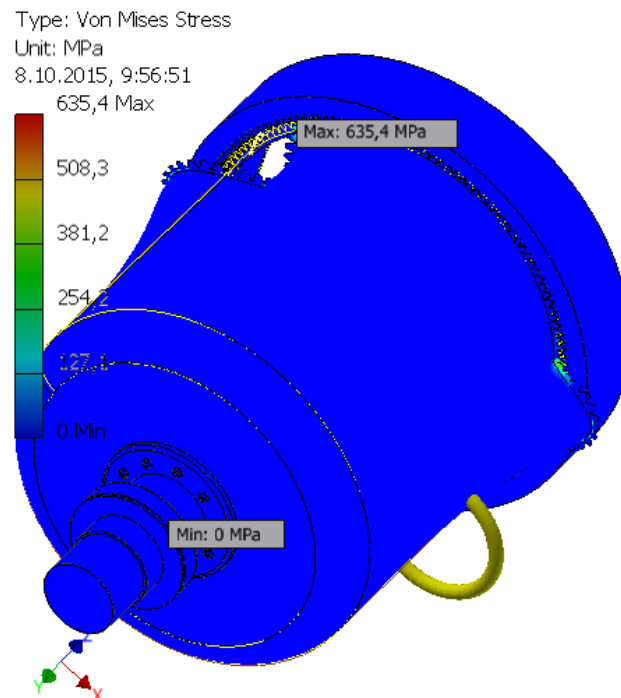
На слици 4.11 је приказана расподела треће главне деформације на еластичном зупчанику израђеном од најлона.



Слика 4.11 Расподела треће главне деформације за еластични зупчаник од најлона

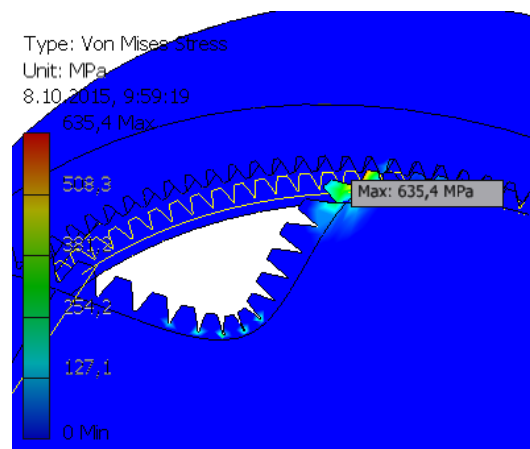
Након завршене друге симулације, где је материјал задат за еластични зупчаник полиетилен (polyethylene,high density), добијени су приказани резултати.

На слици 4.12 је приказана расподела Вон Мизесових напона на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



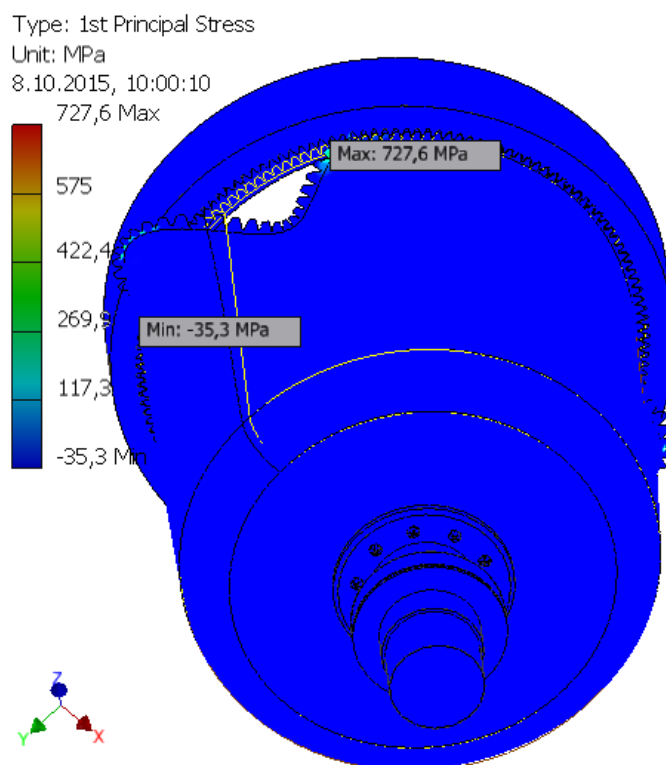
Слика 4.12 Расподела Вон Мизесових напона за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.13 је приказана расподела максималног Вон Мизесовог напона на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



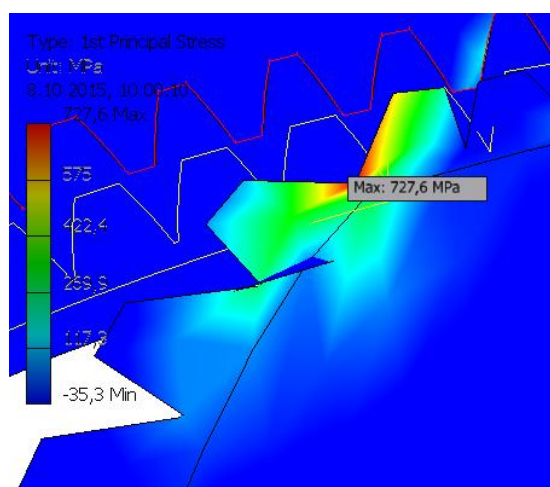
Слика 4.13 Расподела Максималних Вон Мизесовх напона за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.14 је приказана расподела првих главних напона на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



