

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Драган М. Милојевић

**Прорачун зупчастог каишног преносника са
специјалним озубљењем**

завршни рад

Крагујевац, 2016.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механички преносници

Број индекса: 65/2011

Драган М. Милојевић

Прорачун зупчастог каишног преносника са специјалним озубљењем

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, доцент - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да да основне информације о преносницима снаге, с посебним тежиштем на механичке преноснике. Кандидат, такође треба да објасни принцип функционисања зупчастих каишних преносника. Објасни њихове основне карактеристике, изврши поделу и прикаже нове конструкције зупчастих каишева. Главни циљ рада је прорачун зупчастих каишних преносника са специјалним озубљењем. Кандидат треба да да пример прорачуна зупчастог каишног преносника са специјалним озубљењем.

Препоручена литература:

- [1] СТОЈАНОВИЋ, Б., БЛАГОЈЕВИЋ, М.: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Темпус, ИПРОД, Крагујевац, 2015.
- [2] ТАНАСИЈЕВИЋ, С.: *Механички преносници – ланчани преносници, зупчасти каишни преносници, кардански преносници*, Југословенско Друштво за Трибологију, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 1994.
- [3] НИКОЛИЋ, В.: *Машински елементи: теорија, прорачун, примери*, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.

Крагујевац, мај, 2016.

Ментор:

Др Блажа Стојановић, доцент

Резиме: Зупчасти каишни преносници представљају еластичне преноснике снаге. Ови механички преносници су једноставне конструкције и преносе снагу и кретање између вратила. Преносници овог типа се састоје од два (или више) каишника и каиша, који је обавијен око њих. У оквиру рада извршена је подела механичких преносника снаге, с посебним освртом на зупчасте каишне преноснике. Представљене су нове конструкције и профили зупчастих каишних преносника, као и њихове главне карактеристике. У наставку рада извршен је прорачун зупчастог каишног преносника са специјалним озубљењем, а такође су наведени и примери прорачуна за одређене типове зупчастих каишева са специјалним озубљењем.

Кључне речи: каиш, каишник, зупчasto – каишни преносник, прорачун.

Abstract: Timing belt transmissions are flexible power transmissions. These mechanical transmissions are simple construction and transmit power and motion between shafts. Transmissions of this type consist of two (or more) pulleys and belt that is enveloped around them. In the framework the division of mechanical power transmission, with a special emphasis on timing belt transmissions. Present the new constructions and profiles timing belt transmission, and their main characteristics. In the further work was carried out calculation timing belt transmission with special toothed, and also are listed examples calculation for some types timing belt with special toothed.

Keywords: belt, pulley, timing belt drive, calculation.

Изјављујем да сам овај завршни рад урадио самостално, служећи се стеченим знањем и искуством као и наведеном литературом.

65/2011 Драган Милојевић

Садржај

1. Увод.....	1
1.1. Општи појмови о преносницима	1
1.2. Подела преносника	2
1.3. Механички преносници.....	4
1.3.1. Врсте преноса и типови механичких преносника	4
1.3.2. Фрикциони пренос	4
1.3.3. Зупчасти пренос	5
1.3.4. Ланчани пренос	7
1.3.5. Кардански пренос	10
1.3.6. Каишни пренос.....	11
1.3.7. Подела каишних преносника	12
1.3.8. Материјали за израду каишева	15
2. Зупчасти каишни преносници	16
2.1. Историјски развој зупчастих каишних преносника	16
2.2. Карактеристике зупчастих каишних преносника	17
2.3. Делови зупчастог каиша.....	18
2.4. Подела зупчастих каишева	19
2.5. Основни технички подаци каиша.....	22
3. Зупчасти каишни преносници са специјалним озубљењем.....	24
3.1. Нове конструкције зупчастих каишева.....	24
3.2. Подела зупчастих каишних преносника са специјалним озубљењем	24
4. Прорачун зупчастих каишних преносника са специјалним озубљењем.....	29
4.1. Геометријске мере преносника.....	29
4.2. Избор каиша	31
5. Пример прорачуна К троугластог (тестерастог) зупчастог каиша.....	33
6. Пример прорачуна БАТ10 зупчастог каиша са кривим зупцима.....	39
Закључак	44
Литература.....	45

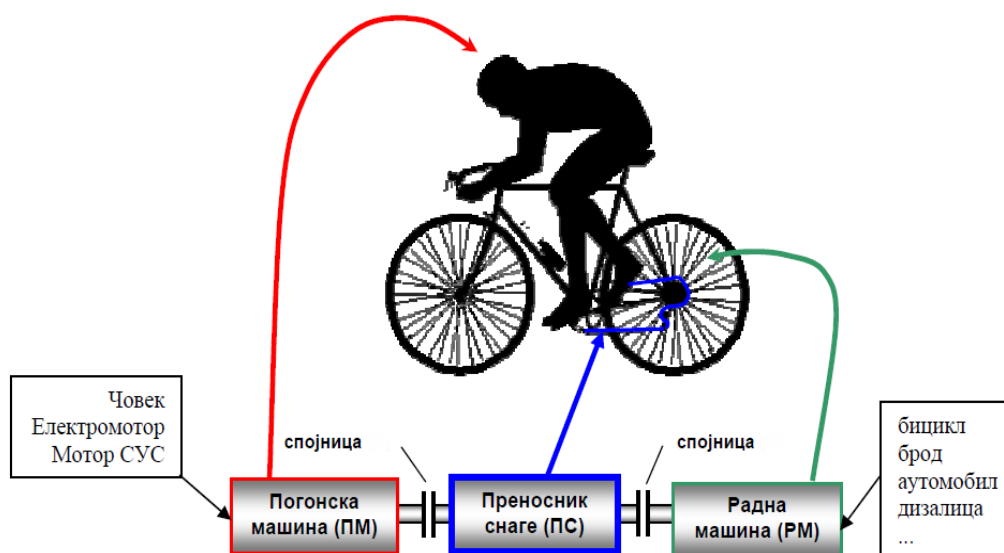
1. Увод

1.1. Општи појмови о преносницима

Механички преносници снаге (ПС) представљају машинску групу која у машинском систему (аутомобил, дизалица, брод, бицикл...) обавља парцијалне функције преноса и трансформације снаге од погонске (ПМ) до радне машине (РМ), [1].

Преносници се постављају између погонске и радне машине у циљу прилагођавања механичке енергије погонске машине потребама радне машине, уз што мањи губитак енергије. То значи да је преносник посреднички механизам, чији је задатак да пренесе механичку енергију главног вратила погонске машине – мотора на главно вратило радне машине – радилице или на извршне делове радне машине, нпр.: погонске точкове моторних возила, елиса авиона или хеликоптера, [2].

На слици 1.1 дата је блок шема реалног машинског система, [1].



Слика 1.1 Блок шема реалног машинског система, [1]

Преносник снаге (ПС), [1]:

- преноси (спроводи) снагу од погонске до радне машине,
- трансформише снагу ($P = T\omega$; $P = Fv$), тј. повећава оптерећење (T , F), а смањује брзину (v , ω) или обрнуто – повећава брзину, а смањује оптерећење.

Потреба за преносницима произилази из следећих разлога:

- број обртаја радне машине често се разликује од броја обртаја стандардних погонских машина (електромотори, мотори са унутрашњим сагоревањем и др.),
- стандардне погонске машине обично се конструишу за одређени број обртаја, док радне машине услед промене режима рада захтевају различите бројеве обртаја у току рада (моторно возило, машина алатка, погон дизања и др.),

- често једна погонска машина покреће више радних машина са различитим бројем обртаја,
- погонска машина при мањем броју обртаја имала би веће димензије за исту снагу, зато се погонске машине израђују са релативно великим бројем обртаја, како би имале што мање димензије и тежину, а тиме и нижу цену коштања.

1.2. Подела преносника

У техници, као и у машинству преносници се могу поделити са више аспеката, [2].

Према начину преноса обртног момента могу се поделити на:

- механичке преноснике – пренос момента механичким путем на два начина трењем и обликом (посредно и непосредно),
- хидрауличне преноснике – пренос момента помоћу течности,
- пнеуматске преноснике – пренос момента помоћу гасова,
- електричне преноснике – пренос момента електричним путем,
- комбиноване преноснике,
- хибридне преноснике.

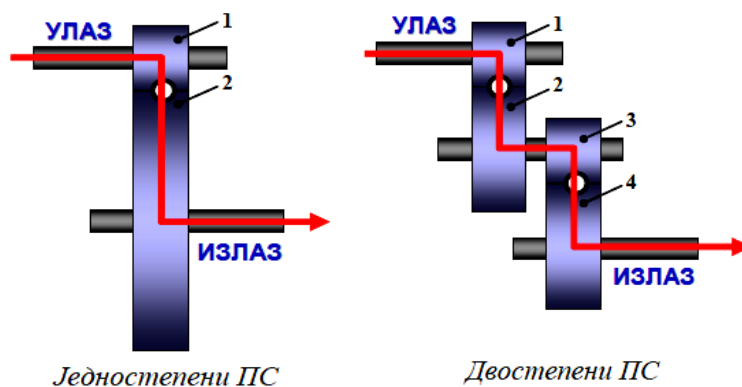
Према променљивости преносног односа разликују се преносници:

- са константним преносним односом,
- са променљивим преносним односом.

Према томе да ли доминира пренос снаге и кретања или само кретања разликују се:

- преносници снаге,
- преносници кретања.

При трансмисији снаге од погонске до радне машине, иста се може једном, два пута или више пута трансформисати у циљу добијања жељених карактеристика радне машине у погледу брзине и оптерећења. Сагласно овоме, преносници снаге могу бити: једноступени, двоступени (слика 1.2) и вишеступени, [1].

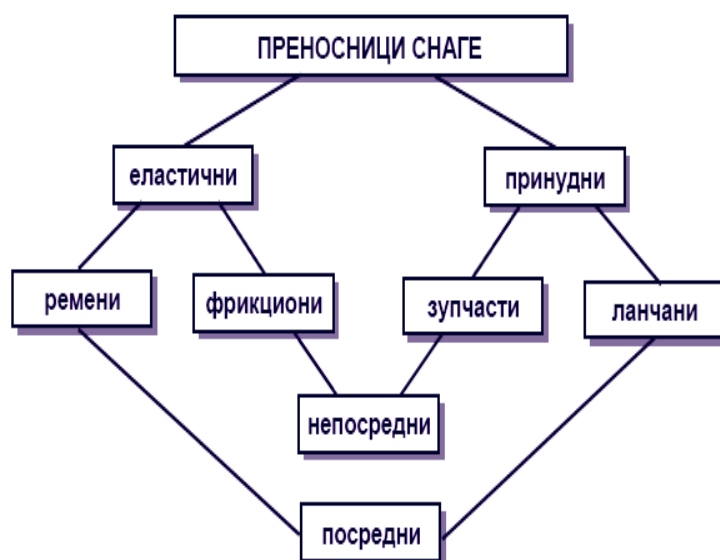


Слика 1.2 Приказ једноступеног и двоступеног преносника снаге, [1]

Према принципу рада, преносници снаге могу бити:

- еластични и
- принудни.

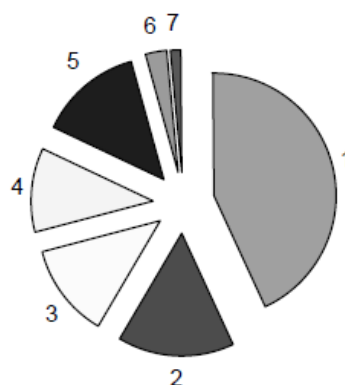
Групи еластичних преносника снаге припадају ремени и фрикциони преносници, а групи принудних преносника припадају зупчасти и ланчани преносници, (слика 1.3). Зупчасти и фрикциони преносници пренос и трансформацију снаге обављају непосредним додиром зупчастог, односно фрикционог пара, док ланчани и ремени преносници исту функцију обављају помоћу посредника, ланца и ремена. Сагласно овоме, механички преносници могу бити непосредни и посредни, [1].



Слика 1.3 Подела преносника снаге, [1]

Од свих преносника снаге, зупчасти преносници имају највећи домен примене, а цилиндрични зупчасти парови су најдоминантнији код зупчастих преносника снаге, (слика 1.4).

