

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Игор Р. Милић

**Експериментално одређивање коефицијента
трења у навоју завртња
мастер рад**

Ментор:
проф. др Бранко Тадић

Студент:
Игор Р. Милић
Бр.индекса: 304/2016

Крагујевац, 2018.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Војноиндустријско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Предмет: Експеримент у машинству

Број индекса: 304/2016

Игор Р. Милић

**Експериментално одређивање
коефицијента трења у навоју завртња
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. проф. др Бранко Тадић – ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

За потребе овог рада користила се литература која се у основи односила на одређене области:

- Експериментално одређивање коефицијента трења и
- Експериментално одређивање коефицијента трења у навоју завртња.

Приликом истраживања, било је неопходно одредити коефицијент трења у стандардном метричком навоју завртња и дефинисати тип зависности између момента завртња и силе завијања завртња.

Препоручена литература:

- [1] Zuvić M., Lazarević N., Stojković M., *Eksperimentalno ispitivanje uticajnih faktora na statički koeficijent trenja klizanja*, 13th International Conference on Tribology, Kragujevac, 2013.
- [2] Ham C., Ryan D., *An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads*, University Of Illinois, 2007.
- [3] Kovač P., Ješić D., Savković B., Gostimirović M., *Determination of the Most Favourable Friction Moment for Screw Tightening*, Machine design, Vol.7(2015) No.2, ISSN 1821-1259 pp. 35-40.
- [4] Tilaveridis I., *Detection of friction variations in bolted joints during tightening*, Degree Project In Electrical Engineering, Stockholm, Sweden, 2017.
- [5] Walker J., *Halliday and Resnick Fundamentals of Physics*, 9th Edition, John Wiley & Sons Inc., Cleveland State University, 2012.

Крагујевац, 2018.

ментор:
проф. др Бранко Тадић

Резиме

Навојни спојеви се могу употребити за многобројне функције у склопу машинских конструкција. Неке од основних функција навојних спојева су: спајање елемената конструкција посредством завртањске везе, трансформација ротационог у праволинијско кретање код машина, прецизно померање појединих елемената. Између контактних површина навојних парова долази до трења. Коефицијент трења је директно повезан са интензитетом деловања сила. Зато постоји потреба за познавањем вредности коефицијента трења различитих навојних спојева. Циљ овог рада је експериментално одређивање коефицијента трења у навоју завртња, опис начина функционисања мерног уређаја, коришћеног у експерименту на завртњима: M10, M12, M14 и M18. Прво поглавље представља увод у рад. У другом поглављу су описане теоријске основе трења. Треће поглавље ближе описује спрегу навојних спојева, при деловању одређених сила. У четвртном поглављу, представљен је уређај на којем се врши експеримент одређивања трења у навоју завртња и објашњен је начин његовог функционисања. У четвртном поглављу су приказани резултати спроведеног експеримента. Анализа добијених резултата је приказана у закључку.

Кључне речи:

Експеримент, завртањ, испитивање, навој, трење у навоју завртња...

Abstract

Threaded joints can be used for many functions within machine structures. Some of the basic uses of threaded joints are to connect the elements of the structures by means of a screw connection, transform the rotation into the straight line movement of various machines, or precisely move their elements and so on. During their exploitation, in the threaded pair, friction occurs. The friction coefficient is directly related to the intensity of the forces acting in the threaded pair. Therefore, there is a need for knowing its value for various threaded joints. The objectives of this paper are to present the theoretical basis used in the experimental determination of the coefficient of friction in the screw thread, a description of how the measuring equipment works and the practical implementation of the experiment over the: M10, M12, M14 and M18 screws. Therefore, after the first chapter that introduces the work, theoretical basis of friction is presented. The third chapter is devoted to threaded joints and the analysis of the forces that occur in them. The fourth chapter describes the device on which a friction determination experiment is performed, and the method of its operation is explained. Also, the fourth chapter presents the results of the experiment conducted. The analysis of the obtained results is presented in the conclusion.

Key words:

Experiment, Bolt, Testing, Thread, Friction In The Screw Thread ...

Садржај

1. Увод.....	6
2. Трење.....	8
2.1. Природа настанка силе трења	12
3. Навојни спојеви.....	15
3.1. Стандардни профили навоја.....	16
3.2. Оптерећење навоја	23
3.2.1. Трење у завртањској вези.....	27
4. Експериментално одређивање коефицијента трења у навоју завртња	29
4.1. Уређај за одређивање коефицијента трења у навоју завртња.....	29
4.1.1. Принцип функционисања уређаја	31
4.1.2. Поступак одређивања коефицијента трења у навоју завртња	34
4.2. Добијени резултати испитивањем завртњева М10, М12, М14 и М18	36
4. Закључак	43
Литература.....	44

1. Увод

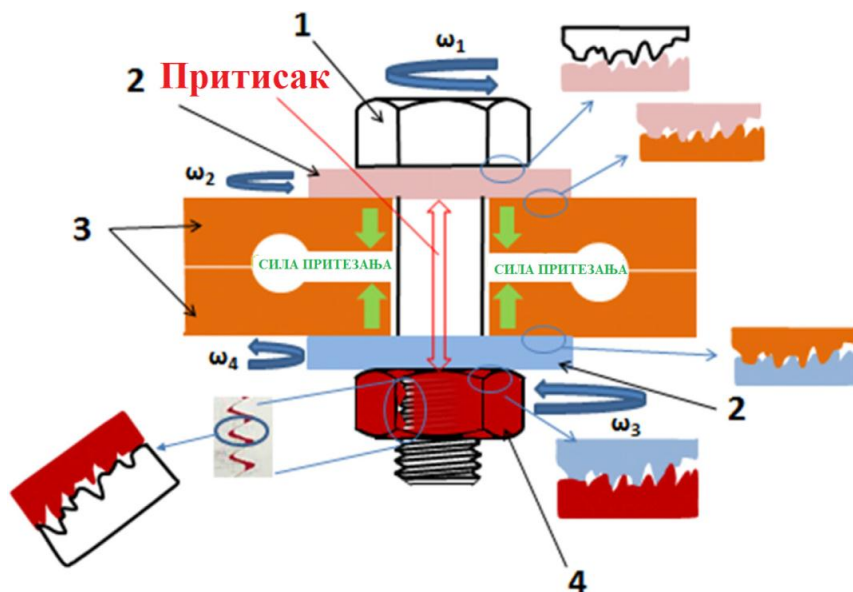
Са повећањем производње машинских система, пропорционално расте производња завртањске робе [1]. Развојем нових технологија, све чешћа је потреба за новим врстама завртањске робе, конструисане по специјалним захтевима [2-6].

Установљено је да предвиђање функционалног понашања завртња у току експлоатације битно утиче на квалитет истог, а самим тим и на економски део производње [7-9].

Иако завртњеви имају широку примену, још увек постоји мањак знања везан за елементарне процесе трења између контактних површина навојног споја. На својства навојног споја имају утицај многобројни фактори у самој производњи, почевши од термичке обраде до антикорозионе заштите. Осим наведених, експлатациони фактори, толеранције отвора за навојни пар у склопу, број спајања и раздвајања навојне везе, мањак лубриката, брзина одвијања и завијања, такође имају велики утицај.

Један од најбитнијих фактора који директно утиче на својства навојног споја, односно на експлатациони век навојног пара је аксијална сила. Она је уско повезана са коефицијентом трења и моментом завртња [10,11]. Метода мерења момента затезања не даје поуздане резултате о коефицијенту трења због многобројних површина у контакту при затезању елемената.

На **Слици 1.1.** је приказан један елементарни навојни пар у контакту са елементима за спајање. Приликом стецања површине које су у контакту мимо навојног споја (**Слика 1.1.**) такође пружају отпор моменту притезања, самим тим онемогућавају тачну претставу о интензитету трења у навојном споју [12].



Слика 1.1. Поједностављена скица навојног пара током процеса притезања [12]

1 - завртањ, 2 - подлошка, 3 - елемент за стецање, 4 - навртка ω_1 - угаона брзина завртња;
 ω_2 - уг. брз. горње подлошке ω_3 - уг. брз. елемената ω_4 - уг. брз. доње подлошке

За детаљно испитивање трења у навојном споју потребно је урадити испитивање које укључује већину наведених фактора. Због немогућности да се учини тако, истраживање је ограничено на испитивање појединачних утицаја одређених фактора.

Као последица појаве већ објашњеног отпора моменту притезања, јавља се потреба за креирањем експерименталног уређаја који ће мерити коефицијет трења у навоју завртња.

Циљеви овог рада су приказ теоријске основе која се користи при експерименталном одређивању коефицијента трења у навоју завртња, опис начина функционисања мерне опреме, практично спровођење експеримента на завртњима: M10, M12, M14 и M18, као и њихова упоредна анализа.

Досадашња истраживања трења, у вези са машинским елементима, заснивала су се, углавном на проучавањима лежачега. Сprovedена су малобројна тестирања у циљу одређивања промене силе, тј. коефицијента трења у навојним преносницима, као и у навојним спојевима [13,14]. Литературни извори [16], [17] и [18] уско су везани за тему овог рада. Према извору [16], развијен је уређај за прецизно испитивање коефицијента трења у навојима завртњева. Литературни извор [17] тематски обухвата утицај момента притезања на коефицијент трења, док извор [18] испитује утицај промене коефицијента услед повећања силе притезања.

Након увода, у другом поглављу дефинисани су основни појмови везани за трење. Описане су све врсте механичког трења. Треће поглавље бави се навојним спојевима. Обухвата разјашњење основних појмова и димензија, са освртом на завртањске везе и оптерећење навоја. Дат је опис основних техника и технологија заштите завртња од корозије [12,16].

Након теоријског дела, описан је уређај и начин извођења експеримента уз приказ добијених резултата. Анализа добијених резултата приказана је у закључку рада.

2. Трење

Трење [6] дефинише се као отпор који се јавља између контактних површина два тела и супроставља се међусобном кретању. Две контактне површине постављене у стање кретања, у супротним смеровима, остварују трење. Трење између та два објекта претвара кинетичку енергију у топлотну.

Овако добијена енергија директно је зависна од:

1. интензитета нормалне силе, која делује на површину тела (сила притиска),
2. коефицијента трења, који зависи од стања површине (храпавости) и
3. споја материјала два тела у додиру.

Нормална сила је најчешће тежина тела, ако је подлога хоризонтална, услед чега нема додатне силе притиска на само тело. Уколико се ради о косој подлози, нормална сила је само део тежине, односно, гравитационе силе на површину.

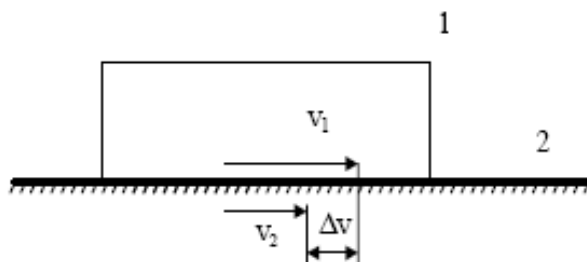
Сила трења може бити статичка и динамичка. Ако тело стоји на површини, потребно је неко време да се покрене. Тело започиње кретање под дејством силе, која тежи да га избаци из стања мировања. На снову предоченог, закључује се да је погонска сила већа од силе трења. Реч је о статичком трењу.

Када се тело покрене, сила трења је у благом опадању, након чега постане константна, без обзира на брзину. На дато стање силе нема утицаја ни да ли је трење суво или полусуво (када постоји контакт крутих површина). Динамичко трење може бити вискозно и линеарно, у зависности од брзине кретања. Трење не зависи од површине, већ од њеног стања.

Постоје три основне врсте трења:

- трење клизања,
- трење котрљања и
- трење обртања [7,8].

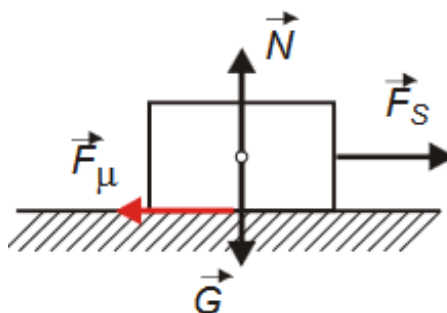
Трење клизања јавља се када транслацијске компоненте, брзина V_1 и V_2 , за тачке два тела (1 и 2) у контакту, нису једнаке. Узрок настанка овог трења у том случају је релативна брзина између њих ΔV (Слика 2.1.).



Слика 2.1. Трење клизања [9]

Гледано, у односу на силу (Слика 2.2.), трење клизања јавља се кад на неко тело делује сила, која мења тело из стања мировања у стање кретања. Та сила може бити конзервативна, тј. запреминска – сила тежине, постављањем тела под одговарајућим углом, или спољашња сила (F_s). Услед дејства нормалне силе (N), реакције на силу

тежине (G), или силе која мења стање мировања (F_s), јавља се трење клизања, тј. сила трења клизања (F_μ).

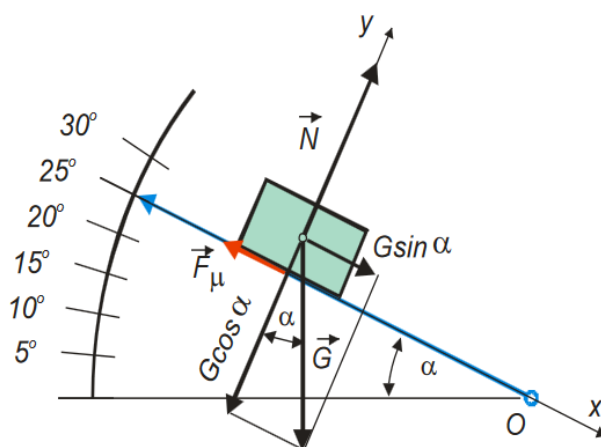


Слика 2.2. Сила трења клизања [8]

Односно, померањем једног тела по другом у додирној површини настаје сила трења (F_μ). Сила трења може имати вредност од 0 до F_{gr} . Гранична сила трења може имати интензитет једнак производу нормалне силе и статичког коефицијента трења (1).

$$F_{\mu max} = F_{gr} = \mu_0 \cdot N \quad (1)$$

Експериментално одређивање статичког коефицијента трења (μ_0) приказано је на Слици 2.3. У тренутку, када вредност угла α постане φ_0 , доћи ће до клизања тела по подлози. Познавањем овог угла и постављањем статичких једначина, добија се вредност коефицијента трења (μ_0).



Слика 2.3. Шематски приказ одређивања коефицијента трења на стрмој равни [8]

При постављању статичких једначина (2) и (3), добија се израз за коефицијент трења о чему сведочи приказ на Слици 2.3. Статичка једначина у правцу x-осе (2):

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0; \quad G \sin \alpha - F_\mu = 0 \quad (2)$$

Статичка једначина у правцу y-осе:

$$\sum_{i=1}^n F_{yi} = 0; \quad N - G \cos \alpha = 0 \quad (3)$$

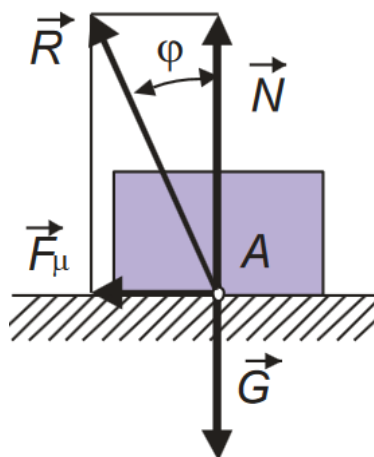
На основу израза (1), (2) и (3) добија се израз за статички коефицијент трења (4):

$$\mu_0 G \cos \alpha = G \sin \alpha \rightarrow \mu_0 = \operatorname{tg} \alpha \quad (4)$$

Статички коефицијент трења клизања зависи од материјала тела, која се додирују, као и од стања додирних површина. Вредност статичког коефицијента трења клизања за неке материјале износи [9]:

- челик по леду $\mu_0 = 0,027$;
- челик по челику $\mu_0 = 0,15$;
- бронза по ливеном гвожђу $\mu_0 = 0,19$;
- дрво по дрвету $\mu_0 = 0,5 - 0,6$;
- метал по дрвету $\mu_0 = 0,02$.