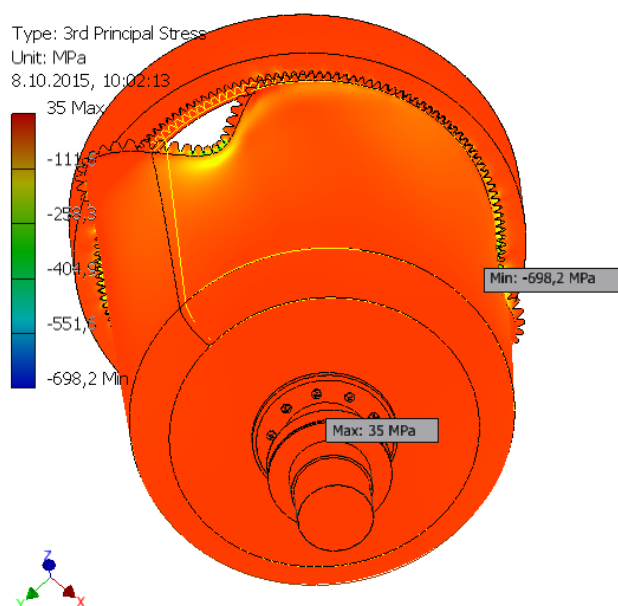
Слика 4.14 Расподела првих главних напона за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.15 је приказан детаљан поглед расподеле максималног првог главног напона на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



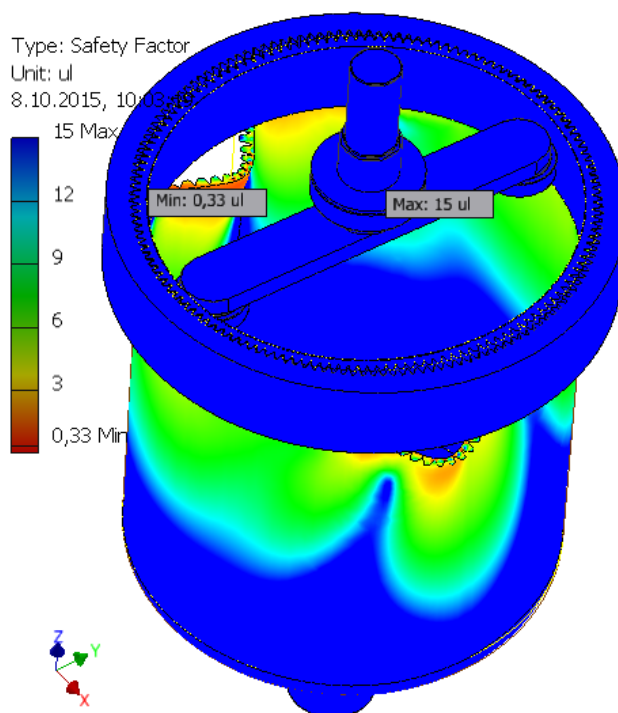
Слика 4.15 Расподела максималног првог главног напона за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.16 је приказана расподела трећих главних напона на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



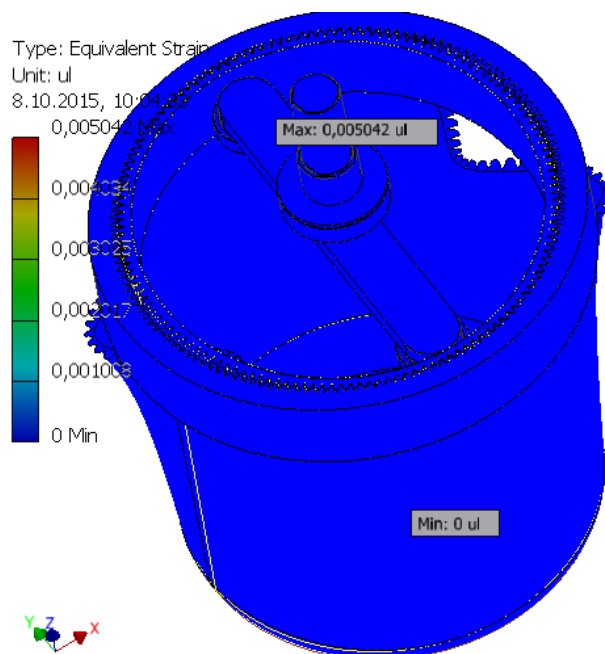
Слика 4.16 Расподела трећих главних напона за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.17 је приказан степен сигурности на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