1. Цилиндрични зупчаници
2. Конусни зупчаници
3. Хиперболоидни зупчаници
4. Планетарни зупчаници
5. Ланчани парови
6. Каишни парови
7. Фрикциони парови



Слика 1.4 Степен заступљености различитих преносника снаге, [1]

1.3. Механички преносници

Механички преносници су механизми који служе за пренос механичке енергије, уз промену брзине кретања и одговарајућу промену обртног момента, а понекад и уз промену облика и закона кретања. Ови преносници омогућавају следеће:

- економичан рад,
- извршавање задатака радне машине које захтевају честу поступну промену брзине кретања (завојно или неко друго кретање) јер обично погонска машина по правилу има равномерно обртно кретање,
- регулисање брзине кретања и рад са великим обртним моментима и са малим бројем обртаја,
- повезивање ПМ са РМ и у случајевима када због губитака, техничких прописа сигурности и сл. ПМ не могу да буду непосредно везани са главним вратилом или извршним деловима РМ,
- остваривање одређених преносних односа са великом тачношћу.

У општем случају механички преносници се користе за велике снаге и за постизање великих преносних односа између улазног и излазног вратила преносника, [2].

1.3.1. Врсте преноса и типови механичких преносника

Механички преносник се састоји од једног или више различитих преноса. Механичка енергија се преноси у преносу преко машинских делова различитих врста и облика, међусобним додиривањем или спрезањем. Ови машински делови чине радне или посредничке органе преноса или преносника, [2].

Долазе у обзир ове врсте преноса и њихови радни, односно посреднички органи:

- фриксиони – фриксиони точкови,
- зупчасти – зупчаници,
- ланчани – ланчаници и ланац,
- кардански – кардан,
- каишни – каишници и каиш.

У радне органе преносника или преноса улазе: фриксиони точкови, зупчаници, каишници и ланчаници. У посредничке органе улазе: каиш и ланац, а понекад (код преносника са сателитом) и фриксиони точкови, односно зупчаници примењени као сателити, [2].

1.3.2. Фриксиони пренос

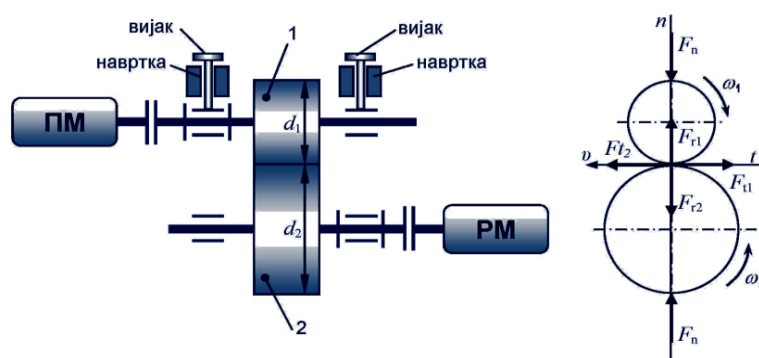
Фриксиони преносници снаге су непосредни еластични механички преносници снаге. Фриксиони преносници извршавају парцијалну функцију: пренос и трансформацију снаге од погонске машине (ПМ) до радне машине (РМ), [1].

Фрикциони пренос се примењује за преноснике чија се вратила секу или су паралелна, за претварање обртног кретања у праволинијско или за претварање обртног кретања у завојно, [2].

Ови преносници могу да се израђују са чврстим фрикционим телима и са елементима еластичне везе. Најчешће се користе као редуктори или као варијатори брзине.

Приликом спрезања фрикционих тела може се појавити и већа бука. У нормалној се изведби раде за снаге од 25 kW и обимне брзине до 25 m/s, [2].

Да би се снага са ПМ пренела и трансформисала до РМ посредством фрикционих точкова 1 и 2 (фрикциони пар) исти морају бити притиснути силом F_n у правцу заједничке нормале (n), (слика 1.5). Ове силе се формирају посебним механизмом, на пример помоћу завртња и навртке. Интензитет силе F_n треба да обезбеди котрљање фрикционих точкова 1 и 2 без појаве клизања, тј. силе трења ($F_\mu = F_n \mu$).



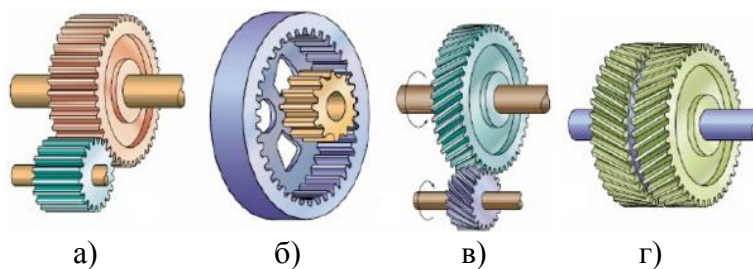
Слика 1.5 Принцип рада и оптерећења фрикционог преносника снаге, [1]

1.3.3. Зупчасти пренос

Зупчасти пренос има на сваком вратилу чврсто наглављен по један зупчаник, чији зупци су међусобно спрегнути. Обимна сила се преноси принудно, притискивањем зубаца једног зупчаника на зупце другог зупчаника. Најраспрострањенији механички преносници су управо зупчасти преносници. Они се примењују за широко поље оптерећења и дијапазон брзина. Преношење снаге врши се готово без губитака, имају дуг век трајања и велику сигурност погона. Дозвољавају преоптерећења, не захтевају велике трошкове одржавања, а стални преносни однос не зависи од величине оптерећења. Ови преносници се користе за рад између вратила која су паралелна, која се секу и вратила која се мимоилазе, [2].

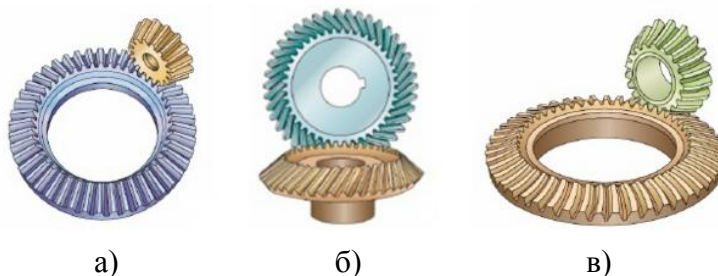
Зупчасти преносници се користе за снаге до 3.000 kW и бројеве обртаја до 90.000 min⁻¹, преносни односи за тростепене преносе иду до 200 (300). Степен искоришћења им је до 99,5%.

На слици 1.6 су приказани цилиндрични зупчасти преносници са правим, косим и стреластим зупцима.



Слика 1.6 Цилиндрични зупчасти преносници: а) прави зупци (спољно озубљење), б) прави зупци (унутрашње озубљење), в) коси зупци (хеликоидни зупци), г) стреласта зупца, [2]

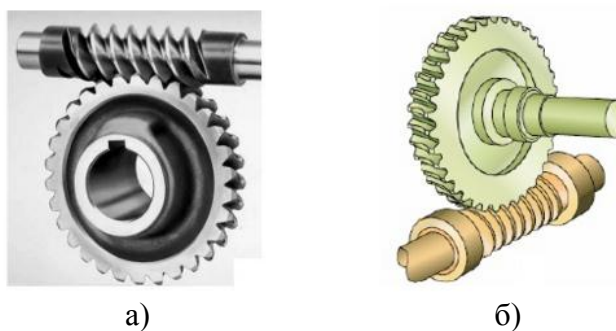
Преносници са коничним зупчаницама (слика 1.7) се користе за преносне односе до 6 (10), али су скупљи од цилиндричних зупчаника. Зато се чешће користе за промену тока снаге, а ређе за редукцију и мултипликацију обртног момента. Изводе се и као планетарни преносници најчешће код диференцијала.



Слика 1.7 Конични зупчасти преносници: а) прави зупци, б) коси зупци, в) закривљени зупци, [2]

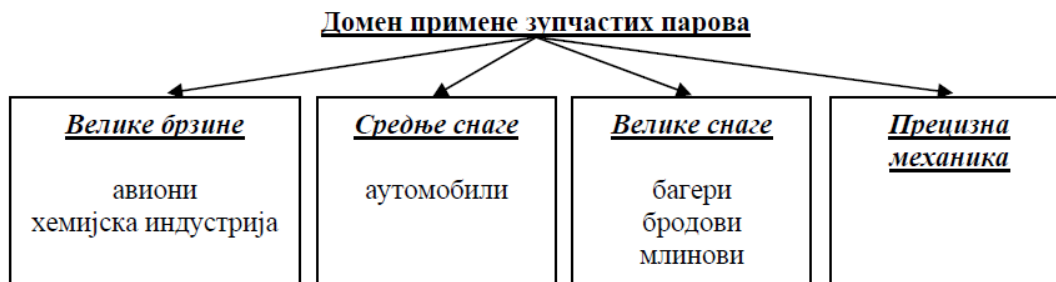
Пужни преносници (слика 1.8) имају способност остваривања веома великог преносног односа у једном степену (и до 100), али им пада и степен искоришћења, нпр. за $i = 100$, $\eta = 45\%$. Вишеходни пужеви дају већи степен искоришћења, али је мањи преносни однос.

За разлику од већине зупчастих преносника, пужни преносници веома тихо раде, а имају и способност пригушења вибрација. Раде се изведбе снаге до 1000 kW, момената 2500 Nm и бројева обртаја 30.000 min^{-1} .



Слика 1.8 Пужни преносници: а) цилиндрични пуж, б) глобоидни пуж, [2]

Домен примене зупчастих парова приказан је на слици 1.9.

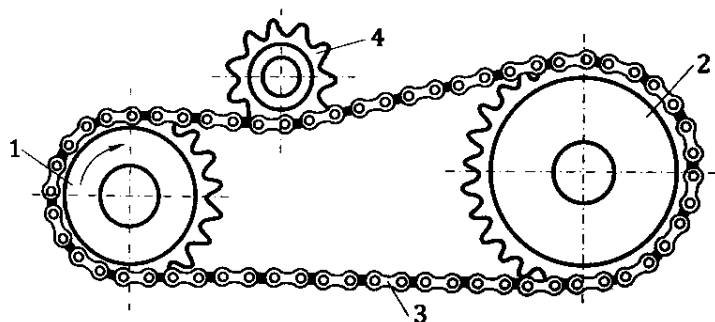


Слика 1.9 Домен примене зупчастих парова, [1]

1.3.4. Ланчани пренос

Прве идеје конструкционих решења ланаца дао је у својим цртежима Леонардо да Винчи, у 15. веку, док најстарији цртеж ланчаног преноса потиче од Полиа (*Romer Marcus Vitruvius Pollio*) из 16. века. Ширу примену ланчани преносници снаге су добили тек са откривањем и увођењем парне машине у индустрију у 18. веку. Од тада до данас ланчани преносници су се усавршавали у погледу конструкције, применом бољих материјала, тако да се данас веома много користе у: машинској индустрији, пољопривредним, грађевинским, транспортним машинама и дизалицама, бициклима мотоциклима итд., [1]

Ланчани преносници представљају механичке преноснике са гипким савитљивим елементом – ланцем. Најједноставнији ланчани преносник (слика 1.10) се састоји од погонског (1), гоњеног ланчаника (2) и ланца који их обухвата (3). Ланчани преносници повезују два или више међусобно паралелна вратила која се налазе на великим растојањима.



Слика 1.10 Ланчани преносник, [5]

У саставу једног ланчаног преносника, поред ланца и ланчаника, у појединим случајевима налазе се уређаји за затезање (4) и уређаји за подмазивање. Пренос обртног момента и кретања врши се обликом, тј. непосредним контактом ланца и ланчаника, [3,4,5].

Ланчани преносници се примењују:

- при средњим међуосним растојањима, када зупчасти преносници захтевају велики број зупчаника и
- када је неопходан рад без проклизавања.

Ланчани преносници се примењују за погон различитих машина номиналне снаге до 1000 kW, брзине $v \leq 35$ m/s и преносног односа $i < 7$. Ланчани преносници могу пренети знатно веће снаге у односу на каишне преноснике и то при мањим обвојним угловима и мањем осном растојању.

Предности ланчаних преносника су, [3,4,5]:

- висока чврстоћа ланца,
- могућност преношења снаге и кретања са једног на више вратила,
- могућност повезивања вратила са великим међуосним растојањима,
- нема проклизавања,
- мање димензије ланца у односу на каиш, посебно ширина,
- лака и једноставна замена ланаца,
- релативно висок степен искоришћења,
- константан средњи преносни однос,
- мање оптерећење лежаја вратила због одсуства претходног затезања,
- могућност преношења великих снага,
- рад у условима како малих, тако и великих брзина,
- одржавање задовољавајуће радне способности и условима високих и ниских температура,
- лако подешавање међуосног растојања (додавањем или скидањем чланака ланца).