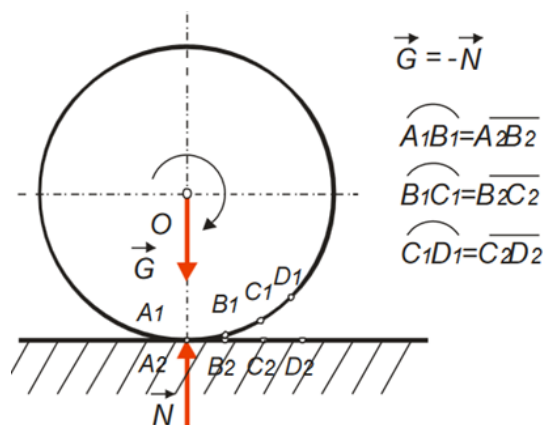
Системом на **Слици 2.2.** представљена је нормална реакција ($\vec{N}$) и тангентна реакција у равни додира – сила трења ($\vec{F}_\mu$), услед чега чине реакцију храпаве везе ($\vec{R}$) приказано на **Слици 2.4.** Реакција глатке равне површи је нормална сила ($\vec{N}$).



Слика 2.4. Реакција храпаве везе [9]

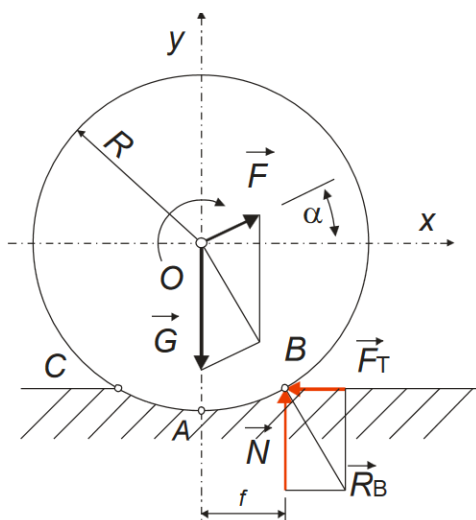
Угао (φ), изграђен реакцијом везе нормале на површ, уз изједначавање интензитета са φ_0 , назива се угао трења.

Трење котрљања представља отпор који се јавља при котрљању једног тела по површини другог. Кретањем точка по хоризонталном путу стварају се кружни лукови, његовом ротацијом. Уколико се дужина кружних лукова поклапа са дужином дужи пренетих по тангенти, точак врши чисто котрљање (**Слика 2.5.**).



Слика 2.5. Трење чистог котрљања [9]

Отпор идеалне равне глатке површи је нормалан на површ и бројно једнак тежини точка. Код трења котрљања нема израженог статичког трења, што се може објаснити „поступним улажењем и излажењем из контакта“. Тиме је истакнута основна разлика између трења клизања и трења котрљања. Све наведено има значајан утицај на управљање таквим системима [9,10,11]. Теоретски систем ближи реалном приказан је на Слици 2.6.



Слика 2.6. Трење котрљања [9]

На Слици 2.6. представљене су опште познате ознаке, при којима су у изразима (5), (6) и (7) дате и статичке једначине на основу којих се може одредити коефицијент трења котрљања.

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0; F \cos \alpha - F_T = 0 \Rightarrow F_T = F \cos \alpha \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{yi} = 0; N + F \sin \alpha - G = 0 \Rightarrow N = G - F \sin \alpha \quad (6)$$

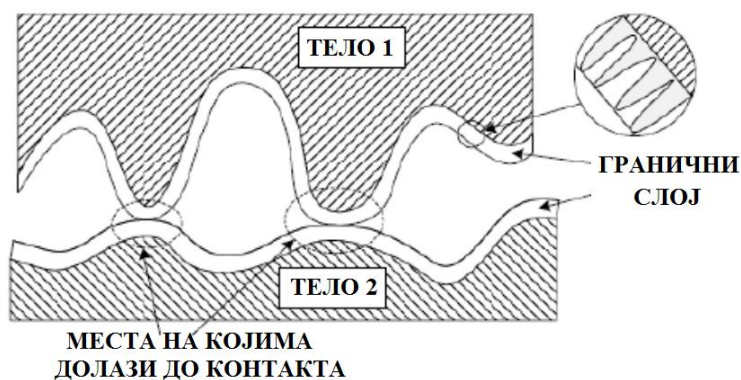
$$\sum_{i=1}^n M_A^{\vec{F}_i} = 0; N \cdot f - R F \cos \alpha = 0 \Rightarrow N \cdot f = R F \cos \alpha \quad (7)$$

Вредност коефицијента трења котрљања меког челика по меком челику износи $f=0,05$, док за каљени челик по каљеном челику износи $0,01$. Вредност коефицијента трења дрвета по челику креће се у распону од $0,3$ до $0,4$.

Трење ваљања је комбиновано трење клизања и котрљања. Удео котрљања и клизања унапред је одређен кинематиком кретања два тела, која су у контакту. Овакав облик трења јавља се у лежајевима, међу зубима зупчаника и слично.

2.1. Природа настанка силе трења

Природа настанка трења уско је у вези са додирном површином два тела. Површина тела је, обично, хрпава и прекривена граничним слојем влакана. Стварни контакт између тела, остварује се преко низа асперитних веза. Контакт није остварив целом (геометријском) додирном површином.

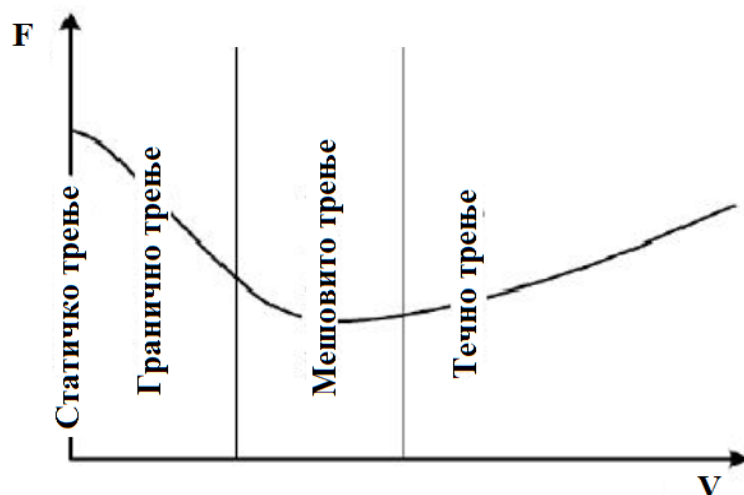


Слика 2.7. Микроскопски поглед на додирну површину два тела [10]

Деловањем тангцијалне силе долази до смицања асперитних веза. Резултат таквог дејства је деформација веза, еластична и пластична. Механизам стварања силе трења може се посматрати у четири подручја, тј. режима, зависно од интензитета релативне брзине:

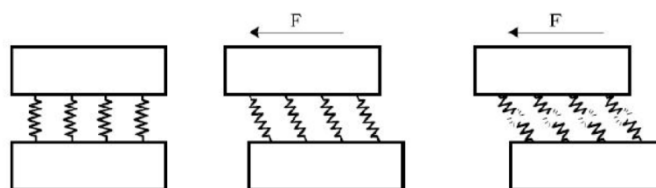
- статичко трење,
- гранично трење,
- мешовито трење и
- „течно“ трење.

Дијаграм (Слика 2.8.) представља четири подручја зависности силе трења од релативне брзине.



Слика 2.8. Четири подручја зависности силе трења од релативне брзине [10]

Статичко трење не подразумева релативно кретање, при чему се ствара једнак контакт између додирних површина. Са становишта управљања, важна карактеристика асперитних веза је њихово еластично савијање. Уколико је нормална сила мања од чврстоће асперитних веза, систем се понаша као да је између додирне површине уметнуто низ опруга велике крутости (Слика 2.9.).



Слика 2.9. Апроксимација додирне површине два тела помоћу низа опруга у режиму статичког трења [11]

Друга важна карактеристика статичког трења је постепена пластична деформација асперитних влакана. Последица постепене пластичне деформације је повећање контактне површине између асперита. Узрок овог повећања је време трајања проведено у стању мировања. Резултат повећања површине асперитних је чврстоћу и јачање самих веза. Изводи се закључак да ће сила потребна за разарање асперитних веза, покретање тела, бити већа са дужином времена које додирне површине проведу при мировању.

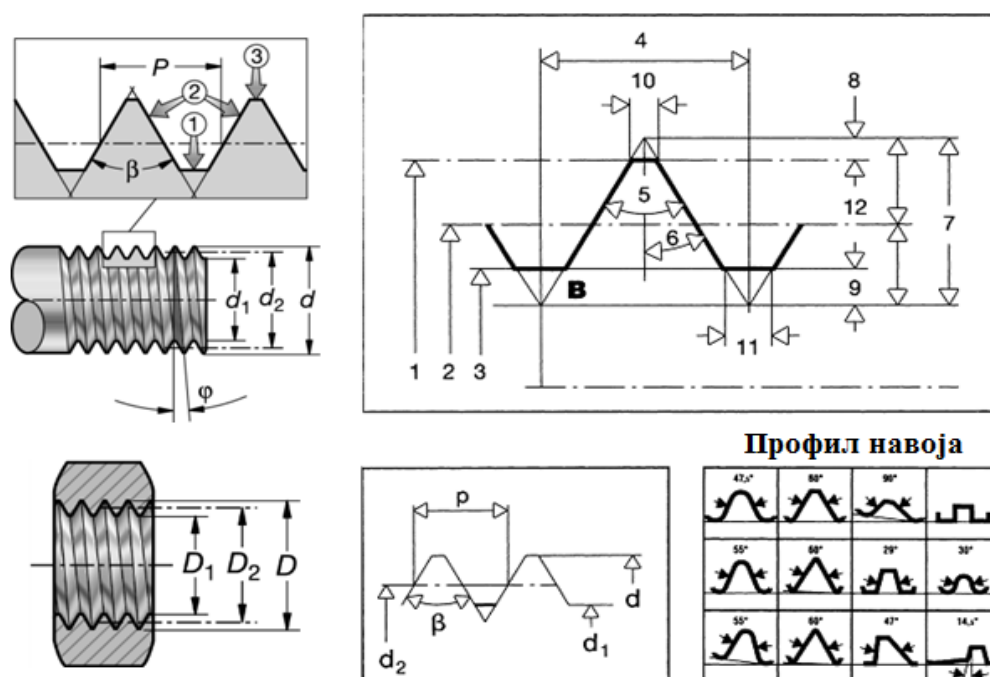
У режиму **граничног трења** долази до релативног кретања тела. Због мале брзине, изглед контакта сличан је оном у случају статичког трења. Употреба мазива не потпомаже стварање граничног трења. Релативна брзина није довољна да се изгради потребни филм мазива за раздвајање површина у контакту. Директни додир граничних слојева изазива напрезање које доводи до смицајних напона. Чврстоћа смицања граничног слоја, као чврсте материје, вишеструко је већа од оне која се јавља у мазивима као флуиду. Самим тим је сила трења, која се јавља у режиму граничног трења, релативно велика. Једнак контакт површина интензивира трошење, чиме се време задржавања знатно умањује, при овом режиму.

При **мешовитом трењу**, порастом интензитета релативне брзине кретања, вискозна сила мазива је довољна да онемогући потпуно истискивање мазива из подручја контакта. Повећање количине мазива у подручју контакта смањује површину директног контакта, а тиме и силу трења. Количина мазива, која се налази у подручју контакта, зависи од релативне брзине, вискозности мазива и геометрије контактних површина. Ово подручје траје до момента раста релативне брзине, тј. до стварања потребног интензитета за формирање мазивног филма. Дебљина мазивног филма, у том случају, већа је од висине асперита. Долази и до потпуног раздвајања контактних површина и стварања „течног“ трења.

Природа **течног трења** зависи од конформног контакта и јављања хидродинамичког трења или неконформног контакта са еласто – хидродинамичким трењем. Течно трење се јавља између течности и тела, које по њему клизи. Одређивање ове врсте трења је знатно компликовано. На њега утиче велики број фактора, као што су: температура, вискозност течности, облик струјања течности у контакту и др. Са дијаграма (Слика 2.8.) може се закључити да са порастом реалативне брзине расте и сила трења.

3. Навојни спојеви

Творац првог навоја био је Архимед (287–212. п.н.е.). Међутим, први модеран навој може се приписати инжењеру и проналазачу Џозефу Витворту (1841.). Он је развио и стандарде за данашње системе навоја завртња. Витвортов навој V– форме, под углом од 55° , постао је широко распрострањен, омогућујући формирање раздвојивих веза различитих машинских склопова и подсклопова. Резултат његовог рада је развој прецизне опреме и инструмената модерног времена. Стандардизација форми навоја у САД, Канади, Великој Британији и другим земљама омогућила је да заменљивост делова постане реалност [13].



Слика 3.1. Основне мере и типови навоја [13]

Основне мере којима се дефинишу профили навоја (Слика 3.1.) су следеће:

- номинални пречник навоја (d);
- унутрашњи пречник (d_1);
- ефективни пречник корака (d_2);
- корак – LEAD (p);
- угао навоја (β);
- угао бока (бочни угао);
- висина основног профила навоја (H);
- зарубљење (скраћење) врха навоја;
- зарубљење (скраћење) подножја навоја;
- ширина зарубљења врха навоја;
- ширина зарубљења подножја навоја;
- основна висина навоја (h),

при чему је корак једнак LEAD – за навоје са једнаким почетком [13].

Навојни спојеви се остварују посредством навоја. Навој може бити израђен непосредно на деловима који се спајају- непосредни навојни спојеви. Такође, може бити израђен на посебним деловима: навојна вретена, завртњи, навртке, за реализацију посредних навојних спојева. Делови у споју могу вршити функцију тачно дефинисаног међусобног кретања или функцију обезбеђивања чврсте везе (споја). Покретни навојни спојеви, осим за трансформацију кретања, користе се и за трансформацију механичке енергије. Могу представљати и навојне преноснике. Непокретни навојни спојеви, реализовани уз помоћ завртња и навртке, познати су као завртањске везе [14].

Завртањске везе могу преносити оптерећење у правцу осе завртња – уздужно оптерећење завртањске везе. Оптерећење које делује попречно, у односу на осу завртња, јесте попречно оптерећење завртањске везе. Функција уздужно оптерећених завртањских веза заснована је на релативно интензивном притезању завртња. Сила притезања је неопходна. Обезбеђивање заптивања, посредством, остварује се притиском на додир спојених делова – притисне завртањске везе. Ради побољшања расподеле радне силе, реализоваће се обичне завртањске везе. Неке уздужно оптерећене завртањске везе не смеју се притезати. Сила притезања би довела до непотребног оптерећења делова у споју, чиме би настале непритегнуте уздужно оптерећене завртањске везе.

Попречно оптерећене завртањске везе деле се у две групе. Прву чине оне код којих се оптерећење преноси посредством отпора трења између спојених делова. Зову се и фрикционе, тј. неподешене завртањске везе. Другој групи припадају попречно оптерећене завртањске везе, код којих се оптерећење преноси смицањем стабла завртња. То су смицајне или подешене везе. Најширу примену имају неподешене, попречно оптерећене завртањске везе. Затим, неретко се примењују и притисне, уздужно оптерећене завртањске везе.

