

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Машински елементи 2

Број индекса: 15/2009

Младеновић Д. Војкан

Остваривање завртањских веза

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Благојевић Мирко, доцент - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- опише и анализира све начине остваривања завртањских веза (од традиционалних метода затезања, до затезања момент кључем и коришћењем хидрауличких уређаја);
- објасни основну улогу завртањских веза;
- опише основе прорачуна уздужно оптерећених завртањских веза;
- изнесе поређење затезања завртањских веза момент кључем и хидрауличким затезачем,
- опише истовремено затезање завртњева хидрауличким затезачима.

Препоручена литература:

- [1] В. Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац, 2004.
- [2] С. Јовичић, Н. Марјановић: Основи конструисања, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2012.
- [3] М. Огњановић: Машински елементи, Машински факултет, Београд 2001.
- [4] В. Милентовић: Машински елементи, Машински факултет, Ниш 2001.
- [5] Приручник за затезање вијака, SKF, <http://www.skf.com/files/239454.pdf>

Крагујевац, датум

ментор:

Др Благојевић Мирко, доцент

Резиме:

Завртањска веза је непокретни навојни спој остварен посредством завртња и навртке. Служи за повезивање делова у једну целину и треба да обезбеди одговарајући међусобни положај делова у склопу, преношење оптерећења, кретања и др. Слободно се може рећи да сигурност и поузданост конструкције зависи од сигурности и поузданости спојева.

У овом раду објашњене су методе затезања уздужно оптерећене завртањске везе, као и њихов основни прорачун. Извршено је и поређење затезања завртањских веза момент кључем и хидрауличким затезачем и приказана је могућност истовременог затезања завртњева хидрауличким затезачима. Оваквом анализом утврђене су бројне предности хидрауличног затезача као што су: већа прецизност, брзина, сигурност, лакоћа при раду, ...

Кључне речи: завртањска веза, момент кључ, хидраулички затезач

Abstract:

Bolted connection is stationary threaded connection achieved via bolts and nuts. Used to connect the parts into a whole and should provide an appropriate relative positions of parts within, transferring loads, movement, etc. It can be said that the safety and reliability of the structure depends on the security and reliability of joints.

This paper explains the methods of longitudinal tensile load of bolted connections, and their main calculation. It was performed comparison between torque-wrench tightening and hydraulic bolt-tensioning and it was demonstrated the possibility of simultaneous tightening with bolt tensioners. This analysis identified a number of advantages of the hydraulic tensioner such as greater accuracy, speed, security, ease in operation,...

Keywords: screw connection, torque-wrench, hydraulic tensioner

Садржај

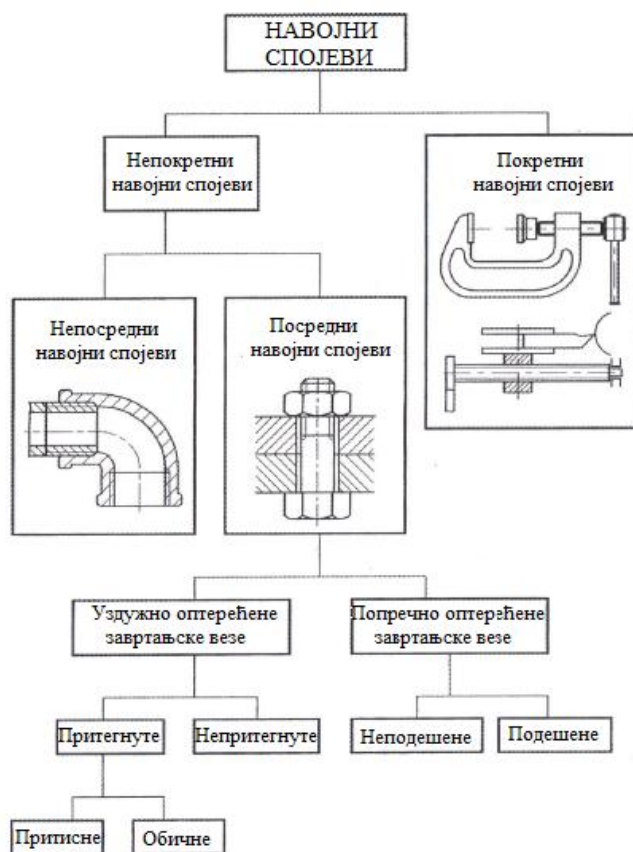
1.0	Увод.....	1
2.0	Историјски развој навојних спојева.....	3
3.0	Навојни спојеви.....	6
4.0	Механичка сојства завртња.....	10
5.0	Традиционалне методе остваривања уздужно оптерећених завртањских веза....	12
5.1	Затезање момент кључем	12
5.1.1	Методе и уређаји за мерење обртног момента затезања.....	16
5.1.2	Методе мерења деформације завртњева.....	17
5.2	Затезање помоћу грејача у виду шипке	19
5.3	Затезање механичким издужењем (деформацијом)	19
5.4	Затезање помоћу хидрауличких затезача	20
5.4.1	Предности хидрауличног затезања завртњева	21
5.4.2	Мерни инструменти за хидраулично затезање	25
6.0	Основе прорачуна уздужно оптерећених завртањских веза.....	28
6.1	Притезање завртањске везе.....	29
6.2	Силе и деформације код уздужно оптерећене завртањске везе	31
6.3	Критична радна сила	35
6.4	Крутост завртња и спојених делова	36
6.5	Утицај односа крутости завртања и подлоге на вредности сила ΔF_z и ΔF_b	38
7.0	Упоредни приказ остваривања завртањских веза момент кључем и хидрауличким затезачем	39
7.1	Затезање помоћу хидрауличких затезача	42
7.1.1	Одступање услед димензија и толеранција завртња и делова склопа	42
7.1.2	Непрецизности силе при хидрауличком затезању.....	42
	и у тренутку хватања навртке	42
7.1.3	Последице непрецизности у коначној сили притезања	43
7.1.4	Максимална дозвољена спољашња сила на склопу	44
7.2	Затезање момент кључем	45
7.2.1	Непрецизност услед деловања обртног момента.....	45
7.2.2	Непрецизност услед толеранције завртња и склопа.....	45
7.2.3	Непрецизност услед коефицијената трења.....	45

7.2.4	Анализа компоненти затезања преко обртног момента	46
7.2.5	Последице непрецизности према коначној сили притезања	47
7.2.6	Утицај на напоне у завртњу	48
7.2.7	Ризици затезања момент (кило) кључем.....	52
7.3	Пројектовање новог склопа	52
7.3.1	Затезање хидрауличким затезачима и методом обртног момента	52
7.3.2	Одабир више класе материјала за израду вијака	53
7.3.3	Употреба већег броја завртњева	53
7.3.4	Повећање пречника завртња	56
8.0	Истовремено затезање завртњева хидрауличким затезачима	60
8.1	Истовремено затезање свих завртњева у склопу	60
8.2	Истовремено затезање половине завртњева у склопу	61
8.3	Истовремено затезање четвртине завртњева у склопу.....	62
9.0	Закључци.....	65
10.0	Литература.....	67

1.0 Увод

Веза два или више машинских делова остварена посредством навоја представља навојни спој. Навојни спојеви спадају у групу раздвојивих машинских спојева, а то значи да спојени делови могу да се раздвајају и поново спајају без оштећења. Навојни спој обезбеђује жељени положај спојених делова и преношење оптерећења. Поред тога, помоћу навојног споја може да се оствари међусобно притискивање и заптивање машинских делова, прецизно померање и подешавање код мерних инструмената и уређаја, међусобно релативно кретање спојених делова, претварање обртног кретања у праволинијско кретање и др. Основна функција навојних спојева је преношење оптерећења са спољашњег на унутрашњи навој и обрнуто, [1].

Навојни спојеви могу бити непокретни (чврсти навојни спојеви) и покретни (навојни преносници). Даља подела непокретних навојних спојева дата је на слици 1.1., [1].



Слика 1.1. Подела навојних спојева

Чврсти навојни спојеви обезбеђују преношење оптерећења са једног машинског дела на други или остваривање притиска на додиру спојених делова, као и остваривање деформација у споју. Спојени делови су међусобно непокретни, а веза се може расклапати без разарања. Ови навојни спојеви имају велику примену, [1].

Навој може бити израђен непосредно на деловима који се спајају (цеви, славине, вентили, итд.) и то су *непосредни чврсти навојни спојеви* или на посебним навојним деловима (завртњи, навртке) *код посредних чврстих навојних спојева*. Чврсти навојни спој остварен помоћу завртња и навртке зове се завртањска веза, [1].

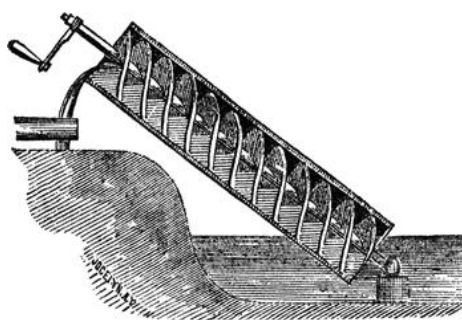
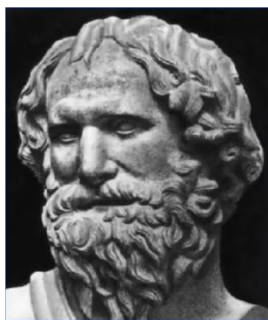
Према правцу дејства спољашњег оптерећења у односу на осу завртња, завртањске везе се деле на уздужно и попречно оптерећене завртањске везе. Код уздужно оптерећених завртањских веза радно оптерећење дејствује у правцу осе завртња и тежи да раздвоји спојене делове тј. да доведе до стварања зазора између њих. Завртањска веза има задатак да спречи раздвајање и омогући преношење оптерећења са једног на други спојени део. Већина уздужно оптерећених завртањских веза се преднапреже претходним притезањем. То су *притегнуте везе*. Везе код којих се остварује велики притисак на додирним површинама спојених делова су *притисне*, за разлику од *обичних* завртањских веза, где ова вредност притиска није значајна. Уздужно оптерећене завртањске везе без силе претходног притезања су *непритегнуте завртањске везе* (сила притезања доводи до повећања оптерећења у спојеним деловима, па код конструкција где то није пожељно, завртањска веза не сме бити притегнута), [1].

Код попречно оптерећених завртањских веза, оптерећење дејствује управно на осу завртња и тежи да помери спојене делове у равни њиховог додира. Дејством отпора трења код фрикционих (неподешених) веза или смицањем стабла завртња код смицајних (подешених) веза, онемогућено је то померање. У пракси најширу примену налазе неподешене (фрикционе) попречно оптерећене везе и притисне уздужно оптерећене завртањске везе, [1].

Покретни навојни спојеви служе за претварање обртног кретања у праволинијско, односно претварање обртног момента у аксијалну силу. Покретним навојним спојевима врши се позиционирање алата у односу на радни предмет код машина за обраду резањем, успостављање тачног међусобног односа делова код мерних инструмената и др. Већина покретних навојних спојева, поред тога што врши претварање обртног момента у аксијалну силу, обезбеђује и њихов пренос до места извршења функције, па се зато зову *навојни преносници*, [1].

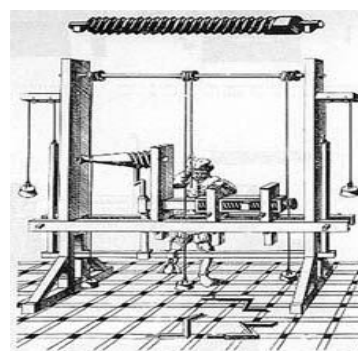
2.0 Историјски развој навојних спојева

Појам завртња се први пут среће око 400 година пре нове ере (*Archytas*). *Archytas* је био савременик *Platon*-а и према неким изворима се назива оснивачем механике. Једна од првих примена навојног споја је код пресе за цеђење уља из маслина и сока из грозђа. Такве пресе су радиле по принципу покретних навојних спојева. *Arhimed* је у периоду од 287. до 212. године пре нове ере детаљније дефинисао појам завртња и користио га за изградњу уређаја за црпљење воде. Међутим, врло је могуће да се овај принцип користио и у Египту још пре рођења *Arhimed*-а. *Arhimed*-ов завртањ је био направљен од дрвета и коришћен је за наводњавање земљишта и за уклањање воде из бродова, (Слика 2.1. десно). Римљани су његов изум примењивали и у рудницима. Завртањ је описан у првом веку нове ере у књизи "Механика" од *Heron*-а, [6].



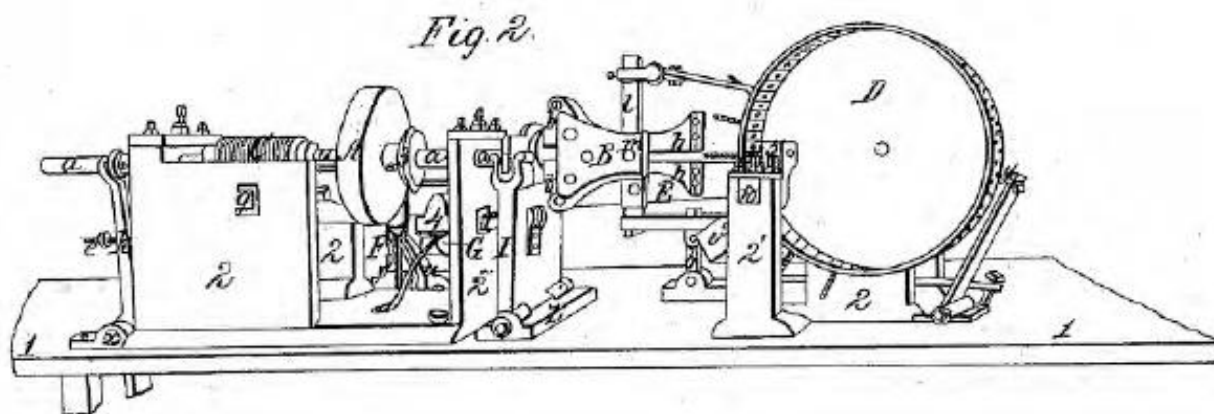
Слика 2.1. *Arhimed* (лево) и његов проналазак за црпљење воде (десно)

Тадашња израда навоја зависила је од вештине мајстора. Напредак у овом погледу наступио је у осамнаестом веку. *Antoine Thiout* је око 1750. године за израду навоја користио уређај попут струга који је омогућавао уздужно кретање главе алата и радио је полуаутоматски. Завртњеви са финим навојем су били неопходни у широком пољу мерних инструмената, па је њихова производња била од великог значаја. *Jesse Ramsden* је 1770. године направио први струг за израду финог навоја, (Слика 2.2. десно). Овим проналаском омогућена је израда прецизних инструмената за мерење, парне машине и многих других машинских делова, [6].



Слика 2.2. *Jesse Ramsden* (лево) и први струг за израду финог навоја (десно)

Навоји су се дуго израђивали ручно или помоћу стругова који су радили полуаутоматски, али се временом повећавала потреба да буду израђивани машинским путем и у знатно већим количинама. *Job* и *William Wyatt* су патентирали струг за машинску производњу навоја приказан на слици 2.3. Убрзо се јавио проблем недостатака стандарда за израду навоја, [6].

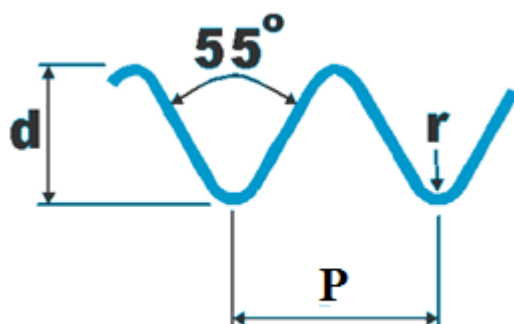


Слика 2.3. Струг за машинску производњу навоја

У циљу превазилажења ових проблема, *Joseph Whitword* је сакупљао узорке завртњева из великог броја британских радионица и 1841. године изнео два предлога:

1. Угао бочних линија профила навоја (угао профила) треба стандардизовати на 55° .
2. Број навоја по инчу треба стандардизовати у зависности од пречника.

Његови предлози су прихваћени и коришћени као стандарди у Британији (после 1860. године). *Whitword* – ов навој, (Слика 2.4.) се примењује за непокретне навојне спојеве (за водоводне цеви, арматуру и др.). *Whitword*-ове fine завојнице имају скраћени врх. Нарочито су погодне за цеви танких зидова, прстенове, шупља вратила и др., [6].



P - корак навоја

d - дубина навоја

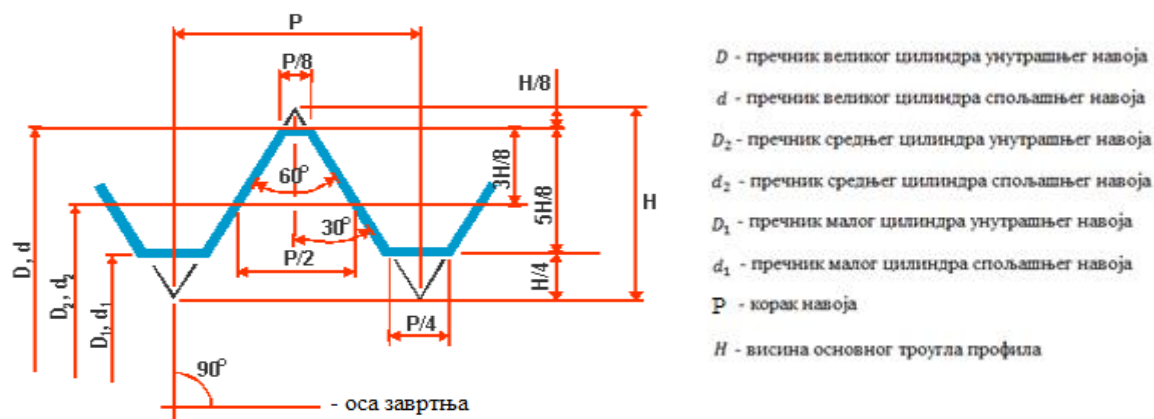
r - заобљење навоја

$$d = 0.0640327 P$$

$$r = 0.137329 P$$

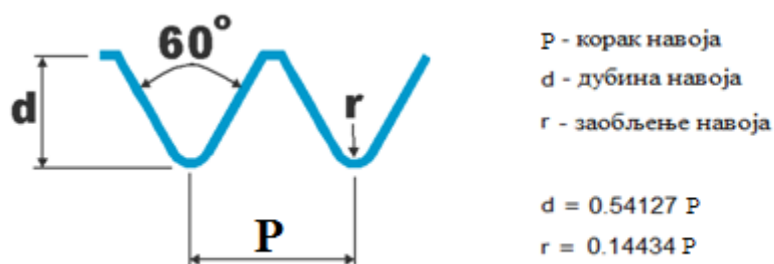
Слика 2.4. Профил *Whitword*-овог навоја са карактеристичним величинама (ознаке су оригиналне и не одговарају у потпуности нашем стандарду)

У Америци је *William Sellers* 1864. године, независно од *Whitworth*-а, предложио стандард који се заснива на углу профила од 60° и различитим вредностима корака у зависности од пречника. Овај предлог је усвојен као стандард у САД, а касније се развио као амерички стандард грубе серије (NC) и fine серије (NF). Ови навоји су имали равне коренове и врхове, што је омогућавало лакшу производњу завртња за разлику од *Whitworth*-овог навоја који је имао заобљене коренове и врхове. На слици 2.5. приказан је профил *Sellers*-овог навоја, [6].



Слика 2.5. Профил *Sellers*-овог навоја са карактеристичним величинама

Негде у исто време, у централној Европи се појављује метрички навој са великим бројем различитих углова профила навоја који су се примењивали. На пример, *Loewenherz* – ов навој (Немачка) је имао угао профила навоја од 53 степена и 8 минута, а *Thury* - ов навој (Швајцарска), угао профила од 47,5 степени. Међународни метрички навој се временом развио из Немачког и Француског метричког стандарда и усвојен је на међународном конгресу у Цириху 1898. године. То је први навој чије су димензије стандардизоване у метричком систему јединица по чему је и добио назив *метрички навој*, (Слика 2.6.). Теоријски профил навоја је једнакокрајни троугао, па је угао профила навоја 60° . Код стварног профила спољашњег навоја извршено је скраћење врха и заобљење у корену. Метрички навој крупног корака означава се са Md , где је d номинални пречник (M4, M10, M30, итд.). Ознака метричког навоја финог корака је $Md \times P$, где је P корак навоја (M10x1,25, M16x1,5, итд.). За сваки пречник d предвиђено је неколико вредности корака P . Посебна врста ових навоја са ситним кораком је метрички цевни навој, који је конусан и означава се са $Md \times P \text{ кон.}$, [6].