Недостаци ланчаних преносника су, [3,4,5]:

- релативно велико хабање ланаца и ланчаника,
- потреба употребе затезних механизма због компензације издужења корака ланца,
- неопходност правилне монтаже уз сталну контролу и обавезно подмазивање,
- појава шума и вибрација, посебно при мањим бројевима зубаца ланчаника и при великим брзинама, посебно при удару ланца у зупце ланчаника,
- немогућност примене код вертикалних вратила,
- осетљивост у фази уходавања и
- лом елемената ланца услед замора.

Према основним карактеристикама, које испољавају у експлоатацији, могуће их је поделити у три основне групе, [4,6]:

- погонски,
- теретни и
- вучни.

Погонски ланци су најраспрострањенији. Примењују се како при малим, тако и при већим брзинама (до $30\div 35$ m/s). Један ланац може преносити снагу на више вратила истовремено, при различитим осним растојањима ланчаника. Степен корисног дејства ове групе ланаца углавном зависи од рада силе трења у зглобу и при најбољим условима, достиже вредност $0.97\div 0.99$. У групу погонских ланаца спадају, [4]:

- ваљкасти,
- чаурасти и
- зупчасти ланци.

Теретни ланци служе за вешање, дизање и премештање терета код котурача, витла, дизаличних уређаја и других механизма периодичне примене. Раде у условима малих брзина ($0.25\div 0.5$ m/s). Веома им је ретка употреба код ланчаних преносника и ланчаних уређаја непрекидног дејства, [4,6].

Вучни ланци служе за транспорт и премештање терета код транспортних машина: конвејера, дизалица, елеватора и других ланчаних уређаја. Брзина кретања ове групе ланаца обично не прелази 2 m/s, [4,6].

Од целокупне производње ланаца, најраспрострањенија је група погонских ланаца и представља приближно 93% целокупне продукције. Осталих врста ланаца је знатно мање, [2].

1.3.5. Кардански пренос

Кардански преносници служе за механички пренос снаге и кретања између вратила која међају положај оса у процесу експлоатације или су постављена под извесним углом.

Нагли развој карданских механизма и њихова све већа примена настаје са развојем пољопривредног и транспортног машинства. Данас кардански механизми имају широку примену и то у, [4]:

- транспортним и пољопривредним машинама,
- аутомобилима и локомотивама,
- радиоелектронским уређајима,
- машинама алаткама,
- бушилицама и пумпама нафтне индустрије,
- управљачким механизмима авиона и хеликоптера,
- дрвној индустрији итд.

Подела карданских преносника је извршена на следећи начин, [4]:

По кинематским својствима кардански механизми се деле на:

- кардане са константним и
- кардане са променљивим преносним односом.

По механичким својствима, кардански механизми се деле на:

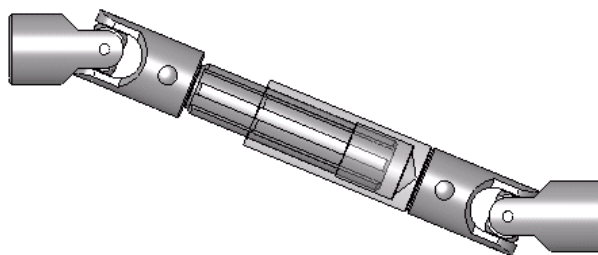
- круте и
- еластичне.

У зависности од величине угла између оса везаних вратила, разликују се:

- пуни кардани и
- полукардани.

По својој конструкцији, полукардани могу бити:

- крути и
- еластични.



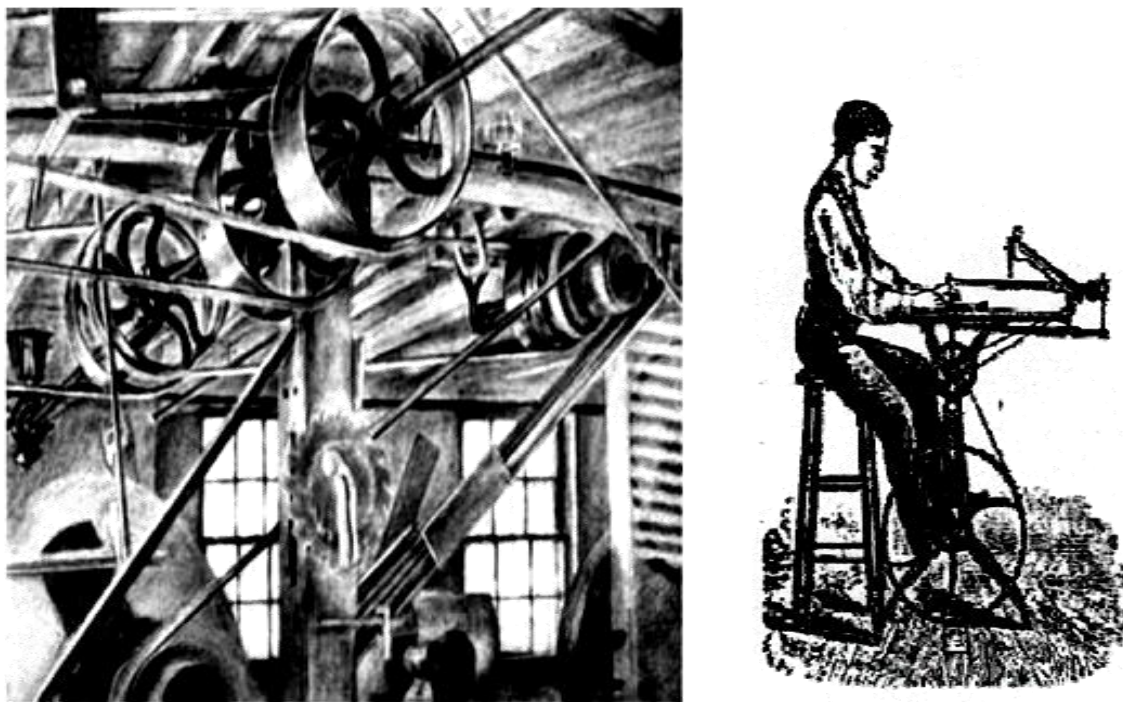
Слика 1.11 Телескопско карданско вратило, [5]

1.3.6. Каишни пренос

Каишни преносници, као и ланчани преносници, убрајају се у групу посредних еластичних преносника, код којих се пренос снаге, обртног момента и угаоне брзине остварује савитљивим елементима – каишевима.

На слици 1.12 приказана је примена каишних преносника кроз историју.

Данас се ови преносници веома много користе у: машинској индустрији, индустрији мотора, пољопривредним, грађевинским, транспортним машинама итд., [1].



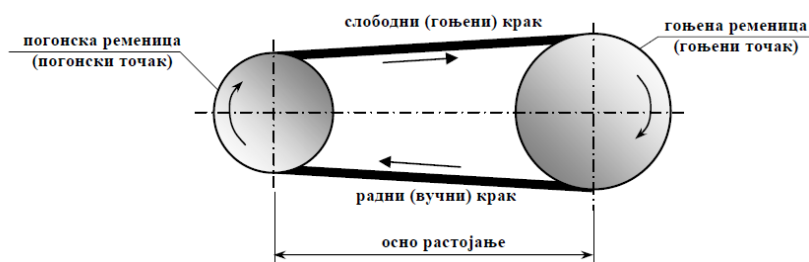
Слика 1.12 Примена каишних преносника кроз историју, [1]

Каишни преносници примењују се за пренос снаге и обртног кретања вратила која се налазе на већем основном растојању. Раде веома тихо, а због еластичности посредника (гума, кожа), пригушују ударе. Приликом преоптерећења машине, јавља се проклизавање посредника чиме се не допушта појава лома делова машине.

Каишни преносници се претежно користе као редуктори. Стога погонски каишник увек одговара малом каишнику, а гоњени – великом. При великим брзинама имају мали радни век, $V_{\max} \leq 30 \text{ m/s}$.

Услед затезања посредника, ствара се велики притисак на вратило и легаје. Степен искоришћења ових преносника у склопу са легајима налази се у границама $\eta = 0,92 \div 0,96$. Због појаве клизања и проклизавања, не могу да одрже сталан однос угаоних брзина, односно преносни однос није константан.

У саставу једног каишног преносника, поред посредника – каиша, налазе се два точка – каишника, као и механизми за затезање и подешавање. Принцип рада ових преносника заснован је на оствареној сили притиска између додирних површина посредника и точка, а која је последица затезања посредника, [1].



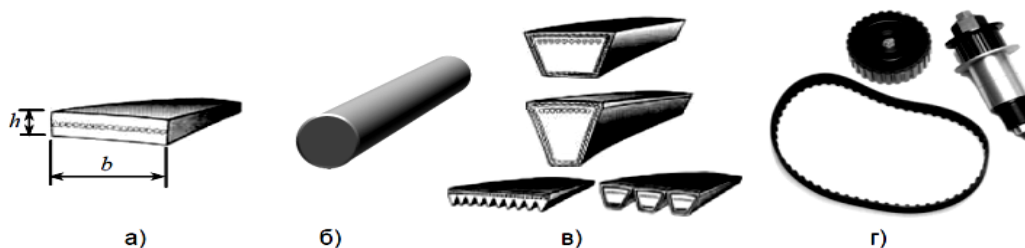
Слика 1.13 Основни елементи каишног преносника, [1]

Услед створене силе притиска, погонски точак покреће посредник, а овај приморава обртање гоњеног точка. Крак посредника који наилази на погонски точак назива се радни (вучни) крак, а онај који се кретањем одваја од погонског точка назива се слободни (гоњени) крак (слика 1.13). Радни крак је увек јаче затегнут, док је слободни крак олабављен.

1.3.7. Подела каишних преносника

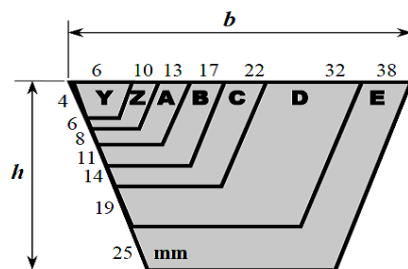
Према попречном пресеку посредника разликују се, [1]:

- каишни пљоснати преносници (слика 1.14 а),
- каишни округли (слика 1.14 б),
- каишни трапезни преносници (слика 1.14 в) и
- зупчасти каишни преносници (слика 1.14 г).



Слика 1.14 Врсте посредника: а) пљоснати каишни, б) каишни округли, в) каишни трапезни (V – типа, клинасти, Poly – V), г) зупчасти каишни, [1]

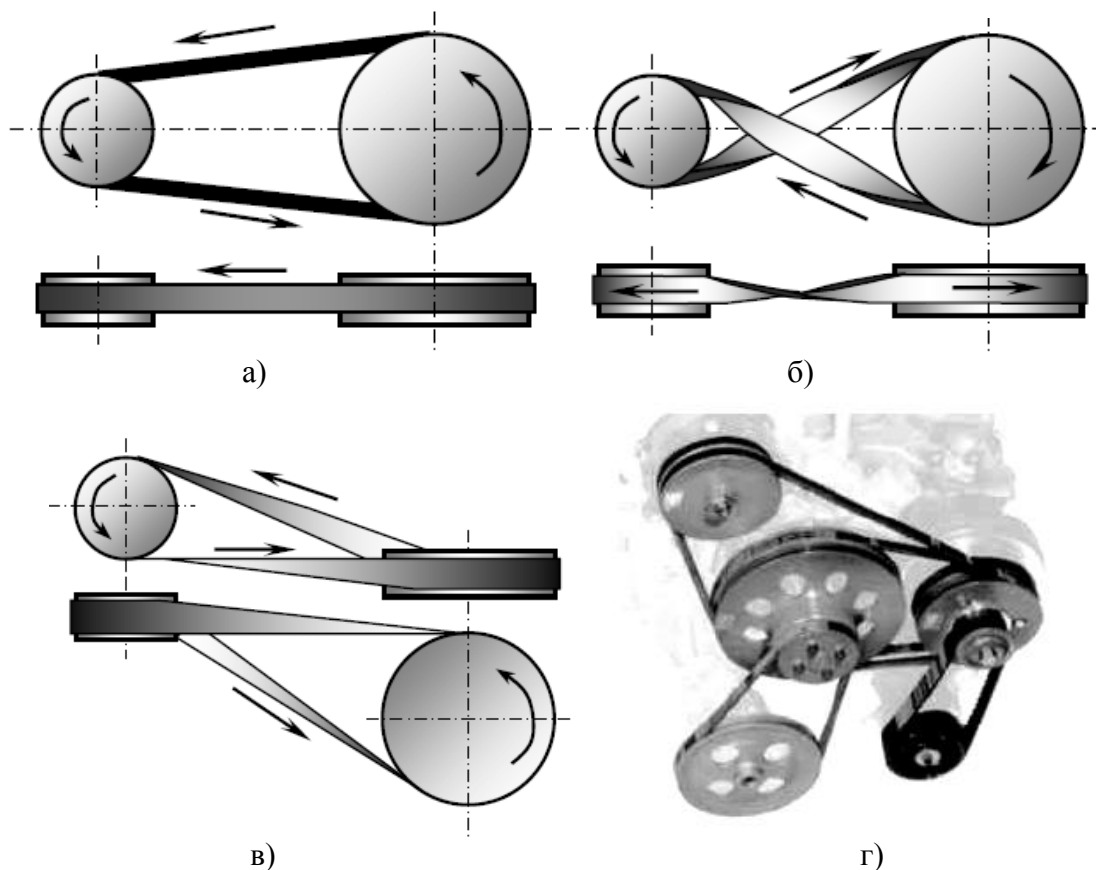
- Широки профили су подељени у седам стандардних група и означени су словима са: Y, Z, A, B, C, D, E.
На слици 1.15 су приказане групе широких профила са приближним димензијама.
- Уски профили су подељени у четири стандардне групе и означени су словима са: SPZ, SPA, SPB и SPC.