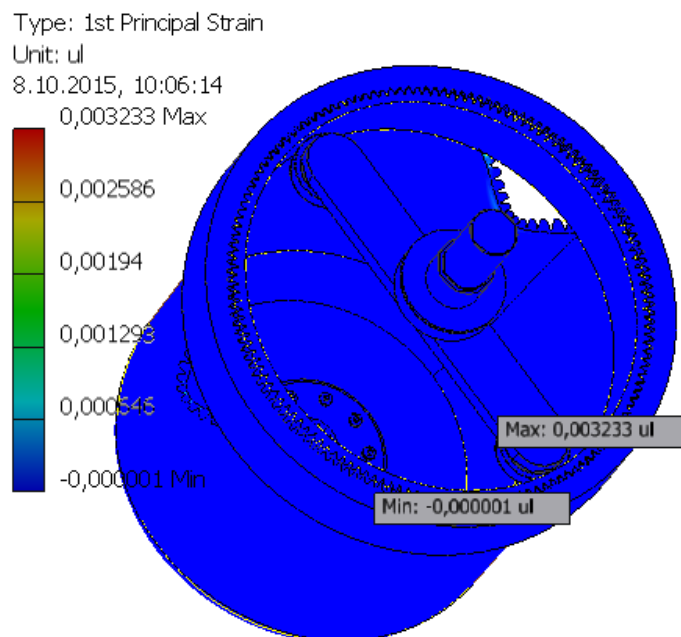
Слика 4.17 Степен сигурности за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.18 је приказана расподела укупне деформације на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



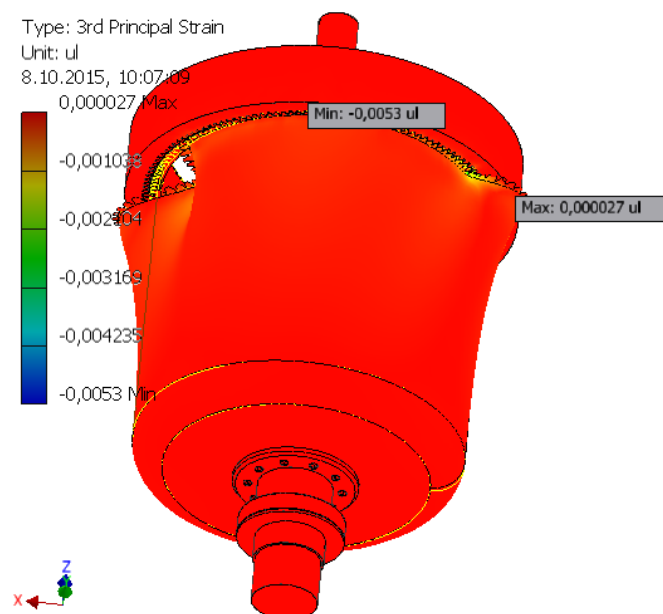
Слика 4.18 Расподела укупне деформације за еластични зупчаник од полиетилена

На слици 4.19 је приказана расподела прве главне деформације на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



Слика 4.19 Расподела прве главне деформације за еластични зупчаник од полиетилена

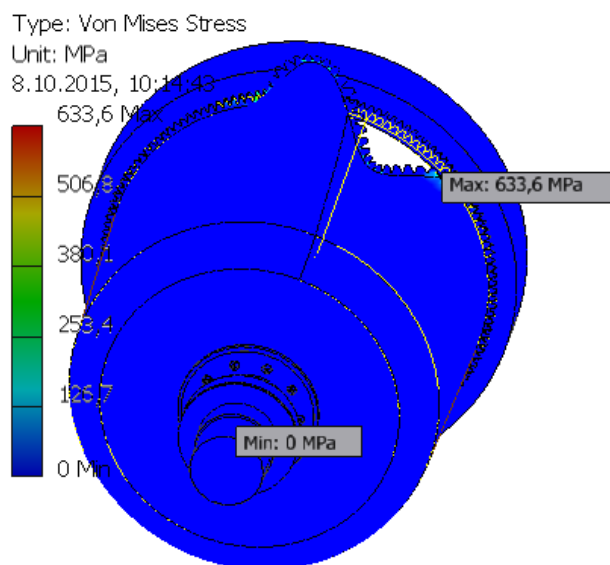
На слици 4.20 је приказана расподела треће главне деформације на еластичном зупчанику израђеном од полиетилена.



Слика 4.20 Расподела треће главне деформације за еластични зупчаник од полиетилена

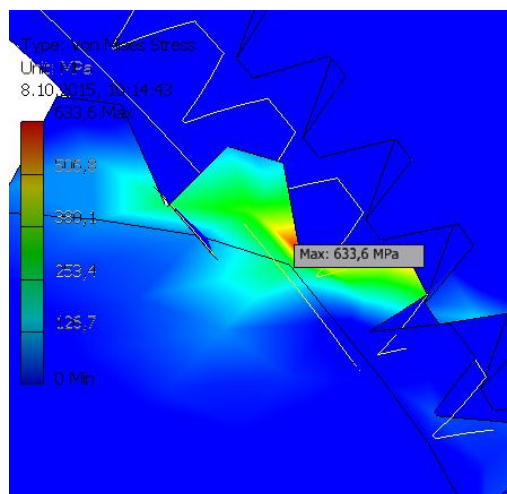
Након завршене треће симулације, где је материјал задат за еластични зупчаник поликарбонат (polycarbonate), добијени су приказани резултати.

На слици 4.21 је приказана расподела Вон Мизесових напона на еластичном зупчанику израђеном од поликарбоната.