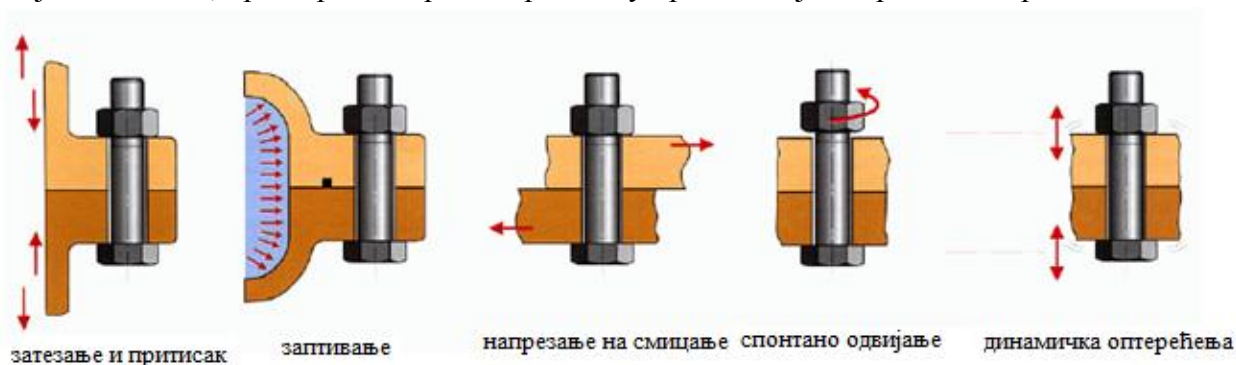


Слика 2.6. Профил метричког навоја са карактеристичним величинама (ознаке су оригиналне и не одговарају у потпуности нашем стандарду)

3.0 Навојни спојеви

Правилно затезање завртња представља најбољи начин коришћења његових еластичних својстава. Да би успешно обављао своју функцију, завртањ се мора понашати попут опруге. Поступком затезања остварује се сила предходног притезања завртња. Та сила је супротног смера у односу на радно оптерећење које дјелује на склопљене компоненте, [5].

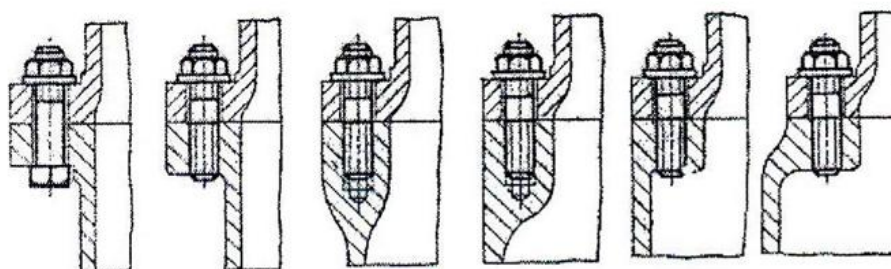
Навојни спој обезбеђује жељени положај спојених делова и преношење оптерећења, (Слика 3.1.). Поред тога, помоћу навојног споја може се остварити међусобно притискивање и заптивање машинских делова, прецизно померање и подешавање код мерних инструмената и уређаја, међусобно релативно кретање спојених делова, претварање обртног кретања у праволинијско кретање и др., [5].



Слика 3.1. Случајеви оптерећења завртњева

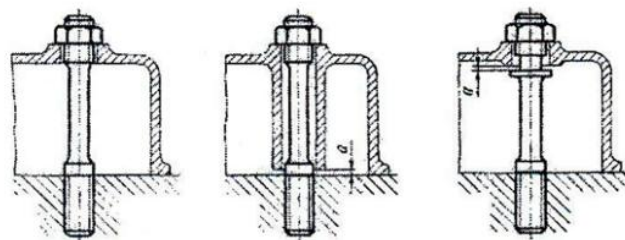
Затезање завртња је оптимално када је завртањ правилно затегнут (нити превише, нити премало), [5].

При дефинисању завртањских веза треба имати у виду да су најповољније оне везе које се остварују посредством завртња и навртке. Неки од начина остваривања завртањских веза су приказани на слици 3.2., [7].



Слика 3.2. Начини остваривања завртањских веза

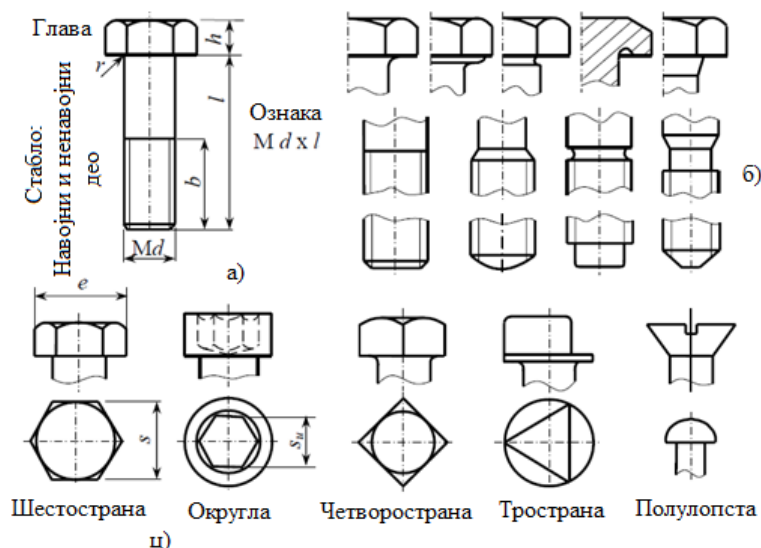
Поред тога, потребно је водити рачуна да се завртањском везом додатно не оптерећује конструкција. Наиме, ако је конструкција додатно оптерећена услед притезања завртња, то оптерећење може да проузрокује лом дела, па је у тим случајевима је потребно, незнатном изменом облика, другачије оптеретити конструкцију. Да би се при томе могла обезбедити херметичност, треба водити рачуна о појединим растојањима, (Слика 3.3.), [7].



Слика 3.3. Карактеристична решење завртањских веза

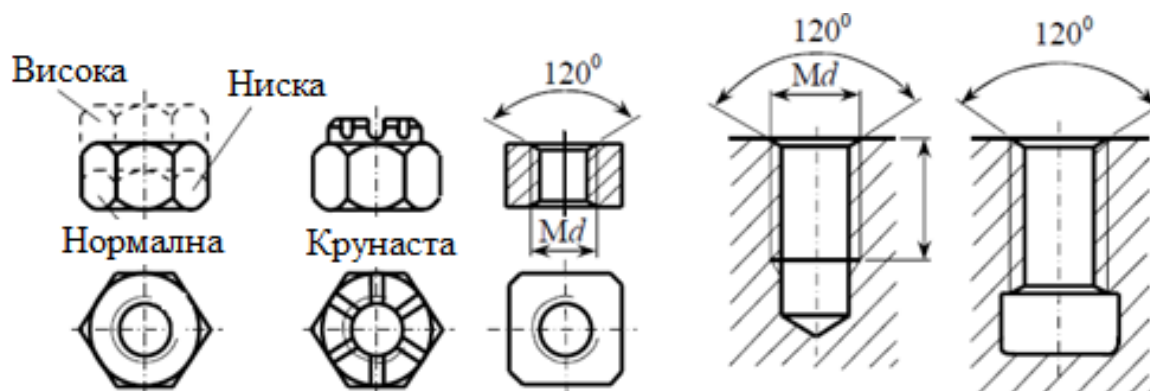
При дефинисању завртањске везе, треба водити рачуна и о избору врсте завртња, пре свега облику главе, стабла и краја завртња, о избору навртке, као и о избору начина осигурања од самоодвртања. Избор облика главе зависи од величине силе притезања, учестаности затезања (монтаже и демонтаже) и позиције завртањске везе, тј. поседовања одговарајућих алата за затезање и одвртање завртња (навртке). Облик завртња је условљен његовом наменом и условима рада. Обично је само на једном делу стабла завртња урађен навој (навојни део), други део завртња је без навоја (ненавојни део) и често се зове врат завртња. Прелаз између навојног и ненавојног дела завртња може бити изведен на различите начине, а прелаз од главе завртња ка стаблу може бити изведен са радијусом или путем прстенастих жлебова, конуса и др., (Слика 3.4. б)), [7].

Завртњеви се међусобно разликују према облику главе која може бити шестоугаона (најчешће), четвороугаона, округла, конусна и др., (Слика 3.4. ц)). Највећи број различитих облика завртњева је стандардизован. Стандардом је прописан облик, димензије, материјал, квалитет и др. У зависности од квалитета израде, завртњи су разврстани у три класе: А - фина, В - средња и С - груба класа. Навој је метрички са троугластим ISO профилем и по правилу десни крупног корака, а користе се и завртњи финог корака, [8].



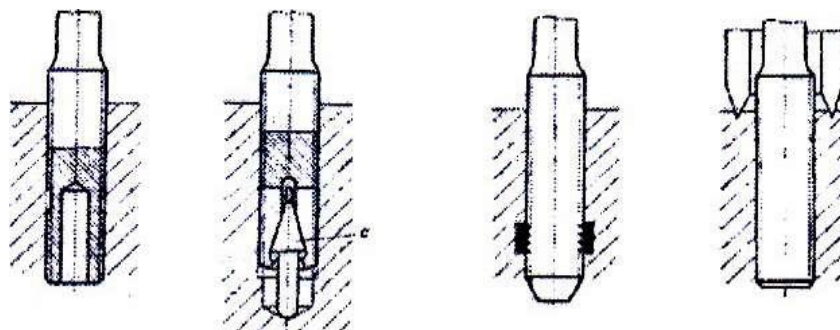
Слика 3.4. Карактеристични детаљи облика завртња: а) облик завртња, б) прелаз главе у стабло, прелаз навојног на ненавојни део и завршетак завртња, ц) облици главе завртња

Облик навртке је по правилу шестоугаони. Изузетно, навртке могу бити четвороугаоне, криласте или посебног (специјалног) облика. Шестоугаона навртка може бити нормалне висине, ниска и висока, (Слика 3.5.). Осим тога, основни шестоугаони облик може бити допуњен разним додацима за осигурање од самоодвртања или за повећање величине додирне површине са деловима које спаја. Тако се шестоугаона навртка у стандардима јавља у разним варијантама, али је у најширој примени основни шестоугаони облик. Навртке могу бити са метричким навојем крупног или ситног корака (или неким другим навојем). Навојни делови крупног корака се дефинишу засебним стандардима у односу на навртке са навојем ситног корака. Изузетно, навртке могу бити и са левим смером нагиба (левим навојем) и оне морају бити означене жлебом на средини шестостраног облика. Све то у вези са врстом навоја односи се и на завртње. Уместо да се користи навртка, унутрашњи навој може бити израђен непосредно у једном од делова који се спајају, [8].



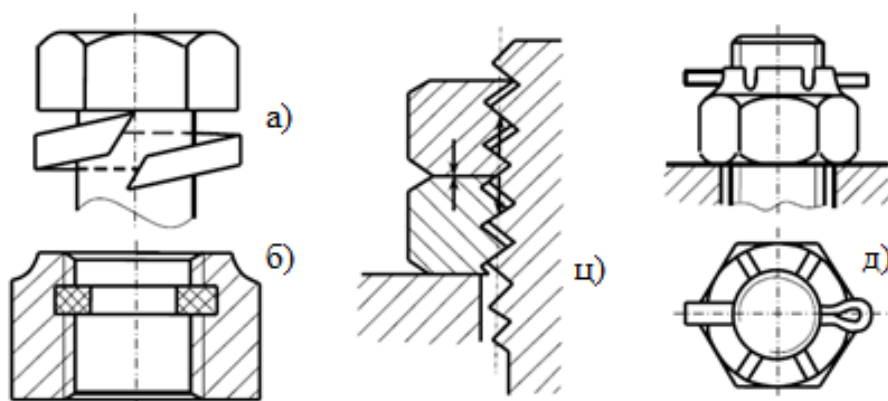
Слика 3.5. Најчешћи облици навртки и навоја у деловима који се спајају

Посебно су интересантна решења крајева завртња са којима се спречава њихово самоодвртање, (Слика 3.6.). Израдом завртња са рупом (постижу се различите деформације) или посебног конуса (којим се врши његова деформација), спречава се самоодвртање, мада се оно може спречити и уградњом гуменог прстена (већи коефицијент трења) или деформацијом навртке, [7].



Слика 3.6. Крајеви завртња којима се спречава самоодвртање

Самоодвртање завртњева се, поред деформације завртња и навртке, или лепљења и заваривања завртња, спречава и применом специјалних осигурача као и применом посебних подлошки, (Слика 3.7.), [8].



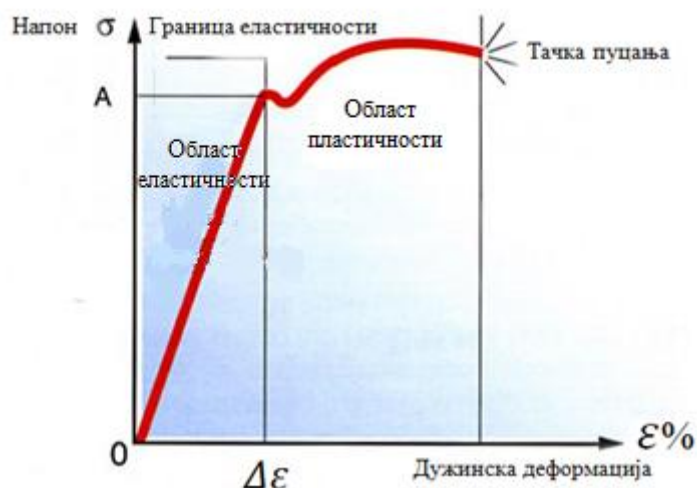
Слика 3.7. Осигурања од лабављења и самоодвртања: а) еластичне подлошке, б) самоосигуравајућа навртка, ц) двострука навртка, д) крунаста навртка са расцепком

Еластичне подлошке а), надомештају изгубљене еластичне деформације. Неметални прстен у навртци б), двострука навртка ц), обезбеђују повећање отпора трења у навојном пару и спречавају самоодвртање. Посебним осигурачима као што је расцепка д), такође се спречава самоодвртање, [8].

4.0 Механичка својства завртња

Завртњеви се најчешће израђују од челика. Као и други метали и челик је еластичан, барем док напон не пређе границу еластичности након које деформације материјала постају трајне (пластичне). Унутар области еластичности, метални део попут завртња се понаша по *Hook*-овом закону, који каже да је напон при затезању пропорционалан напону улсед оптерећења, Слика 4.1., [5].

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (4.1)$$



Слика 4.1. Дијаграм Hook-овог закона

За даље испитивања механичких својстава завртњева, неопходно је познавати следеће карактеристике материјала (карактеристике су дате на основу [2, 5]):

Модул еластичности или Young-ов модул (E)

$$E = \frac{\frac{F}{S}}{\frac{\Delta L}{L}} = \frac{F \cdot L}{S \cdot \Delta L} = \frac{\sigma \cdot L}{\Delta L} \quad (4.2)$$

где је:

F — сила затезања [N];

S — површина попречног пресека [mm²];

L — дужина пре истезања [mm];

ΔL — дужина истезања [mm];

σ — напон на затезање [MPa].

Poisson-ов коефицијент (ν)

Poisson-ов коефицијент је особина материјала, која се одређује експериментално и чија је вредност за метале око 0,3, за гуму и друге приближно нестишљиве материјале блиска 0,5, за изотропне материјале 0,5, [9]. На слици 4.2. приказане су димензије потребне за одређивање Poisson-овог коефицијента.

$$\nu = \frac{\frac{\Delta d}{d}}{\frac{\Delta L}{L}} = \frac{L \cdot \Delta d}{\Delta L \cdot d} \quad (4.3)$$

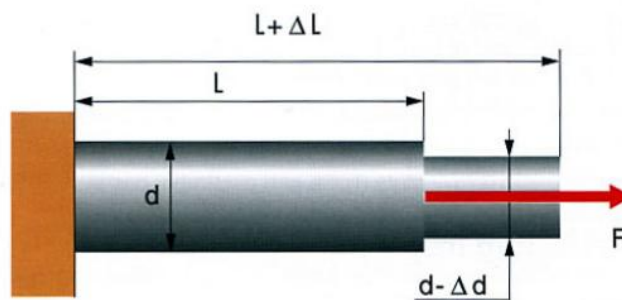
где је:

d – попречни пресек пре истезања [mm^2];

Δd – попречни пресек након истезања [mm^2];

L – дужина пре истезања [mm];

ΔL – дужина истезања [mm].



Слика 4.2. Основне димензије за одређивање Poisson-овог коефицијента

Коефицијент стишљивости (k) – одређивање путем аналогije за течности

$$k = \frac{dV}{dP} = \frac{3(1-2\nu)}{E} \quad (4.4)$$

где је:

V – запремина [m^3];

P – притисак [Pa].

Модул елатичности приликом смицања (G)

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (4.5)$$

где је:

E – модул еластичности [MPa];

ν – Poisson-ов коефицијент.

5.0 Традиционалне методе остваривања уздужно оптерећених завртањских веза

Постоји неколико метода остваривања завртањских веза. Принцип код сваке од ових метода је различит, као што се разликује квалитет и прецизност затезања. Постоје следеће методе затезања: затезање момент кључем, затезање помоћу грејача у виду шипке, затезање механичким издужењем (деформацијом) и затезање помоћу хидрауличких затезача, [5].

5.1 Затезање момент кључем

Ово је вероватно најчешће коришћена метода затезања. Главне предности ове методе, посебно ако пречник завртња није већи од 30 mm, су једноставност и брзина употребе, [5]. Код ове методе постоје такође и следећи суштински недостаци:

Висок ниво несигурности око коначне силе затезања завртањске везе

Сила коначног затезања зависи од коефицијента трења у навоју навртке и завртња, као и од коефицијента трења површина додира између навртке и прирубнице. У пракси је немогуће тачно и поуздано одредити вредност ових коефицијената, [5].

За дату номиналну вредност обртног момента, одступање код коначне силе притезања може варирати у опсегу од $\pm 20\%$ при dobrim условима, па до $\pm 60\%$ ако су услови лоши, (Табела 5.1.), [5].

Метода затезања	Тачност код силе затезања	γ
- калибрисани момент кључеви - електрични алати за затезање са уобичајеним калибрисањем приликом примене	$\pm 20\%$	1,5
- ударни кључеви са подесивом крутошћу и периодичном калибрацијом приликом примене	$\pm 40\%$	2,5
- ручни кључеви - шок кључеви	$\pm 60\%$	4

$$\gamma = \frac{F_{0MAX}}{F_{0MIN}} - \text{фактор непрецизности код силе приликом затезања}$$

Табела 5.1. Тачност силе приликом затезања код различитих метода затезања.

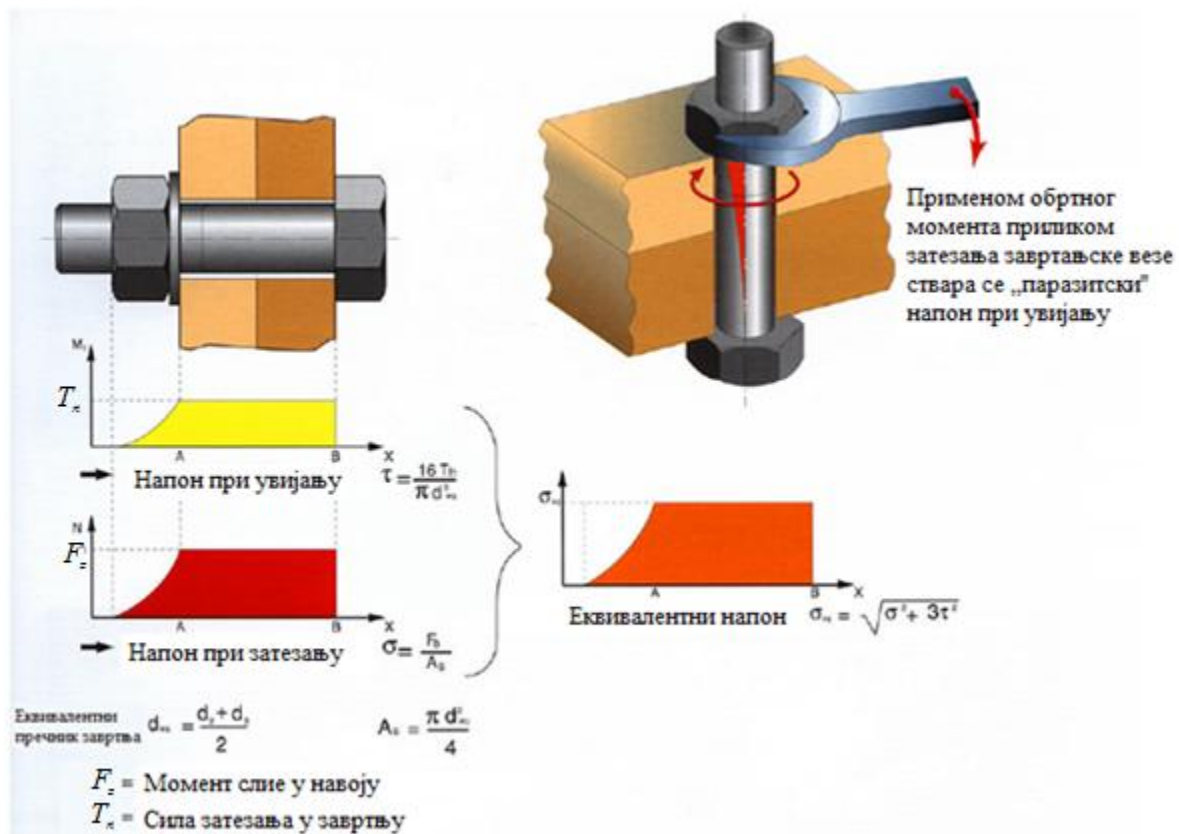
До овако великог распона долази услед појаве следећа три феномена: толеранције самог момент кључа која може бити од $\pm 5\%$ до $\pm 50\%$ зависно од алата (Табела 5.2.), геометријски недостаци и хрпаваост површине навоја и причвршћених компоненти, степен подмазаности површина,..., [5].