Слика 1.15 Групе широких профила са приближним димензијама, [1]

Према положају оса вртила и смеру обртања, каишни преносници могу бити, [1]:

- отворени (слика 1.16 а),
- укрштени (слика 1.16 б),
- полуукрштени (слика 1.16 в) и
- сложени (слика 1.16 г).



Слика 1.16 Приказ: а) отвореног, б) укрштеног, в) полуукрштеног и г) сложеног преносника, [1]

Отворени преносници се примењују за вратила чије су осе паралелне, а смер обртања оба точка (погонског и гоњеног) је исти. Укрштени преносници се такође примењују за вратила чије су осе паралелне, док је смер обртања погонског точка супротан од смера гоњеног. Полуукрштени преносници се примењују за вратила чије се осе мимоилазе.

Предности примене каишних преносника, [1]:

- бешуман рад, могућност пријема и пригушења ударних оптерећења (изузимајући зупчасте каишне преноснике),
- једноставно конструкционо извођење, без захтева за високом тачношћу израде, тако да им је и цена ниска,
- неосетљиви су на краткотрајна преоптерећења, јер долази до проклизавања, чиме се систем штити од преоптерећења (изузев зупчастих каишних преносника),
- могу да пренесу високу специфичну снагу у односу на тежину,
- могу да раде са великим обимним брзинама и
- омогућују спајање веома удаљених вратила и истовремени погон већег броја вратила.

Недостаци примене каишних преносника, [1]:

- велико оптерећење вратила и лежаја (радијална сила већа је у односу на обимну за 1,2 пута - код зупчастих, за 1,7 пута - код трапезних, за 2,5 пута - код плоснатих каишева),
- еластично клизање - до 2% - зависно од вредности обимне силе,
- код плоснатих и трапезних каишева не може се обезбедити константни преносни однос,
- висока осетљивост на утицај околне средине (температура, влага, прашина, уље), што смањује коефицијент трења и носивост преносника,
- радна температура је ограничена (-20°C до +60°C, изузетно -50°C до +80°C),
- могућа појава статичког електрицитета и
- некомпактност конструкције у односу на зупчасте и ланчане преноснике.

1.3.8. Материјали за израду каишева

Материјали за каишеве треба да имају, [6]:

- велики коефицијент трења,
- велику чврстоћу на кидање,
- велику еластичност,
- велику динамичку издржљивост на савијање и
- да нису осетљиви на атмосферске утицаје.

За израду каишева користи се кожа (као најстарији материјал), текстил, гума, вештачки материјали, комбинација материјала (гума + текстил).

Кожни каишеви су најчешће израђивани од говеђе коже, као најквалитетније. Они су веома еластични и гипки. Велику примену, због ових особина, имали су код укрштених преносника. Мана им је што су осетљиви на влагу и температурне разлике, тако да се примењују претежно у затвореним просторијама, [1].

Текстилни каишеви израђују се од памука, свиле, целулозе, кудеље. Израђују се у више слојева и импрегнирају средствима која им повећавају отпорност на влагу и промене температуре. Веома су гипки и као такви, употребљавају се за точкове малих пречника. У данашње време, најширу примену имају посредници израђени од гуме, проткани текстилним улошцима. Композит састављен од више слојева текстилних влакана, као матрицом, импрегнирају се и прекривају гумом, а затим вулканизују на одређеној температури. Овим је могуће остварити и до девет слојева гумираног текстила. Челична трака се употребљава за посреднике – каишеве који преносе велику снагу. Да би се смањило клизање контактна површина се облаже одређеним материјалом, [1].

Материјали каишева на савременим машинама треба приликом рада, поред осталих потребних особина, да стварају што мању буку и пре свега, да што мање загађују животну средину. Један такав материјал су карбонска влакна. Карбонска влакна су композитни материјали, што значи да се састоји од две или више компоненти које су груписане заједно. У овом случају, реч је о угљеничним влакнима (везиво), која су произведена од органске материје и којима се додају пунила (појачања, тј. полимери, епокси смоле, итд.). Њихове механичке особине су далеко изнад механичких особина метала. Каишни преносник израђен од овог материјала (слика 1.17) има већу затезну чврстоћу од челика. Као такав, може да замени ланчани преносник, па чак и да пренесе већу снагу, [6].



Слика 1.17 Каиш израђен од карбонских влакана, [6]

2. Зупчасти каишни преносници

2.1. Историјски развој зупчастих каишних преносника

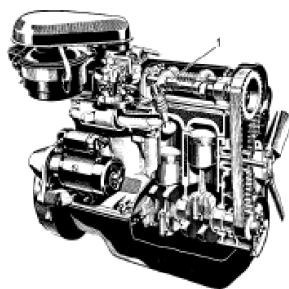
Зупчасти каишни преносник је конструисао инжењер Ричард Кејс (*Richard Y. Case*) 1946. године као преносник за шиваћу машину. То је био гумени каиш са трапезним профилом зубаца. До тада су се користили каишеви са металним прстеновима. Увођењем гуменог каиша значајно је смањена бука, а повећан радни век и поузданост каиша. Први произвођач зупчастих каишева била је америчка компанија *Uniroyal* (сада *Gates*). Основни материјал ових каишева био је хлоропрен каучук, [5]

Почетком педесетих година 20-тог века зупчасти каишеви почињу да се производе у Европи. Зупчасти каиш је први пут 1961. године уграђен у аутомобил *Глас 1004* (слика 2.1).



Слика 2.1 Аутомобил Глас 1004, [5]

Мотор *Глас 1004* (слика 2.2) из 1961. године је први мотор на коме је за погон брегастог вратила примењен зупчасти каиш. Разводни механизам је био једноставан, а зупчасти каишни пренос је био без затезача, [5].



Слика 2.2 Мотор Глас 1004 из 1961. године, [5]

Масовна примена зупчастих каишева почиње крајем шездесетих у возилима Фиат 125 и Фиат 128 и почетком седамдесетих применом у првом Фолцфагеновом моделу Голф. Поред зупчастих каишева са трапезним профилом зубаца, 1970. године почиње производња каишева са криволинијским профилом, познатих под називом *HTD (High Torque Drives)*. Зупчасти каиш је данас најчешће примењивани начин погона брегастог вратила. Примена зупчастог каиша се најчешће везује за аутомобиле, иако је свега 2% производње зупчастих каишева намењено аутомобилској индустрији, [5].

2.2. Карактеристике зупчастих каишних преносника

Зупчасти каишни преносници представљају релативно нову концепцију у преносу снаге, данас прихваћену у свим областима индустрије. Представљају комбинацију ланчаног и зупчастог преноса, тј. задржавају својства каишних преносника, а имају неке добре особине зупчастих преносника, [5].

Преношење снаге зупчастим каишевима поседује низ добрих особина:

- мало клизање,
- константну брзину,
- јефтино одржавање, јер због одсуства додира метала по металу нема потребе за подмазивањем,
- могућност преношења великих снага, до 400 kW,
- мало оптерећење лежаја вратила,
- широк опсег брзина, од 0,5 m/s до преко 70 m/s,
- компактност конструкције, условљена малим осним растојањем, малом ширином каиша и могућношћу преношења великих снага,
- могућност преношења снаге на већи број вратила истовремено,
- мало загревање,
- миран рад у периоду уходавања,
- малу масу конструкције, што је понекад критичан фактор (конструкција авиона, ручних уређаја и слично),
- сталан кинематски преносни однос,
- релативно низак ниво шума и
- висок степен искоришћења ($\eta = 0,97 \div 0,99$).

Зупчасти каишни преносници се примењују почевши од рачунских машина, компјутера и инструмената, преко машина алатки, пумпи и компресора, до тешких индустријских постројења.

Недостаци зупчастих каишних преносника су:

- скупа израда,
- осетљивост на продор страних тела (могућност оштећења при спрезању) и
- могућност прескакања каиша.

Упркос предностима у раду, преносници са зупчастим каишем су тек одавно добили велику примену. Тек после примене зупчастих каишева за погон брегастих вратила мотора са унутрашњим сагоревањем, постала је очигледна сврсисходност њихове примене. Популарност зупчастих каишева у аутомобилској индустрији убрзала је њихово коришћење у осталим гранама индустрије, [5].

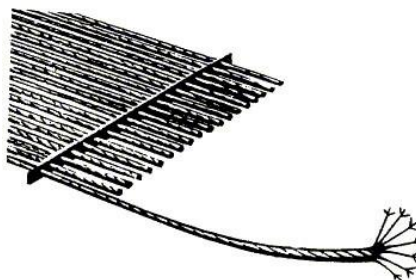
2.3. Делови зупчастог каиша

По својој конструкцији и саставу, зупчасти каиш је сложен елемент и састоји се из следећих делова, [5]:

- вучног елемента,
- леђне површине,
- зубаца и
- омотача.

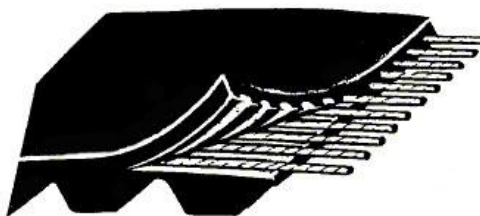
Вучни елемент (слика 2.3) је основни елемент зупчастог каиша. Вучни елемент је непрекидно, хеликоидно намотано уже одређеног корака. Уже преноси снагу и од њега се захтева велика отпорност на савијање, обезбеђивање уздужне крутости као и дуг век, [5]. Вучни елемент се израђује од:

- спирално намотане челичне жице,
- намотаног глас-фибера и
- полиестерског ужета.



Слика 2.3 Вучни елемент зупчастог каиша, [4]

Леђна површина (слика 2.4) се прави изједна са зупцима и затвара намотано уже. Основни јој је задатак да штити вучни елемент (уже) од нечистоћа, уља и влаге. Као материјал за леђну површину и зупце, користе се гума и пластичне масе. Гума мора бити отпорна на хабање, чврстоће на кидање не мање од 10 МПа. Као пластична маса за зупчасте каишеве користи се неопрен и полиуретан, граничне чврстоће на кидање не мање од 20 МПа. Пластичне масе имају заправо већу отпорност на хабање, [4].



Слика 2.4 Леђна површина зупчастог каиша, [4]

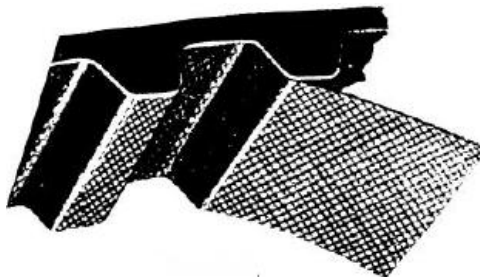
Зупци (слика 2.5) са леђном површином чине целину. По својој кинематици и положају у спрези, захтевају већу отпорност на смицање. Да би се обезбедио коректан додир са каишником, зупци се морају врло прецизно израдити са тачном поделом.

Зупци се постављају тако да линија корена зубаца чврсто лежи на линији корака, тако да се лучни корак каиша не мења при савијању. Напони смицања зубаца каиша су већи од напона истезања ужета, када су 6 или више зубаца у спреси, [4].