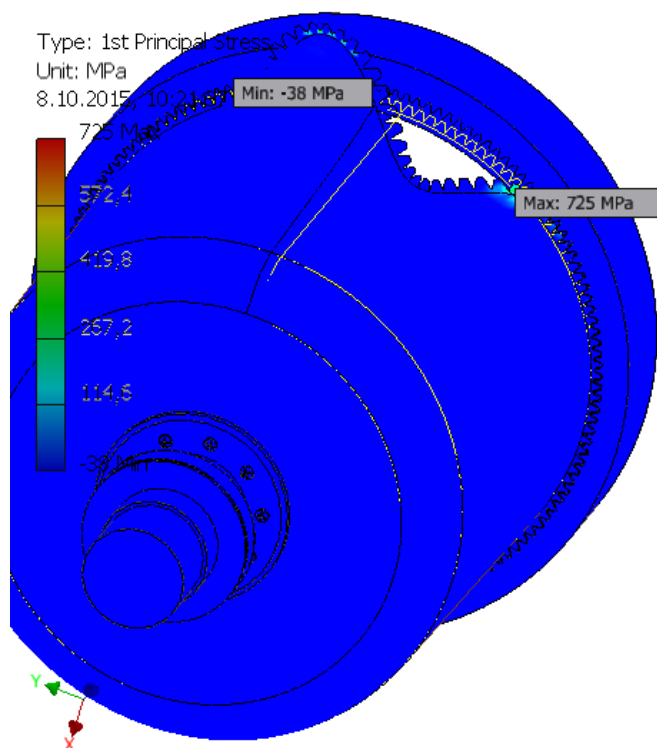
Слика 4.21 Расподела Вон Мизесових напона за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.22 је приказана расподела максималаног Вон Мизесовог напона на еластичном зупчанику израђеном од поликарбоната.



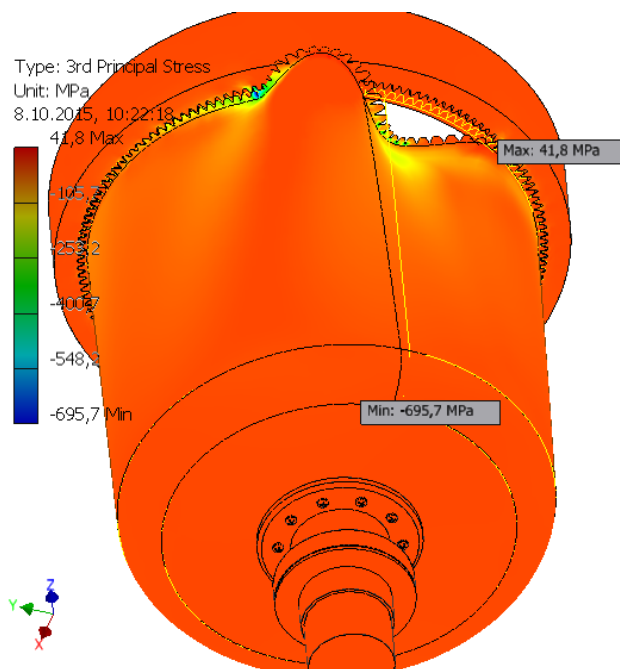
Слика 4.22 Расподела Максималаног Вон Мизесовог напона за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.23 је приказана расподела првог главног напона на еластичном зупчанику израђеном од поликарбоната.



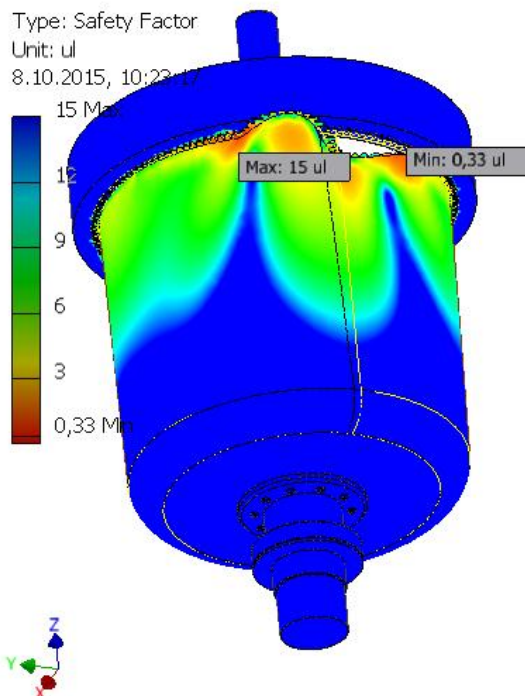
Слика 4.23 Расподела првог главног напона за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.24 је приказана расподела трећег главног напона на еластичном зупчанику израђеном од поликарбоната.



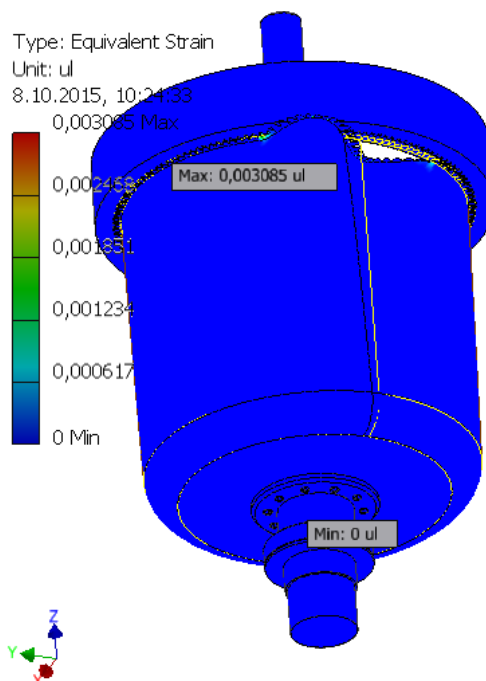
Слика 4.24 Расподела трећег главног напона за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.25 је приказан степен сигурности на еластичном зупчанику израђеном од поликарбоната.