Распон прецизности методе затезања преко обртног момента	Врста опреме			Ограничења при употреби
	Ручни алат	Преносни електрични алати	Непреносни електрични алати	
D $\pm 20\% \div \pm 50\%$		Једноставни шок кључеви		$\geq 50Nm$
		Електрични алат за затезање са позитивном спојницом		$\leq 50Nm$
C $\pm 10\% \div \pm 20\%$		Електрични алат за затезање са пнеуматским подешавањем		$\leq 10Nm$
		Електрични алат за затезање са електричним подешавањем		$\leq 10Nm$
		Ударни кључеви са снабдевом енергијом		$\geq 10Nm$
		Подесиви кључеви са угаоним погоном		$\leq 20Nm$
	Калибрисани кључеви са једноставним системом отпуштања			$\leq 400Nm$
			Једноставни ваздухом покретани алати	Нема ограничења
B $\pm 5\% \div 10\%$			Хидраулички алати за завртање	-
	Калибрисани кључеви са системом отпуштања и аутоматским ресетовањем			$\leq 800Nm$
	Калибрисани кључеви са мерилом и бројчаником			$\leq 2000Nm$
		Кључеви са угаоним погоном и системом отпуштања		$\leq 80Nm$
			Ваздухом покретани алати са контролисаним обртним моментом	Нема ограничења
			Алати са ваздушним пулсирањем	Нема ограничења
A <5%			Алати за затезање са електричним погоном	Нема ограничења
	Електронски калибрисани кључеви			$\leq 400Nm$
			Мотори са две брзине	Нема ограничења
			Мотори са серво контролом	Нема ограничења

Табела 5.2. Одступања обртног момента приликом затезања у индустријској примени

Појава додатног (паразитског) напона при увијању

Као додатак жељеном напону на затезање, затезањем преко обртног момента у завртњу се јавља и напон при увијању који може достићи и 30% напона на затезање. Резултат тога је знатно повећани еквивалентни напон (према *Von Mises* или *Tresca* критеријуму) у завртњу и он може прећи границу кидања материјала, док за то време напон на затезање остаје унутар дозвољених граница, (Слика 5.1.). После тога, преостали напон услед увијања повећава ризик спонтаног попуштања у каснијој фази, [5].

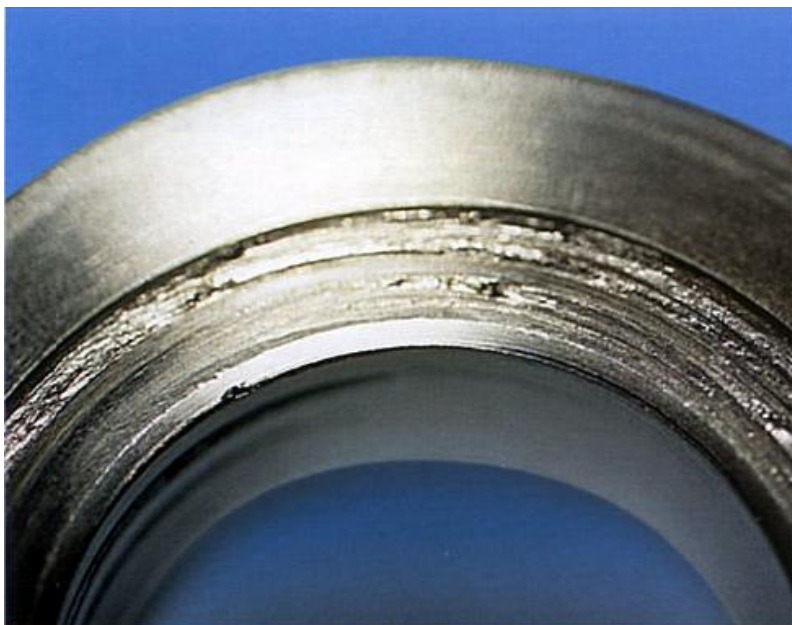


Слика 5.1. Појава „паразитског” напона при увијању

Такође се, с обзиром да обртни момент најчешће делује асиметрично, јавља и напон услед савијања, али је вредност тог напона у поређењу са другим напонима занемарљива. Уколико радни услови имају граничне вредности, и ови напони се морају узети у обзир, [5].

Оштећења додирних површина услед трења

Трењем између делова под великим оптерећењем долази до хабања и оштећења површина које су изложене трењу (навоји на навртци и завртњу као и површине које се налазе између навртке и подлошке). При затезању, оваква оштећења повећавају силу трења, па се складно томе повећава и грешка у сили при коначном затезању, (Слика 5.2.), [5].



Слика 5.2. Затезање кључем оштећује површину делова склопа

Проблеми приликом одвртања

Често је теже одврнути завртањ притегнут обртним моментом, него што га је било затегнути. Оштећења на додирним површинама као и проблеми корозије, захтевају већи обртни момент, што може изазвати разна оштећења на деловима завртањске везе, [5].

Проблеми при затезању великих завртњева

Када потребан обртни момент пређе 1000 Nm , мора се употребити разноврсна опрема која ради на принципу обртног момента, као што су ударни кључеви, (Слика 5.3.), момент мултипликатори, (Слика 5.4.) или хидраулички момент кључеви, (Слика 5.5.), [5].



Слика 5.3. Пнеуматски ударни кључеви



Слика 5.4. Момент мултипликатор



Слика 5.5. Хидраулички момент кључ

Овом опремом могуће је постићи потребан обртни момент затезања. Међутим, посебно код ударног кључа, прецизност је непоуздана. Само се хидрауличким момент кључем (под условом да се користи опрема врхунског квалитета у рукама врхунског стручњака који прати прецизна упутства употребе) може постићи напредак у погледу прецизности, [5].

Истовремено затезање је ретко могуће

Методом обртног момента је у пракси немогуће истовремено затезање свих завртњева у склопу. Ипак, када се користе хидраулички момент кључеви, теоријски се неколико завртњева може истовремено затезати. Међутим, само је неколико завртњева могуће спојити у тренутку, због просторног ограничења и инсталацијских потешкоћа, [5].

5.1.1 Методе и уређаји за мерење обртног момента затезања

Могуће је смањити одступање у коначној сили затезања, употребом инструмената за мерење обртног момента или резултујуће деформације завртња. Без обзира на начине контроле, не сме се заборавити да било која метода затезања преко обртног момента повећава ниво еквивалентног напона услед појаве „паразитског” напона при увијању, [5].

Праћење вредности обртног момента

Ово је најједноставнија метода. Међутим, како је већ описано, чак и тамо где је прецизност вредности примењеног обртног момента добра, остаје несигурност око напона при коначној сили у завртњу, [5].

Провера преко угла ротације навртке

Ова метода се састоји од два корака. Прво се навртка затеже до вредности обртног момента која је нешто мања од потребне коначне вредности обртног момента. Од тада надаље, примењује се одређени угао ротације. Овим се смањује одступање напона код коначне силе. Без обзира на то, непрецизност остаје на високом нивоу, а може се знатно повећати и „паразитски” напон при увијању, [5].

5.1.2 Методе мерења деформације завртњева

Приликом директног мерења деформације завртња долази до знатног повећања прецизности. Могуће је применити неколико метода: метода цилиндра и диска, мерење путем мерног инструмента са бројчаником, метода ултразвучног мерења, метода мерења напона, мерење помоћу подлошке са сензором, [5].

Метода цилиндра и диска

Цилиндар на врху којег се налази диск преко навоја оствари везу са отвором у средини завртња. Када је деформација завртња једнака почетном размаку остављеном између врха цилиндра и диска, блокирана је ротација диска, чиме контролор зна да је завртањ затегнут, [5].

У овој методи постоје одређени недостатци:

- додатни трошкови делова и бушења,
- завртањ је ослабљен,
- потреба за прелиминарном калибрацијом,
- несигуран степен прецизности, посебно јер контролор мора померити диск како би проверио колико је преостало растојање.

Мерење путем мерног инструмента са бројчаником или LVTD (linear displacement transducer)

Код ове методе врши се бушење рупа целом дужином завртња како би се у њу сместио мерни цилиндар. Разлика у удаљености између краја цилиндра и краја завртња мери се мерним инструментом са бројчаником или електронским сензором (LVTD), [5].

Ова метода је прецизнија него претходна, али има сличне недостатке:

- додатни трошкови делова и бушења,
- завртањ је ослабљен,
- потреба за прелиминарном калибрацијом.

Метода ултразвучног мерења

Ова метода се темељи на мерењу времена које је потребно ултразвучном таласу да дође до краја и опет на почетак завртња. Завртњи нису избушени, али морају бити врхунског квалитета, а уз то је потребно и пажљиво калибрисање. Ова метода захтева високо квалификовано особље. Стална унапређења чине ову методу све привлачнијом, а нарочито за завртњеве малих димензија (пречника испод 20mm), [5].

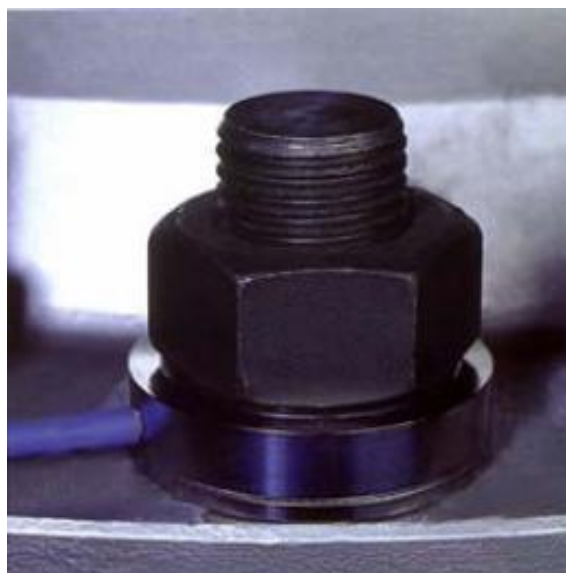
Метода мерења напона

Мерни инструменти за мерење напона причвршћују се на завртањ, те се спајају на *Weston*-ов мост, мере се варијације у сигналу (које одговарају варијацијама напона у завртњу), [5].

Може се закључити да горе наведене методе захтевају рад специјализованог особља, па време њихове реализације може бити дуго. Исто тако, прецизност ових метода је директно пропорционална висини трошкова. Ове методе не мере директну силу затезања, него уствари мере варијације у деформацијама завртњева, [5].

Мерење помоћу подлошке са сензором

У поређењу са другим методама, основна предност подлошке са сензором, (Слика 5.1.2.1), јесте директно мерење силе затезања. „сензорска” подлошка је инструмент који се поставља испод навртке на коју се делује обртним моментом. Препорука је да се између подлошке са сензором и навртке постави и обична тања подложна плочица, како би се избегло велико трење код подлошке са сензором приликом затезања и отпуштања. Ова подлошка делује као сензорска ћелија силе. Прецизност је добра, а метода је лако употребљива. Када се користи момент кључ, силе трења могу бити врло различите од завртња до завртња у истом склопу. Ако се захтева висока прецизност, подлошку са сензором требало би поставити на сваки завртањ у склопу. Ова метода пружа могућност периодичног или сталног мерења и праћења напона у завртњу, било да је склоп у употреби или не, [5].



Слика 5.1.2.1. Подлошка са сензором

5.2 Затезање помоћу грејача у виду шипке

Ова метода се састоји од бушења завртња који се загрева уметањем грејача у виду шипке у средину завртња. Тада је довољно окренути навртку користећи мали обртни момент, док навртка не дође у контакт са подлошком. Након хлађења, завртањ ће се раширити по пречнику, па ће на тај начин стегнути навртку. Истовремено затезање више завртњева теоријски је могуће, [5].

Ова метода је теоријски прецизна, али укључује и неколико недостатака:

- потребно је избушити рупу кроз средину завртња, како би се могао уметнути грејач у виду шипке,
- потребна је опрема за загревање, електрични спојеви, уређаји за контролу температуре, опрема за руковање, посебно у случају истовременог затезања више завртњева,
- ова метода је сувише спора, с обзиром на време потребно за загревање завртња, док је коначну силу затезања могуће проверити тек после хлађења завртња, што још више продужава време поступка.

Поступак обухвата следеће кораке: загревање завртња, монтирање навртке, хлађење делова и мерење силе затезања. Овај поступак потребно је понављати неколико пута, како би се подесила затегнутост. Температура која је неопходна за постизање потребног издужења је понекад толико висока да може проузроковати промене у материјалу остале опреме. Дакле, када је термичко издужење недовољно, потребно је извршити затезање обртним моментом, које се проверава мерењем угла навртке. Ова техника термичког издужења се врло ретко користи, најчешће за завртњеве пречника $d > 100mm$, [5].

5.3 Затезање механичким издужењем (деформацијом)

Овом методом се сила притезања директно преноси на завртањ, Слика 5.3.1. У телу навртке налази се склоп потискујућих завртњева који су симетрично сложени око отвора главног навоја. Ови завртњеви остварују (или директно или преко подлошки) притисак на додирну површину прирубнице. Они се затежу један по један, корак по корак, при томе користећи врло мали обртни момент, док се не постигне жељена сила затезања, [5].



Слика 5.3.1. Затезање механичким издужењем (деформацијом).

Упркос чињеници да се овом методом уклања напон при увијању, ипак постоји неколико недостатака:

- истовремено затезање није лако остварити, могућ је само поступак „корак по корак”, од једног завртења до другог. То је уједно заморно и одузима доста времена,
- да би се тачно одредило да ли је поступак исправно изведен, потребно је обезбедити додатна мерења, као што је метод издужења или подлошке за мерење силе,
- ова врста навртки је доста скупа, јер су веће и потребно је избушити и нарезати додатне отворе за мале завртњеве,
- сам поступак је врло спор јер је сваки мали завртањ потребно ручно затегнути,

Због набројаних разлога, затезање механичким издужењем (деформацијом) се ретко користи.

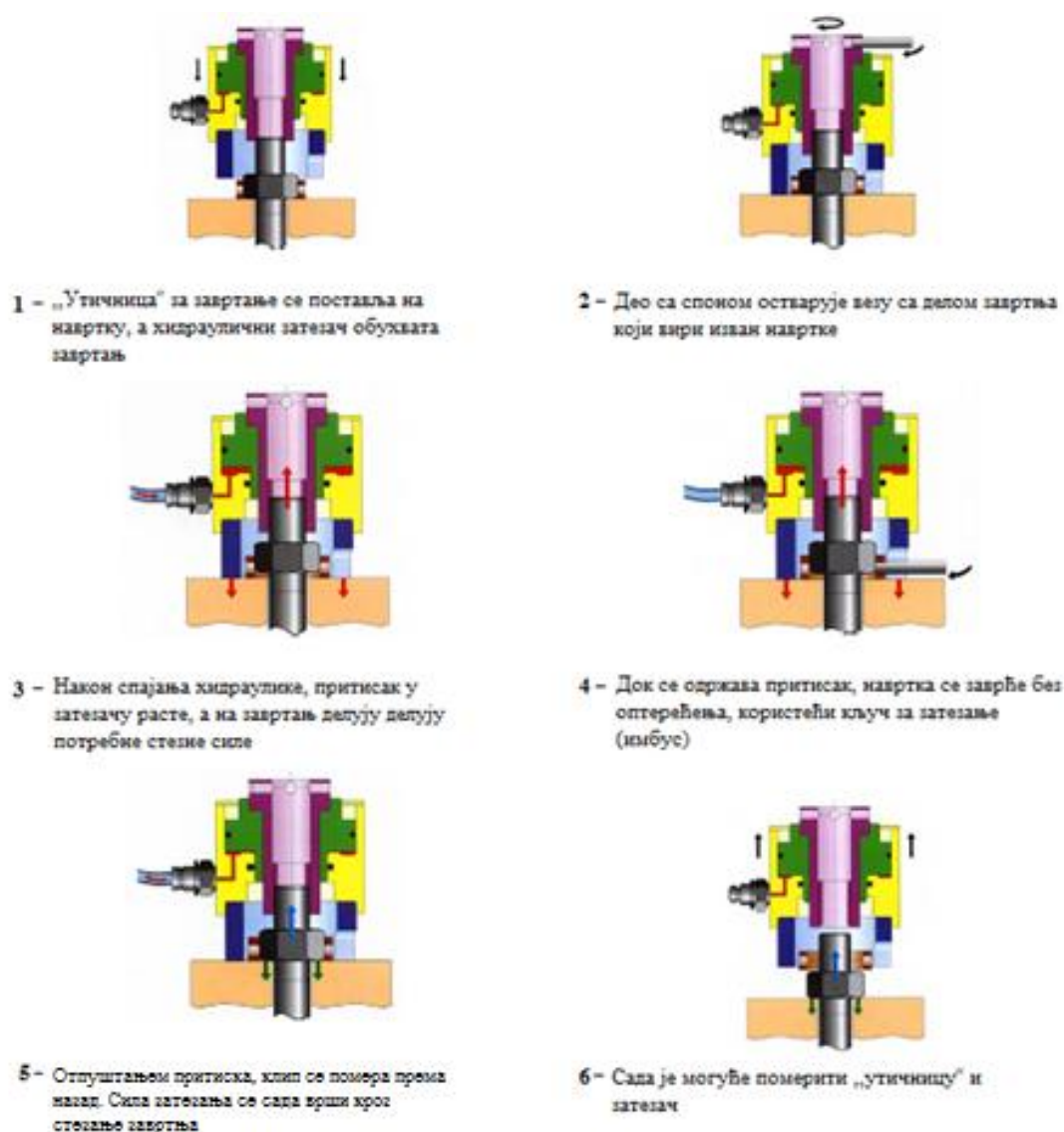
5.4 Затезање помоћу хидрауличких затезача

Коришћењем хидрауличких затезача за остваривање завртањских веза добијају се најбољи резултати у смислу квалитета и прецизности затезања. На слици 5.4.1. приказан је хидраулички затезач фирме SKF, [5].



Слика 5.4.1. SKF HYDROCAM затезач завртњева.

Да би била омогућена реализација ове методе затезања, неопходно је да један крај завртња буде дужи тако да излази изван навртке. На завртањ се примењује хлавно истезање помоћу прстенастиог хидрауличног цилиндра постављеног на њега. Завртањ се налази само под дијством силе затезања. Навртка која није изложена оптерећењу се тада са врло мало напора притегне, чиме се не преноси обртни момент на завртањ. Када се у затезачу ослободи притисак течности, главни део хидрауличке силе у затезачу се преноси на навртку, чиме је завршено затезање, (Слика 5.4.2.), [5].



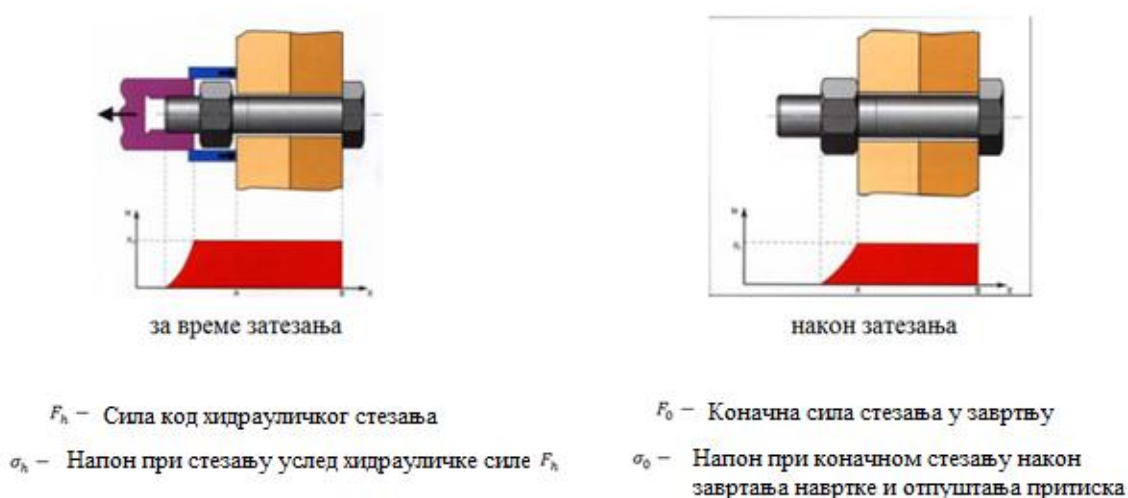
Слика 5.4.2. Принцип рада хидрауличног затезача завртњева.