Слика 2.5 Зупци зупчастог каиша, [4]

Зупци каиша су прекривени **омотачем** (слика 2.6) да би се повећала отпорност на хабање зупчастих каишева. Као омотач гумених каишева најчешће се користи еластична тканина (капрон). Пластични каишеви се покривају најлоном малог коефицијента трења. После дуже употребе, омотач постаје високо полиран, али у нормалним случајевима, дуже траје од других елемената каиша, [5].



Слика 2.6 Омотач зупчастог каиша, [4]

2.4. Подела зупчастих каишева

Зупчасти каишеви се могу поделити на више различитих начина.

Према намени, [5]:

Зупчасти каишеви за енергетске машине. То су бесконачни каишеви са спиралним вучним елементом. Они се користе као трансмисија за пренос снаге између вртила. Примењују се у стругарама, пиланама, млиновима и пекарама. Зупчасти каишеви се користе код преносника великих брзина за погон клипова, компресора, тоцила, машина за ткање, центрифуга. Максимална дужина каиша је 22 m.

Зупчасти каишеви за трансмисије. Њихови вучни елементи распоређени су паралелно са бочним ивицама. Користе се за реализацију линеарног померања. Зупчасти каишеви за мале трансмисије, вишестепене трансмисије и позиционе системе примењују се у уређајима за регулацију и контролу машина за ваљање метала, енергетским уређајима и хемијским постројењима. Дужина каиша није ограничена.

Специјални зупчасти каишеви. За специјалне услове рада примењују се специјално израђени каишеви. Каишеви са зупцима на обе стране препоручују се за реверзибилне преноснике. Каишеви са модификованом леђном површином могу се користити у својству транспортера за преношење сировина и готових производа. Поред тога, израђују се зупчасти каишеви који су отпорни на високе температуре, а такође и каишеви отпорни на мазива и електро-отпорни каишеви.

Према технологији израде, [5]:

Зупчасти каишеви добијени ливењем под притиском. Ови каишеви се састоје из две компоненте – каиша са зупцима и вучног елемента који је оптерећен на истезање и који прима радно оптерећење. Каиш се израђује од пластичних маса или гуме специјалног састава, с тим што оба материјала морају бити високе отпорности на хабање. Вучни елемент се израђује из танке челичне жице или полиетеричног ужета и налази се у телу каиша. Код веома малих каишева издужење се контролише помоћу вучног елемента. Кокила за ливење каиша треба да обезбеди стандардне димензије и минималне толеранције облика зубаца за равномерно преношење снаге. Зупци каиша треба да имају тачан облик и да буду тачно распоређени, да би обезбедили и гарантовали квалитетно спрезање са зупцима каишника.

Зупчасти каишеви добијени вулканизацијом. Зупчасти каишеви се израђују са вучним елементом који је затворен у тело каиша и са влакнастом превлаком зубаца. Тело каиша (зупци и леђна површина) се израђују од синтетичке смесе гуме отпорне на хабање која чува вучни елемент. Овај састав треба да буде чврст и да поседује димензионалну стабилност. Заштитна превлака зубаца се израђује од најлона отпорног на хабање, који има мали коефицијент трења и чува зупце и каиш од хабања. Превлака такође смањује шум при раду каишног преносника. Тело каиша, вучни елемент и превлака каиша спајају се у целину у кокили у процесу вулканизације.

Зупчасти каишеви добијени еструдирањем. Овим начином израде се добијају одсечци каиша чији се крајеви могу спајати међу собом и при томе се добија каиш било које дужине. Одсечци каиша имају паралелне вучне елементе у облику челичне жице или полиетеричног влакна. Такође поседују најлонске превлаке зубаца или леђне површине (или оба елемента). Зупчасти каишеви са непрекидним намотаним вучним елементима, без спајања, израђују се у било којој дужини до 25,5 m.

Према мерним јединицама:

Зупчасти каишеви чије су димензије дате у милиметрима – метрички систем. Основни параметар ових каишева представља модул или корак који је дат у mm.

Зупчасти каишеви чије су димензије дате у инчима. Ови каишеви се углавном израђују од неопрена, а основни параметар представља корак у инчима (").

Према врсти материјала:

За израду зупчастих каишева најчешће се користе следећи материјали, [5]:

- природни каучук (гума),
- неопрен и
- полиуретан (уретан).

Основне карактеристике ових материјала су:

Природна гума:

- велика еластичност,
- лако обликовање,
- велики коефицијент трења,
- висока граница јачине кидања,
- широк температурски опсег (посебно ниске температуре),
- мала отпорност на уља и раствараче, посебно на кетоне и алкохол и
- подложност оксидисању.

Неопрен:

- велика еластичност,
- широк температурски опсег (посебно високе температуре),
- добра отпорност на спољашње утицаје (погодан за отворене преноснике) и
- слаба отпорност на уље и раствараче.

Полиуретан:

- висока отпорност на хабање,
- мали коефицијент трења,
- добра отпорност на уља и оксидацију,
- широк температурски опсег (посебно ниске температуре) и
- неотпорност на високе температуре.

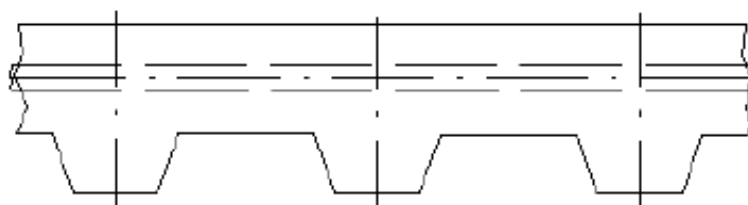
Према облику профила зубаца:

- трапезни,
- полукружни (криволинијски),
- полукружни са равним врхом,
- троугласти (тестерасти) и
- каиш са оптимизовано заобљеним профилем.

Већина ових зупчастих каишева се прави у двостраној конструкцији, са зупцима са обе стране каиша.

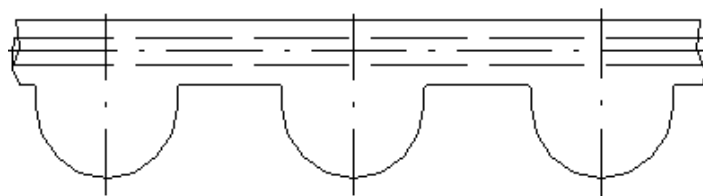
2.5. Основни технички подаци каиша

Профил зубаца општег познатих зупчастих каишева је трапезног облика, (слика 2.7), праволинијских линија и при спрези са каишником показује сличне особине као и зупци цилиндричног зупчаника. За разлику од зупчаника, темени пречник каишника је производно мањи од подеоног пречника. Подеони пречник је уствари имагинарна величина, већа од теменог пречника каишника, [4].



Слика 2.7 Трапезни облик зубаца, [5]

У последње време, развијени су нови зупчasti каишеви са криволинијским профилем зубаца (слика 2.8), који су у експлоатацији показали много боље особине.

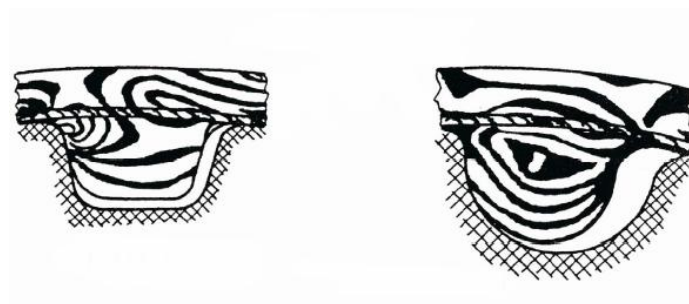


Слика 2.8 Криволинијски облик зубаца, [5]

Предности зупчастих каишних преносника са криволинијским профилем зуба су, [4]:

- пропорционално већа дубина зуба, услед чега је мање могућ скок зуба при наилажењу у спрегу, као и промена релативних положаја спрегнутих зуба,
- мањи притисак на зубац, услед веће површине контакта,
- веће напрезање на смицање, услед већег попречног пресека,
- лакша конструкција, услед мањих центрифугалних губитака,
- мало претходно затезање, услед чега је и мање оптерећење лежишта и
- нижа цена, јер се ужим каишем може пренети веће оптерећење.

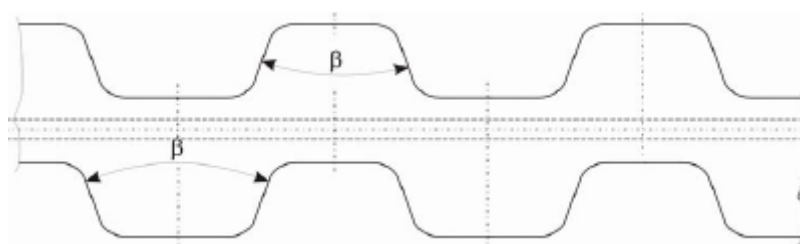
На слици 2.9 приказана је расподела напона зуба различите геометрије, добијена фотоеластичним методама. Највећа контракција напона, код зубаца трапезног облика је непосредно крај корена, док се ка врху зупца ова концентрација смањује. Код криволинијских зубаца је приметно равномерно напрезање по целом пресеку. Оптерећење је веће у правцу вучног елемента, [4].



Слика 2.9 Расподела напона код зубаца каиша са трапезним и криволинијским профилем, [4]

Захваљујући особини да могу преносити већа оптерећења, криволинијски каишеви се још називају HDT (*High Torque Drives*) и праве се најчешће са кораком од 8 mm и 14 mm.

Зупчasti каишеви се данас праве и у двостраној конструкцији, са зупцима на обе стране каиша (слика 2.10).



Слика 2.10 Двострана конструкција (зупци са обе стране), [5]

Поседују особину да могу мењати правац кретања једног или више синхроних каишника и веома успешно се користе у компјутерској техници, текстилним машинама итд. Израђују се тако да је моћ ношења спољашњих зубаца 45% од моћи ношења унутрашњих зубаца.

Поред опште поделе зупчastих каишева на каишеве са трапезним и криволинијским профилем, зупчasti каишеви се праве и у више различитих димензија.

Водећи произвођачи зупчastих каишева у свету су: *Mulco*, *Gates*, *Dayco*, *Tsubaki*, *Continental*, *SKF*, *Optibelt*, *Fenner*, *Bando*, *Breco*, *Goodyear* итд.

3. Зупчасти каишни преносници са специјалним озубљењем

3.1. Нове конструкције зупчастих каишева

Нове конструкције зупчастих каишева су прилагођене захтевима пораста носивости, смањења шума и продужења радног века трајања. Побољшања су добијена изналажењем оптималног облика зубаца и применим нових материјала. Нове конструкције каишева се састоје од само две компоненте, полиуретана отпорног на хабање и вучног елемента од побољшаног челика. Комбинацијом ове две компоненте добијени су каишеви високе чврстоће на смицање и малог еластичног издужења, [5].

3.2. Подела зупчастих каишних преносника са специјалним озубљењем

Према облику профила разликују се следећи зупчасти каишеви, [5]:

- АТП зупчасти каишеви,
- БАТ/БАТК зупчасти каишеви са кривим зупцима,
- АТ зупчасти каишеви,
- Т зупчасти каишеви,
- СФАТ зупчасти каишеви са помереним зупцима,
- АТК/ТК комбиновани зупчасти каишеви и
- К троугласти (тестерасти) зупчасти каишеви.

АТП зупчасти каиш

Основни концепт новог АТП профила је подела трапезног зупца на два независна зупца (слика 3.1). Применом полиуретана и вучног елемента од побољшаног челика повећана је отпорност на замор и смањено издужење каиша. Вучне перформансе су повећане за 60%, шум смањен за 10 dB и радни век продужен захваљујући, [5]:

- повећању контактне површине за 70%,
- равномерној расподели оптерећења,
- побољшаној расподели снаге,
- смањењу полигон ефекта,
- смањеној конструкционој ширини и
- оптималном спрезању зубаца.

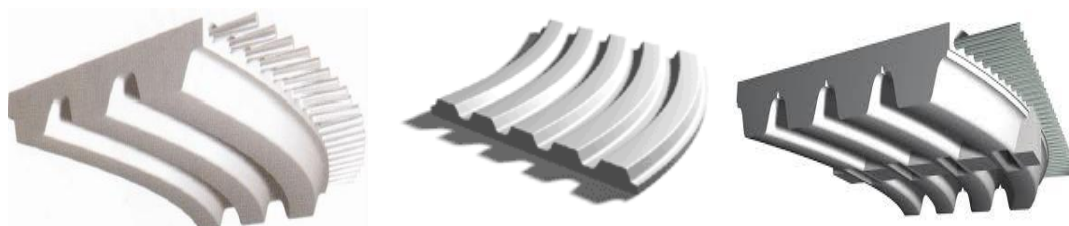


Слика 3.1 АТП зупчасти каиш, [5]

За сада се зупчасти каишеви ове врсте израђују са корацима 10 mm и 15 mm. АТП зупчасти каишеви се најчешће примењују у машинама алаткама, грађевинским машинама и преносницима великих снага.