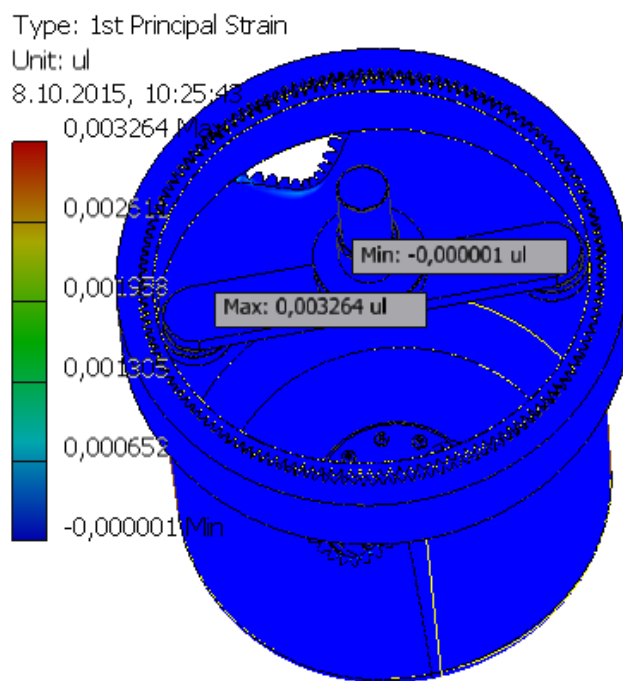
Слика 4.25 Степан сигурности за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.26 је приказана расподела укупне деформације за еластични зупчаник израђен од поликарбоната.



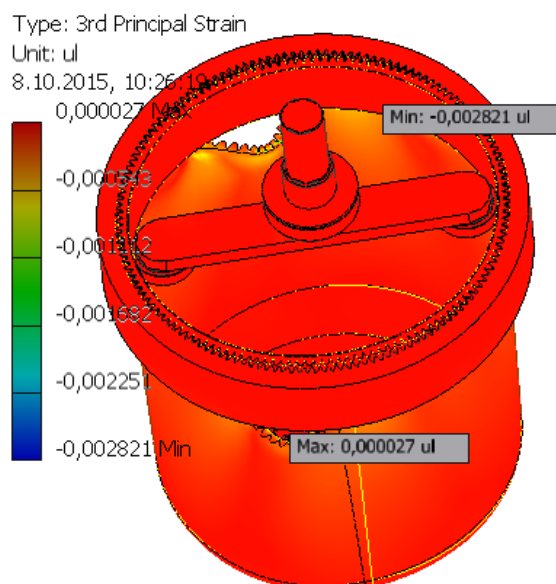
Слика 4.26 Расподела укупне деформације за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.27 је приказана расподела прве главне деформације за еластични зупчаник израђен од поликарбоната.



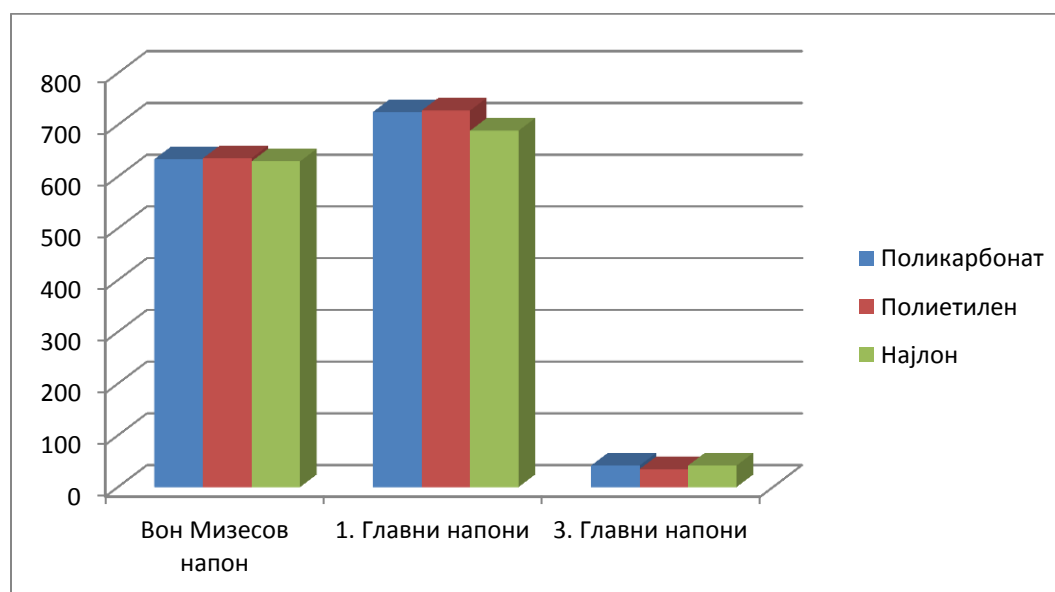
Слика 4.27 Расподела прве главне деформације за еластични зупчаник од поликарбоната

На слици 4.28 је приказана расподела треће главне деформације за еластични зупчаник израђен од поликарбоната.