За оптималну прецизност, препоручује се двоструко стезање завртња и завртање навртке. Услед првог обртања навртке компензира се празан простор, па се изравнава било каква неправилност површине и уравнотежује се сила, док се поступком даљег затезања примарно постиже жељена тачност преостале силе на завртњу. Поступак двоструког затезања у ствари занчи понављање 3., 4. и 5. корака приказаних на слици 5.4.2., [5].

5.4.1 Предности хидрауличног затезања завртњева

Лака примена, без додатног напона при увијању

Ову методу је лако примењивати, она не захтева никакав физички напор, чак ни за велике завртњеве. Сви облици повреда на раду су знатно смањени. Коришћењем ове методе се искључује појава било каквог „паразитског“ напона при увијању или напона услед савијања завртња, (Слика 5.4.1.1.), [5].

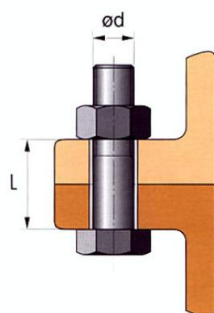


Слика 5.4.1.1. Силе и напони пре и после хидрауличког затезања завртњева.

Добра прецизност

Постиге се велика прецизност првенствено због тога што се сила стезања савршено контролише путем хидрауличког притиска у затезачу. Сила не зависи од разних коефицијената трења у завртањској вези. Једина несигурност ове методе произилази из вредности обртног момента који се јавља приликом завртања навртке. Међутим, утицај овог обртног момента је секундарног значаја, [5].

У обзир се мора узети и однос F_h/F_0 (хидрауличка сила/преостала сила након отпуштања притиска), као и однос L/d (дужина/пречник), (Слика 5.4.1.2.). За одређивање ових односа неопходно је знати да већа разлика у крутости између завртња и структуре смањује удео спољашње силе која делује на завртањ, па је увек боље користити завртњеве који су доста дужи у односу на пречник, јер је у том случају крутост мања. Однос L/d је главни параметар за одређивање односа употребљене хидрауличке силе F_h и коначне преостале силе F_0 , (Слика 5.4.1.3.). Са дијаграма се јасно види да већа вредност L/d смањује однос F_h/F_0 , [5].



Слика 5.4.1.2. Димензије L (дужина) и d (пречник) приказане на завртањској вези.



Слика 5.4.1.3. Дијаграм зависности F_h/F_0 од L/d код завртњева, за уобичајене врсте челика

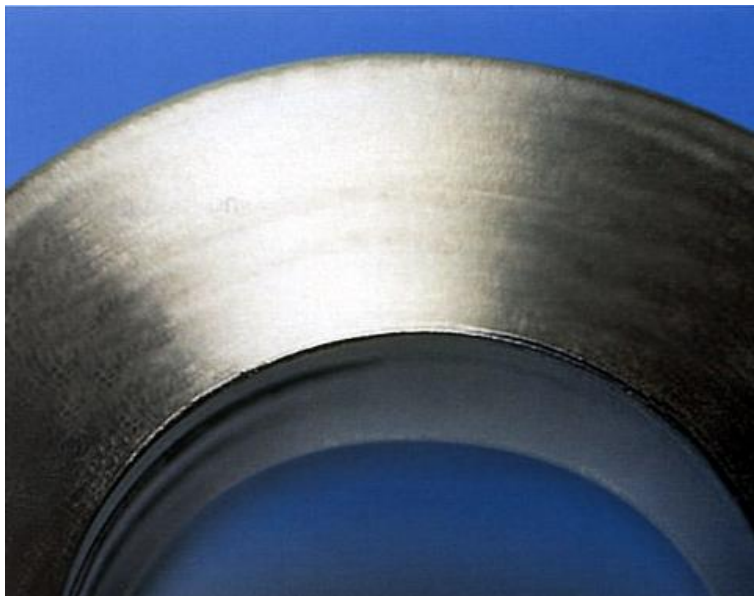
Када је $L/d < 1,5$, хидрауличка сила, која је потребна да би се постигла потребна коначна сила затезања, може бити врло велика, близу границе кидања материјала. У том случају прихватљиво решење може бити употреба врхунског хидрауличног момент кључа. Међутим у овом случају избор између ове две методе затезања зависи ће и од других параметара, као што су: потребна прецизност, расподела затегнутости, доступност, потреба за истовременим затезањем итд., [5].

Различитост материјала и могућност затезања завртњева различитих пречника

Са хидрауличким затезачем могуће је затезати завртњеве израђене од различитих материјала као што су: нерђајући челик, титан, различити композитни материјали итд. Ову методу затезања је могуће користити за широк дијапазон пречника завртњева, од 5 до 500mm, [5].

Лако отпуштање, без оштећења делова завртањске везе

Поступак отпуштања је врло лак јер је потребан хидраулички напор приближно за један проценат већи од напора у фази затезања. При томе се контролишу унутрашњи напони па се не јавља никакво трење услед великих вредности сила. На овај начин се штите поједини делови завртањске везе без обзира на број узастопних састављања и растављања, (Слика 5.4.1.4.), [5].



Слика 5.4.1.4. Очувано стање дела завртањске везе, коришћењем хидрауличког затезача

Могуће истовремено затезање

Коришћењем хидрауличког затезача могуће је истовремено затезати неколико или све завртње у датом склопу, [5].

Предности су:

- једнака затегнутост свих завртњева у склопу,
- једноставан поступак,
- смањено време рада.

Могућа аутоматизација поступка

Сам поступак затезања и отпуштања могуће је аутоматизовати, чиме се постиже:

- оптимизација истовремених поступака,
- већа прецизност затезања,
- подједнака расподела сила затезања,
- смањење времена затезања,
- лакши приступ недоступним деловима, што доприноси бољим условима рада,
- даљинско управљање.

Опција даљинског управљања даје раднику могућност контроле над свим фазама затезања и отпуштања из безбедног простора. То знатно смањује изложеност лошим и опасним условима рада као што су: зрачење, штетни материјали, високе температуре, бука и опасности од кvara на деловима склопа, [5].

5.4.2 Мерни инструменти за хидрауличко затезање

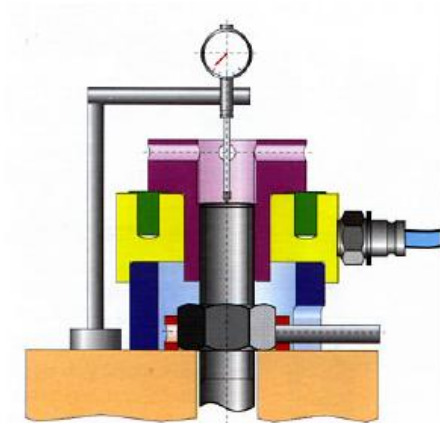
Могуће је употребити неколико метода контроле хидрауличног затезања завртња, у зависности од тражене прецизности мерења затезања дате завртањске везе. Постоје следеће методе: мерење хидрауличног притиска, метода двоструког излагања дејству притиска, мерење издужења (деформације), подлошка са сензором, [5].

Мерење хидрауличног притиска

Након одређивања односа F_h/F_0 , прецизно мерење притиска употребљеног у хидрауличком затезачу пружа тачност од 8% до 10% коначне силе затезања, што је у већини случајева прихватљиво, [5].

Метода двоструког излагања дејству притиска

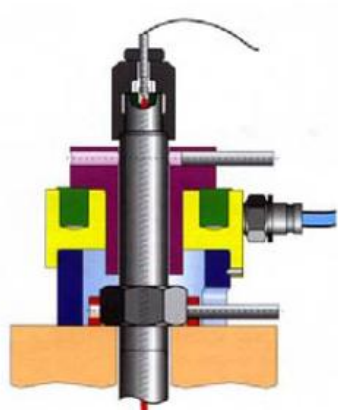
Када је завртањ затегнут, кроз основни поступак стављања затезача под притисак, затезач се још једном ставља под притисак како би се прецизније измерила сила на завртњу. У току другог излагања дејству притиска, бележи се раст притиска чија се вредност уноси у дијаграм померања врха завртња, (Слика 5.4.2.1.). Силу стезања завртња које се добија као резултат, могуће је одредити, пратећи графичку разлику у добијеним кривама. Овом методом се побољшава контрола над коначном преосталом силом. Тачност коначне силе затезања налази се у границама од 5% до 8%, [5].



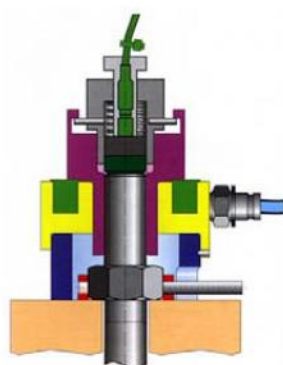
Слика 5.4.2.1. Мерење померања врха завртња, помоћу мерног инструмента са бројчаником

Мерење издужења (деформације)

Ово мерење се спроводи као једна од раније споменутих метода (мерни инструмент или LVTD – Слика 5.4.2.2.) или ултразвучном методом, (Слика 5.4.2.3.). Са квалитетно израђеним завртњевима и тачним, добро калибрисаним уређајима, несигурност код коначне силе затезања смањује се на 1% до 5%, [5].



Слика 5.4.2.2. Мерење издужења завртња преко уграђене жице и LVTD сензора



Слика 5.4.2.3. Ултразвучно мерење издужења завртња

Подлошка са сензором

Ова метода, која је већ описана код затезања преко обртног момента, савршена је за хидраулично затезање и даје врло прецизне резултате мерења коначне силе притезања завртња, (Слика 5.4.2.4.), [5].

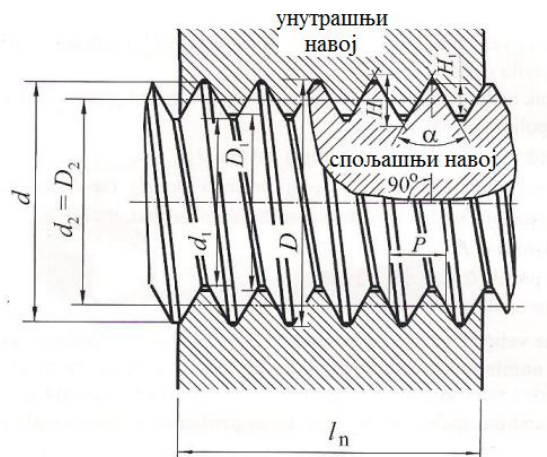


Слика 5.4.2.4. Подлошка са сензором код хидрауличног затезача

Добра страна ове методе је у томе што подлошка са сензором остаје у склопу, што пружа могућност повременог или сталног праћења разлике силе у току времена. За разлику од затезања преко обртног момента, хидраулично затезање је могуће репродуковати, а при томе није потребна подлошка са сензором за сваки завртањ. Довољно је поставити подлошку са сензором на сваки други, трећи, четврти или осми завртањ, у зависности од захтева и услова рада. Прецизност мерења силе завртња са „сензорним” подлошкама износи око 5%, али га је могуће побољшати до 2%, пажљивом машинском обрадом делова завртањске везе. С обзиром да хидраулично затезање не ствара никакво површинско трење, важно је напоменути да између навртке и подлошке са сензором није потребно постављати никакве обичне подлошке, [5].

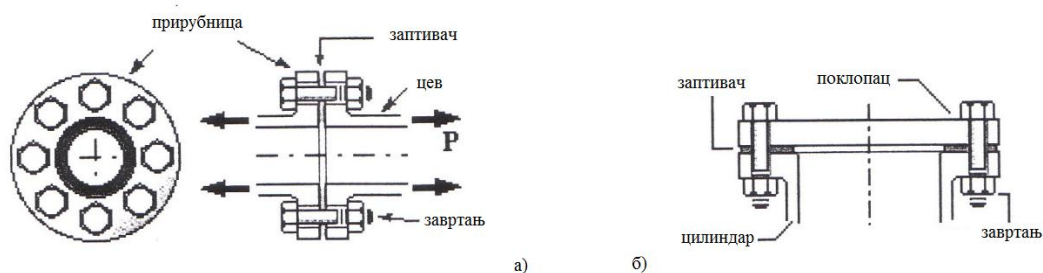
6.0 Основе прорачуна уздужно оптерећених завртањских веза

Прорачун уздужно оптерећених завртањских веза зависи од врсте оптерећења које делује на везу. Оптерећење које делује на везу може бити динамичког и статичког карактера. За било какав прорачун неопходно је знати неке од основних мера навојног пара, (Слика 6.1.), [1, 4].



Слика 6.1. Навојни пар – основне мере спољашњег и унутрашњег навоја.

Код уздужно оптерећене завртањске везе радно оптерећење дејствује у правцу осе завртња и тежи да раздвоји спојене делове, тј. да доведе до стварања зазора између њих. Завртањска веза има задатак да онемогући то раздвајање, да обезбеди преношење оптерећења са једног на други спојени део и да оствари довољно велики притисак на додирним површинама (притисак се остварује силом притезања). Код уздужно оптерећене завртањске везе увек мора да постоји зазор између врата завртња и зидова отвора у деловима који се спајају. Постоји више примера за уздужно оптерећену везу, на пример, везе поклопца и цилиндра код клипних машина, веза двеју цеви које се завршавају ободима, веза велике песнице клипњаче код мотора са унутрашњим сагоревањем и др. На слици 6.2. приказани су примери уздужно оптерећене везе, [1, 4].



Слика 6.2. Пример уздужно оптерећене завртањске везе: а) веза цеви преко прирубнице и заптивача, б) веза поклопца и цилиндра.

6.1 Притезање завртањске везе

Остварити завртањску везу значи обезбедити услове за пренос оптерећења и жељени положај спојених делова. Наиме, треба остварити отпор клизању, између спољашњих и унутрашњих навојака, који не дозвољава раздвајање једног оствареног споја нити релативно кретање спојених делова. Да би се отпор појавио и дејствовао, потребно је остварити довољно велику силу притезања F_p . Значи, пре почетка дејства радне силе, веза је увек оптерећена силом F_p . Величина ове силе зависи од функције везе и услова рада. Пре притезања завртањ, навртка и спојени делови су неоптерећени, [1].

Сила притезања се остварује окретањем навртке уз помоћ кључа, (Слика 6.1.1.), односно дејством момента притезања $T_p = F_{ru} \cdot L$ где је F_{ru} сила којом се дејствује на крају кључа, а L дужина кључа. Овај момент мора да савлада:

- момент отпора у навојном пару (отпор на додиру навојака завртња и навртке), T_n ,
- момент отпора трења на прстенастој додимој површини навртке и подлоге, T_μ .

На основу претходног, момент притезања износи:

$$T_p = T_n + T_\mu \quad (6.1.1)$$

Момент притезања пропорционално расте од нуле до максималне вредности на крају притезања. У току притезања стабло завртња је оптерећено на затезање услед силе F_p и на увијање од момента T_n . Навртка преноси укупни момент притезања T_p .

Момент отпора у навојном пару T_n је дат изразом:

$$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) \quad (6.1.2)$$

Ако се са r_μ означи средњи полупречник силе трења на додирној површини, (Слика 6.1.1.), момент отпора трења може да се одреди као:

$$T_\mu = F_p \mu_0 r_\mu \quad (6.1.3)$$

где је μ_0 коефицијент трења на додиру између навртке и подлоге (спојених делова), односно главе завртња и подлоге. Вредност коефицијента трења зависи од стања додирних површина и материјала, на пример, ако су додирне површине од челика, обрађене и науљене $\mu_0 = 0,16 \dots 0,22$, итд., [1].

Средњи полупречник трења r_μ , ако су d_s и d_u спољашњи и унутрашњи пречници на прстенастој додирној површини навртке (главе завртња) и подлоге, је:

$$r_\mu = \frac{1}{3} \frac{d_s^3 - d_u^3}{d_s^2 - d_u^2} \quad ; \quad r_\mu = \frac{1}{3} \frac{s^3 - D_0^3}{s^2 - D_0^2} \quad (6.1.4)$$

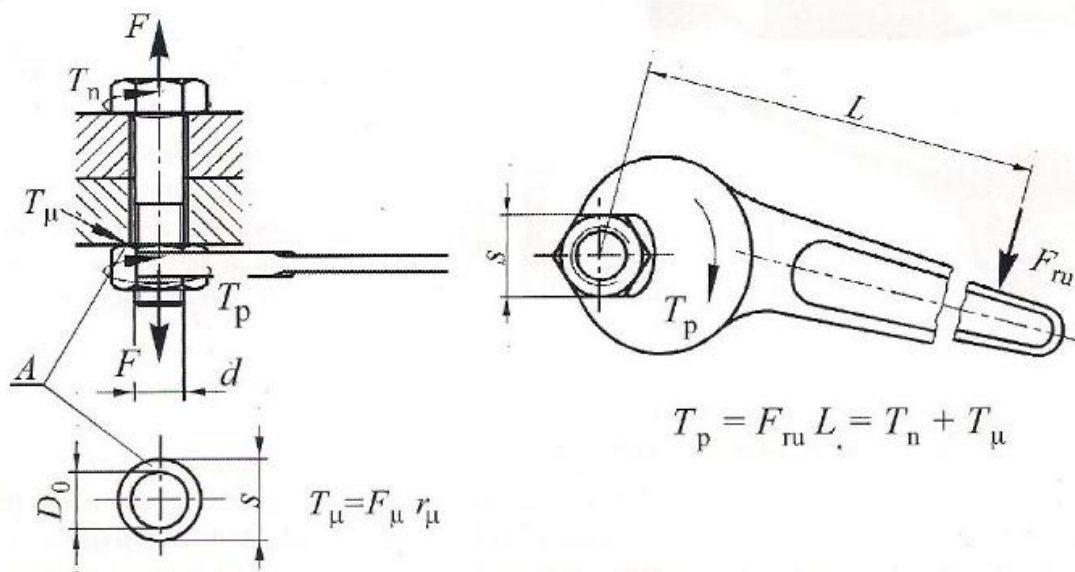
Средњи полупречник трења приближно може да се одреди као:

$$r_{\mu} = \frac{(s + D_0)}{4} \quad (6.1.5)$$

где је s отвор кључа, а D_0 пречник отвора за завртањ, (Слика 6.1.1), (видети табелу 1.5.2, [1]).

Користећи изразе (6.1.1), (6.1.2) и (6.1.3) добија се вредност **момента притезања**:

$$T_p = F_p \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_{\mu} \right] \quad (6.1.6)$$



Слика 6.1.1. Остваривање завртањске везе момент кључем

Момент се остварује дејством руке на кључ. Како је вредност силе руке ограничена, то се вредност момента може подешавати избором дужине крака L . На пример, за метрички навој могу, приближно, да се усвоје следећи односи: $d_2 \approx 0,9d$, $d_u \approx 1,14d$ и $d_s = s \approx 1,5d$. За ове односе се добија $T_p \approx (0,15...0,25)F_p d$. Ако се усвоји средња дужина стандардног кључа $14d$, добија се веза између ручне силе и силе притезања: $F_p \approx (70...100)F_{ру}$, што значи да се остварује до 100 пута већа сила притезања од ручне силе. Повећањем дужине кључа, сила F_p може да се повећа. Све ове напомене се односе на навоје крупног корака, а код навоја ситног корака F_p може бити још веће, [1].

Стабло завртања је на крају процеса притезања оптерећено силом F_p и моментом T_n , а навртка укупним моментом притезања T_p . Сила F_p изазива у завртњу напрезање на затезање, а момент T_n напрезање на увијање. Момент T_{μ} се преноси на кључ тако да не оптерећује завртањ, [1].

6.2 Силе и деформације код уздужно оптерећене завртањске везе

За анализу сила и деформација уздужно оптерећене завртањске везе, најчешће се користи пример на слици 6.2. б), тј. веза поклопца и цилиндра код клипних машина. Притисак течности или гаса у цилиндру дејствује на поклопац и тежи да га одвоји од цилиндра. Задатак завртањске везе је да спречи њихово раздвајање тако што ће силу притиска пренети са поклопца на цилиндар. Такође, завртањска веза треба да обезбеди и потребну херметичност, тј. да спречи истицање течности или гаса из суда. Радно оптерећење може имати статички и динамички карактер, [1].

Статичко радно оптерећење уздужних завртањских веза

Посматра се случај када на претходно притегнуту везу дејствује радна сила у правцу осе завртња. На пример, код завртањске везе поклопца и цилиндра, услед дејства радног притиска флуида p у цилиндру, настаје радна сила $F_R = A \cdot p$, где је A - површина поклопца суда. Радна сила по једном завртњу је $F_r = F_R / z$, где је z број завртњева којима је остварена веза. Ова сила доводи до накнадних деформација, па се завртањ издужује још за $\Delta\lambda$, а код спојених делова долази до ослобадања деформација за исту величину $\Delta\lambda$, (Слика 6.2.1. ц)). На крају овог процеса, укупно издужење завртња износи $\lambda_{zp} + \Delta\lambda$, а коначно скраћење спојених делова је $\lambda_{bp} - \Delta\lambda$. При томе, дејством радне силе F_r , сила у завртњу се повећава за ΔF_z , а у спојеним деловима смањује за ΔF_b у односу на силу притезања F_p , [1].