3.1. Стандардни профили навоја

Варијацијом угла профила α и варијацијом радијуса заобљења у корену навоја, могу настати различити профили. У примени су се задржали они који својим својствима у највишем степену задовољавају одговарајуће потребе. Облици и димензије тих навоја су стандардизоване. Највише је у примени навој са троугластим профилем – **метрички навој**. Ово је први навој чије су димензије стандардизоване у метричком систему јединица. Угао профила овог навоја је $\alpha=60^\circ$. Овај угао одређује његове главне особине и подручје примене.

На **Слици 3.2.** приказан је навојни пар троугластог профила са основним мерама. Темено скраћење унутрашњег навоја је релативно велико ($H/4$). Профили навојка су због великог угла α , на малом међусобном растојању. Тиме су створени услови за велики радијус заобљења у корену спољашњег навоја ($R=H/6$). Овај радијус доприноси значајном смањењу концентрације напона у односу на друге навоје (трапезни навој). Смањењем празних међупростора између навоја, повећана је активна носећа површина на јединици дужине ношења l_n . Повећани угао профила α утиче на повећање отпора трења при кретању под оптерећењем:

$$F_{\mu} = F_n \mu = \frac{F}{\cos(\alpha/2)} \mu = F \mu_n \quad (8)$$

$$\mu_n = \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} \quad (9)$$

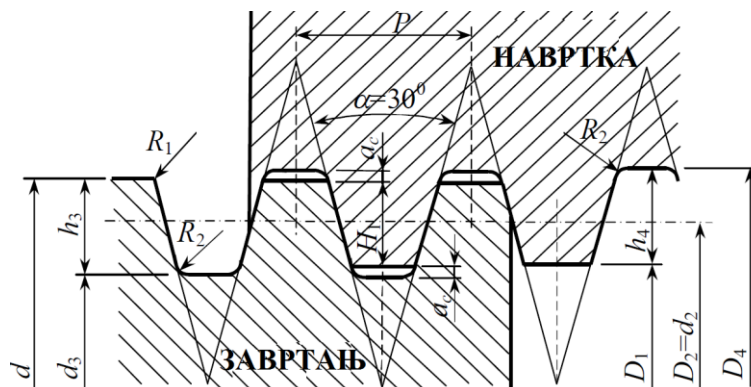
Коефицијент отпора μ_n већи је од коефицијента трења при додиру равних површина.



Слика 3.2. Метрички навој – облик профила у навојном пару са димензијама [14]

У односу на метрички навој, **трапезни навој** је са смањеним углом профила $\alpha=60^\circ$, па је и висина теоријског профила H знатно увећана. При преласку на стварни профил, извршено је велико скраћивање. Створени међупростори између, односно, смањена је активна носећа површина на дужини ношења l_n .

Радијус заобљења у корену навоја је мали, јер је смештен у простору теменог зазора. Величина овог радијуса креће се у границама $R=0,2-0,5\text{mm}$. Из тог разлога овај навој није погодан за висока и динамичка оптерећења. Услед смањеног угла профила α , у односу на метрички навој, и коефицијент отпора μ_n је смањен, што овај навој чини погоднијим за покретне навојне спојеве. Код оваквих спојева, функција се остварује сталним кретањем, при чему су оптерећења незнатна и мање динамична. Ипак, у приказаним условима често се примењује метрички навој. Приказ профила трапезног навоја са одговарајућим димензијама предочен је на **Слици 3.3**.



Слика 3.3. Трапезни навој – облик профила у навојном пару са димензијама [14]

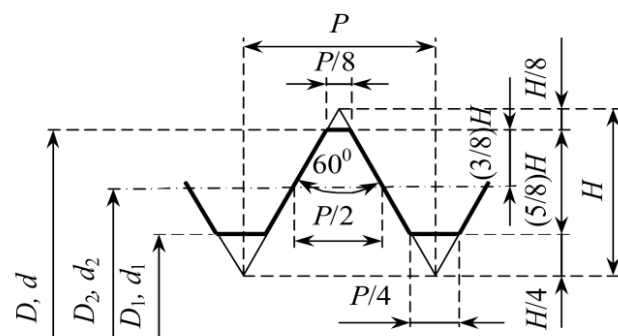
Означаванье навоја предвиђено је тако да се из ознаке могу видети врста и димензије навоја. Метрички навој се означава са **Md**, односно **Md x P**. У првом случају, метрички навој је крупног корака. У другом случају, метрички навој је ситног корака, тј. фини навој. Ситан корак смањује аксијално померање при једном обрту навојних делова и смањује дубину навоја. У **Табели 3.1.** приказан је скраћени преглед комбинација пречника и корака навоја. Пречници су разврстани у три степена приоритета. Примењују се, углавном, пречници првог степена. Такође, **Табела 3.1.** садржи и обрасце за израчунавање димензија навоја. Израчунате димензије за приоритетне навоје представљене су у **Табели 3.2.** Трапезни навој се означава са **Trd x P**, пречници су разврстани у два степена приоритета, при чему корак може бити нормалан, ситан и крупан. **Табела 3.3.** јесте приказ комбинација стандардних пречника и корака трапезног навоја.

Други профили навоја развијани су у циљу поправљања неких од њихових особина. Тако је настало много навоја од којих данас неки нису у примени, а неки се примењују само за посебне сврхе – специјални навоји. У ову групу може се сврстати цевни навој који је ситног корака, како не би задирао дубоко и смањивао дебљину зида цеви. За ту сврху се примењује метрички навој ситног корака који је у одређеној мери конусан ради бољег стезања при спајању цеви. Темени зазор код метричког навоја чини да овај навој није херметичан. Из тог разлога је стандардизован и Витвортов цевни навој који је са углом профила од 55° , али је без теменог зазора. Називни пречници овог навоја се изражавају у инчима, али су све друге мере стандардизоване у милиметрима. Због мале разлике у димензијама могуће је спрезати метрички цевни навој и Витвортов цевни навој.

Задржавање добрих особина метричког и трапезног навоја постиже се косим навојем асиметричног профила. Један бок са углом од 3° преноси оптерећење, услед чега се отпори кретања смањују. Други бок под углом од 30° омогућује да се створи простор за смештај великог радијуса заобљења у корену навоја. Притом, смањује се и концентрација напона. Смањени су и празни међупростори између навоја. Пошто други бок не преноси оптерећење, коси навој је намењен за пренос сила које делују само у једном смеру. Пречници и кораци су исти као и код трапезног навоја, а ознака је **Sd x P**. Овај навој, ипак, није се нашао у широј примени.

Стандардизован је и обли навој (**R_{ad} x P**). Назив је добио по веома великом заобљењу. Код облог навоја, полазни профил облика троугла прелази у полукруг. Одликује се великим теменим зазорима и малом додирном површином између навоја. Кроз ове зазоре може да пролази прљавштина, па се спорадично може применити у запрљаној средини, на железници, на пример. Због великог заобљења, погодан је за пресовање у лиму. Нашао је примену код сијаличних грла, као Едисонов навој. Сем наведених, треба поменути и навоје за лим, као и навоје за дрво, који се користе без навртке, пошто сами просецају пролаз кроз отвор у лиму или дрвету [14,15].

Nominalni prečnik			Korak		Nominalni prečnik			Korak	
Stepen prioriteta			Krupan korak	Sitan korak	Stepen prioriteta			Krupan korak	Sitan korak
I	II	III			I	II	III		
1	1,1 1,2 1,4		0,25	0,2	36	33 39	32 35, 38	3,5 4	2 1,5
			0,25	0,2					(3) 2 1,5
			0,25	0,2					3 2 1,5
			0,3	0,2					1,5
1,6	1,8 2 2,5		0,35	0,2	42 48	45	40 50	4 4,5 5	3 2 1,5
			0,35	0,2					3 2 1,5
			0,4	0,25					4 3 2 1,5
			0,45	0,25					4 3 2 1,5
2,5	2,2		0,45	0,35					3 2 1,5
3	3,5 4 4,5 5 6		0,5	0,35	56	52 60 68	55 58 62 65	5 5,5 5,5 6	4 3 2 1,5
			0,6	0,35					4 3 2 1,5
			0,7	0,5					4 3 2 1,5
			0,75	0,5					4 3 2 1,5
			0,8	0,5					4 3 2 1,5
			1	0,75					4 3 2 1,5
		5,5							
8		7	1	0,75	72	76	70 75 78 82		6 4 3 2 1,5
			1,25	1 0,75					6 4 3 2 1,5
		9	1,25	1 0,75					4 3 2 1,5
			1,5	1,25 1 0,75					2
10		11	1,5	1 0,75	80				4 3 2 1,5
12	14		1,75	1,5 1,25 1	90, 100 110, 125 140	85, 95 105, 115 120, 130 150	135 145 155, 165		6 4 3 2
			2	1,5 1,25 1					6 4 3 2
				1,5 1					6 4 3 2
				1,5 1					6 4 3 2
16		15	2	1,5 1					6 4 3
		17		1,5 1					
20	18 22		2,5	2 1,5 1	160 180 200 220 250	170 190 210 240	175, 185 195, 205 215, 225 230, 235 245		6 4 3
			2,5	2 1,5 1					6 4 3
			2,5	2 1,5 1					6 4 3
			3	2 1,5 1					6 4 3
24		25	2	2 1,5 1					6 4 3
	27	26		1,5	280	260 300	255, 265 270, 275 285, 290 295		6 4
			3	2 1,5 1					6 4
		28		2 1,5 1					6 4
30			3,5	(3) 2 1,5					6 4



$$H = (\sqrt{3}/2)P$$

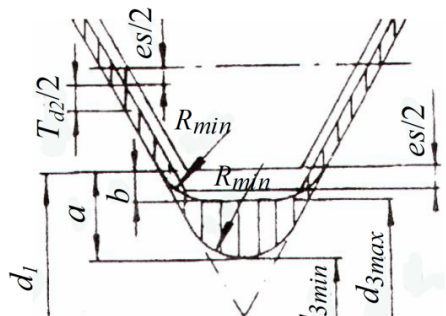
$$D_2 = D - 2(3/8)H = D - 0,6495P$$

$$d_2 = d - 2(3/8)H = d - 0,6495P$$

$$D_1 = D - 2(5/8)H = D - 1,0825P$$

$$d_1 = d - 2(5/8)H = d - 1,0825P$$

Табела 3.1. Пречници и корак метричког навоја према ISO 261 [14]

Nomin. prečnik $d=D$ mm		Korak P mm	Srednji prečnik $d_2=D_2$ mm	Dubina nošenja H_1 mm	Noseći prese sek A_s mm ²	Prečnik jezgra d_3 mm	Ugao zavojnice φ stepeni
I	II						
Metrički navoj krupnog koraka							
1		0,25	0,838	0,135	0,460	0,693	5,43
1,2		0,25	1,038	0,135	0,732	0,893	4,38
1,6		0,35	1,373	0,189	1,270	1,170	4,64
2		0,40	1,740	0,217	2,070	1,509	4,19
2,5		0,45	2,208	0,244	3,390	1,948	3,71
3		0,50	2,675	0,271	5,030	2,387	3,41
	3,5	0,60	3,110	0,325	6,780	2,765	3,51
4		0,70	3,545	0,379	8,780	3,141	3,60
	4,5	0,75	4,013	0,406	11,3	3,580	3,41
5		0,80	4,480	0,433	14,2	4,019	3,25
6		1	5,350	0,541	20,1	4,773	3,41
8		1,25	7,188	0,677	36,6	6,466	3,17
10		1,5	9,026	0,812	58,0	8,160	3,03
12		1,75	10,863	0,947	84,3	9,853	2,94
	14	2	12,701	1,083	115	11,546	2,87
16		2	14,701	1,083	157	13,546	2,48
	18	2,5	16,376	1,353	193	14,933	2,78
20		2,5	18,376	1,353	245	16,933	2,48
	22	2,5	20,376	1,353	303	18,933	2,24
24		3	22,051	1,624	353	20,319	2,48
	27	3	25,051	1,624	459	23,319	2,18
30		3,5	27,727	1,894	561	25,706	2,30
	33	3,5	30,727	1,894	694	28,706	2,08
36		4	33,402	2,165	817	31,093	2,19
	39	4	36,402	2,165	976	34,093	2,00
Metrički navoj sitnog koraka							
8		1	7,350	0,541	39,2	6,773	2,48
10		1,25	9,188	0,676	61,2	8,466	2,48
12		1,25	11,188	0,676	92,1	10,466	2,04
16		1,5	15,026	0,811	167	14,160	1,82
20		1,5	19,026	0,811	172	18,160	1,44
24		2	22,701	1,082	384	21,546	1,61
30		2	28,701	1,082	621	27,546	1,27
36		3	34,051	1,623	865	32,319	1,61
				$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$ $d_3 = d_1 - H / 6$ $d_{3\min} = d_1 - 2a$ $a = H / 4 - R_{\min} = 0,107H$ $b = R_{\min} \left[1 - \cos \left[\frac{\pi}{3} - \arccos \left(1 - \frac{T_{d2}}{4R_{\min}} \right) \right] \right] + \frac{T_{d2}}{2}$ $R = 0,14434P$ $R_{\min} = 0,125P$ $d_{3\max} = d_1 - 2b$			

Табела 3.2. Основне димензије навоја за завртње [14]

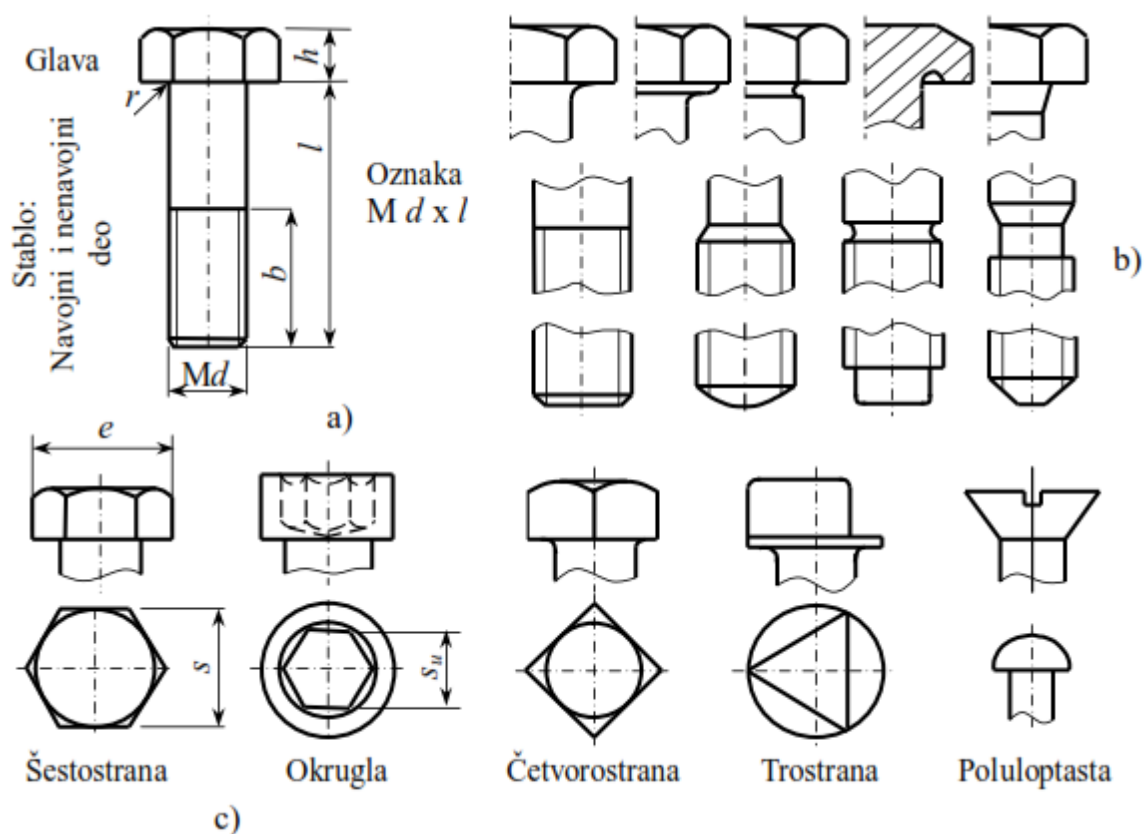
Nazivni prečnik d mm Stepen prioriteta		Korak navoja P u mm			Nazivni prečnik d mm Stepen prioriteta		Korak navoja P u mm		
I	II	normalni	sitni	krupni	I	II	normalni	sitni	krupni
8		1,5			70		10	4	16
	9		1,5			75	10	4	16
10		2	1,5		80		10	4	16
	11	2		3		85	12	4	18
12		3	2		90		12	4	18
	14	3	2			95	12	4	18
16		4	2		100		12	4	20
	18	4	2			110	12	4	20
20		4	2		120		14	6	22
	22	5	3	8		130	14	6	22
24		5	3	8	140		14	6	24
	26	5	3	8		150	16	6	24
28		5	3	8	160		16	6	28
	30	6	3	10		170	16	6	28
32		6	3	10	180		18	8	28
	34	6	3	10		190	18	8	32
36		6	3	10	200		20	8	32
	38	7	3	10		210	20	8	36
40		7	3	10	220		20	8	36
	42	7	3	10		230	20	8	36
44		7	3	12	240		22	8	36
	46	8	3	12		250	22	12	40
48		8	3	12	260		22	12	40
	50	8	3	12		270	24	12	40
52		8	3	12	280		24	12	40
	55	9	3	14		290	24	12	44
60		9	3	14	300		24	12	44
	65	10	4	16					