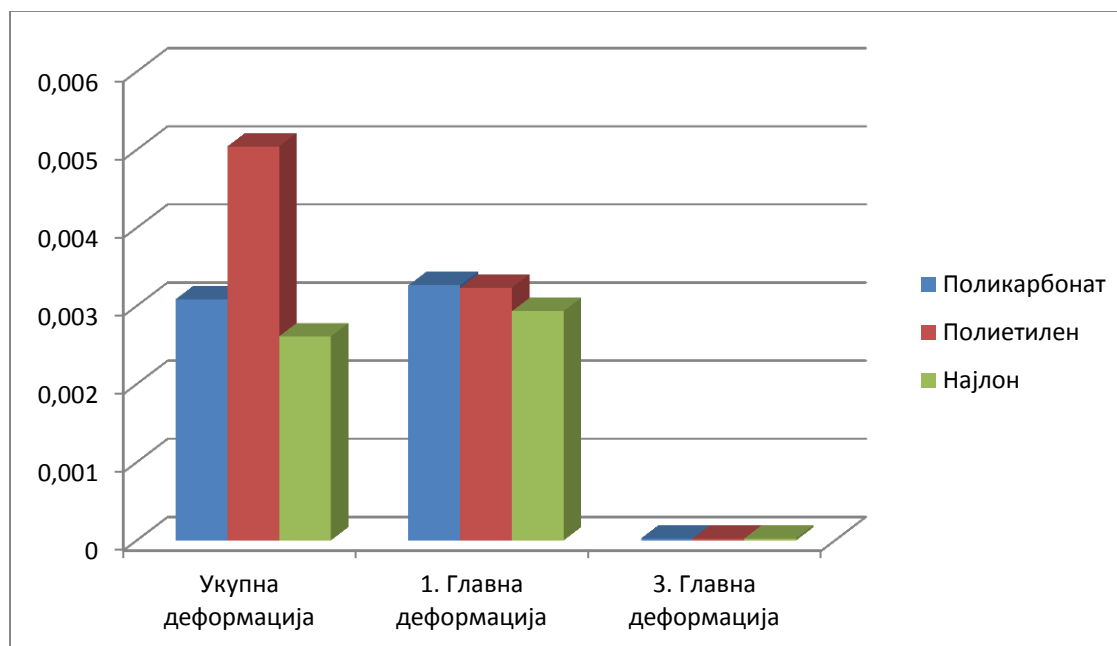
Слика 4.28 Расподела треће главне деформације за еластични зупчаник од поликарбоната

Након добијених резултата одрађене три симулације упоређени су максимални напони и максимална напрезања задатих материјала и дат је графички приказ на сликама 4.28 и 4.29. Анализом добијених резултата види се да су напони задатих материјала приближних вредности. Најмањи Вон Мизесов напон има најлон, али је разлика минимална.



Слика 4.28 Однос максималних напона

Вредности деформација су такође приближних вредности. Главне деформације имају неких приметних одступања, и највећа је код полиетилена.

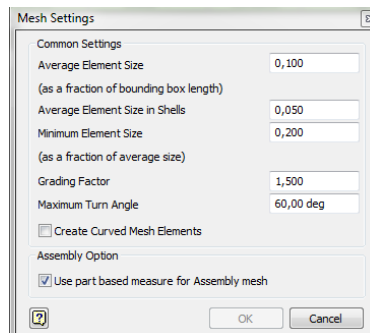


Слика 4.29 Однос максималних деформација

Даље у раду је спроведена анализа утицаја густине мреже на резултате. Анализа методом коначних елемената захтева физичку дискретизацију конструкције и избор коначних елемената који адекватно описују њено понашање при спољашњем утицају. Разноврсност утицаја и геометрија структура, условила је бројност коначних елемената. Познато је да су резултати прецизнији што је већи број коначних елемената, али се повећањем броја коначних елемената компликује и продужава процес добијања резултата.