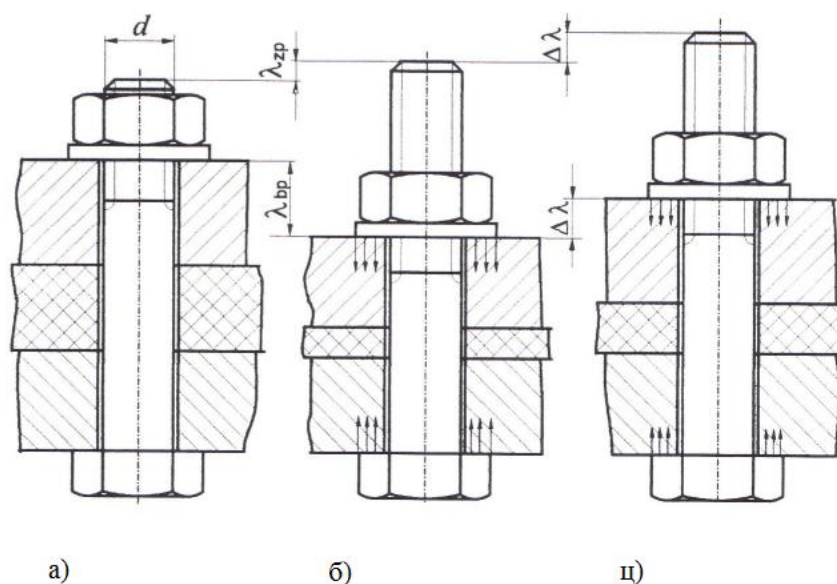
Вредности силе у завртњу F_z и силе у спојеним деловима F_b , износе:

$$F_z = F_p + \Delta F_z \quad \text{и} \quad F_b = F_p - \Delta F_b \quad (6.2.1)$$

Како је код завртањских веза, уопштено, циљ да сила у завртњу буде што мања, веома је битан однос:

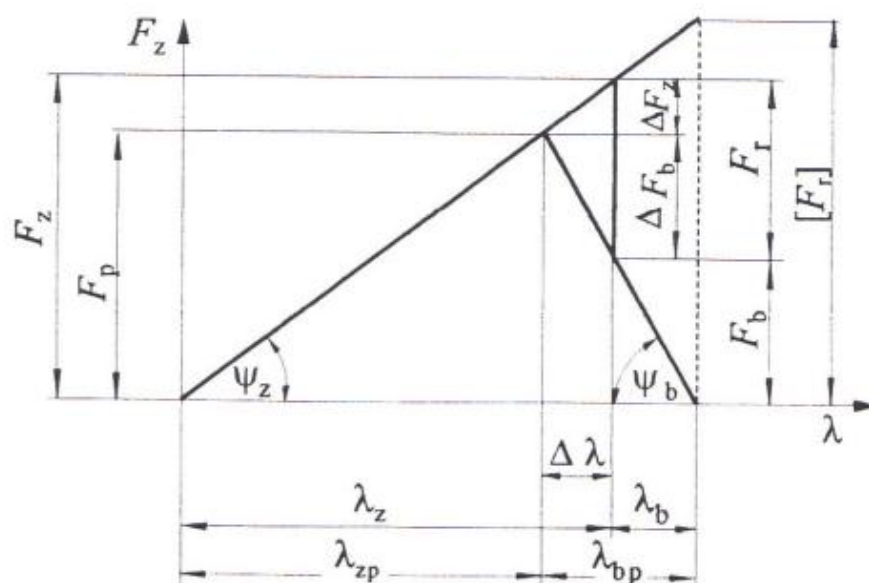
$$\frac{\Delta F_z}{F_r} = \Phi \quad (6.2.2)$$

На деформације завртња и спојених делова утиче и положај нападне тачке радне силе. За случај на слици 6.2.1., претпоставља се да је нападна тачка радне силе у равни додира главе завртња, односно навртке и спојених делова (идеалан случај), [1].



Слика 6.2.1. Уздужно оптерећена завртањска веза: а) пре притезања, б) после притезања, ц) при деловању радне силе

Зависност сила и деформација у завртњу и спојеним деловима може да се представи дијаграмом, са слике 6.2.2., [1].



Слика 6.2.2. Силе и деформације у уздужно оптерећеној завртањској вези

На основу дијаграма, (Слика 6.2.2.) и *Hook*-овог закона, сила притезања може да се изрази у облику:

$$F_p = c_z \lambda_{zp} \quad \text{односно} \quad F_b = c_b \lambda_{bp} \quad (6.2.3)$$

где су:

$c_z = \tan \psi_z$ — крутост завртња,

$c_b = \tan \psi_b$ — крутост спојених делова.

Аналогно, следи веза између сила ΔF_z и ΔF_b и деформације $\Delta \lambda$:

$$\Delta F_z = c_z \Delta \lambda \quad \text{и} \quad \Delta F_b = c_b \Delta \lambda \quad (6.2.4)$$

Из претходне једначине се добија:

$$\frac{\Delta F_z}{\Delta F_b} = \frac{c_z}{c_b}; \quad \Delta F_z = \Delta F_b \frac{c_z}{c_b} \quad (6.2.5)$$

Радна сила, на основу слике 6.2.2. може да се изрази и као:

$$F_r = F_z - F_b = \Delta F_z + \Delta F_b \quad (6.2.6)$$

Односно узимајући у обзир јед. (6.2.6), добија се:

$$F_r = \Delta F_z + \Delta F_b = \Delta F_b \frac{c_z}{c_b} + \Delta F_b = \Delta F_b \frac{c_z + c_b}{c_b} = \Delta F_z \frac{c_z + c_b}{c_z} \quad (6.2.7)$$

Из претходне две једначине добијају се коначни изрази за пад силе у спојеним деловима, ΔF_b и за пораст силе у завртњу ΔF_z , у облику:

$$\Delta F_b = F_r \frac{c_b}{c_z + c_b}; \quad \Delta F_z = F_r \frac{c_z}{c_z + c_b} \quad (6.2.8)$$

Ако се уведе ознака:

$$\Phi' = \frac{c_z}{c_z + c_b} \quad (6.2.9)$$

добија се:

$$\Delta F_z = F_r \Phi' \quad (6.2.10)$$

Ово је идеалан случај, када је нападна тачка радне силе у равни додира главе завртња или навртке са спојеним деловима па следи да је $\Phi = \Phi'$, па може да се пише:

$$\Delta F_z = F_r \Phi; \quad \Delta F_b = F_r - \Delta F_z = F_r (1 - \Phi) \quad (6.2.11)$$

Узимајући у обзир претходно изведене изразе, укупна сила у завртњу и сила у равни додира спојених делова се могу написати:

$$F_z = F_p + \Delta F_z = F_p + F_r \frac{c_z}{c_z + c_b}; \quad F_b = F_p - \Delta F_b = F_p - F_r \frac{c_b}{c_z + c_b} \quad (6.2.12)$$

односно:

$$F_z = F_p + F_r \Phi = F_b + F_r; \quad F_b = F_p - \Delta F_b = F_p - F_r (1 - \Phi) \quad (6.2.13)$$

У стварности, нападна тачка радне силе померена је у односу на раван додира главе и навртке са спојеним деловима и делује унутар спојених делова. При прецизним прорачунима потребно је узети у обзир и утицај положаја нападне тачке радне силе применом фактора положаја нападне тачке q , [1].

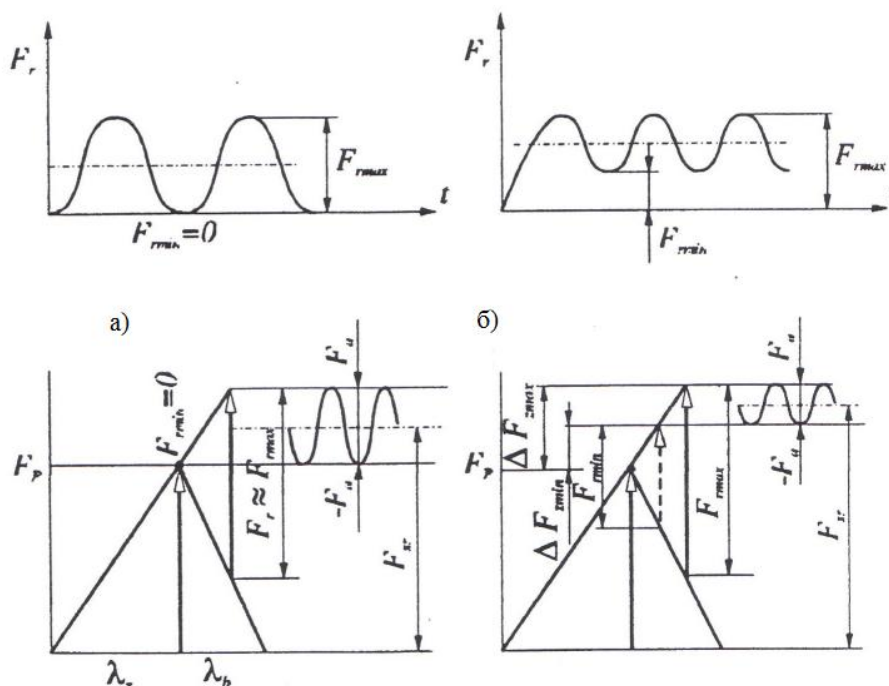
Тада уместо Φ' треба узети Φ при чему је :

$$\Phi = q \Phi' \quad (6.2.14)$$

При прецизнијим прорачунима се мора узети у обзир и пад силе претходног притезања. Ово смањење силе претходног притезања проузроковано је пластичним деформацијама услед великог површинског притиска на додирним површинама делова у споју, затим при динамичком оптерећењу и др., [1].

Динамичко радно оптерећење уздужних завртањских веза

Променљива (динамичка) радна сила се мења од неке минималне вредности (F_{min}) до максималне вредности (F_{max}) при чему F_{min} може бити и нула, (Слика 6.2.3.) Ако је радна сила F_r променљива, биће и силе ΔF_z и ΔF_b променљивог карактера. Са слике се запажа да је, при истој средњој вредности силе, случај под б) повољнији јер је амплитуда променљиве силе мања, [1].



Слика 6.2.3. Деформациони дијаграм при динамичком оптерећењу: а) за промену радне силе од нуле до F_{max} , б) за промену радне силе од F_{rmin} до F_{rmax}

Лако се може показати да су средња вредност променљиве силе и вредност амплитудне силе дати изразима:

$$F_{sr} = F_p + \frac{F_{rmax} + F_{rmin}}{2} \cdot \Phi, \quad (6.2.15)$$

$$F_a = \frac{\Delta F_{zmax} - \Delta F_{zmin}}{2} = \frac{F_{rmax} - F_{rmin}}{2} \cdot \Phi \quad (6.2.16)$$

За прорачун је меродавна вредност амплитудне силе.

Како је завртањ осетљив на променљиво оптерећење, у овом случају посебно је значајно да се, у циљу смањења силе ΔF_z , примењује завртањ мање крутости, тј. веће еластичности, [1].

6.3 Критична радна сила

Ако би пад силе притезања ΔF_p био тако велики да је $F_b = 0$, онда ће доћи до раздвајања спојених делова. При томе настаје ударно оптерећење и брзо разарање везе. За $F_b = 0$ пад силе у спојеним деловима ΔF_b једнак је сили претходног притезања F_p , (Слика 6.3.1. а)), [1, 3].

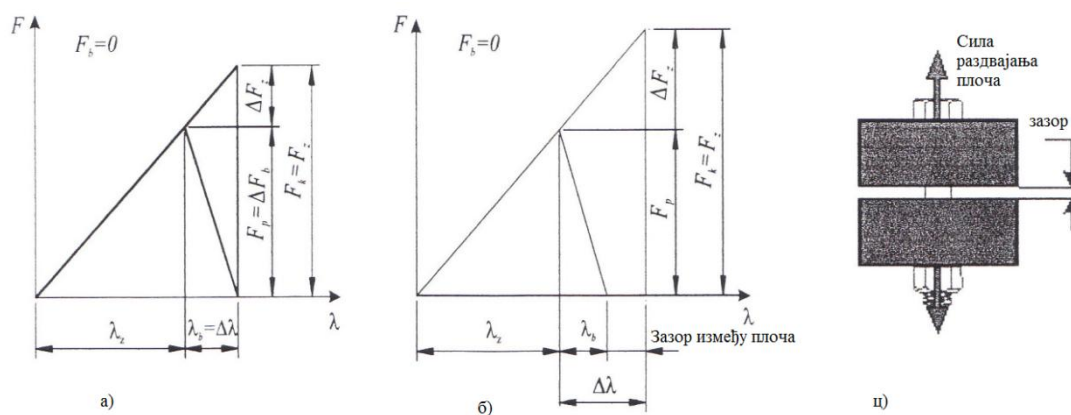
Критична вредност радне силе која доводи до ових појава, се израчунава на основу израза:

$$F_b = F_p - F_r \frac{c_b}{c_z + c_b} = 0 \rightarrow F_p = F_r \frac{c_b}{c_z + c_b} = \Delta F_b \rightarrow F_r = [F_r] \quad (6.3.1)$$

$$F_{kr} = [F_r] = [F_z] = F_p \left(1 + \frac{c_z}{c_b}\right) \quad \text{или} \quad [F_r] = \frac{F_p}{1 - \Phi} \quad (6.3.2)$$

Ако се радна сила F_r и даље повећава и постане већа од $[F_r]$, између спојених делова настаје зазор, (Слика 6.3.1. б), ц)). Веза је практично раздвојена (губи се херметичност) и сила у завртњу је једнака радној сили, тј. $F_z = F_r$. Даљим повећањем радне силе, повећава се и сила у завртњу, док је сила у спојеним деловима једнака нули. У вези са овим појавама, дефинише се степен сигурности против раздвајања везе, према изразу:

$$S_r = \frac{[F_r]}{F_r} = \frac{F_p}{F_r} \cdot \frac{1}{1 - \Phi} > 1 \quad (6.3.3)$$



Слика 6.3.1. Утицај радне силе: а) критична сила, б), ц) раздвајање везе-појава зазора

6.4 Крутост завртња и спојених делова

Крутост завртња и крутост спојених делова имају великог утицаја на вредности сила и деформација у завртњу, односно спојеним деловима и на исправност функционисања завртањске везе. Уопштено, крутост неког машинског дела константног попречног пресека по целој дужини и изложеног затезању, сразмерна је површини попречног пресека и модулу еластичности материјала, а обрнуто сразмерна дужини, тј. $c = \frac{AE}{l}$. Овај израз се добија на основу *Hook*-овог закона, [1, 3].

Крутост завртња константног попречног пресека по целој дужини, на основу поменуте дефиниције, је:

$$c_z = \frac{AE_z}{l_b} \quad \text{или} \quad c_z = \frac{1}{\lambda_z} \quad (6.4.1)$$

где је:

A – површина попречног пресека стабла завртња [mm^2],

E_z – модул еластичности материјала завртња [MPa],

l_b – дужина стабла завртња које учествује у деформисању (растојање између главе завртња и навртке) [mm],

λ_z – издужење завртња [mm].

Попречни пресек по дужини завртња је у највећем броју случајева променљив па се крутост стабла завртња одређује из услова да је укупно издужење стабла једнако збиру издужења појединих деоница, тј.:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{A_i} \quad (6.4.2)$$

где су:

A_i – површине попречних пресека на дужинама l_i ; [mm],

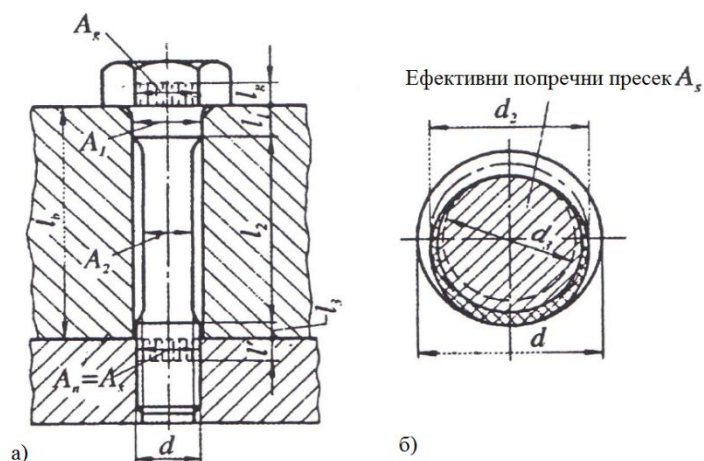
n – број деоница (сегмената) стабла различитог попречног пресека; [/].

Међутим, на крутост завртња утиче и глава завртња као и део завртња који се налази у навртки, па је реципрочна вредност укупне крутости завртња дата изразом:

$$\frac{1}{c_z} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_g} + \frac{1}{c_n} \quad (6.4.3)$$

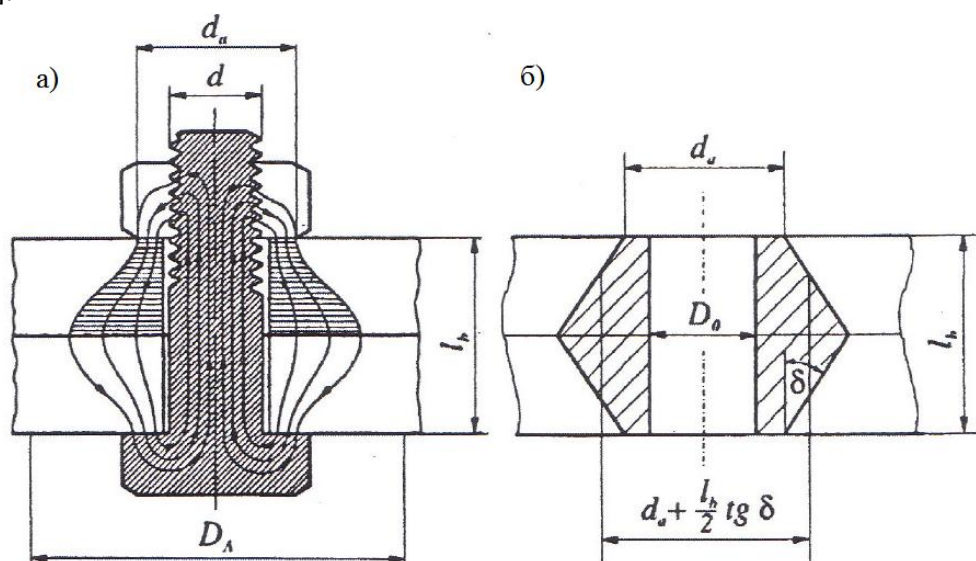
За завртањ на слици 6.4.1. реципрочна вредност крутости је:

$$\frac{1}{c_z} = \frac{1}{E_z} \left(\frac{l_g}{A_g} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \frac{l_n}{A_n} \right) \quad (6.4.4)$$



Слика 6.4.1. Одређивање крутости завртња: а) парцијалне дужине завртња константног попречног пресека, б) ефективни попречни пресек навојног споја

Крутост спојених делова, на основу експерименталних података, сразмерна је запремини спојених делова у којој се догађају еластичне деформације. Такође, показано је да се подручје деформације, између главе завртња и навртке, шири у виду конуса чија је изводница под углом δ , (Слика 6.4.2.а)). При прорачуну се међутим утицајни конус замењује шупљим цилиндром, чије су димензије дате на слици 6.4.2. б), [1, 3].