P	a_c	R_{1max}	R_{2max}	Mere navoja: $\alpha=30^\circ$; $H=1,866P$; $H_1=0,5P$; $H_4=0,5P+a_c$ $H_3=0,5P+a_c$; $d_2=D_2=d-0,5P$; $d_3=d-2h_3$; $D_1=d-P$; $D_4=d+2a_c$; $s=0,26795es$; $R_{1max}=0,5a_c$; $R_{2max}=a_c$ a_c – temeni zazor, s – bočni zazor, es – odstupanje prema ISO 2903
1,5	0,15	0,08	0,15	
2...4	0,25	0,13	0,25	
5	0,25	0,13	0,50	
6...12	0,5	0,25	0,50	
14...4	1,0	0,50	1,0	

Табела 3.3. Преглед стандардних пречника и корака трапезног навоја у mm [13]

Завртањска веза је навојни спој остварен посредством завртња и навртке. У посебним случајевима, навртка може да изостане ако се унутрашњи навој изради у једном од делова који се спајају. Завртањску везу чине спојени делови: завртањ, навртка и делови за осигурање или заптивање.

Облици завртња и навртке, укључујући димензије, толеранције, материјал и остале карактеристике су стандардизовани. За сваки облик завртња, навртке или осигурача, предвиђен је одговарајући стандард. Стандардом се, осим облика, прописују димензије, класа чврстоће и класа квалитета (А – фина, В – средња или С – груба). У оквиру ових класа, прописане су толеранције навоја, класа храпавости површина, толеранције облика и др. Израђују се у високим серијама, пластичним деформисањем, најчешће у хладном стању. Нарочито се односи на израду навоја. Навој, већине стандардних и других завртњева, израђује се ваљањем у хладном стању. То доприноси већој продуктивности производње и значајном повећању чврстоће и издржљивости завртња.



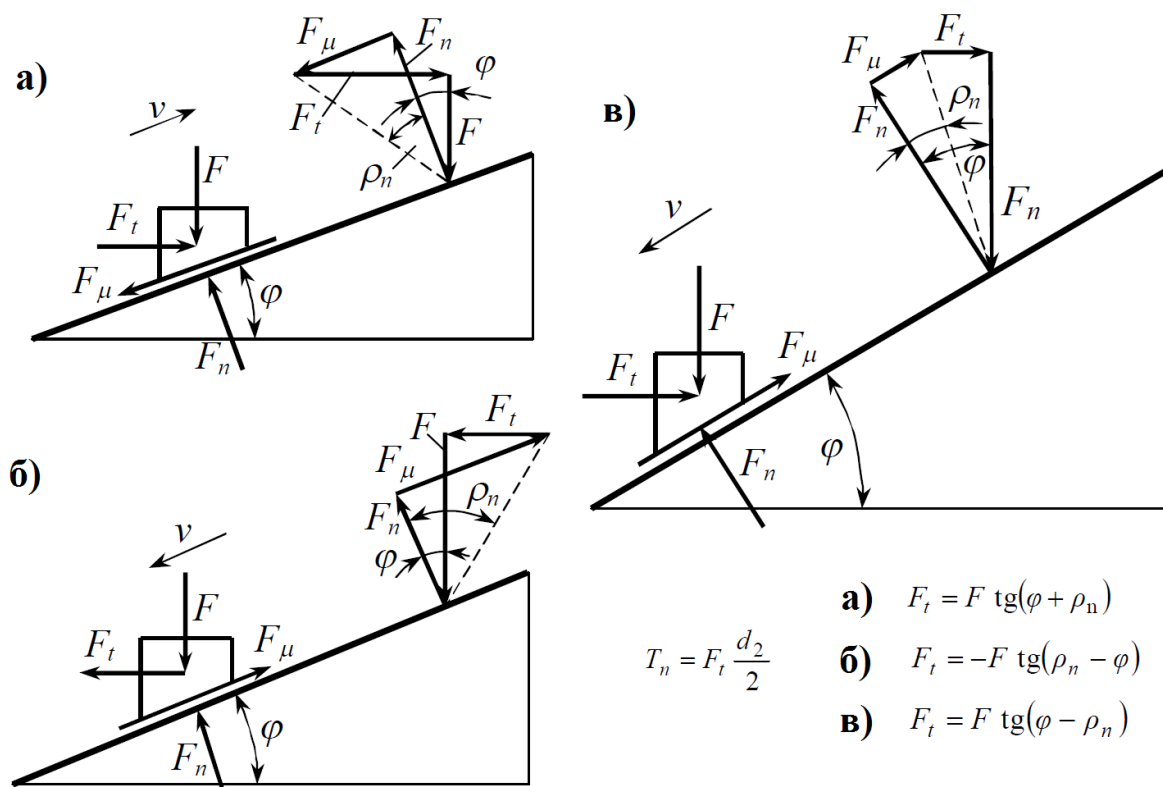
Слика 3.4. Карактеристични детаљи облика завртња: а) облик завртња, б) прелаз главе у стабло (прелаз навојног на ненавојни део и завршетак завртња), ц) облици главе завртња [14]

3.2. Оптерећење навоја

а) Сила и момент

Навојни пар је спој спољашњег и унутрашњег навоја који је изложен дејству уздужне силе F . Кретање се остварује дејством ове силе на навојни пар, на основу чега делује обртни момент T . Зависно од функције навојног пара, могуће су следеће варијанте (Слика 3. 5.):

- Навојни пар је изложен уздужној сили у стању мировања (момент је једнак нули), на пример, чврсти навојни спојеви.
- Навојни пар је изложен уздужној сили и остварује се аксијално кретање у супротном смеру од смера ове силе (притезање завртња или подизање терета помоћу дизалице са навојним вretenом).
- Навојни пар је изложен аксијалној сили и остварује се аксијално кретање у смеру дејства силе (одвртање завртња или спуштању терета код дизалице са навојним вretenом).
- Навојни пар је изложен аксијалној сили и остварује се аксијално кретање у смеру силе. Ово стање одговара несамокочивом навоју, где је потребан обртни момент супротан смеру ротације да одржи стање равнотеже.



Слика 3.5. Однос сила у навојном пару: а) при кретању навртке супротно смеру силе, б) при кретању навртке у смеру силе, в) равнотежа сила несамокочивог навоја [14]

За анализу односа сила у навојном пару за наведене случајеве користи се модел стрме равни. Навојни пар је модификовани вид стрме равни. Један навојак одвијен са цилиндра и исправљен, стоји под углом φ и представља стрму раван. Део унутрашњег навоја (навртке) креће се по спољашњем навоју и представља тело које се креће по стрмој равни. На ово тело делује спољашња аксијална сила ($\mathbf{F}$). Нормална реакција стрме равни на силу ($\mathbf{F}_n$), а тангентна реакција је сила трења ($\mathbf{F}_\mu$), која је супротна смеру кретања тела. У смеру кретања делује сила ($\mathbf{F}_t$), чији се правац поклапа са правцем тангенте на средњи цилиндар навоја пречника (d_2), хоризонтални правац.

На **Слици 3.5.** приказани су полигони сила за кретање тела уз стрму раван (α -притезање) и за кретање низ стрму раван (β -одвртање). Аксијална сила ($\mathbf{F}$) делује у правцу осе навоја, а нормална реакција управно на стрму раван. Друга реакција стрме равни је сила трења ($\mathbf{F}_t$), која делује у правцу стрме равни, а супротно смеру кретања тела по овој равни. Силе се наносе редоследом како су наведене (сила $\mathbf{F}$, затим $\mathbf{F}_n$ и $\mathbf{F}_\mu$). Полигон се затвара силом којом се успоставља равнотежа. Између сила $\mathbf{F}$ и $\mathbf{F}_n$ је угао стрме равни φ , а угао наспрам силе трења је угао трења у навоју.

$$\rho_n = \arctg \mu_n = \arctg \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} \quad (10)$$

Тако је обухваћен утицај угла профила α на повећање отпора у навојном пару. За равне површине навоја (без нагиба α) кофицијент трења је $\mu=0,14...0,16$. Формирани троуглови сила омогућују да се успостави веза између сила, тј. да се израчуна потребна сила за кретање тела по стрмој равни $\mathbf{F}_t$. Из троугла, који образује сила $\mathbf{F}_t$ са силом $\mathbf{F}$ за кретање уз стрму раван (11), односно низ стрму раван (12) ова сила је:

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) \quad (11)$$

$$F_t = F \operatorname{tg}(-\varphi + \rho_n) \quad (12)$$

Множењем тангентне силе $\mathbf{F}_t$ средњим полупречником $d_2/2$ добија се момент $\mathbf{T}_n$, који је потребан за савладавање отпора у навојном пару, односно, за покретање навртке изложене спољашњем оптерећењу $\mathbf{F}$. Смер момента $\mathbf{T}_n$ при одвртању (14) супротан је у односу на притезање (13) и има негативан предзнак.

$$T_n = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) \quad (13)$$

$$T_n = F_t \frac{d_2}{2} = -F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) \quad (14)$$

Стање, приказано на **Слици 3.4. б)**, односи се на самокочив навој. Код овог навоја је потребно деловати силом да би се остварило кретање низ стрму раван. Повећавањем угла стрме равни φ , угао достиже довољно велику вредност да тело може да се спушта низ стрму раван без дејства силе $\mathbf{F}_t$. За одржавање равнотеже потребна је сила $\mathbf{F}_t$ супротна смеру кретања. **Слика 3. 5. в)** представља силе и одређен је момент $\mathbf{T}_n$ за спречавање слободног окретања навојних делова.

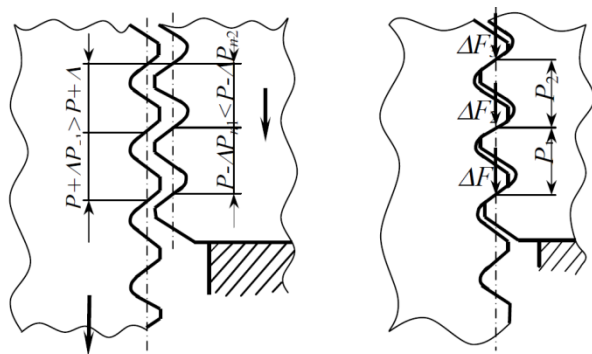
Граница самокочивости навоја је за $\varphi = \rho_n$. Навој је самокочив за $\varphi < \rho_n$, а није самокочив за $\varphi > \rho_n$. Велики угао између φ и несамокочивост навоја настаје код вишеструких навоја код којих је ход навоја $P_n = zP$, где је z – број почетака вишеструког навоја.

б) Расподела оптерећења на навој

Расподела оптерећења на навој, у навојном пару, неравномерна је. Сила F , коју преноси навојни пар, равномерно би се расподелила на навоје ако би кораци били једнаки, тј. ако би навртка и завртањ били исте крутости или ако би смерови деформација били исти. У том случају би сваки навој преносио део ове силе $\Delta F = F/z$, где је $z = l_n/P$ – број навоја у захвату навојног пара, l_n – дужина ношења, а P – корак навоја. Пошто ниједан од наведених услова није испуњен, расподела силе на навој је неравномерна. Највећи део силе преноси први навој (15) у додиру са навратком, посматрано са стране на коју делује сила, па је:

$$\Delta F_1 = \frac{F}{z} \xi_r \quad (15)$$

Фактор неравномерности расподеле ξ_r зависи од више утицаја. Највише зависи од смера еластичних деформација навојних делова. Ако су ове деформације супротних смерова (на пример код завртња на затезање, а код навртке на притисак), неравномерност расподеле је велика. Ако су навојни делови истим смером напрегнути (на пример оба на затезање), расподела силе је равномернија, а фактор неравномерности ξ_r је мањи. На Слици 3.6. приказане су промене корака код навојних делова услед еластичних деформација. Навојни део са спољним навојем (завртањ) је затегнут, а корак, услед деформација, при затезању је увећан.

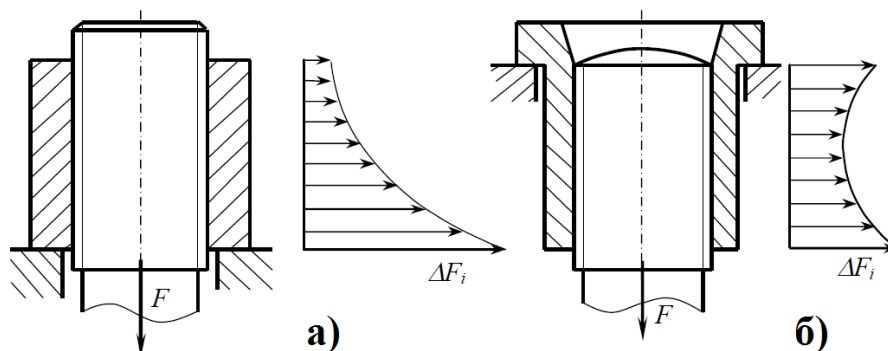


Слика 3.6. Разлике у кораку навоја услед еластичних деформација навојних делова [14]

Повећање корака ΔP_i пропорционално је сили у завртњу. Ова сила предаје се преко навоја на навртку и постепено се смањује, полазећи од првог навоја $i=1$ према вишим. У том односу смањује се и издужење корака. Навртка је ослоњена са доње стране и изложена је притиску, а кораци навоја се услед еластичних деформација скраћују. Корак је најмањи тамо где је сила највећа, а то је први навој поред ослонца навртке. Први навој код завртња је са највећим повећањем корака, а код навртке је са

највећим смањењем корака. Пошто је разлика у корацима, у додиру првог навоја апсорбовање се највећи део силе. Остали навоји преносе остатак силе пропорционално наведеним еластичним деформацијама.