БАТ/БАТК зупчасти каиш са кривим зупцима

У циљу смањења буке и побољшања вучних карактеристика настао је нови профил зупчастих каишева са кривим зупцима (слика 3.2). У основи је то зупчасти каиш са трапезним профилом зубаца, где су зупци каишева постављени лучно. Овај зупчасти каиш се израђује само са кораком 10 mm.



Слика 3.2 БАТ/БАТК зупчасти каиш, [5]

АТ зупчасти каиш

Каиш са оптимизованим заобљеним профилом АТ (слика 3.3) одликује се повећаном, више од 30%, преносном специфичном снагом у поређењу са каишевима са трапезним профилом зубаца "Т". Повећање попречног пресека зубаца (већа ширина зубаца) и сразмерно појачан вучни елемент (од побољшаног челика) омогућавају коришћење АТ каишева код преносника где је потребан прецизан пренос обртног кретања, а такође и код преносника са линеарним померањем где је потребно тачно позиционирање. Израђују се са корацима од 3, 5, 10 и 20 mm.



Слика 3.3 АТ и АТ-ДЛ зупчасти каиш, [5]

Примењују се у алатним, текстилним, штампарским и грађевинским машинама. Њихова примена је широка и у функцији је величине корака.

Т зупчасти каиш

Трапезни полиуретански каишеви се израђују првенствено у метричким јединицама по DIN 7721, са корацима 2; 2,5; 5; 10 и 20 mm (слика 3.4). Израђују се и у двостраној конструкцији. Њихова примена је иста као код трапезних каишева чије су димензије дате у инчима.



Слика 3.4 Т зупчасти каиш, [5]

СФАТ зупчасти каиш

СФАТ профил представља у основи трапезни профил са зупцима постављеним у два независна реда (слика 3.5). Ова два реда су померена за половину величине корака и међусобно су повезана. Примена ових каишева не захтева конструкцију ободних прстенова код зупчастих каишника. Основна карактеристика ових каишева је смањена бука.

Израђују се са корацима 10 и 20 mm.



Слика 3.5 СФАТ зупчасти каиш, [5]

СФАТ каишеви се најчешће примењују у машинама алаткама, грађевинским, текстилним и штампарским машинама и преносницима великих снага.

АТК/ТК комбиновани зупчасти каиш

Зупчасти каиш овог профила представља комбинацију трапезног зупчастог каиша и клинастог каиша (слика 3.6). Вучне карактеристике каиша су повећане, тако да се првенствено користи за преношење транспортног материјала. Оваква конструкција каишева не захтева употребу ободних прстенова код зупчастих каишника.

Израђују се само са кораком 10 mm.



Слика 3.6 АТК/ТК комбиновани зупчасти каиш, [5]

АТК/ТК комбиновани зупчасти каишеви се најчешће примењују у рударским и грађевинским машинама.

К троугласти (тестерасти) зупчасти каиш

К троугласти (тестерасти) зупчасти каиш представља нову конструкцију са углом профила $\beta=70^\circ$. Израђују се са корацима 1 и 1,5 mm (слика 3.7). Посебну примену налази код канцеларијских машина (штампача, плотера), фотоапарата, радио и видео уређаја.

Каиш поседује следеће особине:

- малу масу,
- велику отпорност на хабање,
- велику флексибилност,
- добру отпорност на уља и
- јефтино одржавање.



Слика 3.7 К троугласти (тестерасти) зупчасти каиш, [5]

Табела 3.1 Основни параметри зупчастих каишева, [5]

Ознака каиша	Снага P, kW	Макс. број обртаја n, min ⁻¹	Обимна брзина v, m/s	Мин. број зубаца каишника z ₁	Тежина на 10 mm ширине kg/m
АТ3	≤ 5	20000	80	15	0,023
АТ5	≤ 15	10000	80	15	0,034
АТ10	≤ 70	10000	60	15	0,063
АТ20	≤ 200	6500	40	18	0,106
АТП10	≤ 100	10000	60	15	0,060
АТП15	≤ 200	8000	50	20	0,082
СФАТ10	≤ 70	10000	60	15	0,058
СФАТ20	≤ 200	6500	40	18	0,096
БАТ10	≤ 70	10000	60	15	0,058
АТК/ТК10	≤ 70	10000	60	15	0,058
Т2	≤ 0,5	20000	80	10	0,011
Т2,5	≤ 0,5	20000	80	10	0,015
Т5	≤ 5	10000	80	10	0,024
Т10	≤ 30	10000	60	12	0,048
Т20	≤ 100	6500	40	15	0,048
К1	≤ 0,5	20000	80	10	0,011
К1,5	≤ 0,5	20000	80	10	0,011

Табела 3.2 Стандардне ширине зупчастих каишева, [5]

Ознака каиша	Ширина каиша, mm											
	4	6	8	10	12	16	20	25	32	50	75	100
АТ3	x	x	x	x	x	x	x	x	x			
АТ5	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x		
АТ10				x	x	x	x	x	x	x	x	x
АТ20								x	x	x	x	x
АТП10				x		x	x	x	x	x	x	x
АТП15										x	x	x
СФАТ10										x	x	x
СФАТ20									x	x	x	x
БАТ10									x	x	x	x
АТК/ТК10	x	x	x	x	x	x						
Т2	x	x	x	x	x	x						
Т2,5	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Т5				x	x	x	x	x	x	x	x	x
Т10							x	x	x	x	x	x
К1	x	x	x	x	x	x						

4. Прорачун зупчастих каишних преносника са специјалним озубљењем

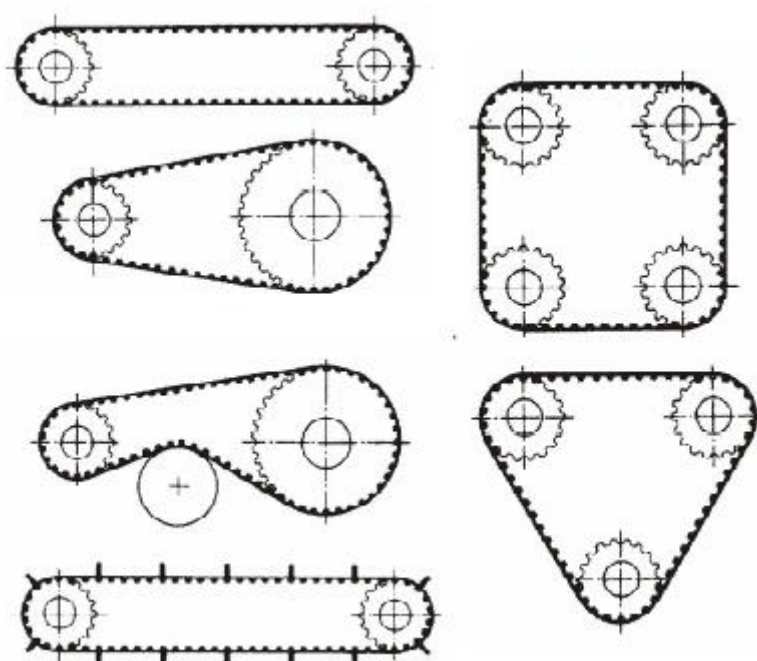
4.1. Геометријске мере преносника

Преносни однос зупчастих каишних преносника може да се одреди као однос бројева обртаја погонског n_1 и гоњеног n_2 каишника, односно као однос бројева зубаца гоњеног z_2 и погонског z_1 каишника:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.1)$$

Вредности преносног односа крећу се у домену преносних односа као и код других преносника. У специјалним случајевима може достићи и вредност 20, [5].

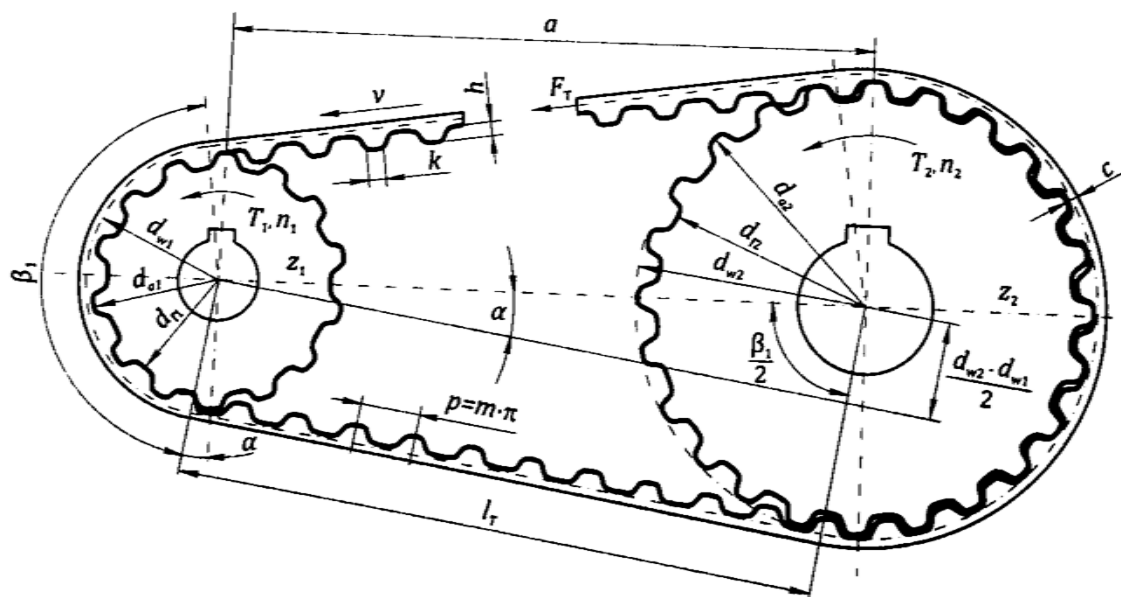
За прорачун се користи и кинематски преносни однос u ($u=1$ - код редукције бројева обртаја, односно $u=1/i$ – код мултипликатора), који се код зупчастих каишних преносника креће у границама $u \leq 10$. Примери конструкционог извођења зупчастих каишних преносника приказани су на слици 4.1, [7].



Слика 4.1 Примери извођења зупчастих каишних преносника, [7]

Основне димензије зупчастих каишника су, [3,4,5]:

- корак,
- подеони пречник,
- темени пречник и
- ширина каишника.



Слика 4.2 Геометријски параметри зупчастог каишног преносника, [5]

Корак је основни параметар зупчастог каишног преносника и представља растојање између центара два узастопна међузубља, код каишника, односно, растојање између два узастопна зупца, код каишева (слика 4.2). Корак се обележава са p и рачуна се исто као код зупчаника $p = m \cdot \pi$, где је m - модул.

Подеони пречник се поклапа са кинематским пречником. Он је имагинарна величина, већа од теменог пречника и може се изразити као:

$$d_w = m \cdot z = \frac{p \cdot z}{\pi}. \quad (4.2)$$

Темени пречник (d_a) је основна производна мера зупчастих каишника. За тачно одређивање теменог пречника треба у обзир узимати растојања од међузубља до средине вучног елемента, као и оптерећење и еластичност вучног елемента.

Може се дефинисати као, [3,5]:

$$d_a = d_w - 2c \quad (4.3)$$

Подножни пречник се одређује помоћу израза:

$$d_f = d_w - 2h \quad (4.4)$$

Приближна вредност осног растојања зупчастих каишних преносника одређује се помоћу израза, [5]:

$$a \cong (0,5 \div 2) \cdot (d_{w1} + d_{w2}). \quad (4.5)$$

Рачунска дужина каиша добија се из израза:

$$L_{wr} = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{p}{z}(z_1 + z_2) + \frac{p \cdot \alpha}{180}(z_2 - z_1), \quad (4.6)$$

где су: $\alpha = \arcsin(d_{w2} - d_{w1}) / 2a$; p – корак каиша, z_1 и z_2 – бројеви зубаца малог и великог каишника, a – осно растојање.