Слика 6.4.2. а) Подручје утицаја деформације код спојених делова, б) Утицајни конус

Уколико је дебљина спојених делова $l_b \leq 8d$ и уколико утицајни конус не прелази изван запремине спојених делова $D_A \geq 3d_a$ (D_A - спољашњи пречник спојених делова, d - називни пречник завртња), онда је меродавна површина за прорачун спојених делова једнака:

$$A_b = \frac{\pi}{4} \left[\left(d_a + \frac{l_b}{a} \right)^2 - D_0^2 \right] \quad (6.4.5)$$

Крутост спојених делова дебљине l_b и модула еластичности E_b једнака је:

$$c_b = \frac{F_p}{\lambda_b} = \frac{A_b E_b}{l_b} \quad (6.4.6)$$

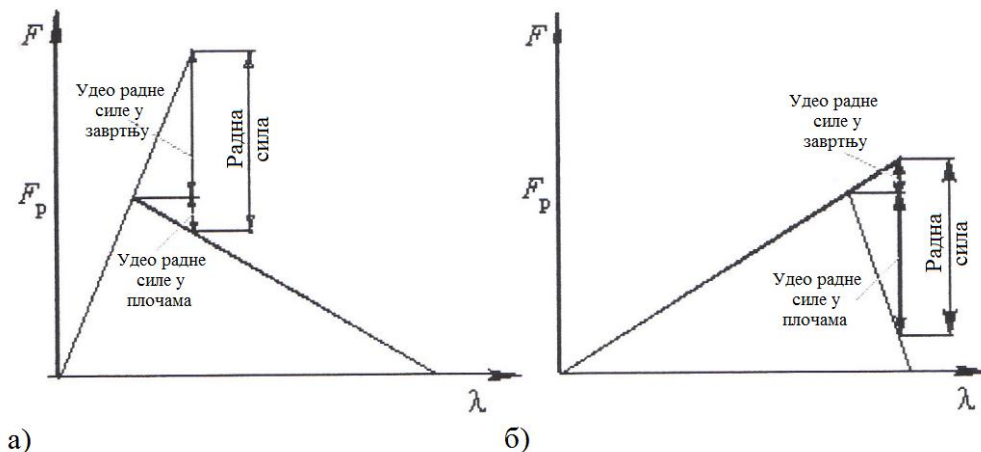
У случају да су спојени делови од различитих материјала (различити су и модули еластичности), одређују се парцијалне крутости сваког дела, а онда укупна крутост:

$$c_{b1} = \frac{A_b E_{b1}}{l_{b1}} ; c_{b2} = \frac{A_b E_{b2}}{l_{b2}} ; \dots \rightarrow \frac{1}{c_b} = \frac{1}{c_{b1}} + \frac{1}{c_{b2}} + \dots \quad (6.4.7)$$

6.5 Утицај односа крутости завртања и подлоге на вредности сила ΔF_z и ΔF_b

Радна сила, као што се види из претходног излагања, дели се на завртањ и спојене делове. Та подела је сразмерна односу крутости завртања и спојених делова, тј. односу c_z/c_b . Да би се овај утицај боље сагледао, на слици 6.5.1. дата су упоредно два примера деформационих дијаграма код уздужно оптерећених веза, при чему су силе притезања F_p и радне силе F_r истих вредности, а различити односи крутости c_z/c_b , [1].

Ако је крутост завртања већа од крутости спојених делова, тј. $c_z \gg c_b$, удео радне силе у завртњу је знатно већа од удела радне силе у спојеним деловима, (Слика 6.5.1.а)). Обрнуто, ако је крутост спојених делова већа од крутости завртања, тј. ако је завртањ еластичнији, биће удео радне силе мањи, (Слика 6.5.1. б)), [1, 4].



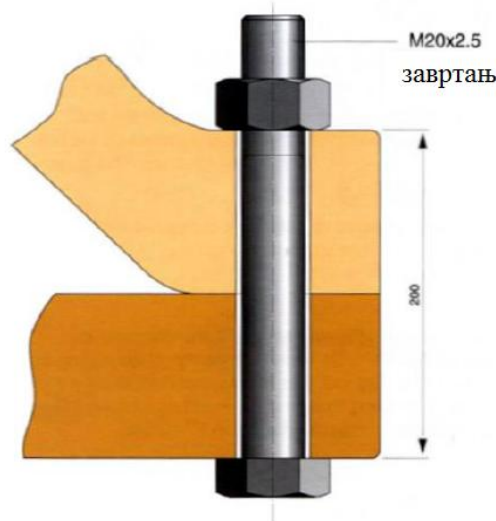
Слика 6.5.1. Деформациони дијаграм уздужно оптерећене завртањске везе при динамичком оптерећењу, за различите односе c_z/c_b

На основу ове анализе изводи се закључак: да би се смањила сила у завртњу треба применити завртањ мање крутости, тј. веће еластичности. Обрнуто, код спојених делова треба тежити повећању крутости.

7.0 Упоредни приказ остваривања завртањских веза момент кључем и хидрауличким затезачем

Задатати склоп се састоји од две прирубнице, спољашњег пречника $D_p = 600mm$ и шеснаест завртњева M20x2,5 који су распоређени на пречнику прирубнице од 500mm (PCD). Дебљина делова који се спајају је 200mm, [5].

На слици 7.1. приказана је једна завртањска веза наведеног склопа, [5].

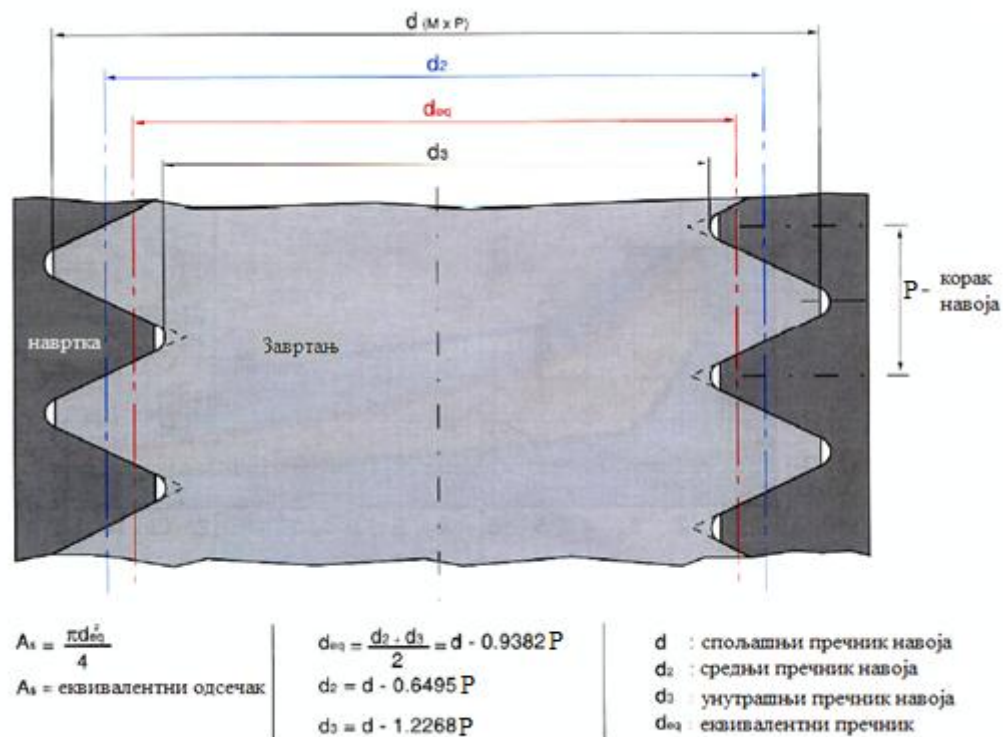


Слика 7.1. Пример једне завртањске везе склопа

Знајући да је дебљина делова који се спајају на сваком завртњу 200mm, следи да је и $L = 200mm$, па је однос $L/d = 10$ (што је чест случај у механичкој пракси). Корак навоја је 2,5mm, у складу са ISO стандардима, а класа материјала је 10-9, [5].

На слици 7.2. приказане су димензије навоја M20x2,5 по ISO стандарду, а вредности димензија су, (Табела 1.2.2., [1]):

$$\begin{array}{lll}
 d = 20mm & d_2 = 18,376mm & d_3 = 16,933mm \\
 d_{eq} = \frac{d_2 + d_3}{2} = 17,655mm & & A_s = 244,5mm^2
 \end{array}$$



Слика 7.2. Димензије ISO навоја M20x2,5

За класу материјала завртња са стране 25. литературе, [1] дате су карактеристике:

- затезна чврстоћа $R_m \geq 1000 MPa$
- граница течења $R_{e(0,2\%)} \geq 900 MPa$

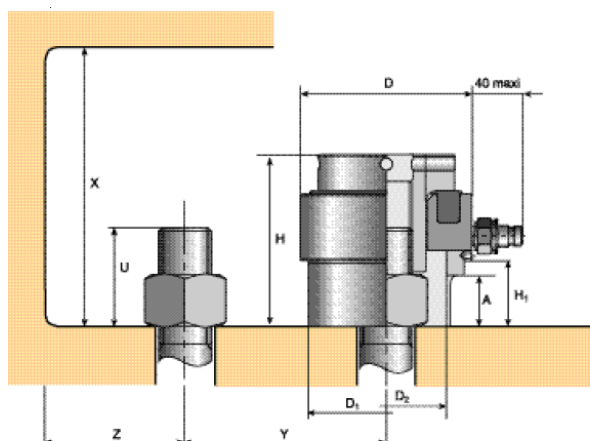
Максимални дозвољени напон не сме прећи 90% од вредности границе течења, па је максимални дозвољени напон на завртњу, [5]:

$$\sigma_{\max} = 0,9 R_e = 810 MPa$$

Максимална дозвољена сила притезања се може израчунати из обрасца, [5]:

$$F_{p\max} = 0,9 R_e \cdot A_s$$

$$F_{p\max} = 198000 N$$



НТА

Вишенаменски



Подаци затезача		НТА 20	НТА 35	НТА 50	НТА 60	НТА 90	НТА 130	НТА 160	НТА 200	НТА 250	НТА 310
Димензије завртња	Метрички систем	M 20 x 2.5	M 27 x 3	M 36 x 4	M 42 x 4.5	M 45 x 4.5	M 60 x 5.5	M 72 x 6	M 80 x 6	M 100 x 6	M 125 x 6
		M 22 x 2.5	M 30 x 3.5	M 39 x 4	M 45 x 4.5	M 48 x 5	M 64 x 6	M 76 x 6	M 85 x 6	M 110 x 6	M 130 x 6
		M 24 x 3	M 33 x 3.5	M 42 x 4.5	M 48 x 5	M 52 x 5	M 68 x 6	M 80 x 6	M 90 x 6	M 120 x 6	M 140 x 6
		M 27 x 3	M 36 x 4	M 45 x 4.5	M 52 x 5	M 56 x 5.5	M 72 x 6	M 76 x 6	M 95 x 6	M 125 x 6	M 150 x 6
Навој (инчи)	Англосаксонски мерни систем	3/4" - 10	1" - 8	1 3/8" - 6	1 1/2" - 6	1 3/4" - 5	2 1/2" - 4	2 3/4" - 4	3 1/4" - 4	3 3/4" - 4	5" - 4
		7/8" - 9	1 1/8" - 7	1 1/2" - 6	1 3/4" - 5	2" - 4 1/2	2 3/4" - 4	3" - 4	3 1/2" - 4	4" - 4	5 1/4" - 4
		1" - 8	1 1/4" - 7	1 3/4" - 5	2" - 4 1/2	2 1/4" - 4 1/2	3" - 4	3 1/4" - 4	3 3/4" - 4	4 1/4" - 4	5 1/2" - 4
			1 3/4" - 6							4 1/2" - 4	5 3/4" - 4
Максимални притисак	(MPa)	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
	(psi)	21756	21756	21756	21756	21756	21756	21756	21756	21756	21756
Хидраулички одељак	(cm²)	20	35	50	60	90	130	160	200	250	310
	(in²)	3.10	5.43	7.75	9.30	13.95	20.15	24.80	31.00	38.75	48.05
Мах. хидрауличка сила	(kN)	300	525	750	900	1350	1950	2400	3000	3750	4650
	(lbf)	67443	118025	168606	202328	303492	438377	539541	674426	843032	1045360
Такт клипа (mm)		8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
D (mm)		86	109	128	137	166	198	215	244	284	325
H (mm)		100	116	128	140	154	179	190	203	235	268
H1 (mm)		30	40	49	54	65	82	86	106	131	156
D1 (mm)		74	97	116	133	154	187	203	232	272	313
D2 (mm)		56	73	90	102	114	137	145	180	223	260
A (mm)		26	31	38	40	42	50	50	60	73	86
U (mm)		38	52	69	80	86	114	137	152	190	238
		42	57	74	86	92	122	145	162	209	247
		46	63	80	92	99	130	152	171	228	266
		52	69	86	99	107	137	161	181	238	285
						114	145	190			
X (mm)		138	168	197	220	240	293	327	355	425	506
		142	173	202	226	246	301	335	365	444	515
		146	179	208	232	253	309	342	374	463	534
		152	185	214	239	261	316	364	384	473	553
						268	324	393			
Y (mm)		56	73.5	91	91	119	147	163.5	184.5	222	262.5
		57	76.5	94	92	122	150	166.5	187.5	227.5	265
		59	79	97	94	124.5	153	169.5	193	236	274
		62	81	100	96	127.5	155.5		196	242	280
						130.5	158.5	202			
Z (mm)		44.5	56	65.5	69.5	84.5	101	109	124	144	164.5
Тежина затезача (kg)		3	4.8	7.5	9	15.3	25	31	39	54	75

Слика 7.3. Каталог SKF HYDROCAM затезача завртњева

7.1 Затезање помоћу хидрауличких затезача

HTA 20 затезач, који одговара карактеристикама употребљених завртњева, одабран је из стандардног каталога SKF HYDROCAM производа, (Слика 7.3.), [5].

7.1.1 Одступање услед димензија и толеранција завртња и делова склопа

Потребно је одредити силу при хидрауличком затезању, које се мора применити при притезању завртња, како би се добила одговарајућа вредност коначне силе притезања. Знајући да је однос $L/d=10$, може се са дијаграма на слици 5.4.1.3. одредити и однос F_h/F_0 између потребне хидрауличке силе F_h и коначне преостале силе F_0 . Може се закључити да је однос $F_h/F_0=1,15\pm 4,5\%$. Односно 1,12 као минимум и 1,18 као максимум ове вредности, [5].

$$(F_h/F_0)_{\min} = 1,12$$

$$(F_h/F_0)_{\max} = 1,18$$

7.1.2 Непрецизности силе при хидрауличком затезању и у тренутку хватања навртке

Непрецизности при хидрауличком затезању зависе од самог затезача и од прецизности мерења хидрауличног притиска. Ефикасност SKF HYDROCAM затезача је на јако високом нивоу и износи $98\%\pm 1\%$. Дакле непрецизност која произилази из самог затезача је $\pm 1\%$. Одступање у вредности притиска је углавном $\pm 2\%$, а та вредност зависи од прецизности мерног инструмента (манометар или сензор) и прецизности техничара. Као резултат крајње анализе, прецизност силе, при хидрауличком затезању се налази у интервалу $\pm 3\%$ при чему се и даље води рачуна о првобитној поставци, да се не прелази сила притезања на завртњу од $F_{p\max}=198000N$ (како би се избегао максимални напон од $\sigma_{\max}=810MPa$), [5].

Сила притезања при хидрауличком затезању ће стога бити ограничена истом вредношћу:

$$F_{ph\max} = 198000N$$

Узевши у обзир хидрауличку непрецизност, минимална сила притезања при хидрауличком затезању биће:

$$F_{ph\min} = \frac{198000}{1,06}$$

$$F_{ph\min} = 186800N$$

Просечна потребна хидрауличка сила износи:

$$F_{ph} = \frac{F_{ph\max} + F_{ph\min}}{2}$$

$$F_{ph} = 192400N$$

С обзиром да SKF HYDROCAM НТА 20 затезач има хидраулички простор од $20cm^2$, а да је задата ефикасност 98%, номинални притисак ће бити $98MPa$. Када се навртка притеже ручно, јавља се непрецизност у тренутку хватања саме навртке, из чега следи непрецизност од $\pm 3\%$ у коначној сили притезања, [5].

7.1.3 Последице непрецизности у коначној сили притезања

Сада је могуће прорачунати укупну непрецизност у коначној сили притезања. Коначна сила притезања је максимална, када је сила притезања при хидрауличком затезању максимална, када је тренутак хватања навртке пред завртање максималан, а однос F_h/F_0 минималан, [5].

Максимална коначна сила притезања ће бити:

$$F_{pk\max} = \frac{F_{ph\max} \cdot 1,03}{(F_h/F_0)_{\min}}$$

$$F_{pk\max} = 182000N$$

Коначна сила притезања је минимална, када је сила притезања при хидрауличком затезању минимална, када је тренутак хватања навртке пред завртање минималан, а однос F_h/F_0 максималан, [5].

Минимална коначна сила притезања ће бити:

$$F_{pk\min} = \frac{F_{ph\min} \cdot 0,97}{(F_h/F_0)_{\max}}$$

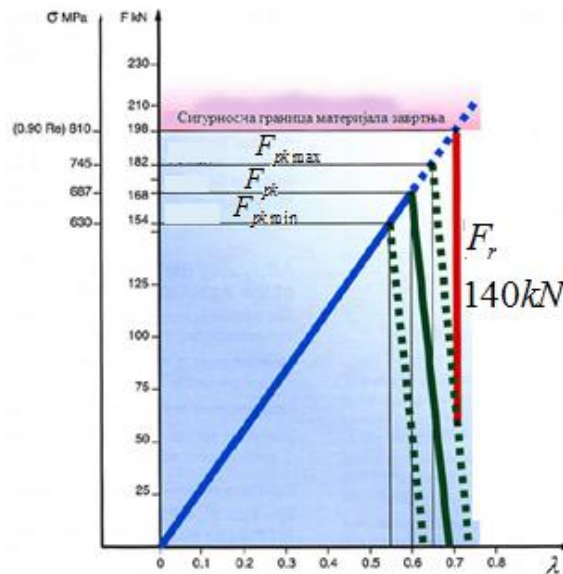
$$F_{pk\min} = 154000N$$

Просечна вредност коначне силе притезања рачуна се као:

$$F_{pk} = \frac{F_{pk\max} + F_{pk\min}}{2} = 168000N$$

$$F_{pk} = 168000N \pm 8,5\%$$

Са слике 7.1.1. види се да се добијена сила налази у предходно задатим границама толеранција, за уобичајену употребу затезача, без додатне опреме за мерење. Са временом и вежбом, могуће је постићи и боље резултате на истом склопу $\pm 6\%$ и боље од тога, [5].



Слика 7.1.1. Дијаграм оптерећења/издужења M20x2,5 ISO завртња затегнутог хидрауличким затезачем.

7.1.4 Максимална дозвољена спољашња сила на склопу

Сада када смо склоп исправно саставили и затегнули хидрауличким затезачем, одређујемо колику максималну спољашњу силу може поднети свака тачка на завртњу без преласка постављене границе од:

$$F_{ph\max} = 198000N$$

За то нам је потребна вредност крутости завртња и целог склопа. Знајући да је модул еластичности за челик $210000MPa$, [2] крутост завртња могуће је израчунати из самих димензија, из обрасца (6.4.1) следи:

$$c_z = \frac{A_s E_z}{l_b} = \frac{244,5 \cdot 210000}{200} = 256700 \frac{N}{mm}$$

У овом примеру није тачно одређен изглед склопа него је према литератури [5], одређена крутост склопа на 5 до 10 пута веће од крутости завртња. Под претпоставком да је вредност коефицијента 8 добија се:

$$c_b = 2000000 \frac{N}{mm}$$

Већ је поменуто да код спољашње силе F_r само један део ΔF_z делује на завртањ па се из обрасца (6.2.11) добија:

$$\Delta F_z = F_r \Phi' = F_r \cdot \frac{c_z}{c_z + c_b}$$

Стога је лако израчунати максимално дозвољену силу коју могу поднети завртњеви без преласка постављене границе од $810MPa$, [5].

Из чега следи да укупна сила на сваком завртњу, укључујући и спољашњу силу, не сме прелазити:

$$F_{ph\max} = 198000N$$

Вредност те максималне силе према обрасцу износи (6.2.12):

$$F_{z\max} = F_{ph\max} + \Delta F_z = F_{ph\max} + F_r \frac{c_z}{c_z + c_b}$$

Па се онда максимално допуштено F_r може израчунати:

$$F_r = (F_{z\max} - F_{ph\max}) \cdot \frac{c_z + c_b}{c_z}$$

$$F_r = 140000N$$

Укупна спољашња сила коју може издизати склоп према тачки 6.2, износи:

$$F_R = z \cdot F_r = 16 \cdot 140000 = 2240000N$$

Под претпоставком се да се сила равномерно преноси на све завртњеве. Познато је да сви завртњеви „раде” на исти начин под подједнаком количином напрезања. Постоји велики степен хомогености. Међутим код већих вредности спољашње силе, постоји ризик преласка сигурносне границе постављене за завртњеве, [5].

7.2 Затезање момент кључем

7.2.1 Непрецизност услед деловања обртног момента

За овакво затезање коришћен је калибрисани момент кључ чије је одступање $\pm 5\%$. Међутим, треба поменути да је код опреме која ради на принципу обртног момента ово одступање чак и веће, [5].

7.2.2 Непрецизност услед толеранције завртња и склопа

Ова одступања првенствено произилазе из толеранција димензија, геометријске грешке и разлика у карактеристикама материјала. С обзиром да нема односа F_h/F_0 , утицај овог одступања је мањи него код хидрауличног затезача. Вредност се процењује на $\pm 1\%$, [5].

7.2.3 Непрецизност услед коефицијената трења

Када се користи момент кључ у обзир треба узети два коефицијента трења: μ – коефицијент трења на додиру навојака, μ_0 – коефицијент трења на додиру између навртке и подлоге. За челичне делове из исте серије, вредност првог коефицијента трења је $\mu = 0,08 \div 0,12$ усваја се $\mu = 0,10$, $\mu_0 = 0,10 \div 0,15$ усваја се $\mu_0 = 0,125$, [5].

7.2.4 Анализа компоненти затезања преко обртног момента

Обртни момент притезања T_p који производи кључ, мора савладати два момента T_n – момент отпора у навојном пару (отпор на додиру навојака завртња и навртке), T_μ – момент отпора трења на прстенастој додирној површини навртке и подлоге. Целокупан прорачун врши се по тачки 6.1, а на основу, [1].