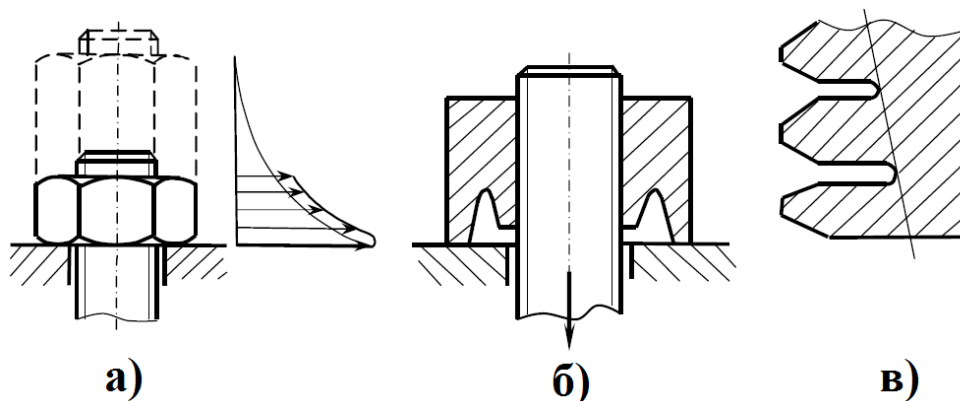
На **Слици 3.7. а)** приказана је расподела силе у навојном пару за супротно напрегнуте навојне делове (завртањ је затегнут, а навртка је изложена притиску). Ако је и навртка затегнута као и завртањ (истосмерно напрегнути – **Слика 3.7.б)**), разлике у корацима су мање, а расподела оптерећења је повољнија. Ипак, неравномерност није потпуно отклоњена јер крутости на затезање завртња и навртке нису једнаке.



Слика 3.7. Расподела оптерећења на навоје у навојном пару:

а) супротно напрегнути, б) истосмерно напрегнут завртањ и навртка [14]

Пошто оптерећење преноси само мањи број навоја иза првог, висина навртке не треба да је велика јер неће бити искоришћена (**Слика 3.8. а)**). Оптималан број навоја у захвату је $z=7$, а у примени је од 5 до 9. Равномерност расподеле се још може поправити ако се повећа еластичност тела навртке у зони првог навоја (**Слика 3.8. б)**). На исти начин, може се повећати и еластичност самог навоја (**Слика 3.8. в)**). Еластичнији навоји апсорбују мањи део силе и то су углавном први, а остатак се распоређује на навоје који су удаљенији.

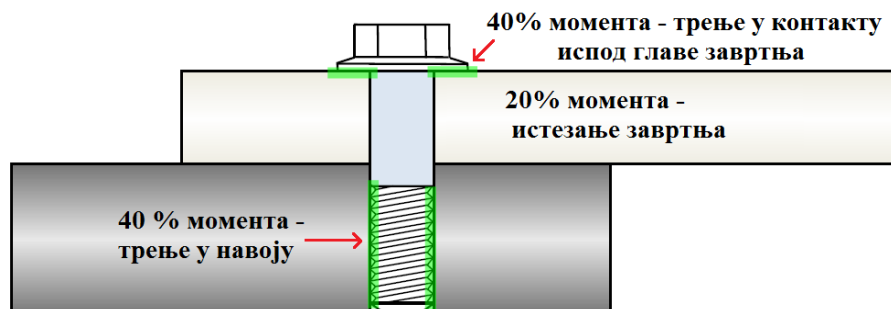


Слика 3.8. Конструкцијска решења за побољшање расподеле оптерећења на навој [14]

3.2.1. Трење у завртањској вези

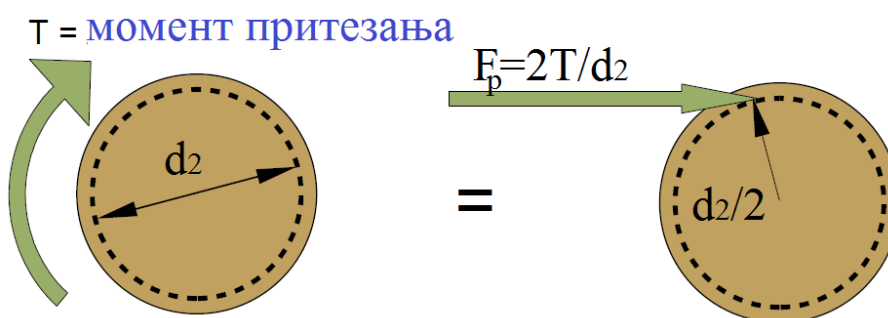
При остваривању завртањске везе, редак је случај да завртањ буде у контакту само са навртком. Самим тим, при притезању завртња, јављају се губици енергије услед трења у осталим контактима.

При притезању завртња, према [16–19], само 20% примењеног момента затезања буде искоришћено за аксијално оптерећење елемената у вези, док се 80% губи услед трења (Слика 3.9.). Чак и када је завртањ намењен за већа оптерећења, губици, услед фрикције, крећу се и до 40%.



Слика 3.9. Расподела енергије момента притезања [16]

Момент притезања се може изразити као производ средњег пречника и силе притезања (Слика 3.10.).



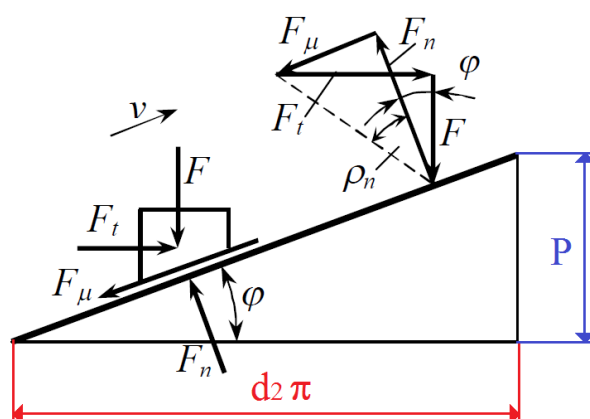
Слика 3.10. Момент притезања [16]

Завртањ се моделира као стрма равна (Слика 3.5.). Дужина равни је директно зависна од параметара навоја, односно, од средњег пречника навоја d_2 и корака P (Слика 3.11.). На основу израза (10) и (11), односно (13), познавањем момента притезања и аксијалне силе F , могуће је одредити коефицијент трења ρ_n . Из израза (13) добија се (16) :

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

$$\varphi + \rho_n = \operatorname{arctg} \left(\frac{2T_n}{d_2 F} \right) \Rightarrow \rho_n = \operatorname{arctg} \left(\frac{2T_n}{d_2 F} \right) - \varphi$$

$$\rho_n = \operatorname{arctg} \left(\frac{2T_n}{d_2 F} \right) - \varphi \quad (16)$$



Слика 3.11. Модел стрме равни

Користећи однос страница у троуглу (Слика 3.11.) једнакост углова $\alpha/2=\varphi$, једнакост израза (10) и (16) и занемарујући трење између осталих елемената у завртањској вези, добија се израз за коефицијент трења (17):

$$\arctg \frac{\mu}{\cos(\varphi)} = \arctg -\varphi \Rightarrow \frac{\mu}{\cos(\varphi)} = \frac{2T_n}{d_2 F} - \tg \varphi$$

$$\mu = \cos(\varphi) \frac{2T_n}{d_2 F} - \frac{P}{d_2 \pi} \quad (17)$$

На основу израза (17), може се закључити да је:

Коефицијент трења у навоју завртња у зависности од већег броја фактора. Првенствено зависи од врсте материјала и квалитета обраде површине у додиру. Поред врсте материјала, на коефицијент трења има утицај и температура материјала у додиру, као и разна антикорозивна заштита.

4. Експериментално одређивање коефицијента трења у навоју завртња

4.1. Уређај за одређивање коефицијента трења у навоју завртња

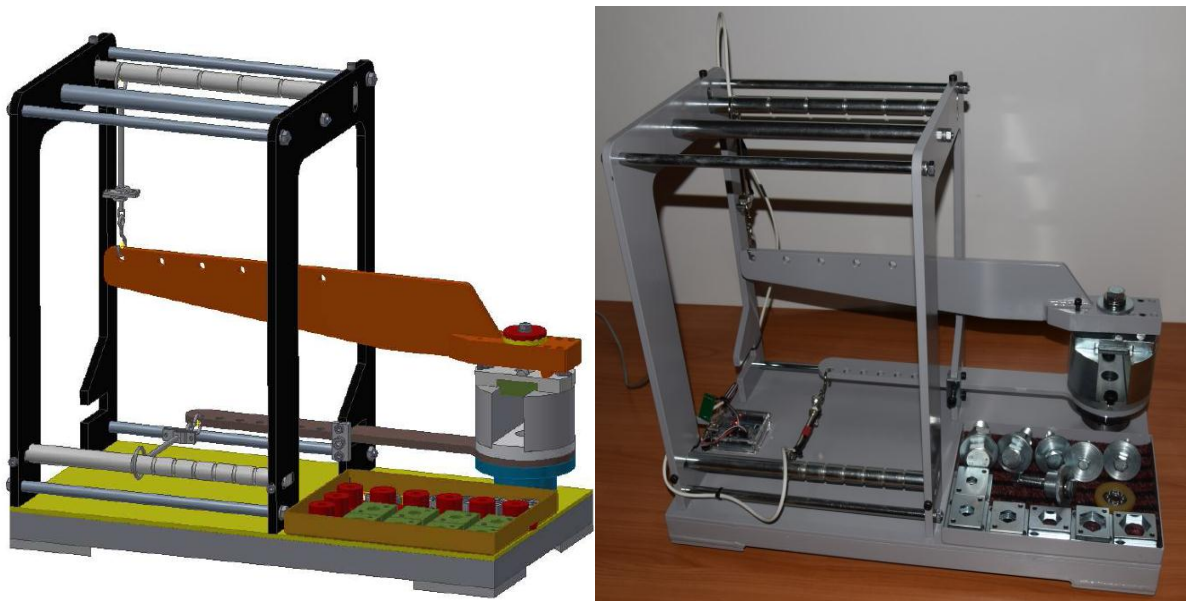
Уређај за испитивање трења у навоју пружа две могућности:

1. испитивање трења у навоју заједно са трењем клизања главе завртња по телу уређаја и

2. испитивање трења у навоју без клизања главе завртња по телу уређаја.

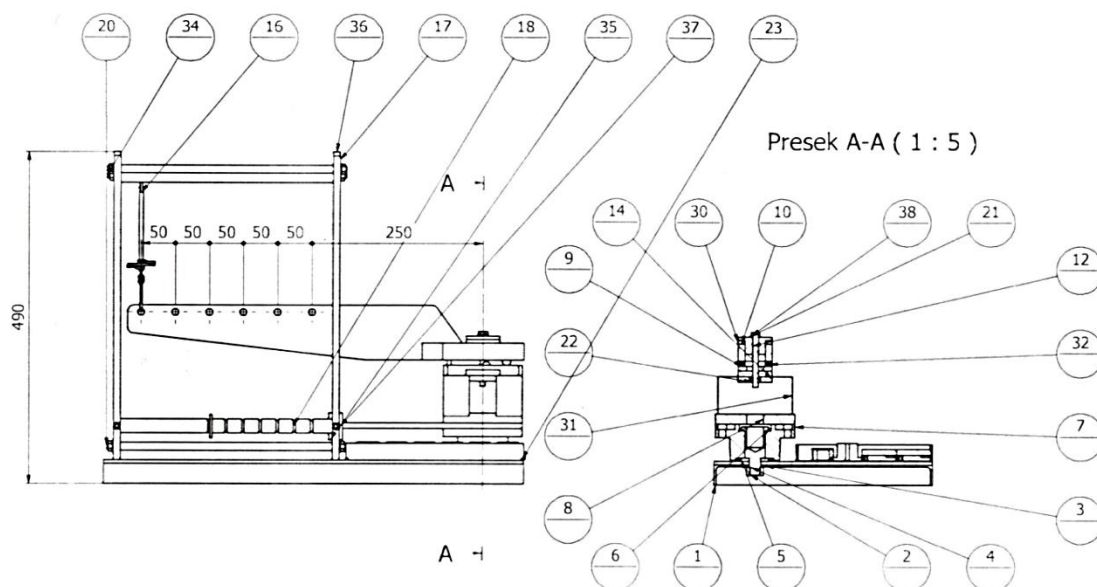
Како је циљ експеримента одређивање коефицијента у навоју завртња, између главе завртња и тела уређаја постављамо аксијални куглични лежај. Тиме постижемо да коефицијент трења, који би се јавио у овом делу завртња, буде сведен на минимум. У наставку је приказана конструкција уређаја са детаљним описом набитнијих делова.

Изглед тродимензионалног модела уређаја за одређивање коефицијента трења у навоју завртња представљен је на **Слици 4.1.** (лево). Реалан модел уређаја представљен је на **Слици 4.1.** (десно).



Слика 4.1. Тродимензионални модел уређаја (лево) и реалан модел (десно)

Саставни делови уређаја назначени су на **Слици 4.2.**



Слика 4.2. Саставни делови уређаја

У Табели 4.1. приказани су најбитнији делови уређаја.

1 – Основна плоча	17 – Вертикални носач
2 – Осовина лежаја	18 – Ослонац мерног уређаја
3 – Чаура	19 – Навртка за укрућивање
4 – Завртањ чауре	20 – Полуга за укрућивање рама
5 – Подлошка	21 – Глава завртња
6 – Кућиште са лежајем	22 – Граничник
7 – Полуга	23 – Спремник
8 – Средња плоча	30 – Подлошка
9 – Горња плоча	31 – Уметак
10 – Склоп полуге силе стезања	32 – Доњи ослонац
12 – Изменљива чаура	34 – Полуга за укрућивање рама
14 – Изменљив носач навртке	35 – Ослона плоча
16 – Склоп мерног уређаја	37 – Учвршћивач ослонца

Табела 4.1. Саставни елементи уређаја

Основне карактеристике уређаја су:

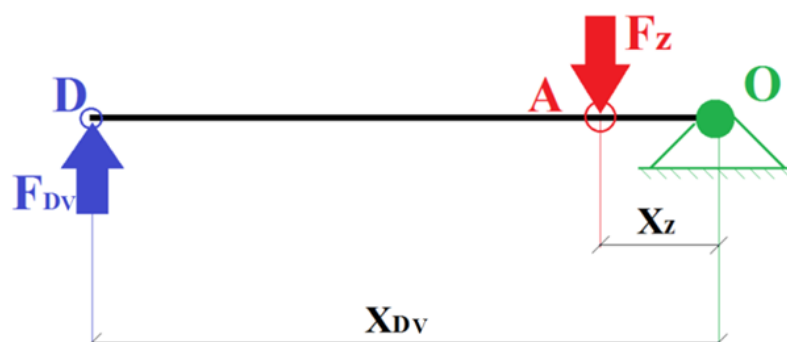
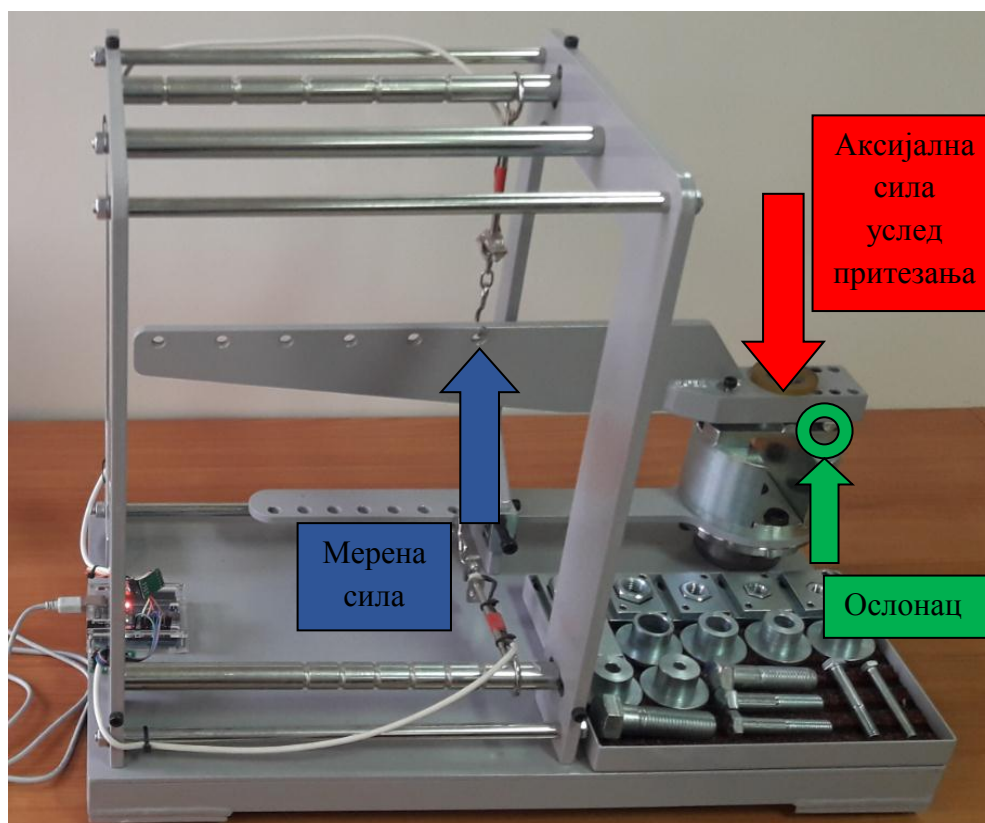
- **Намена:** Експериментално одређивање коефицијента трења завртња о навртку;
- **Принцип функционисања:** Мерење силе стезања и момента који се остварује ручним завијањем завртња;
- **Материјали уређаја:** Највећи број делова уређаја израђен је од челика;