Рачунски број зубаца каиша се добија преко рачунске дужине каиша:

$$z_{kr} = L_{wr} / p. \quad (4.7)$$

На основу израчунате вредности усваја се препоручена вредност броја зубаца z_k .
Стварна дужина каиша одређује се на следећи начин:

$$L_w = z_k \cdot p. \quad (4.8)$$

Стварна вредност осног растојања се добија на основу стварне дужине каиша према изразу, [3,5]:

$$a = 0,25 \cdot \left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left(L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{p}{2}(z_2 - z_1) \right)^2} \right]. \quad (4.9)$$

Број зубаца у спрези погонског каишника и каиша z_o зависи од обвојног угла β_1 и може се одредити као:

$$z_o = z_1 \cdot \frac{\beta_1}{360^\circ}, \text{ где је } \beta_1 = 180 - 2 \cdot \alpha, \alpha = \arcsin(d_{w2} - d_{w1}) / 2a. \quad (4.10)$$

Од броја зубаца погонског и гоњеног каишника зависи и расподела обимне силе међу зупцима каиша и каишника, као и притисак на зупцима каиша.

Општа препорука за број зубаца у спрези је да он не буде мањи од 6. При $z_o \leq 6$ препоручује се провера радног притиска на зупцима каиша.

Такође водити рачуна да број зубаца у спрези буде мањи од 15, [5].

4.2. Избор каиша

Избор типа каиша врши се на основу снаге P коју каиш може да пренесе. Корак, односно тип каиша се бира под условом да је $P < P_{\max}$.

Ширина каиша b се одређује из израза:

$$b = \frac{P \cdot C_A}{z_o \cdot P_N} \quad (4.11)$$

где су:

P – номинална снага преносника, W ,
 P_N – јединична носивост каиша, W/cm ,
 C_A – фактор радних услова,
 z_0 – број зубаца у спреси.

Добијена вредност ширине каиша се заокружује на прву већу стандардну вредност.

Сила којом зупчасти каишеви оптерећују вратило одређује се помоћу израза:

$$F_{VR} = 1.5 \cdot C_A \cdot F_t, \quad (4.12)$$

где су: F_t – обимна сила, N и C_A – фактор радних услова.

Носивост каиша мора бити мања од силе затезања каиша, односно:

$$F_t \leq F_{doz} = \frac{F_N \cdot b}{C_A}, \quad (4.13)$$

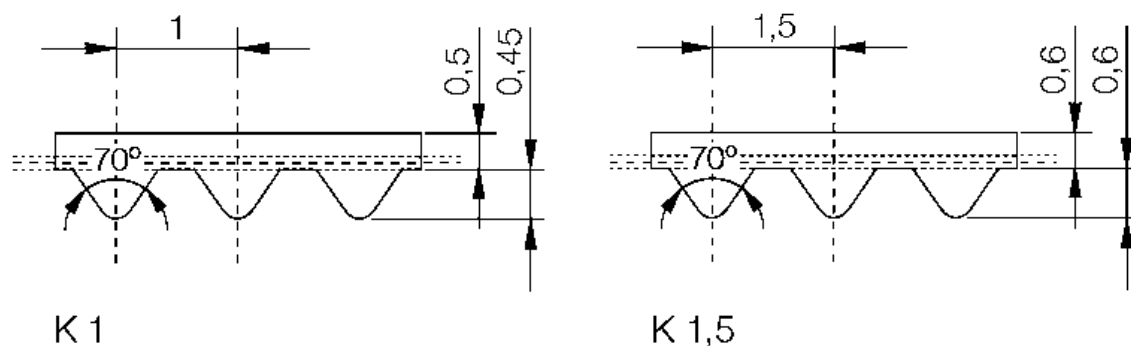
где су:

F_t – номинална вредност обимне силе, N и
 b – ширина каиша, cm .

Табела 4.1 Фактор радних услова C_A , [5]

Карактер промене обртног момента и вредност фактора C_A	Врста радне машине
Равномерно $C_A = 1$	Машине за обраду дрвета; Главни погон алатних машина; Штампарске машине; Равномерно оптерећени транспортери; Покретне степенице; Центрифугалне пумпе и вентилатори; Мешалице за течност; Колендери за папир.
Рад са умереним ударима $C_A = 1,5$	Машине за вучење жица; Мешалице за чврсте материјале; Мешалице за бетон; Пресе и маказе; Кранови и дизалице; Клипни вентилатори са три цилиндра; Клипне пумпе са три цилиндра; Млинови са куглама; Неравномерно оптерећени транспортери.
Рад са јаким ударима $C_A = 2$	Млинови са чекићем; Багери и грађевинске машине; Клипне пумпе са 1 и 2 цилиндра; Клипни вентилатори са 1 и 2 цилиндра; Машине за прераду гуме; Дробилице са ваљцима; Брусилице за дрво; Пресе за цигле и брикет; Уређаји за бушење у нафтној индустрији.

5. Пример прорачуна К троугластог (тестерастог) зупчастог каиша



Слика 5.1 К троугласти (тестерасте) зупчасти каиш, [8]

Табела 5.1 Подаци зупчастих каишева троугластог (тестерастог) профила (угао профила зубаца је 70°), [8]

Тип каиша	p mm	m mm	h mm	c mm	z
К 1	1	0,318	0,45	0,5	10
К 1,5	1,5	0,477	0,6	0,6	10

Табела 5.2 Дужина и број зубаца зупчастих каишева троугластог (тестерастог) профила, [8]

Тип каиша	Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k	Тип каиша	Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k	Тип каиша	Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k
К 1	279	279	К 1,5	165	110	К 1,5	501	334
К 1	348	348	К 1,5	201	134	К 1,5	600	400
К 1,5	57	38	К 1,5	228	152	К 1,5	1242,5	828
К 1,5	64,5	43	К 1,5	286	191	К 1,5	1671,5	1114
К 1,5	100,5	67	К 1,5	300	200			
К 1,5	141	94	К 1,5	400,5	267			

Пример означавања зупчастог каиша К – профила произвођача: ContinentalCONTITECH

CONTI® SYNCHROFLEX зупчасти каиш 6 К 1,5/100,5

где је:

6 – ширина каиша у mm,

К 1,5 – тип каиша,

100,5 – дужина каиша у mm.

Табела 5.3 Стандардна ширина, дозвољена затезна сила и тежина зупчастих каишева К профила, [8]

Ширина каиша	b	[mm]	4	6	10	16	25	32
Дозвољена затезна сила	F	[N]	39	65	117	195	312	403
Тежина каиша	K 1	[kg/m]	0,0044	0,007	0,011	0,018	0,028	0,035
	K 1,5	[kg/m]	0,004	0,006	0,010	0,016	0,025	0,032

Табела 5.4 Број обртаја малог каишника n_1 , специфична сила зупца, специфични момент и јединична носивост каиша, [8]

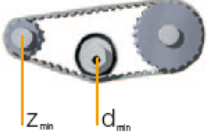
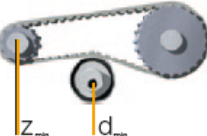
Број обртаја малог каишника n_1 [min ⁻¹]	Специфична сила зупца F_N [N/cm]	Специфичан момент M [Ncm/cm]	Јединична носивост каиша P_N [W/cm]
0	6,45	0,154	0,000
20	6,23	0,149	0,003
40	6,06	0,145	0,006
60	5,91	0,141	0,009
80	5,79	0,138	0,012
100	5,68	0,136	0,014
150	5,46	0,130	0,020
200	5,28	0,126	0,026
300	5,00	0,119	0,037
400	4,80	0,115	0,048
500	4,63	0,111	0,058
600	4,49	0,107	0,067
700	4,37	0,104	0,076
730	4,33	0,103	0,079
800	4,26	0,102	0,085
900	4,17	0,100	0,094
1000	4,08	0,097	0,102
1100	4,00	0,095	0,110
1200	3,93	0,094	0,118
1300	3,87	0,092	0,126
1400	3,81	0,091	0,133
1460	3,77	0,090	0,138
1500	3,75	0,090	0,141
1600	3,69	0,088	0,148
1700	3,64	0,087	0,155

1800	3,60	0,086	0,162
2900	3,55	0,085	0,169
2000	3,51	0,084	0,175
2200	3,43	0,082	0,189
2400	3,35	0,080	0,201
2500	3,32	0,079	0,207
2600	3,29	0,079	0,214
2800	3,22	0,077	0,225
2880	3,20	0,076	0,230
3000	3,17	0,076	0,238
3200	3,11	0,074	0,249
3400	3,06	0,073	0,260
3600	3,01	0,072	0,271
3800	2,96	0,071	0,281
4000	2,92	0,070	0,292
4500	2,82	0,067	0,317
5000	2,73	0,065	0,341
5500	2,65	0,063	0,364
6000	2,57	0,061	0,385
6500	2,51	0,060	0,408
7000	2,44	0,058	0,427
7500	2,38	0,057	0,446
8000	2,33	0,056	0,466
8500	2,27	0,054	0,482
9000	2,22	0,053	0,499
9500	2,18	0,052	0,518
10000	2,23	0,051	0,532
12000	1,98	0,047	0,594
15000	1,78	0,042	0,667
18000	1,63	0,039	0,733
20000	1,54	0,037	0,770

Табела 5.5 Област примене зупчастих каишних преносника, [8]

Тип каиша	$P_{\max}$, kW	$n_{\max}$, min^{-1}	$v_{\max}$, m/s	F_N , N/cm	Област примене
К 1	0,5	20000	80	1,54	Канцеларијске машине (штампачи, плотери), фотоапарати, радио и видео уређаји.
К 1,5	0,5	20000	80	1,54	

Табела 5.6 Минимални број зубаца каишника $z_{\min}$ и минимални пречник затезача $d_{\min}$

Без контра – савијања 	Минимални број зубаца каишника $z_{\min}$	15
	Минимални пречник затезача каиша $d_{\min}$ [mm]	16
Обрнуто савијање 	Минимални број зубаца каишника $z_{\min}$	20
	Минимални пречник затезача каиша $d_{\min}$ [mm]	15

Пример прорачуна:

Димензионисати зупчasti каишни преносник који се користи код штампача (Samsung ERP-400) фискалне касе Samsung SER-6500II/6540II (слика 5.2 и слика 5.3). Број зубаца погонског каишника је $z_1 = 40$, преносни однос $i = 2,5$, а међуосно растојање $a = 100$ mm. Фискални штампач погони електромотор (корачни) снаге $P_{EM} = 0,25$ kW и броја обртаја $n_{EM} = 300$ min⁻¹.



Слика 5.2 Фискална каса Samsung SER-6500II/6540II, [9]



Слика 5.3 Штампач Samsung ERP-400, [9]

За задате податке усваја се каиш К 1,5 са следећим подацима (табела 5.1):

$$p = 1,5 \text{ mm}, m = 0,477 \text{ mm}, h = 0,6, c = 0,6 \text{ mm}$$

- Подеони пречници:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 = 0,477 \cdot 40 = 19,08 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 0,477 \cdot 100 = 47,7 \text{ mm}$$

где је: $z_2 = i \cdot z_1 = 2,5 \cdot 40 = 100$, z_2 – број зубаца гоњеног каишника.

- Темени пречници:

$$d_{a1} = d_{w1} - 2c = 19,08 - 2 \cdot 0,6 = 17,88 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{w2} - 2c = 47,7 - 2 \cdot 0,6 = 46,5 \text{ mm}$$

- Обвојни угао:

$$\alpha = \arcsin \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} = \arcsin \frac{47,7 - 19,08}{2 \cdot 100} = \arcsin 0,1431 = 8,227^\circ,$$

где је: $\beta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \alpha = 180^\circ - 2 \cdot 8,227^\circ = 163,546^\circ$.

- Рачунска дужина каиша:

$$\begin{aligned} L_{wr} &= 2a \cdot \cos \alpha + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p \cdot \alpha}{180}(z_2 - z_1) = \\ &= 2 \cdot 100 \cdot \cos 8,227^\circ + \frac{1,5}{2} \cdot (40 + 100) + \frac{1,5 \cdot 8,227^\circ}{180^\circ} \cdot (100 - 40) = 197,94 + 105 + 4,113 = 307,053 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Рачунски број зубаца каиша:

$$z_{kr} = L_{wr} / p = 307,053 / 1,5 = 204,702 \quad \text{Усваја се } z_k = 200 \text{ (табела 5.2)}$$

- Стварна дужина каиша одређује се на следећи начин:

$$L_w = z_k \cdot p = 200 \cdot 1,5 = 300 \text{ mm}.$$

- Осно растојање:

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \cdot \left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left(L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{p}{2}(z_2 - z_1) \right)^2} \right] = \\ &= 0,25 \cdot \left[300 - \frac{1,5}{2}(40 + 100) + \sqrt{\left(300 - \frac{1,5}{2}(40 + 100) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{1,5}{2}(100 - 40) \right)^2} \right] = 94,831 \text{ mm} \end{aligned}$$

Ширина каиша:

- Број зубаца у спреси:

$$z_o = z_1 \cdot \frac{\beta_1}{2\pi} = 40 \cdot \frac{163,546^\circ}{360^\circ} = 18,17 \Rightarrow z_o = 18.$$

- Потребна ширина каиша:

$$b = \frac{P \cdot C_A}{z_o \cdot P_N} = \frac{0,25 \cdot 1}{18 \cdot 0,037} = 0,375 \text{ cm},$$

где су:

$C_A = 1$ – фактор радних услова (табела 4.1),

$P_N = 0,037 \text{ W/cm}$ – Јединична носивост каиша (табела 5.4).