Момент притезања износи:

$$T_p = T_n + T_\mu$$

Једначине које се користе за израчунавање обртних момента су:

$$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

$$T_\mu = F_p \mu_0 r_\mu$$

Циљ је постићи исту просечну силу притезања, једнаку оној сили са хидрауличког затезача:

$$F_p = F_{pk} = 168000N$$

Потребно је дефинисати преостале податке за прорачун момената:

Нагиб завојне линије φ се добија из обрасца $\operatorname{tg}\varphi = \frac{L}{\pi d_2}$, (једначина 1.2.1, [1]),

где је L ход завојнице и рачуна се по обрасцу $L = n \cdot P$ (једначина 1.2.2, [1]).

$$L = n \cdot P = 1 \cdot 2,5mm \text{ (} n=1 \text{ за једноструки навој)}$$

$$\operatorname{tg}\varphi = 0,0433 \Rightarrow \varphi = 2,4796^\circ$$

Угао трења ρ_n се добија из обрасца $\rho_n = \operatorname{arctg}\mu_n$, (једначина 1.6.8, [1]), где је

μ_n коефицијент отпора трења у навојном пару који се рачуна по обрасцу $\mu_n = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$,

(једначина 1.2.4, [1]).

$$\mu_n = \frac{0,1}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,1155 \text{ (} \alpha = 60^\circ \text{ за метричке навоје)}$$

$$\rho_n = 6,5868^\circ$$

Средњи полупречник трења r_μ се рачуна на основу обрасца (6.1.5)

$$r_\mu = \frac{(s + D_0)}{4} = \frac{30 + 22}{4} = 13mm \text{ , где је } s \text{ отвор кључа, а } D_0 \text{ пречник отвора за}$$

завртањ, (видети табелу 1.5.2, [1]).

Момент оптерећења у навојном пару:

$$T_n = 168000 \frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 247200 \text{ Nmm}$$

Момент отпора трења:

$$T_\mu = 168000 \cdot 0,125 \cdot 13 = 273000 \text{ Nmm}$$

Потребан обртни момент ће бити једнак:

$$T_p = 247200 + 273000$$

$$T_p = 520200 \text{ Nmm}$$

Дакле само се 13% овог обртног момента користи за затезање, [5].

Узевши у обзир прецизност самог алата, стварни обртни момент ће бити негде између:

$$T_{pst \min} = 520200 \cdot 0,95 = 494190 \text{ Nmm}$$

$$T_{pst \max} = 520200 \cdot 1,05 = 546210 \text{ Nmm}$$

7.2.5 Последице непрецизности према коначној сили притезања

Одговарајућа минимална сила при притезању завртња ће износити:

$$F_{p \min} = \frac{T_{pst \min}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_\mu \right]}$$

$$F_{p \min} = \frac{494190}{\left[\frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) + 0,125 \cdot 13 \right]}$$

$$F_{p \min} = 135930 \text{ N}$$

Одговарајућа максимална сила при притезању завртња ће износити:

$$F_{p \max} = \frac{T_{pst \max}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_\mu \right]}$$

$$F_{p \max} = \frac{546210}{\left[\frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) + 0,125 \cdot 13 \right]}$$

$$F_{p \max} = 213610 \text{ N}$$

Очигледно је да ће стварна средња сила притезања бити већа од оне остварене на хидрауличком затезачу што се и види из израза:

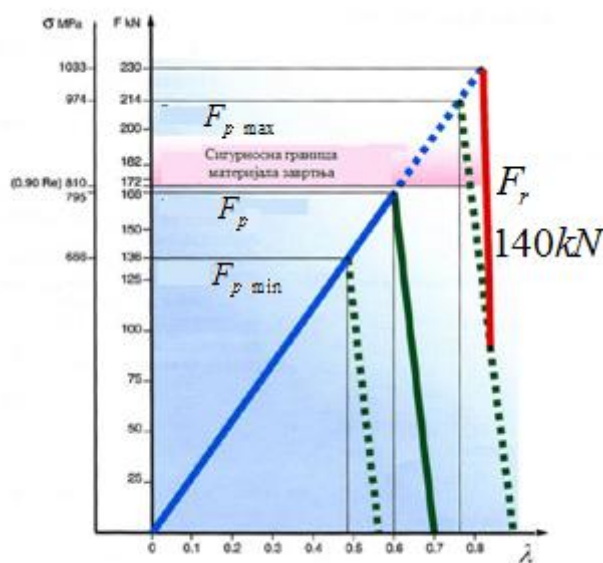
$$F_p = \frac{F_{p\min} + F_{p\max}}{2} = \frac{135930 + 213610}{2}$$

$$F_p = 174770N$$

Ако се жели исказати толеранција као функција очекиване средње силе, сила притезања ће бити исказана као:

$$F_p = 174770N \pm 22\%$$

Са дијаграма на слици 7.2.1. јасно је да се због додатног напона при увијању, како би се постигла сила притезања од $168kN$, јавља напон од $795MPa$, па сигурносна граница од $810MPa$ допушта максималну силу притезања од $172kN$, [5].



Слика 7.2.1. Дијаграм оптерећења/издужења M20x2,5 ISO завртња затегнутог момент кључем.

7.2.6 Утицај на напоне у завртњу

Случај у којем су напони максимални

Погледајмо шта се догађа у завртњу у случају „гомилања” толеранција тј. када стварне вредности различитих параметара истовремено доприносе повећању крајњег оптерећења, [5].

У оптерећење су укључена следећи напони у завртњу.

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{p\max}}{A_s} = \frac{213610}{244,5}$$

$$\sigma_{\max} = 873,6MPa$$

- напон при увијању

$$T_{n\max} = F_{p\max} \cdot \frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868)$$

$$T_{n\max} = 213610 \cdot \frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 268520 \text{ Nm}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16T_{n\max}}{\pi \cdot d_{eq}^3}$$

$$\tau_{\max} = 248,5 \text{ MPa}$$

- еквивалентни Von Mises-ов напон се израчунава као:

$$\sigma_{eq\max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq\max} = 974 \text{ MPa}$$

Видљиво је да у случају, када су оптерећења максимална, напон при увијању (који износи 28% напона услед притиска и затезања), доводи до повећања еквивалентног напона за више од 11%. У овом случају, граница пуцања материјала ће вероватно бити прекорачена самим поступком затезања, без обзира на границу од 810 MPa која је дозвољена, [5].

Спољашње оптерећење на склоп у случају кад су напони максимални

Претпоставимо да је спољашња сила које делује на један завртањ у склопу 140000 N, након што је затезање момент кључем резултирало максималним оптерећењем, [5].

Већ је поменуто да је сила по једном завртњу једнака:

$$\Delta F_z = F_r \cdot \frac{c_z}{c_z + c_b}$$

$$\Delta F_z = 140000 \cdot \frac{256700}{256700 + 2000000}$$

$$\Delta F_z = 15900 \text{ N}$$

Максимална сила у завртњу се повећава на:

$$F_{z\max} = F_{p\max} + \Delta F_z$$

$$F_{z\max} = 213610 + 15900$$

$$F_{z\max} = 229510 \text{ N}$$

- напон услед притиска и затезања у завртњу повећава се на:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{z\max}}{A_s} = \frac{229510}{244,5}$$

$$\sigma_{\max} = 939 \text{ MPa}$$

- напон при увијању се не мења:

$$\tau_{\max} = 248,5 \text{ MPa}$$

- еквивалентни Von Mises-ов напон се повећава на:

$$\sigma_{eq \max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq \max} = 1033 \text{ MPa}$$

Јасно је видљиво да спољашња оптерећења само погоршавају ствари. У нашем случају постоји врло висок ризик да дође до пуцања завртња у датим радним условима, [5].

Случај у којем су напони минимални

Можемо погледати и шта се догађа у склопу, када стварне вредности различитих параметара истовремено доприносе смањењу крајњег оптерећења, [5].

Ова минимална оптерећења проузрокују следеће напоне у завртњу:

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{p \min}}{A_s} = \frac{135930}{244,5}$$

$$\sigma_{\min} = 556 \text{ MPa}$$

- напон при увијању

$$T_{n \min} = F_{p \min} \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

$$T_{n \min} = 135930 \cdot \frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 268520 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{\min} = \frac{16T_{n \min}}{\pi \cdot d_{eq}^3}$$

$$\tau_{\min} = 212 \text{ MPa}$$

- еквивалентни Von Mises-ов напон се израчунава као:

$$\sigma_{eq \min} = \sqrt{\sigma_{\min}^2 + 3\tau_{\min}^2}$$

$$\sigma_{eq \min} = 667 \text{ MPa}$$

Видљиво је да је у условима „негативног гомилања”, када су крајња оптерећења минимална, проценат напона при увијању је 38%, што резултује повећању еквивалентног напона за више од 20%. Срећом у овом случају оптерећења су таква да су напони остали испод границе пуцања материјала, [5].

Спољашње оптерећење на склоп у случају кад су напони минимални

Сада ћемо на склоп који је затегнут момент (кило) кључем уз услове минималног оптерећења деловати спољашњом силом од $140000N$, [5].

Знамо да је додатно оптерећење на завртњу:

$$\Delta F_z = 15900N$$

Оптерећење затезања је исказано као:

$$F_z = F_{pmin} + \Delta F_z$$

$$F_z = 135930 + 15900 = 151830N$$

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{min} = \frac{F_z}{A_s} = \frac{151830}{244,5}$$

$$\sigma_{min} = 621MPa$$

- напон при увијању се не мења:

$$\tau_{min} = 212MPa$$

- еквивалентни Vom Mises-ов напон биће:

$$\sigma_{eqmin} = \sqrt{\sigma_{min}^2 + 3\tau_{min}^2}$$

$$\sigma_{eqmin} = 721MPa$$

Приближили смо се али мисмо достигли границу пуцања материјала.

У свари у овом случају проблем не лежи у напону, него у самом затезању, што ће бити приказано:

У нашем случају спољашње оптерећење на завртањ је:

$$F_r = 140000N$$

Код услова минималног оптерећења, коначна сила затезања је $135930N$, док је спољашње оптерећење које доводи до попуштања:

$$F_r = F_p \frac{c_b}{c_b + c_z}$$

$$F_r = 168000 \frac{2000000}{2000000 + 256700}$$

$$F_r = 149000N$$

У случају мало већег спољашњег оптерећења, јавља се ризик попуштања, одвртања или цурења. Надаље знамо, да под периодичним оптерећењима, када затегнутост није оптимална, може чешће доћи до квара услед замора материјала, [5].

7.2.7 Ризици затезања момент (кило) кључем

Код затезања преко обртног момента, могуће су две ситуације код задате примене:

- претерани напон који за резултат има пуцање завртњева услед пренапрезања,
- недовољна затегнутост која са собом носи ризик попуштања, могућег цурења, чак и квара услед замора материјала

Како би се избегли ови ризици, често се прибегава употреби превеликих завртњева. Инжењери који пројектују те склопове тада често мисле да склопови могу издржати већа оптерећења због својих димензија. Међутим, овакав приступ смањује отпорност материјала на замор, те повећава тежину склопа, што за последицу има повећање трошкова израде (више већих и тежих завртњева, веће прирубнице, итд.). Исто тако може доћи до повећања трошкова одржавања и сервисирања, јер су у питању доста већи и тежи делови, [5].

7.3 Пројектовање новог склопа

Према предходним анализама, јасно је да ће пројектовање новог склопа у многоме зависити од методе којом ће бити затегнут тај исти склоп (методом обртног момента или употребом хидрауличког затезача), [5].

Осврнимо се опет на пример две прирубнице са спољашњим пречником од $600mm$ састављених са шеснаест $M20 \times 2.5$ завртња на PCD од $500mm$, (Слика 7.1.).

7.3.1 Затезање хидрауличким затезачима и методом обртног момента

У претходном примеру, оптимизовали смо величину завртњева и вредност оптерећења за хидрауличко затезање. У овом случају ништа није потребно додати. Ако се сада окренемо пројектовању склопа који ће бити затегнут неком врстом момент (кило) кључа, у обзир такође морамо узети иста сигурносна ограничења као и код затезача завртњева, [5].

У почетној фази се јављају три могућа решења:

- одабир више класе материјала за израду завртњева,
- употреба већег броја завртњева,
- повећање димензија завртњева.

Свако од ових решења ће бити појединачно анализирано.

7.3.2 Одабир више класе материјала за израду завртњева

Узевши у обзир да је максимални напон $\sigma_{eq\max} = 1033MPa$, класа материјала који ће бити употребљен за израду завртњева мора бити 12-9, [2]. У овом случају, највеће напрезање при затезању је $R_m > 1200MPa$, а граница пуцања је $R_{e(0.2\%)} > 1080MPa$, (Табела 1.4.1., [1]).

Ако се и одлучимо за ово решење, сигурносна ограничења неће бити једнака онима за затезаче завртњева, јер 90% границе пуцања значи максимално напрезање од $972MPa$. Стога, у овом примеру, решење промене материјала је задовољавајуће само ако смо спремни прихватити нижа сигурносна ограничења. Додатни трошкови употребе бољих материјала повећали би укупан трошак за 30%, а при томе у коначној анализи пре описани проблеми повезани са ризиком попуштања у условима минималног оптерећења и даље остају. Међутим, склоп пројектован са 16 M20x2.5 завртњева класе материјала 12-9, затегнут методом обртног момента, могуће је пројектовати са 16 M20x2.5 завртњева класе 10-9, који ће бити затегнути методом хидрауличног затезања, при чему ће сигурносна ограничења бити доста већа, [5].

7.3.3 Употреба већег броја завртњева

Ово решење је могуће само ако постоји довољно простора око искориштене периферије склопа (PCD). Размак између два узастопна завртња мора бити довољно велик како би се затезање путем момент (кило) кључа могло вршити без додиривања суседних завртњева. У нашем примеру укупни пречник навртке је отприлике $36mm$, а спољни пречник кључа је $50mm$. То значи да стварни размак између два узастопна завртња мора бити већи од $43mm$. Претпоставимо вредност од $50mm$ како би се осигурао довољан размак. Са 16 завртња на пречнику од $500mm$ размак између два завртња износио би $97,55mm$, што је сасвим довољно. Могло би бити употребљено чак 30 завртњева, јер би тада размак између два суседна завртња износио $52,26mm$, [5].

За 16 завртња максимални напон износи:

$$\sigma_{eq\max} = 1033MPa$$

, а с обзиром да је постављена граница од $810MPa$, напон је потребно смањити за 20%, [2].

Ако једноставно применимо овај коефицијент на задати број завртњева, јасно је да је уместо 16 потребно 20 завртњева. Као што смо већ закључили, просечно оптерећење затезања је:

$$F_p \cdot 16 = 168000 \cdot 16 = 2688000N$$

$$\text{Стога са 20 завртњева } F_p = \frac{2688000}{20} = 134400N \text{ по завртњу.}$$

Сада, када је спољашње оптерећење распоређено на 20 завртњева оно ће износити:

$$F_r = \frac{F_R}{z} = \frac{2240000}{20} = 112000N$$

, а ако у обзир узмемо и крутост, додатно оптерећење по завртњу износи ће:

$$\Delta F_z = F_r \frac{c_z}{c_z + c_b} = 112000 \frac{256700}{256700 + 2000000} = 12720N$$

Прорачун за 16 завртња поновљен је у случају 20 завртња.

Просечан обртни момент потребан за постизање просечне силе притезања

Момент отпора у навојном пару је дат изразом:

$$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

$$T_n = 134400 \frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 198060Nmm$$

Момент отпора трења:

$$T_\mu = F_p \mu_0 r_\mu$$

$$T_\mu = 134400 \cdot 0,125 \cdot 13 = 218400Nmm$$

Потребан просечни обртни момент:

$$T_p = T_n + T_\mu = 416460Nmm$$

Ако у обзир узмемо прецизност алата, стварни обртни момент ће бити негде између:

$$T_{pst \min} = 416160 \cdot 0,95 = 395350Nmm$$

$$T_{pst \max} = 416160 \cdot 1,05 = 436970Nmm$$

Одговарајућа минимална и максимална сила притезања

Одговарајућа минимална сила при притезању завртња ће износити:

$$F_{p \min} = \frac{T_{pst \min}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_\mu \right]}$$

$$F_{p \min} = \frac{395350}{\left[\frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) + 0,125 \cdot 13 \right]}$$

$$F_{p \min} = 108740N$$

Одговарајућа максимална сила при притезању завртња ће износити:

$$F_{p \max} = \frac{T_{pst \max}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_\mu \right]}$$

$$F_{p \max} = \frac{436970}{\left[\frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) + 0,125 \cdot 13 \right]}$$

$$F_{p \max} = 170890 \text{ N}$$

Стварна просечна сила при притезању износи:

$$F_p = \frac{F_{p \min} + F_{p \max}}{2} = \frac{108740 + 170890}{2}$$

$$F_p = 139815 \text{ N}$$

(4% више од очекиване вредности)

Напони у завртњу у случају максималног оптерећења

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{p \max}}{A_s} = \frac{170890}{244,5}$$

$$\sigma_{\max} = 699 \text{ MPa}$$

- напон при увијању

$$T_{n \max} = F_{p \max} \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

$$T_{n \max} = 170890 \cdot \frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 135944 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_{n \max}}{\pi \cdot d_{eq}^3}$$

$$\tau_{\max} = 126 \text{ MPa}$$

- еквивалентни Von Mises-ов напон се израчунава као:

$$\sigma_{eq \max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq \max} = 732 \text{ MPa}$$

Деловање спољашњег оптерећења

Као што смо већ видели, део спољашњег оптерећења, које делује на сваки завртањ износи:

$$\Delta F_z = 12720 \text{ N}$$

Максимална сила у завртњу износи:

$$F_{z\max} = F_{p\max} + \Delta F_z$$

$$F_{z\max} = 170890 + 12720 = 183610N$$

Напони при спољашњем оптерећењу

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{z\max}}{A_s} = \frac{183610}{244,5}$$

$$\sigma_{\max} = 751MPa$$

- напон при увијању остаје исти:

$$\tau_{\max} = 126MPa$$

- еквивалентни Von Mises-ов напон се израчунава као:

$$\sigma_{eq\max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq\max} = 782MPa$$

Циљ је постигнут, што значи да би употреба 20 уместо 16 завртња могло бити решење. Међутим, трошкови завртња расту за 25%, чему се морају придодати трошкови додатне машинске обраде. Без обзира на то и даље је остао проблем ризика, да ће се појавити проблеми услед недовољне затегнутости. Потребно је истакнути да је у прорачуну за 18 завртња допуштен максимални напон $\sigma_{eq\max} = 862MPa$, што није у складу са нашим сигурносним захтевима, [5].

Међутим, склоп пројектован са 20 M20x2.5 завртња, затегнут методом обртног момента, могуће је пројектовати са 16 M20x2.5 завртња, који ће бити затегнути методом хидрауличког затезања, [5].

7.3.4 Повећање пречника завртња

Као и код повећања броја завртња, једноставно ћемо применити двадесет постотни (20%) коефицијент на квадрат пречника завртња. Узевши у обзир стандардне димензије, видљиво је да је потребан завртањ пречника 24mm, а не 20mm, [5].

Димензије M24x3 ISO завртња су (Табела 1.2.2., [1]):

$$d = 24mm \quad d_2 = 22,051mm \quad d_3 = 20,32mm$$

$$d_{eq} = \frac{d_2 + d_3}{2} = 21,185mm \quad A_s = 352,5mm^2$$

И даље нам је потребно просечно оптерећење по завртњу:

$$F_p = 168000N$$

Поновљен је прорачун обртног момента за M24 завртње.