- **Димензије уређаја (дужина*ширина*висина):** 615*320*505;
- **Маса уређаја:** Тежи око 30 kg;
- **Мерни опсег динамометра:** 0 – 40 daN;
- **Број положаја динамометра за мерење силе стезања у односу на осу завртња:** 6;
- **Број положаја динамометра за мерење оствареног момента у односу на осу завртња:** 7;
- **Димензије завртњева који се достављају:** M8, M10, M12, M14, M18, M22;
- **Завијање завртња:** Ручно (кључем одговарајућих димензија);
- **Мерење сила:** Мерење помоћу мерних трака;
- **Врста сигнала:** Дигитални сигнал;
- **Могућност испитивања са и без аксијалног лежаја, тј. са и без трења клизања главе завртња по конструкцији уређаја или испитиваном материјалу;**
- **Ризик по оператера:** Сведен на минимум.

4.1.1. Принцип функционисања уређаја

За одређивање коефицијента трења у самом навоју завртња конструисана је специфична геометрија. Циљ је одређивање аксијалне силе и момента, на основу којих се према изразима (10) и (13), односно изведеним изразом (17), даље може одредити коефицијент трења. Уређај је опремљен са два сензора силе. Један сензор, који је вертикално причвршћен за горњу полугу, региструје аксијалну силу у завртњу, док други сензор, који је хоризонтално причвршћен за доњу полугу, региструје моментуслед притезања кључем. Оса завртња је подешена тако да има фиксни положај у односу на обртну тачку, што се заправо односи и на читав носач на коме је причвршћена полуга за мерење момента. Истовремено, сама полуга може бити ослоњена у више различитих положаја. Динамометар, који региструје силу по вертикалној оси, на основу које се прорачунава сила у завртњу, може се постављати у више положаја на избушеним отворима на полуги.

Начин мерења аксијалне силе приказан је на **Слици 4.3.**



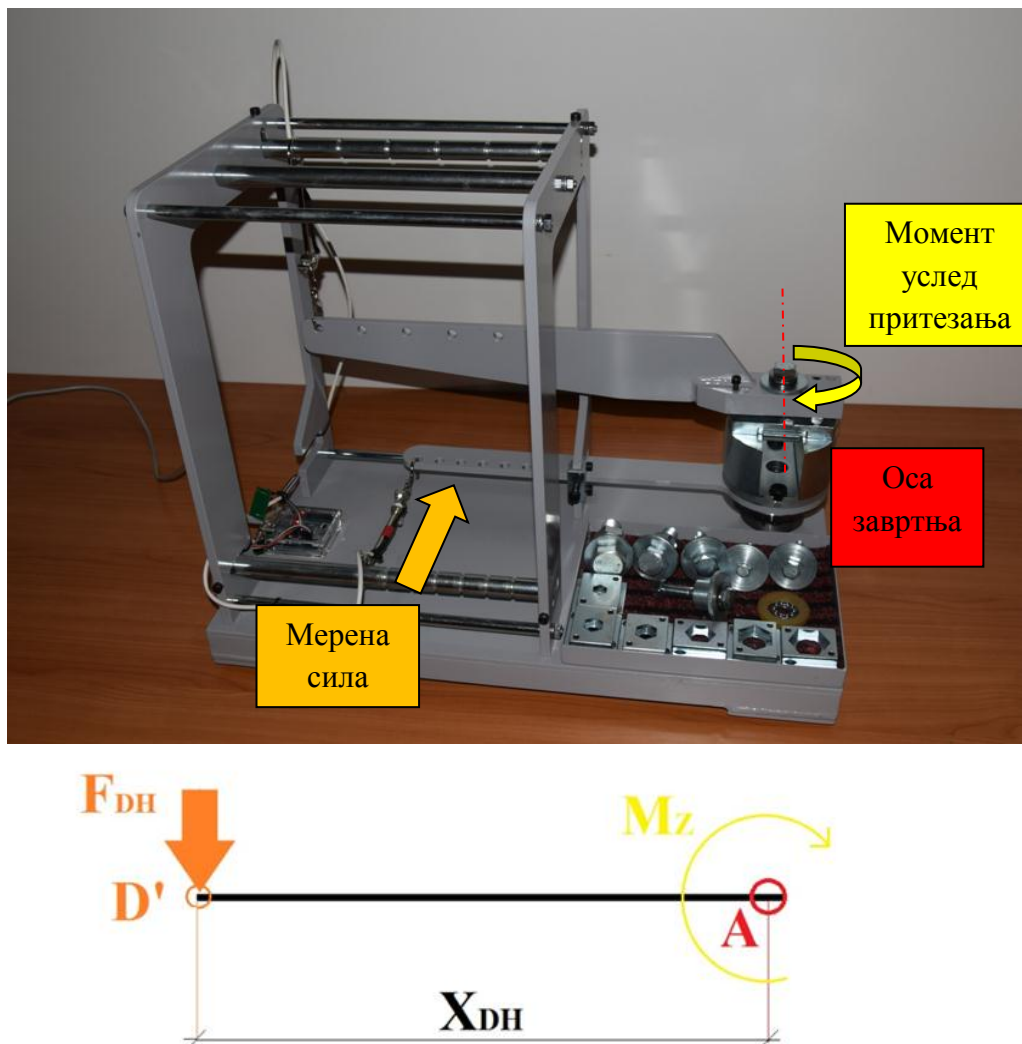
Слика 4.3. Одређивање аксијалне силе F_z

Услед притезања завртња у тачки A јавља се аксијална сила (F_z), која на растојању (X_z) прави момент око ослонаца O . Одређивање ове силе у тачки D , на растојњу (X_{dv}), од ослонаца O , постиже се везивањем динамометра у којем се очитава сила (F_{dv}). Постављањем моментне једначине за ослонац, тачку O у вертикалној равни, уз познавање „мерене силе“ у динамометру (F_{dv}), према изразу (18), добија се израз за аксијалну силу (F_z)/(19), тј. њен интензитет.

$$\sum_{i=1}^n M_o^{\vec{F}_i} = 0; F_{dv} \cdot X_{dv} - F_z \cdot X_z = 0 \quad (18)$$

$$F_z = F_{dv} \cdot \frac{X_{dv}}{X_z} \quad (19)$$

Момент (M_z) јавља се као последица трења у навоју завртња. Одређује је се применом истих закона физике. Само, овај пут у хоризонталној равни и за осу завртња, односно, за осу која пролази кроз тачку **A**. Приказ одређивања момента (M_z) дат је на Слици 4.4.



Слика 4.4. Приказ одређивања момента M_z

Услед деловања кључем на главу завртња, затезањем, за последица трења јавља се момент (M_z). Његов интензитет се индиректно одређује постављањем динамометра, за читавање силе F_{DH} у хоризонталној равни, на одређеном растојању (X_{DH}) од осе, тј. тачке **A**. Постављањем моментне једначине за осу, а са познавањем „мерене силе“ у динамометру (F_{DH}), према изразу (20), добија се израз за момент (M_z)/(21), односно, његов интензитет.

$$\sum_{i=1}^n M_A^{\vec{F}_i} = 0; F_{DH} \cdot X_{DH} - M_z = 0 \quad (20)$$

$$M_Z = F_{DH} \cdot X_{DH} \quad (21)$$

Упоређивањем ознака добијених вредности из израза (17), јасно је да са познавањем аксијалне силе F_z , момента M_z , као и табличних карактеристика (φ , P , d_2), могуће је одредити коефицијент трења μ (22).

$$\mu = \cos(\varphi) \frac{2 M_z}{d_2 F_z} - \frac{P}{d_2 \pi} \quad (22)$$

4.1.2. Поступак одређивања коефицијента трења у навоју завртња

Пре почетка експеримента неопходно је одабрати величину завртња, као и тип навоја, чије ће трење експериментално бити одређено. Уређај има комплет од шест навојних парова метричког навоја различитих димензија. Испитивање се може спровести са навојним паром метричког, трапезног, косог или неког другог навоја.

Након одабира врсте и величине навоја, следећи корак је изабрати одговарајући изменљиви носач навртке и позиционирати навртку у њега (Слика 4.5.).



Слика 4.5. Постављање навртке у изменљиви носач

Након тога, поставити одговарајућу чауру завртња и позиционирати изменљиви носач навртке (Слика 4.6.).



Слика 4.6. Постављање чауре и изменљивог носача навртке

Пре постављања завртња у лежиште, потребно је поставити аксијални лежај одговарајуће димензије на чауру завртња (слика 4.7.).



Слика 4.7. Постављање аксијалног лежаја и одговарајућег завртња

Неопходно је извршити повезивање система за аквизицију података са уређајем, након постављања завртња извршити притезање завртња кључем (Слика 4.8).

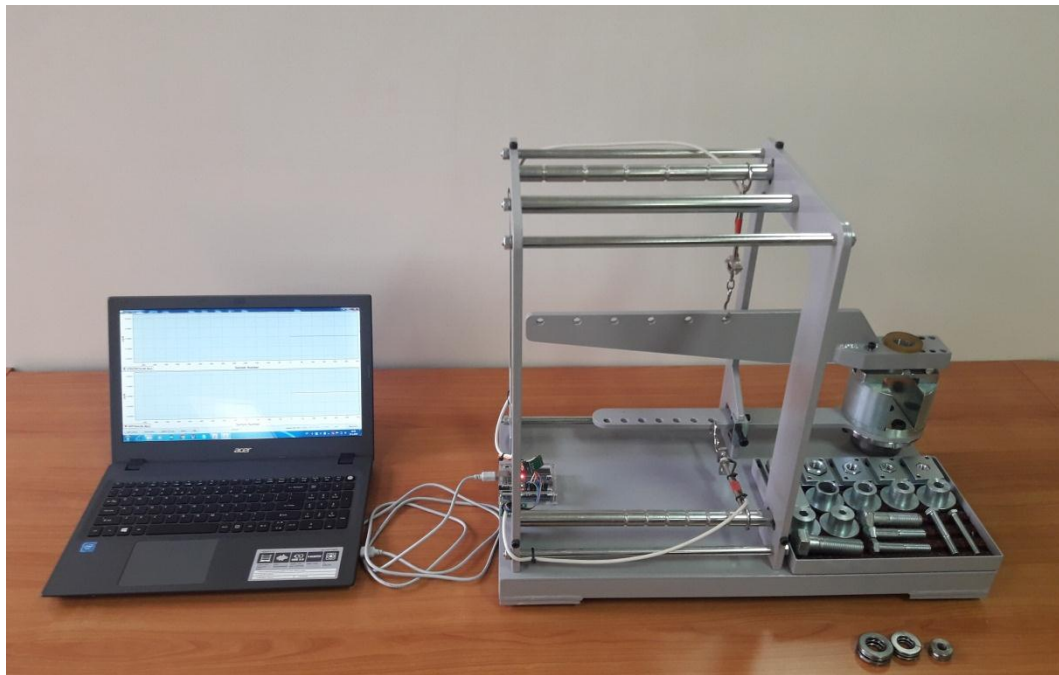


Слика 4.8. Притезање завртња кључем

Испитивање се може спровести са навојним паром метричког, трапезног, косог и других врста навоја. Када су метрички завртњи у питању, уређај је предвиђен за мерења на завртњима од M8 до M22. Независно испитивање трења у навоју, настало на додирној површини главе завртња и плоче, представља процес. Предвиђено је да се испод главе завртња постави аксијални куглични лежај, као у [20]. Разлог томе је чињеница да куглични лежајеви при нормалним оптерећењима и брзинама имају коефицијент трења који се може занемарити ($\mu=0,001$) [21].

Након постављања завртња, неопходно је извршити повезивање система за аквизицију података са уређајем (Слика 4.9.). У те сврхе користи се *Arduino* физичко рачунарска платформа (развојни систем) отвореног кода, попут [22]. *Arduino* хардвер састоји се од плоче са *Atmel AVR* процесором и пратећим улазно-излазним елементима, укључујући микроконтролер [23]. Током процеса притезања и отпуштања завртња, рачунар приказује у реалном времену дијаграм силе и момента, при чему се користи

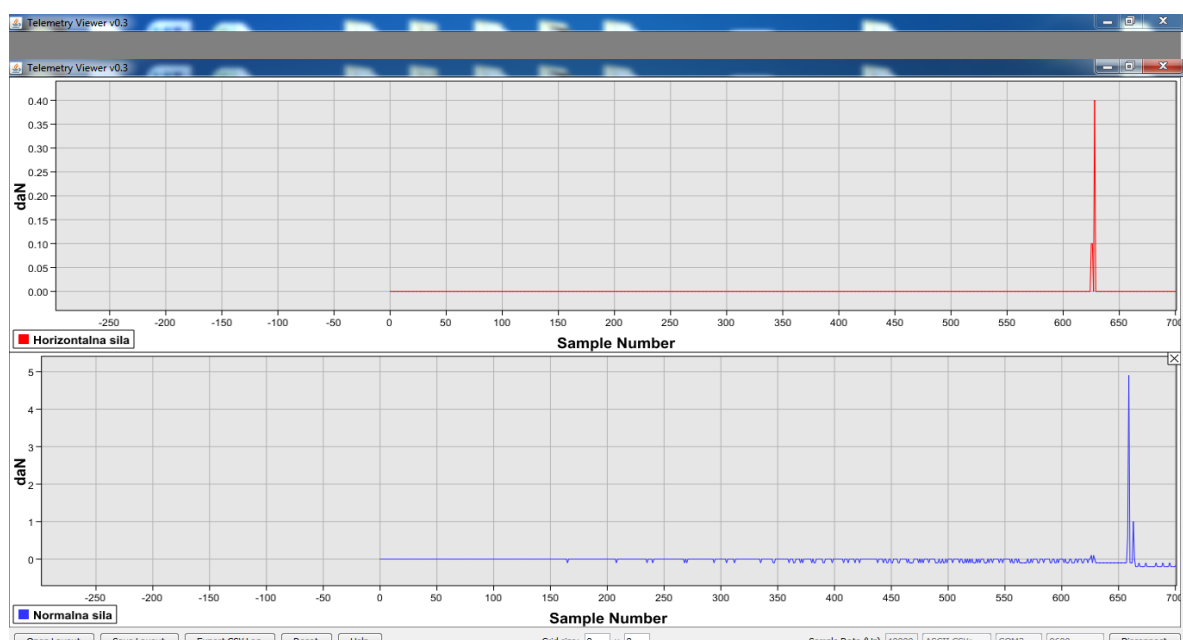
Telemetry Viewer. Добијени подаци о измереним силама представљају основ за даљи прорачун и израду одговарајућих графика, употребом софтвера написаног у програмском језику VBA – *Visual Basic for Applications* [24].