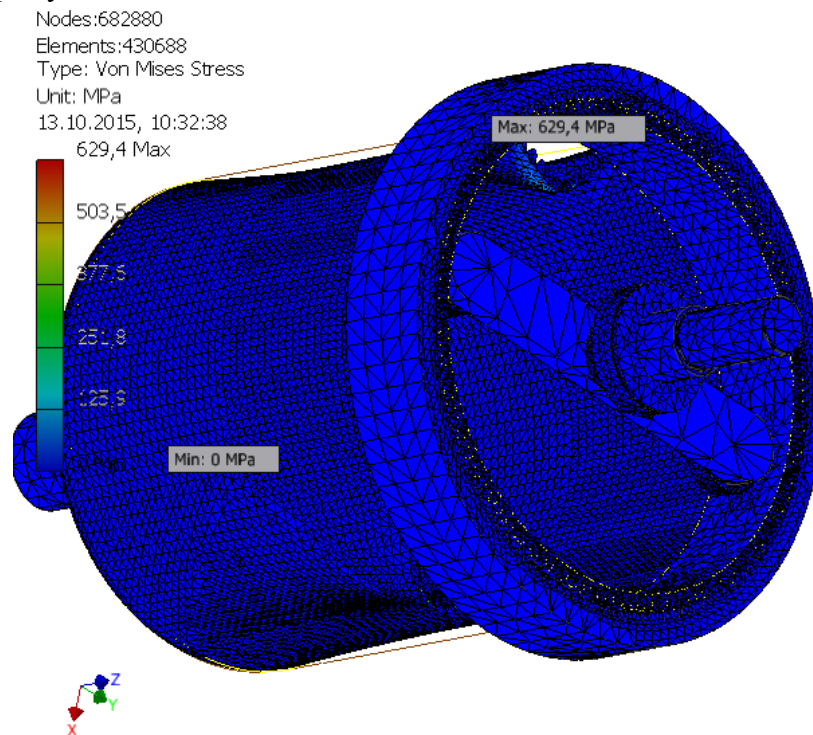
Почетну мрежу за коју је претходно рађена анализа утицаја материјала еластичног зупчаника, је аутоматски генерисана и има приказану густину (слика 4.3). Ради анализе утицаја густине мреже на добијене резултате мењан је број елемената и чворова мреже, а материјал је исти за сва три модела (најлон).

Првом моделу је додељена мрежа која има 682880 коначних елемената и 430688 чворова. Задати параметри мреже су приказани на слици 4.30.



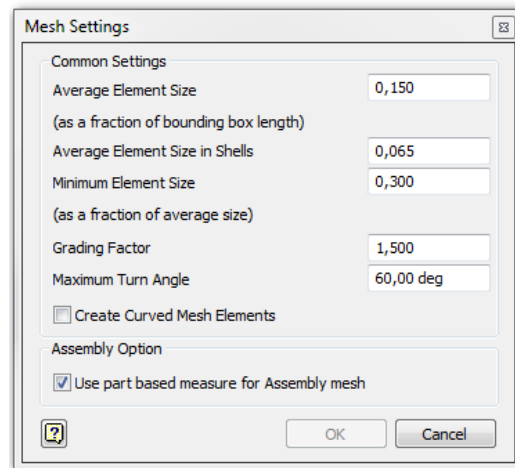
Слика 4.30 Параметри мреже модела 1

На слици 4.31 су приказани резултати Вон Мизесових напона првог модела, за прву задату мрежу.



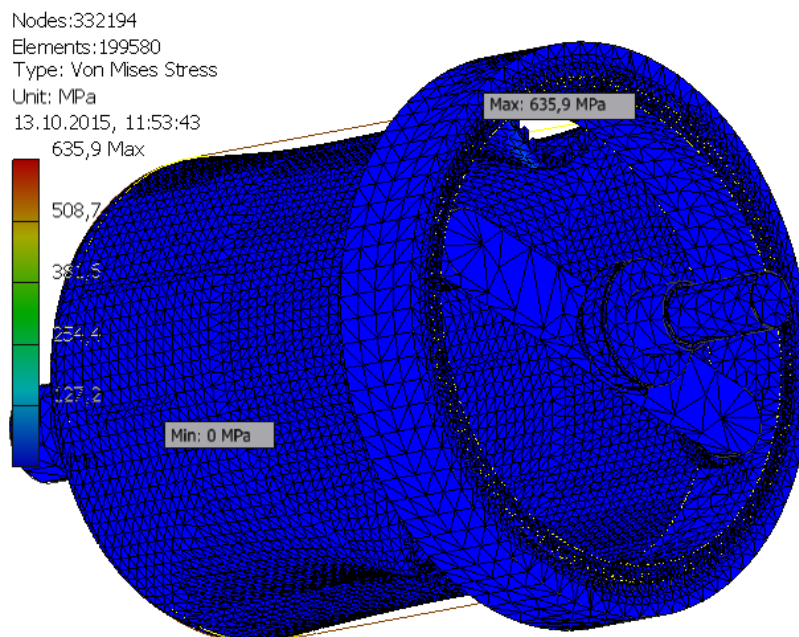
Слика 4.31 Вон Мизесови напони за модел 1

Другом моделу је додељена мрежа која има 199580 коначних елемената и 332194 чворова. Задати параметри мреже су приказани на слици 4.32.



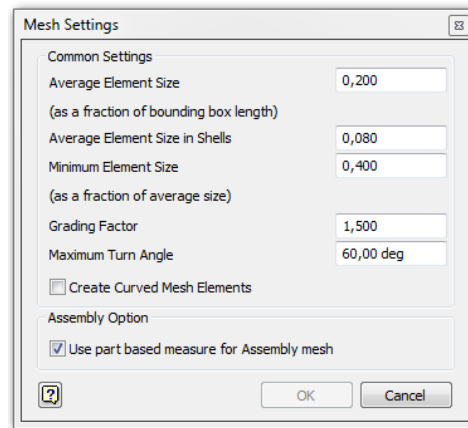
Слика 4.32 Параметри мреже модела 2

На слици 4.33 су приказани резултати Вон Мизесових напона другог модела, за другу задату мрежу.