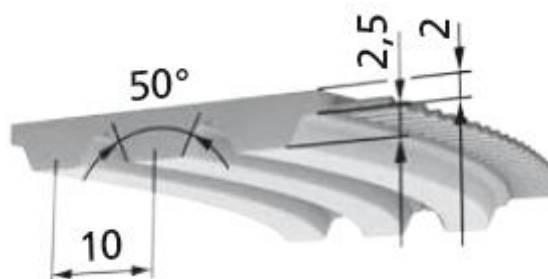
Усвојено, $b = 4 \text{ mm}$ – табела 5.3.

За задати преносник усвојен каиш ознаке: 4 K1,5/300.



Слика 5.4 Зупчасти каиш за штампач Samsung ERP-400

6. Пример прорачуна БАТ10 зупчастог каиша са кривим зупцима



Слика 6.1 БАТ10 зупчасти каиш са кривим зупцима, [10]

Табела 6.1 Подаци зупчастог каиша БАТ10 са кривим зупцима (угао профила зубаца је 50°), [10]

Тип каиша	p mm	m mm	h mm	c mm
БАТ10	10	3,183	2,5	2

Табела 6.2 Стандардна дужина [mm] и број зубаца БАТ10 зупчастог каиша, [10]

Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k	Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k	Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k	Дужина каиша L_w mm	Број зубаца каиша z_k
1100	110	1500	150	2500	250	5600	560
1150	115	1600	160	2800	280	6000	600
1210	121	1700	170	3000	300	6700	670
1240	124	1800	180	3550	355	7100	710
1250	125	1900	190	4000	400	7500	750
1320	132	2000	200	4500	450		
1400	140	2240	224	5000	500		

Пример означавања БАТ10 зупчастог каиша са кривим зупцима:

BRECOFLEX[®] зупчасти каиш 50 БАТ10/2000

где је:

50 – стандардна ширина каиша у mm,

БАТ10 – тип каиша,

2000 – стандардна дужина каиша у mm.

Табела 6.3 Стандардна ширина, дозвољена затезна сила и тежина БАТ10 зупчастих каишева, [10]

Ширина каиша	b	[mm]	32	50	75	100
Дозвољена затезна сила	F	[N]	4750	7750	12000	16000
Тип каиша	БАТ10	[kg/m]	0,180	0,290	0,435	0,581

Табела 6.4 Број обртаја малог каишника, специфична сила зупца, специфични момент и јединична носивост каиша, [10]

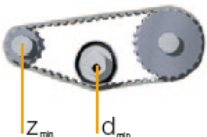
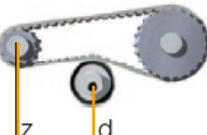
Број обртаја малог каишника n_1 [min ⁻¹]	Специфична сила зупца F_N [N/cm]	Специфичан момент M [Ncm/cm]	Јединична носивост каиша P_N [W/cm]
0	92,75	14,769	0,000
20	91,39	14,552	0,305
40	90,11	14,349	0,601
60	88,91	14,158	0,890
80	87,78	13,978	1,171
100	86,71	13,807	1,446
200	82,07	13,069	2,737
300	78,30	12,469	3,917
400	75,13	11,963	5,011
500	72,39	11,527	6,035
600	69,98	11,143	7,001
700	67,82	10,800	7,916
800	65,88	10,490	8,787
900	64,10	10,208	9,620
1000	62,47	9,948	10,417
1100	60,96	9,708	11,182
1200	59,56	9,484	11,917
1300	58,25	9,275	12,626
1400	57,02	9,079	13,310
1500	55,86	8,895	13,971
1600	54,76	8,720	14,609
1700	53,72	8,554	15,227
1800	52,73	8,397	15,826
1900	51,79	8,246	16,407
2000	50,89	8,103	16,970
2200	49,20	7,834	18,047
2400	47,64	7,586	19,064
2600	46,19	7,356	20,026
2800	44,84	7,141	20,936
3000	43,58	6,939	21,799
3200	42,39	6,750	22,617

3400	41,26	6,571	23,394
3600	40,20	6,401	24,131
3800	39,19	6,240	24,831
4000	38,23	6,087	25,496
4500	36,01	5,733	27,016
5000	34,00	5,415	28,349
5500	32,18	5,125	29,514
6000	30,51	4,859	30,528
6500	28,97	4,614	31,401
7000	27,54	4,386	32,145
7500	26,20	4,173	32,770
8000	24,95	3,973	33,282
8500	23,77	3,785	33,690
9000	22,66	3,608	33,999
9500	21,60	3,439	34,214
10000	20,60	3,280	34,342

Табела 6.5 Област примене БАТ10 зупчастих каишева, [10]

Тип каиша	$P_{\max}$, kW	$n_{\max}$, min^{-1}	$v_{\max}$, m/s	Област примене
БАТ10	70	10000	60	Грађевинске машине, пумпе, текстилне машине и компресори.

Табела 6.6 Минимални број зубаца каишника $z_{\min}$ и минимални пречник затезача $d_{\min}$

Без контра – савијања 	Минимални број зубаца каишника $z_{\min}$	20
	Минимални пречник затезача каиша $d_{\min}$ [mm]	60
Обрнуто савијање 	Минимални број зубаца каишника $z_{\min}$	25
	Минимални пречник затезача каиша $d_{\min}$ [mm]	120

Пример прорачуна:

Димензионисати зупчасти каишни преносник који се користи код компресора (слика 6.2). Број зубаца погонског каишника је $z_1 = 30$, преносни однос $i = 3$, а међуосно растојање $a = 600 \text{ mm}$. Компресор погони електромотор снаге $P_{EM} = 50 \text{ kW}$ и броја обртаја $n_{EM} = 5000 \text{ min}^{-1}$.



Слика 6.2 Компресор – Chicago Pneumatic CPC, [11]

За задате податке усваја се каиш БАТ10 са следећим подацима (табела 6.1):

$$p = 10 \text{ mm}, m = 3,183 \text{ mm}, h = 2,5 \text{ mm}, c = 2 \text{ mm}$$

- Подеони пречници:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 = 3,183 \cdot 30 = 95,49 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 3,183 \cdot 90 = 286,47 \text{ mm}$$

где је: $z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 30 = 90$, z_2 – број зубаца гоњеног каишника.

- Темени пречници:

$$d_{a1} = d_{w1} - 2c = 95,49 - 2 \cdot 2 = 91,49 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{w2} - 2c = 286,47 - 2 \cdot 2 = 282,47 \text{ mm}$$

- Обвојни угао:

$$\alpha = \arcsin \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} = \arcsin \frac{286,47 - 95,49}{2 \cdot 600} = \arcsin 0,15915 = 9,157^\circ$$

где је:

$$\beta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \alpha = 180^\circ - 2 \cdot 9,157^\circ = 161,686^\circ$$

- Рачунска дужина каиша:

$$L_{wr} = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p \cdot \alpha}{180}(z_2 - z_1) =$$

$$= 2 \cdot 600 \cdot \cos 9,157^\circ + \frac{10}{2} \cdot (30 + 90) + \frac{10 \cdot 9,157^\circ}{180^\circ} \cdot (90 - 30) = 1184,707 + 600 + 30,523 = 1815,23 \text{ mm}$$

- Рачунски број зубаца каиша:

$$z_{kr} = L_{wr} / p = 1815,23 / 10 = 181,523$$

Усваја се $z_k = 180$ (табела 6.2)

- Стварна дужина каиша одређује се на следећи начин:

$$L_w = z_k \cdot p = 180 \cdot 10 = 1800 \text{ mm}$$

- Осно растојање:

$$a = 0,25 \cdot \left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left(L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{p}{2}(z_2 - z_1) \right)^2} \right] =$$

$$0,25 \cdot \left[1800 - \frac{10}{2}(30 + 90) + \sqrt{\left(1800 - \frac{10}{2}(30 + 90) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{10}{2}(90 - 30) \right)^2} \right] = 580,624 \text{ mm}$$

Ширина каиша:

- Број зубаца у спреси:

$$z_o = z_1 \cdot \frac{\beta_1}{2\pi} = 30 \cdot \frac{161,686^\circ}{360^\circ} = 13,47 \Rightarrow z_o = 13.$$

- Потребна ширина каиша:

$$b = \frac{1000 \cdot P}{z_1 \cdot z_o \cdot P_N} = \frac{1000 \cdot 50}{30 \cdot 13 \cdot 28,349} = 4,52 \text{ cm},$$

где је: P_N – Јединична носивост каиша (табела 6.4).

Усвојено, $b = 50 \text{ mm}$ – табела 6.3.

За задати преносник усвојен је каиш ознаке: 50 БАТ10/1800

Закључак

У оквиру завршног рада извршена је подела механичких преносника снаге и дат је кратак опис за сваки преносник појединачно. Посебан осврт је на зупчастим каишним преносницима, где је извршена подела зупчастих каишних преносника, дате основне карактеристике зупчастих каишних преносника, наведени делови зупчастих каишева са краћим описом и дати основни технички подаци.

Најбитније карактеристике зупчастог каишног преносника јесу: преносни однос, коефицијент трења између каиша и каишника као и снага коју преноси, угао којим каиш захвата каишник, оптерећење у ослонцима (вратилима) каишника.

Можемо рећи да је највећа предност зупчастих каишних преносника у односу на друге преноснике то да им је доста лакша израда, али они имају и доста веће габарите од других преносника. Зупчато-каишне преноснике треба користити за пренос снаге при великим брзинама обртања на средњим растојањима, али исти нису погодни за пренос велике снаге због могућности проклизавања, као и за пренос снаге на више вратила.

Такође у наставку рада наведене су нове конструкције зупчастих каишева, као што су: АТП, БАТ/БАТК, АТ, Т, СФАТ, АТК/ТК и К.

За сваки од ових профила зупчастих каишева су дати основни технички подаци.

У раду се налази и прорачун зупчастих каишних преносника са специјалним озубљењем, са свим потребним подацима за прорачун истих.

На крају рада су дати примери прорачуна К троугластог (тестерастог) зупчастог каиша и БАТ зупчастог каиша са кривим зупцима.

Литература

- [1] МИТРОВИЋ, Р.: *Машински елементи 2 – механички преносници снаге – предавања*, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2012.
- [2] МЕХИНАГИЋ, Н.: *Преносници снаге и кретања*, 2012.
<http://www.scribd.com/doc/109972363/Prenosnici-Snage-i-Kretanja#scribd>
- [3] НИКОЛИЋ, В.: *Машински елементи: теорија, прорачун, примери*, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [4] ТАНАСИЈЕВИЋ, С.: *Механички преносници – ланчани преносници, зупчасти каишни преносници, кардански преносници*, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 1994.
- [5] СТОЈАНОВИЋ, Б., БЛАГОЈЕВИЋ, М.: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Темпус, ИПРОД, Крагујевац, 2015.
- [6] ГЛИГОРИЋ, Р.: *Машински елементи*, Пољопривредни факултет Универзитета у Новом Саду, Нови Сад, 2015.
- [7] *Каишни преносници*, Машински факултет Универзитета у Нишу www2.masfak.ni.ac.rs/uploads/articles/www2_kaisni_prenosnici.pdf
- [8] Каталог фирме: ContinentalCONTITECH – Product Range CONTI® SYNCHROFLEX Timing Belts, Polyurethane Belts, ContiTech Antriebssysteme GmbH D – 30169 Hannover, Copyright 2012 ContiTech AG, Hannover.
- [9] Интернет сајт: www.cashregistersonline.com/, [www.youtube.com/replacing the journal belt on a Samsung ERP-400 printer](http://www.youtube.com/replacing_the_journal_belt_on_a_Samsung_ERP-400_printer).
- [10] Каталог фирме: BRECO®, BRECOFLEX® timing belts, © 2010 BRECO Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG.
- [11] www.chicagolandcompressor.com/cpc-belt-drive-rotary-screw-compressor.html