Слика 4.9. Повезивање уређаја са системом за аквизицију података

4.2. Добијени резултати испитивањем завртњева M10, M12, M14 и M18

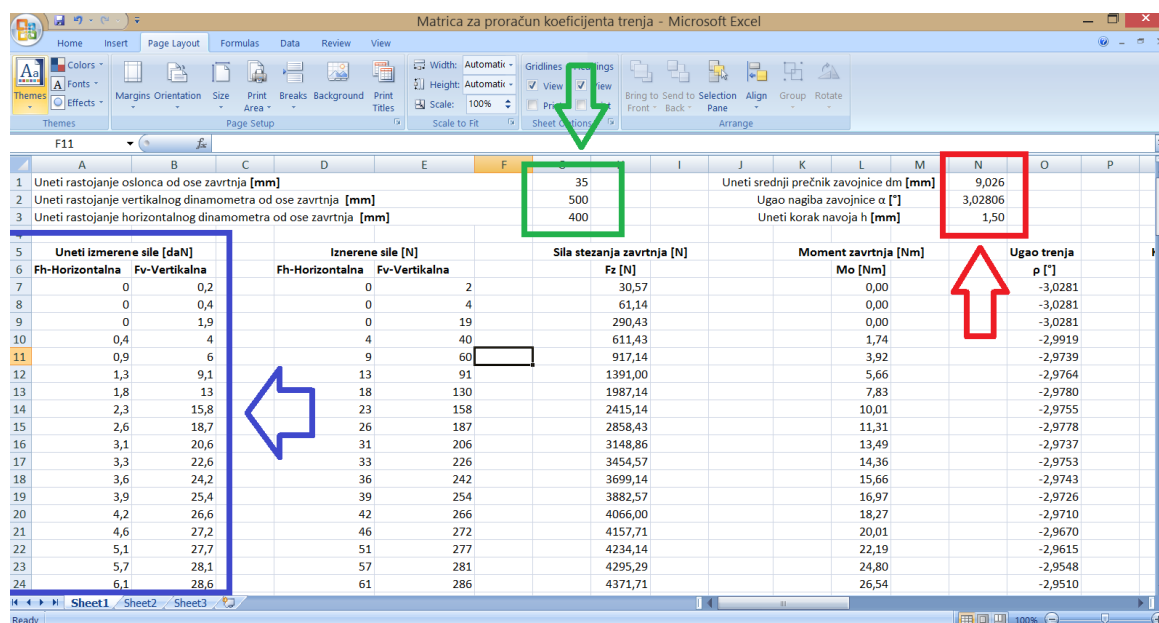
При притезању завртња, оба давача региструју силу и софтвер аутоматски генерише дијаграме (Слика 4.10.).



Слика 4.10. Дијаграми сила у давачима

Добијене резултате сила у хоризонталном и вертикалном (нормалном) давачу, потребно је унети у одговарајућу матрицу за прорачун коефицијента трења у програму EXCEL, заједно са основним карактеристикама самог навоја из Табеле 3.2.

Уношења података за испитиване завртњеве, приказано је на Слици 4.11. Црвеном стрелицом упућује се на црвени оквир, њиме је назначено где се уносе карактеристике самог завртња. Зеленом стрелицом назначено је где треба унети положај давача на уређају, док су плавом бојом представљене нумеричке вредности дијаграма са Слике 4.10.



Слика 4.11. Уношење података за прорачун коефицијента трења у навоју завртња

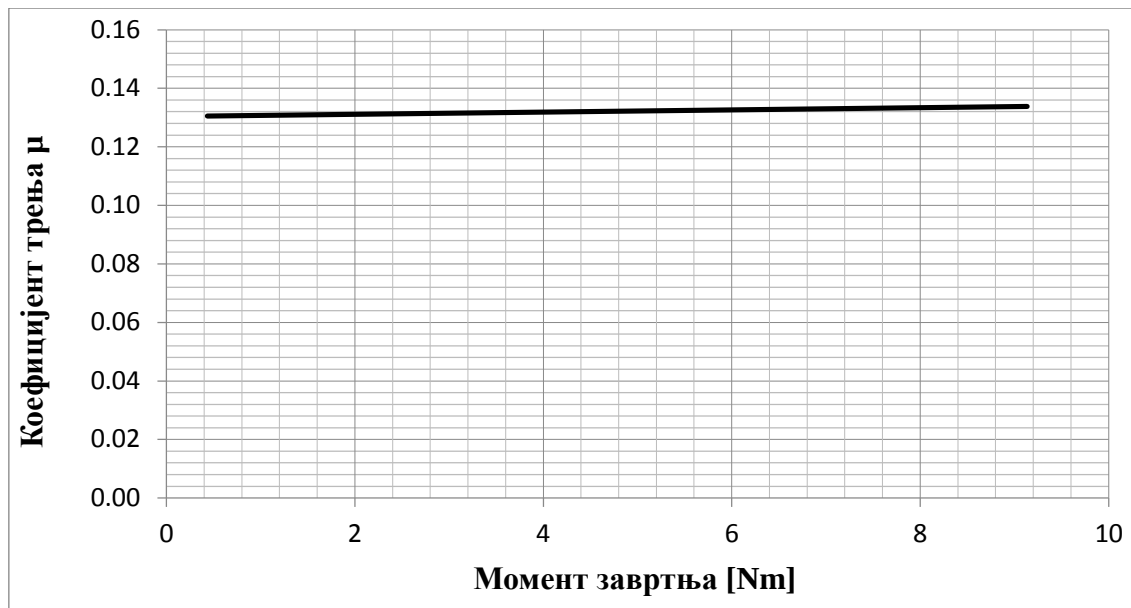
Табличне вредности (Табела 4.2.) подразумевају потребне карактеристике завртњева. Сви тестирани завртњеви су са метричким навојем.

M10	M12	M14	M18
$\varphi=3,03^\circ$	$\varphi=2,94^\circ$	$\varphi=2,87^\circ$	$\varphi=2,78^\circ$
P=1,5mm	P=1,75mm	P=2mm	P=2,5 mm
d ₂ =9,026mm	d ₂ =10,863mm	d ₂ =12,701mm	d ₂ =16,376mm

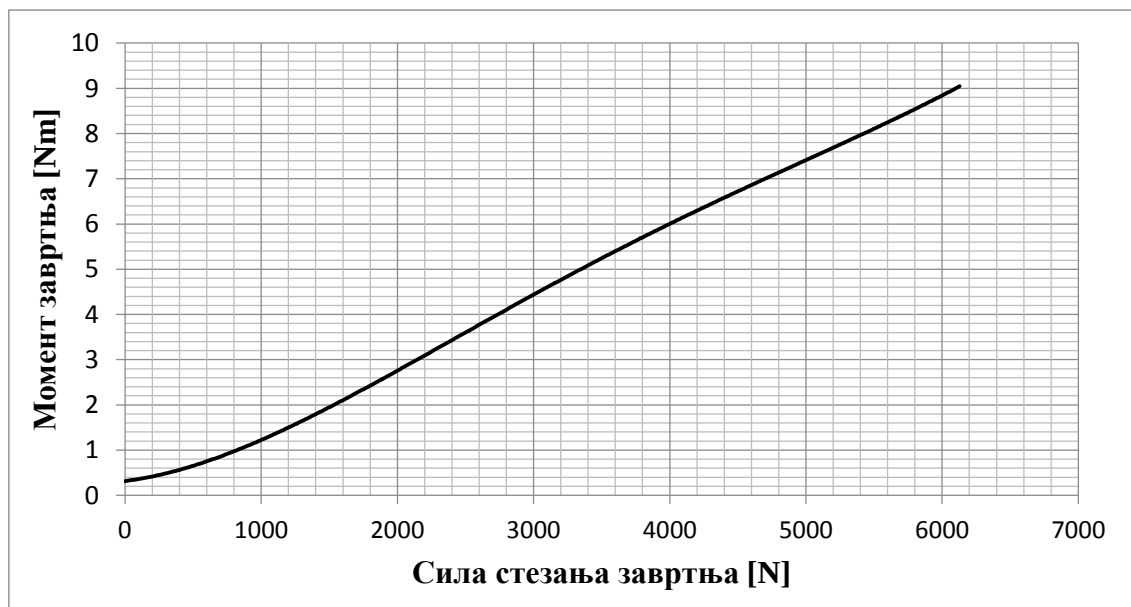
Табела 4.2. Карактеристике завртњева

На следећим сликама, графички су приказани добијени резултати коефицијента трења за сваки од наведених завртњева. Установљена је функционална зависност коефицијента трења од момента завртња. Такође, приказани су дијаграми зависности момента завртња од силе стежања завртња и установљена је њихова функционална зависност за појединачне случајеве.