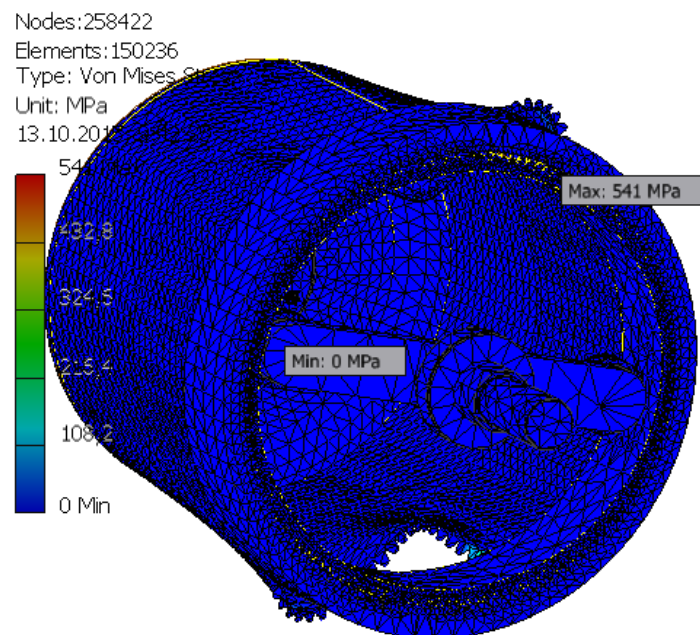
Слика 4.33 Вон Мизесови напони за модел 2

Трећем моделу је додељена мрежа која има 150236 коначних елемената и 258422 чворова. Задати параметри мреже су приказани на слици 4.34.



Слика 4.34 Параметри мреже модела 3

На слици 4.35 су приказани резултати Вон Мизесових напона другог модела, за другу задату мрежу.



Слика 4.35 Вон Мизесови напони за модел 3

Карактеристике задатих мрежа показује табела 4.1.

Табела 4.1 Карактеристике три различите мреже

	Модел 1	Модел 2	Модел 3
Број елемената	430688	199580	150236
Број чворова	682790	332194	258422
Максимални Вон Мизесов напон [МПа]	629,4	635,9	541

Упоређивањем добијених вредности максималних Вон Мизесових напона за три различите мреже види се да густина мреже има велики утицај на резултате симулације и да је повољније да постоји што већи број коначних елемената мањих димензија, специјално у критичним пределима конструкције.

5. ЗАКЉУЧАК

Проналазак таласних зупчастих преносника представља природну последицу технолошког напретка. Познато је да повећањем процењене брзине ротора мотора смањујемо његову величину и тежину. Међутим, машина опремљена мотором са високим бројем обртаја, треба да буде лаган и компактан механизам, са високим преносним односом. Истраживање и тежња ка таквим механизмима довела је до проналаска и открића таласних преносника. Ови преносници полако преузимају примат у односу на традиционалне преносе. Из свега до сада реченог, може се закључити да таласни преносници представљају будућност у области механичког преноса снаге и кретања.

Предности таласних преносника се најбоље уочавају упоређивањем са осталим механичким преносницима и упоредо анализирају њихове карактеристике. Основа је: велики преносни однос који је могуће остварити код таласног преносника по једном степену преноса. Код већине других механичких преносника такав преносни однос је могуће остварити из више степени, а често су губици велики, па је неисплативо. Такође, сваки следећи степен преноса захтева синхронизовање рада, доводи до појаве динамичких сила, увећава број елемената преносника и поскупљује конструкцију. Исти проблем се јавља и код вишестепених таласних преносника. Друга значајна предност таласних преносника су мали габарити. Облик конструкције омогућава додатну уштеду у простору, јер се улазно/излазни елементи могу поставити унутар преносника. Честа је појава да се таласни преносници израђују изједна са погонском јединицом, пошто њихова тежина не утиче значајно на стабилност погонске групе.

У овом раду је дат прорачун и 3D модел таласног редуктора, којим су обухваћене препоруке за избор материјала и стандардних елемената таласног редуктора. Постојећи модел таласног редуктора треба схватити као базу за даља истраживања из области израде и примене таласних преносника.

6. ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Б.Биочанин: Конструкција и анализа таласног редуктора специјалне намене-магистарски рад;Машински факултет Крагујевац 1999.
- [2] М. Боторић: Таласни зупчасти преносници-специјалистички рад; Висока школа техничких струковних студија Чачак; 2014.
- [3] В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Крагујевац, 2004.
- [4] М. Тасић; Пројектовање помоћу рачунара и примена у анализи термичке обраде и оптерећења двоплатних материјала-стручни рад; Висока техничка машинска школа Београд; 2001.
- [5] З.Домитран; Утјецај одступања димензија на животни вијек полимерних зупчаника-докторски рад; Факултет стројарства и бродоградње Загреб; 2013.
- [6] Н.Dong:Dynamic Simulation of Harmonic Gear Drives Considering Tooth Profiles Parameters Optimization;School of mechanical engineering, Dalian University of Technology
- [7] P. Folega:NUMERICAL ANALYSIS OF SELECTED MATERIALS FOR FLEXSPLINES;2012.
- [8] М. Трбојевић, М. Јанковић,...: РЕДУКТОРИ, Научна књига – Београд, 1988.
- [9] Б. Стијановић, М. Благојевић: Механички преносници, Крагујевац, 2015.