Просечан обртни момент потребан за постизање просечне силе притезања

Момент отпора у навојном пару је дат изразом:

$$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

$$T_n = 168000 \frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 296610 \text{ Nmm}$$

Момент отпора трења:

$$T_\mu = F_p \mu_0 r_\mu$$

$$T_\mu = 168000 \cdot 0,125 \cdot 16 = 336000 \text{ Nmm}$$

Потребан просечни обртни момент:

$$T_p = T_n + T_\mu = 632610 \text{ Nmm}$$

Ако у обзир узмемо прецизност алата, стварни обртни момент ће бити негде између:

$$T_{pst \min} = 632610 \cdot 0,95 = 600980 \text{ Nmm}$$

$$T_{pst \max} = 632610 \cdot 1,05 = 664240 \text{ Nmm}$$

Одговарајућа минимална и максимална сила притезања

Одговарајућа минимална сила при притезању завртња ће износити:

$$F_{p \min} = \frac{T_{pst \min}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_\mu \right]}$$

$$F_{p \min} = \frac{395350}{\left[\frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) + 0,125 \cdot 16 \right]}$$

$$F_{p \min} = 135890 \text{ N}$$

Одговарајућа максимална сила при притезању завртња ће износити:

$$F_{p \max} = \frac{T_{pst \max}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + \mu_0 r_\mu \right]}$$

$$F_{p \max} = \frac{436970}{\left[\frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) + 0,125 \cdot 16 \right]}$$

$$F_{p \max} = 213690 \text{ N}$$

Стварна просечна сила при притезању износи:

$$F_p = \frac{F_{p\min} + F_{p\max}}{2} = \frac{135890 + 213690}{2}$$

$$F_p = 174790 \text{ N}$$

Напони у завртњу у случају максималног оптерећења

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{p\max}}{A_s} = \frac{213690}{352,5}$$

$$\sigma_{\max} = 607 \text{ MPa}$$

- напон при увијању

$$T_{n\max} = F_{p\max} \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

$$T_{n\max} = 213690 \cdot \frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2,4796 + 6,5868) = 322340 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16T_{n\max}}{\pi \cdot d_{eq}^3}$$

$$\tau_{\max} = 173 \text{ MPa}$$

- еквивалентни Vom Mises-ов напон се израчунава као:

$$\sigma_{eq\max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq\max} = 676 \text{ MPa}$$

Деловање спољашњег оптерећења

Сила која делује на сваки завртањ износи:

$$F_r = 140000 \text{ N}$$

Завртњиви већих димензија са собом носе већу крутост. Па ће део спољашњег оптерећења које може поднети завртањ бити веће и износи, (по тачки 7.1.4):

$$\Delta F_z = 21860 \text{ N}$$

Максимална сила у завртњу износи:

$$F_{z\max} = F_{p\max} + \Delta F_z$$

$$F_{z\max} = 213690 + 21860 = 235550 \text{ N}$$

Напони при спољашњем оптерећењу

- напон услед притиска и затезања:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{z\max}}{A_s} = \frac{235550}{352,5}$$

$$\sigma_{\max} = 668 \text{ MPa}$$

- напон при увијању остаје исти:

$$\tau_{\max} = 173 \text{ MPa}$$

- еквивалентни Von Mises-ов напон се израчунава као:

$$\sigma_{eq\max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq\max} = 732 \text{ MPa}$$

Поново смо остварили циљ, видљиво је да је употреба M24x3 завртњева уместо M20x2.5 прихватљиво решење. Међутим, повећање трошкова ових завртњева може досегнути и 40%, а при томе ризик спонтаног попуштања у случају минималног оптерећења и даље остаје. Из прорачуна за M22x2.5 завртњеве је видљиво да добијено максимално напрезање износи $\sigma_{eq\max} = 839 \text{ MPa}$. Стога, ако се одлучимо за ово решење мора ћемо прихватити ниже сигурносне стандарде. Склоп пројектован са 16 M24x3 завртњева, затегнут методом обртног момента, могуће је пројектовати са 16 M20x2.5 завртњева, који ће бити затегнути методом хидрауличног затезања, [5].

8.0 Истовремено затезање завртњева хидрауличким затезачима

Истовремено затезање је у ствари затезање неколико или свих завртњева у неком склопу у исто време, [5].

Већ је закључено да овај поступак затезања носи са собом важне и кључне предности:

- велика хомогеност приликом затезања свих завртњева у склопу,
- директно извршење,
- кратко време самог поступка.

Хидраулично затезање завртњева је најприкладнија метода за извршење истовременог затезања. Подаци који следе су општи и односе се само на неколико примера. Резултати стварне примене могу варирати у зависности од димензија и толеранција делова, квалитета алата којим се врши затезање, као и поступка примене. Одређену примену је могуће размотрити до ситних детаља, [5].

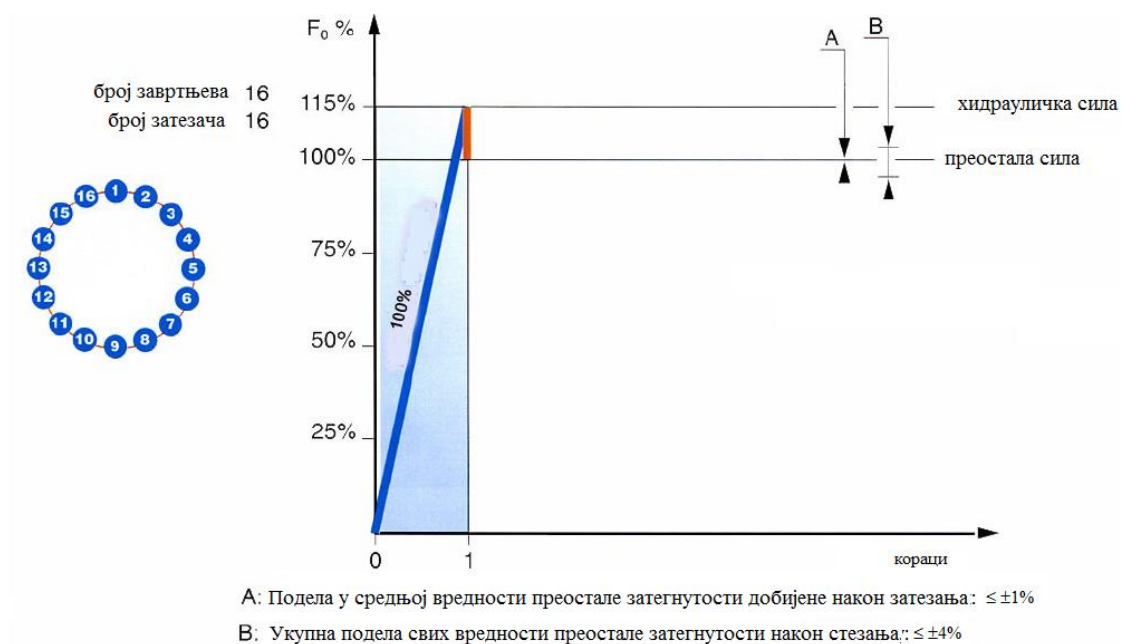
8.1 Истовремено затезање свих завртњева у склопу

Ово је најпрецизнија и најбржа метода: сви завртњеви се затежу у исто време, (Слика 8.1.1.). Међутим, за ту методу је потребно имати онолико затезача колико има завртњева. Стога би за пример од 16 завртњева било потребно 16 затезача са опремом (цеви и хидраулички спојеви). Поступак самог затезања је врло једноставан: на сваки завртањ се постави један затезач. Доводи уља свих затезача спајају се на исти извор са једнаким притиском. Сви завртњеви се истовремено затежу (по могућности у два корака) до одговарајуће силе. У овом случају преостала сила је $F_0 = 168000N$, а код хидрауличке силе $F_h = 192400N$, употребом SKF HYDROCAM НТА затезача који је под притиском од $98MPa$, [5].

Ова метода пружа изврсну хомогеност затезања свих завртњева. Из искуства је познато да су све раније споменуте непрецизности знатно смањене:

- непрецизност односа F_h/F_0 смањена је на 1%,
- непрецизност хидрауличке силе зависи искључиво од самог затезача, па је смањена на 1%,
- непрецизност тренутка обухватања навртке износи 2%.

Све ово доводи до смањења поделе силе затезања код различитих завртњева на 4%, [5].

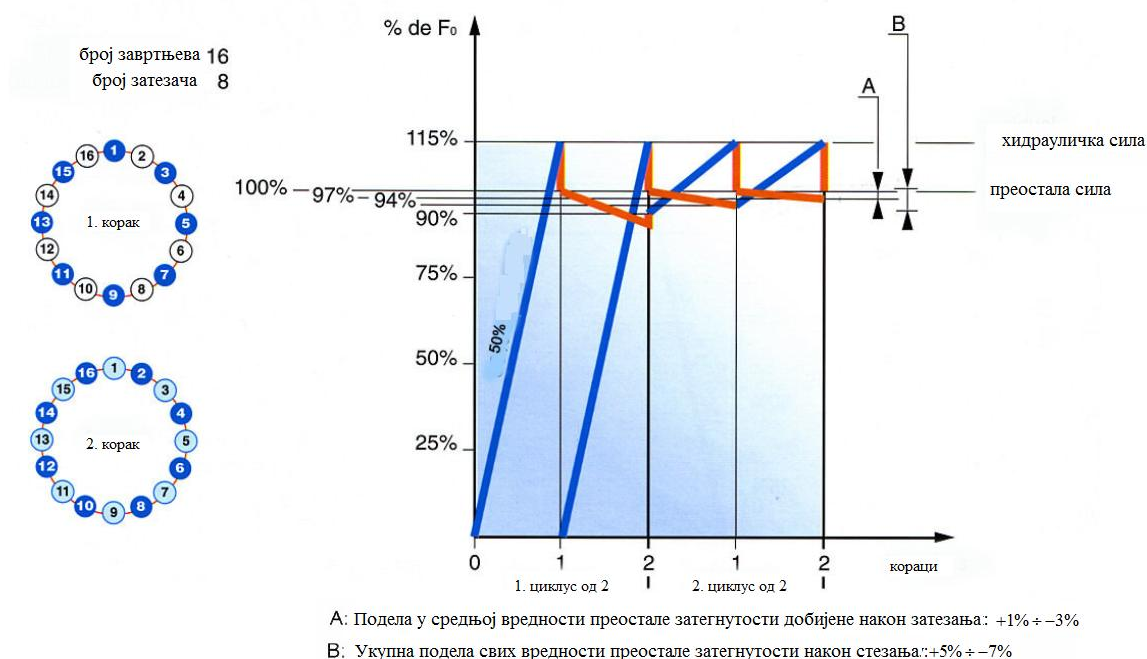


Слика 8.1.1. Истовремено затезање свих завртњева

8.2 Истовремено затезање половине завртњева у склопу

У овом случају затеже се сваки други завртањ у једном кораку, (Слика 8.2.1.), што значи да је број затезача преполовљен. У овом примеру потребно је само осам затезача са цревима и хидрауличким спојевима. Сам поступак затезања захтева два круга затезања прве половине завртњева (који се називају „парни”) и бар један круг за другу половину завртњева (који се називају „непарни”), што за резултат има три или четири могућа круга затезања. Ако се претпостави да је у првом кругу употребљена хидрауличка сила од $192400N$ за парне завртњеве, при чему је преостала сила $168000N$, у првом кругу затезања друге половине завртњева (непарних завртњева) добија се преостала сила од $168000N$. Међутим, затезањем непарних завртњева ослобађа се део силе која делује на парне, што смањује вредност силе за 10%, што даје просечну вредност затезања од $151000N$. Тако је други круг затезања потребан како би се сила вратила на $168000N$. Међутим, други круг затезања парних завртњева ће поново смањити силу на непарним завртњевима за отприлике 6%, чиме се сила затезања смањује на $158000N$. Ако је овај ниво смањења прихватљив, поступак затезања је могуће прекинути у овој фази. Понекад је потребан и други круг затезања за непарне завртњеве како би се преостала сила вратила на $168000N$. Овај круг ће утицати на смањење силе на парним завртњевима за отприлике 3%, што је савршено прихватљиво. Хомогеност сила није једнака оној код истовременог затезања 100% завртњева, али одступање остаје унутар прихватљивих граница $+5\% \div -7\%$, [5].

За многе примене ово одступање се сматра прихватљивим. Наравно, сам поступак траје дуже него у предходном случају.

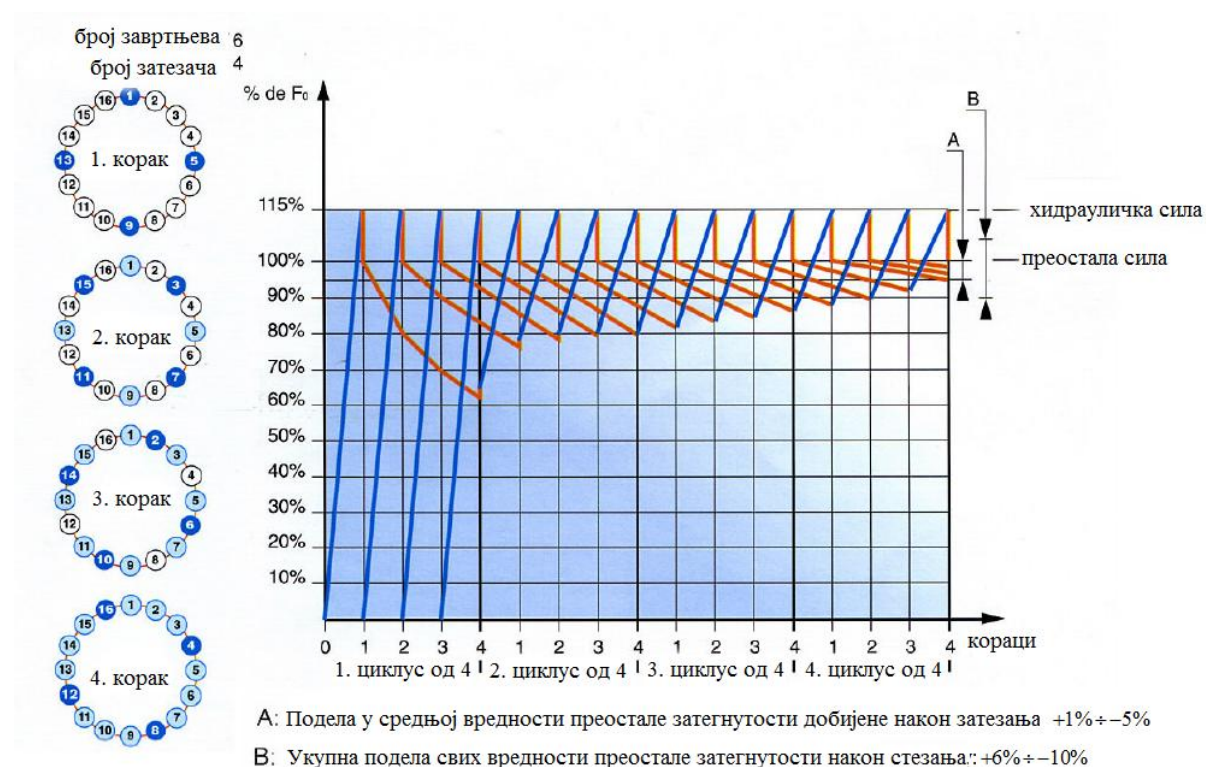


Слика 8.2.1. Истовремено затезање половине завртњева

8.3 Истовремено затезање четвртине завртњева у склопу

У овом случају у једном кораку се истовремено затеже сваки четврти завртањ, (Слика 8.3.1.). Број затезача се смањује на четвртину броја завртњева, што у овом примеру износи четири. Сваки скуп од четири завртња потребно је затезати бар четири пута, што за резултат има 16 корака који су потребни да би се постигла прихватљива хомогеност сила. Први скуп завртњева (рецимо бројеви 1, 5, 9, 13) затеже се на преосталу силу од $168000N$, али тада долази до узастопног попуштања од 20%, 30% и коначно 35% силе ($109000N$), након што се затегну суседни скупови завртњева. Потребна су четири круга затезања пре него што преостала сила у првом скупу остане унутар 5% номиналне вредности након подешавања суседних завртњева. Сила је тада $159600N$. Ако је ово одступање у складу са захтевима примене, у овој фази је могуће зауставити поступак затезања. Међутим, хомогеност сила није на истом нивоу као у случају истовременог затезања свих (100%) завртњева. Опсег одступања ће бити унутар $+6\% \div -10\%$. Још један круг затезања првог скупа завртњева доводи до одступања унутар $+5\% \div -8\%$, [5].

Јасно је да би се употребом неке врсте контроле, као што су то „сензорске” подлошке смањиле горе описане непрецизности. С обзиром на већи број корака, пропорционално се повећава и време поступка.

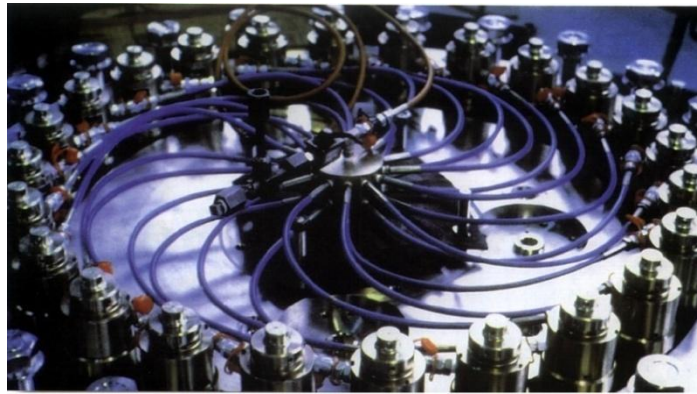


Слика 8.3.1. Истовремено затезање 25% (четвртине) завртњева

Технички и новчани захтеви сваке примене служе као смернице пројектанту или инсталатеру, при избору броја затезача и врсте мерних уређаја. Међутим, у већини случајева, истовремено затезање хидрауличким затезачима, је оптимално и најпрецизније решење. На сликама 8.1., 8.2., 8.3. и 8.4. приказани су хидраулички уређаји за затезање у различитим варијантама, који се користе за затезање више завртањских веза у исто време, [5].



Слика 8.1. Уређај за затезање са вишеструким главама, употребљаван за нуклеарну реакторску посуду



Слика 8.2. Приказ истовременог затезања засебним затезачима спојеним на један извор уља



Слика 8.3. Затезач за истовремено затезање помоћу једноволуменског прстена



Слика 8.4. Затезач са опремом за затезање велике главе цилиндра дизелског мотора

9.0 Закључци

Квалитет склопа састављеног завртњевима условљен је са два веома важна параметра, а то су:

- пројектовање склопа,
- метода која се користи за затезање завртњева.

Битно је изабрати одговарајућу методу затезања још у фази пројектовања.

Затезање завртњева путем методе обртног момента врло је једноставно, поготово за завртњеве примерених величина. Међутим, поступак који се темељи на обртном моменту ствара у завртњу напон при увијању, који ослабљује склоп. Још важније је напоменути да непрецизност код коначне силе затезања остаје врло висока. Иако употреба високо квалитетних хидрауличких момент кључева донекле побољшава ситуацију, недостаци који су везани за ову методу чине је неприхватљивом у многим применама.

Затезање путем шипке у виду грејача или механичким издужењем/деформацијом, пружа неке предности у односу на затезање преко обртног момента, али ове две методе се ретко користе због високих трошкова и дугог трајања самог поступка.

Затезање хидрауличким затезачима с једне стране пружа најбољи однос квалитета, поузданости, сигурности и прецизности, а с друге стране ту су лакоћа употребе и уштеда времена и новца. Посебно се може истаћи уштеда новца, не само улагањем у систем алата, него и самим дизајном склопова и ниским трошковима самих процеса. Уз све поменуте предности и могућности, хидраулички затезачи завртњева се могу користити на склоповима који нису директно пројектовани за употребу затезача, под условом да се могу користити завртњеви чија дужина је довољна да изнад навртке остаје део завртња.

Без обзира на ту могућност, и даље остаје препорука да се од почетка пројектовања склопа конструктор одлучи за неку врсту затезача завртњева. У тим условима се могу остварити све предности ове методе.

Склопови са завртњевима који су посебно дизајнирани како би били затегнути неким од затезача завртњева, посебно су погодни за неумољиве захтеве у оним применама где се тражи висок квалитет и сигурност, а при томе су оптимални са аспекта димензија и тежине.

Поређење методе обртног момента и методе затезања хидрауличким затезачем темељи се на затезању само једног завртња. Предности употребе хидрауличног затезача су уочљиве. Као што је већ описано у предходним поглављима, хидраулички затезачи су још у већој предности када је потребно затегнути неколико завртња, што је у пракси најчешћи случај. Тако да су лакоћа употребе, сигурност, поузданост, могућност понављања поступака, могућност истовременог затезања као и већа прецизност, само неке од предности овог метода затезања. Уз све то, прецизност је могуће и унапредити употребом неких мерних помагала, као што је на пример већ поменута подлошка са сензором.

Из свега горе наведеног увиђамо да нам хидраулички затезачи пружају следеће предности:

- нема напона на увијање у завртњу,
- велика прецизност при великим оптерећењима,
- брзина, сигурност и лакоћа руковања,
- одржава се постојаност и поузданост навоја,
- компатибилност истовременог затезања свих завртња у склопу,
- могућа делимична или потпуна аутоматизација поступка затезања и мерења
- компатибилност са великим бројем материјала за израду завртња,
- употреба великог распона димензија завртњева: 5 до 500mm,
- лака примена једноставних метода за мерење, као што је то метода помоћу сензорне подлошке.

10.0 Литература

- [1] В. Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац, 2004.
- [2] С. Јовичић, Н. Марјановић: Основи конструисања, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2012.
- [3] М. Огњановић: Машински елементи, Машински факултет, Београд 2001.
- [4] В. Милентовић: Машински елементи, Машински факултет, Ниш 2001.
- [5] Приручник за затезање вијака, SKF, <http://www.skf.com/files/239454.pdf>
- [6] Bolt science, <http://www.boltscience.com/pages/screw2.htm>
- [7] Завртањски спојеви, семинарски рад,
<http://www.scribd.com/doc/29541555/ZAVRTANJSKI-SPOJEVI>
- [8] Завртањске везе, семинарски рад, <http://www.scribd.com/doc/80856259/2-Zavrtanjske-veze>
- [9] Трајановић Мирослав, Моделирање за анализу методом коначних елемената, Ниш 2001.