ЗАВРТАЊ M10

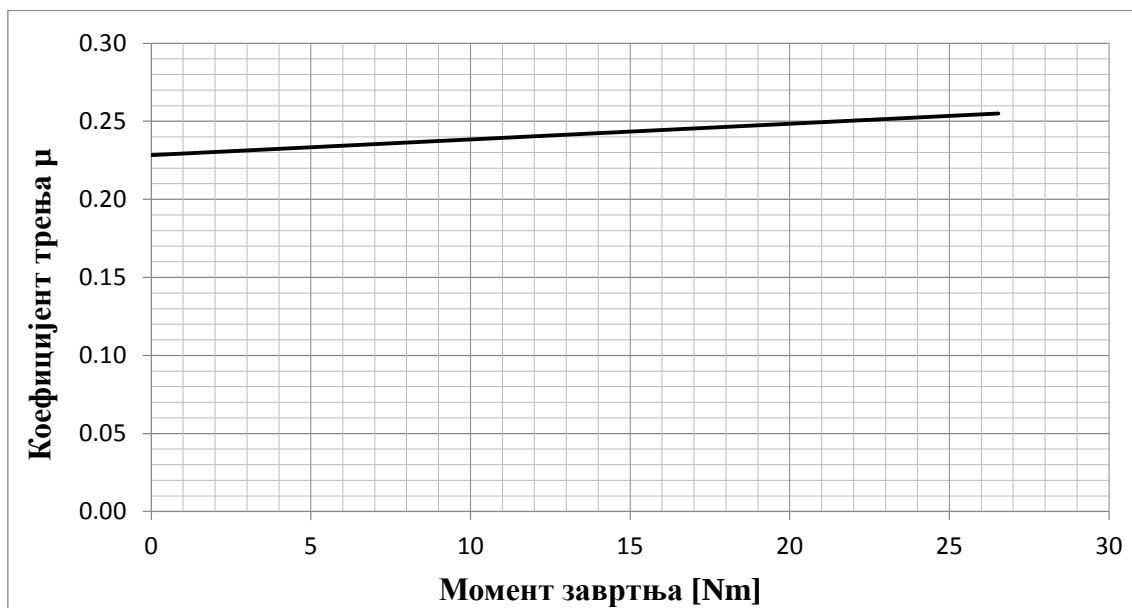


Слика 4.12. Зависност коефицијента трења од момента завртња M10

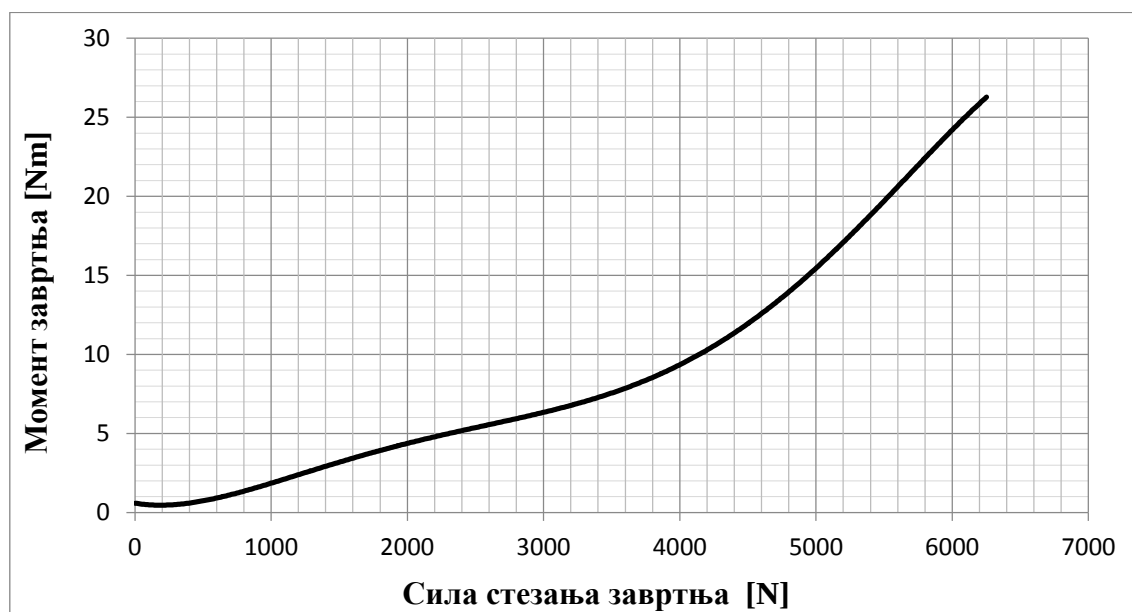


Слика 4.13. Зависност момента завртња од силе стезања завртња M10

ЗАВРТАЊ М12

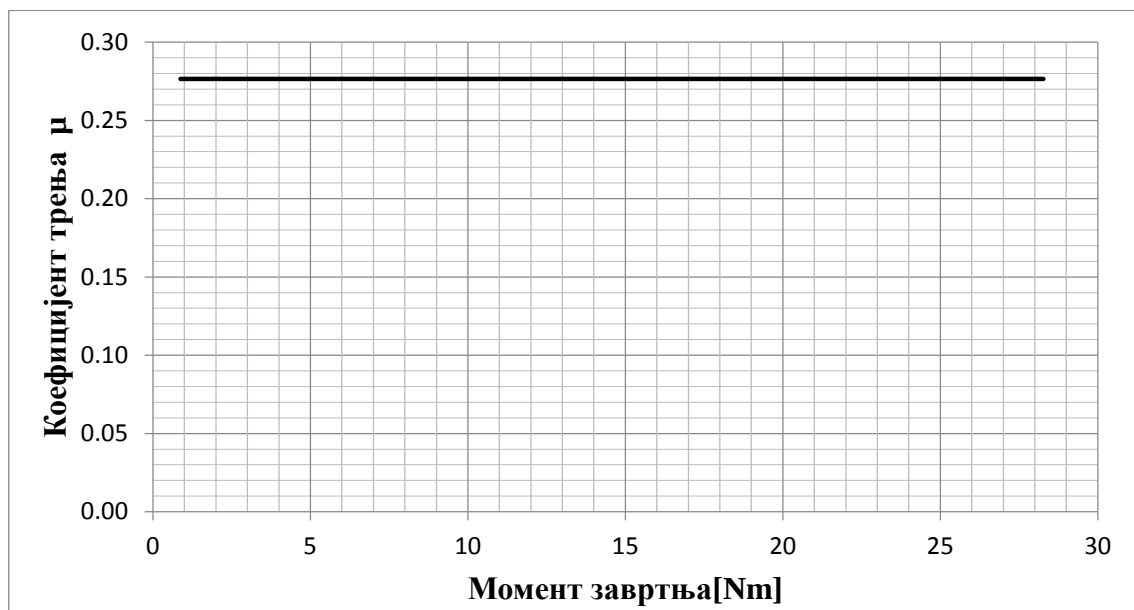


Слика 4.14. Зависност коефицијента трења од момента завртња М12

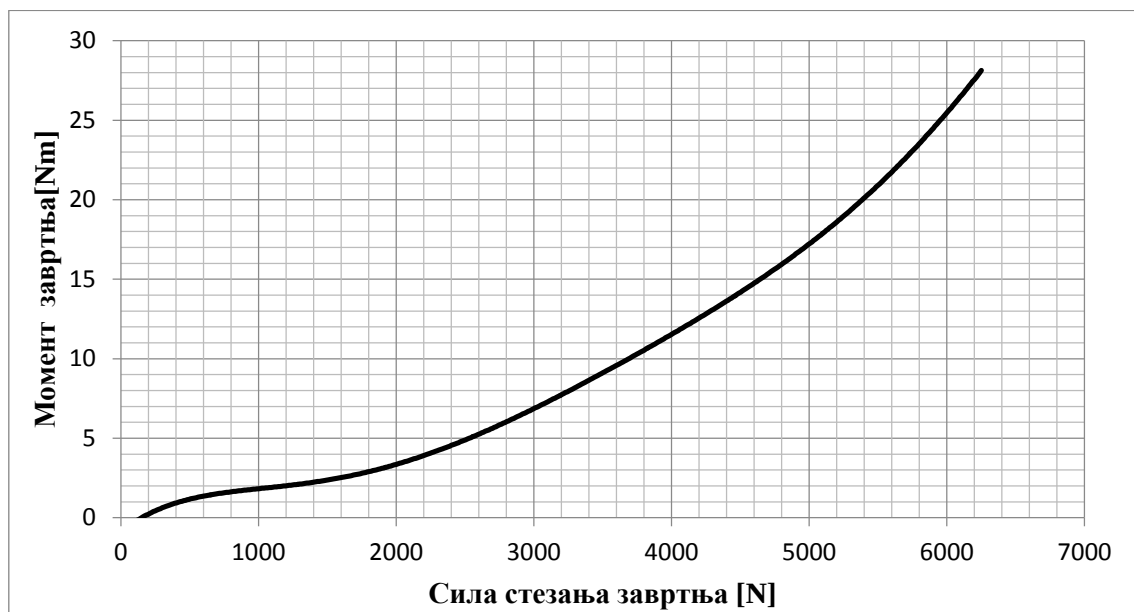


Слика 4.15. Зависност момента завртња од силе стезања завртња М12

ЗАВРТАЊ М14

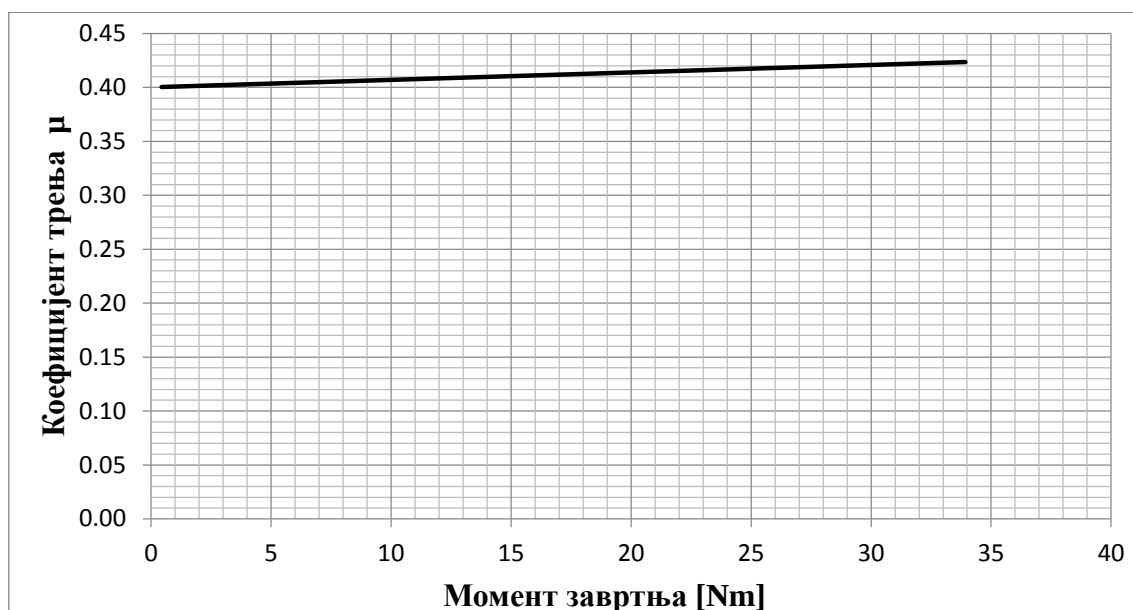


Слика 4.16. Зависност коефицијента трења од момента завртња М14



Слика 4.17. Зависност момента завртња од силе стезања завртња М14

ЗАВРТАЊ М18

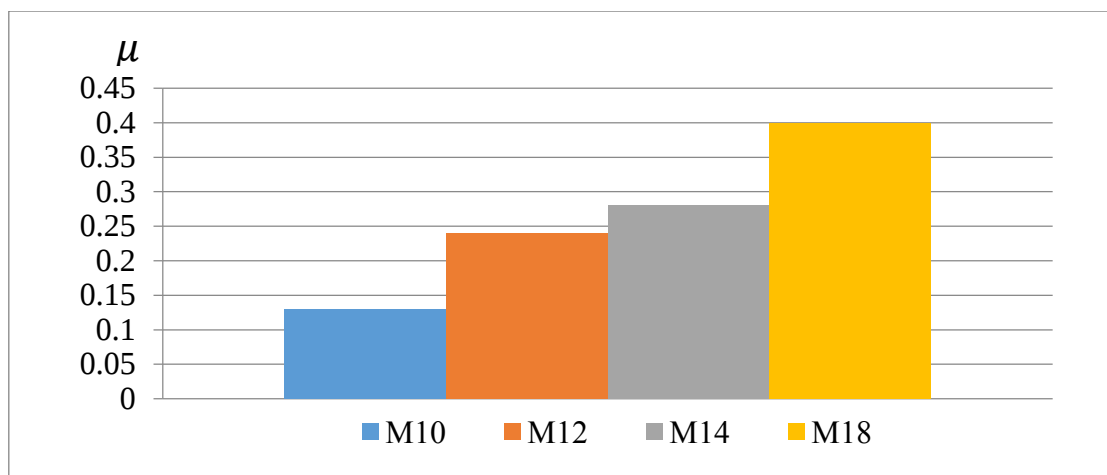


Слика 4.18. Зависност коефицијента трења од момента завртња М18



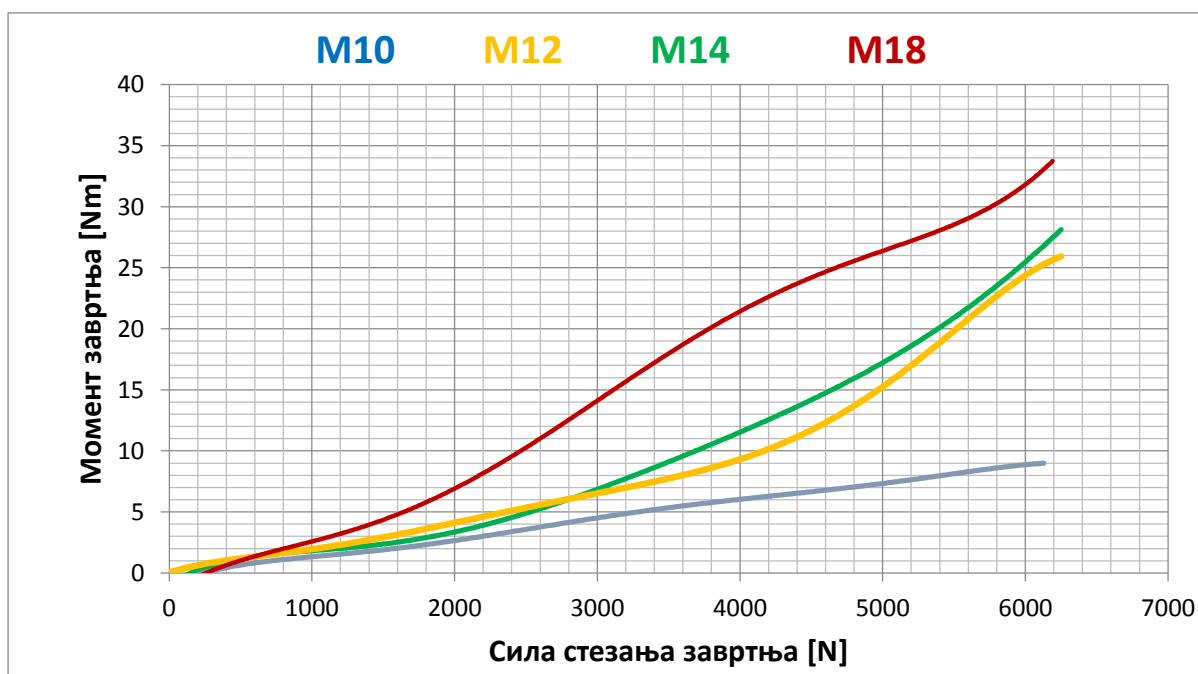
Слика 4.19. Зависност момента завртња од силе стезања завртња М18

Спровођењем експеримента је установљено да коефицијент трења не зависи од момента притезања, односно да има константну вредност. На **Слици 4.14.** то није случај, услед неадекватног притезања завртња. Одређен је међусобни однос коефицијента трења код испитаних завртњева, што је приказано на **Слици 4.20.**



Слика 4.20. Упоредни дијаграм интензитета коефицијента трења у навојном споју завртњева M10, M12, M14 и M18

Добијене функционалне зависности момента завртња од силе стезања завртња нису у потпуности репрезентативне, јер зависе од покрета руке оператера. У највећем броју случаја је добијен линеаран облик зависности момента завртња од силе стезања завртња. Математички гледано, пошто је момент условљен силом, свака од функција би требала пролазити кроз координатни почетак. Другим речима, ако је вредност силе нула, иста толика је вредност и момента. На **Сликама: 4.15., 4.17. и 4.19.**, приказане су поменуте зависности. Упоредни дијаграм добијених вредност, приказан је на **Слици 4.21.**



Слика 4.21. Упоредни дијаграм момента завртња од силе стезања за M10, M12, M14 и M18

4. Закључак

Навојни спојеви су најчешће коришћени машински спојеви. У поређењу са другим машинским спојевима, имају низ предности. Уз помоћ навојног споја може се остварити: међусобно релативно кретање машинских делова, претварање обртног момента у транслаторно кретање, спајање машинских делова, прецизно померање код мерних инструмената и уређаја. Разликују се покретни и непокретни навојни спојеви.

Основна примена покретних навојних спојева је добијање великих аксијалних сила код преса, вентила, ручних дизалица, стега, свлакача... Потом, прецизно померање и подешавање тачног положаја код мерних инструмената, алатних машина и уређаја.

Основна примена непокретних навојних спојева је спајање машинских делова у чврсту целину и преношење оптерећења између спојених делова. Делови се могу, по потреби, без разарања и оштећења, раставити и поново саставити. Непокретни навојни спојеви називају се завртањске везе.

Познавањем физике трења и основних карактеристика навоја, закључује се да трење, које се јавља у навојном споју, има веома важну улогу. Коефицијент трења у навојном споју има директан утицај на силе које се јављају, самим тим и на напоне. Ова појава, даље, условљава димензије завртњева. Дакле, прецизним познавањем коефицијента трења у навојном споју, може се вршити тачније димензионисање спојева.

Циљ овог рада био је одређивање коефицијента трења. У сврху тога, вршена су експериментална испитивања поцинкованих завртњева са метричким навојима (M10, M12, M14 и M18). Добијени резултати указују на то да постоји карактеристична линеарност испитиваних зависности. Наиме, коефицијент трења је константан и не зависи од момента завртња. Вредности коефицијента трења, према дијаграмима (Поглавље 4.2.), крећу се у опсегу од 0,1 до 0,4. Интересантно је да коефицијент трења расте са растом пречника завртња. На пример, за: M10- $\mu=0,15$, M12- $\mu=0,2$, M14- $\mu=0,25$. Зависност између момента завртња и силе стезања завртња при испитивању са лежајем је линеарна.

Испитивање трења у завртњу након извесног времена експлоатације јесте интересантна област за даље истраживање. Циљ би био одређивање утицај хабања, корозије, температурних промена на коефицијент трења. Наиме, сила у навојном споју била би централна тема рада.

Литература

- [1] Доступно на: [http:// www.freedoniagroup.com/World-Industrial-Fasteners.html](http://www.freedoniagroup.com/World-Industrial-Fasteners.html), приступљено 25.7.2018.
- [2] Bulaqi H. A., Mashhadi M., Geramipناه F., Safari H., Paknejad M., *Effect of the coefficient of friction and tightening speed on the preload induced at the dental implant complex with the finite element method*. J. Prosthet Dent 2015;113:405–11.
- [3] Steeve B., Wingate R., *Aerospace threaded fastener strength in combined shear and tension loading*, 2012.
- [4] SAE AS5054. Areas for calculating stress or load values for externally and internally threaded fasteners. SAE International; 2005. Document Number: sae as 5054.
- [5] Dunaev V., Ushakov B. N., Gromov V. F., Eremin M.V., *Longevity enhancement of bolted joints for aircrafts*. J. Mach Manuf Reliab 2011;40:230–6.
- [6] Dunaev V., Shirshov A., *Improving the life and sealing of bolt joints in aircraft*. Russ Engin Res 2010;29:1199–205.
- [7] Доступно на: <https://www.statista.com/search/?q=bolts>, приступљено 25.7.2018.
- [8] Eccles B., *Self-loosening of threaded fasteners*. Fasten & Fixing Technology 2014.
- [9] Eccles W., *Tribological aspects of the self-loosening of threaded fasteners*. University of Central Lancashire, 2010.
- [10] Long L., He H., Pei W., *Study on the pre-tightening force about the nut of the turbocharger shaft*. In: Xu P., Wu P. Y., Zhang P.Y., Zhang P. J., editors. Fluid machinery and fluid mechanics. Springer Berlin Heidelberg; 2009. p. 238–41.
- [11] Archer D., *Dissecting the nut factor*. American Fastener Journal 2014;30:40.
- [12] Grabon W. A., Osetek M., Mathia T. G., Friction of threaded fasteners, *Tribology International*, vol. 118, pp. 408–420, 2018.
- [13] Nassar S. A., El-Khiamy H., Barber G. C., Zou Q., Sun T. S., *An Experimental Study of Bearing and Thread Friction in Fasteners*, *Journal of Tribology*, vol. 127, pp. 263–272, 2005.
- [14] Jiang Y., Zhang M., Park T., Lee C., *An Experimental Investigation On Frictional Properties Of Bolted Joints*, ASME American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP, Vol. 433, January 2002.
- [15] Zuvic M., Lazarevic N., Stojkovic M., *Eksperimentalno ispitivanje uticajnih faktora na statički koeficijent trenja klizanja*, 13th International Conference on Tribology, Kragujevac, 2013.

- [16] Ham C., Ryan D., *An Experimental Investigation Of The Friction Of Screw Threads*, University Of Illinois, 2007.
- [17] Kovač P., Ješić D., Savković B., Gostimirović M., *Determination of the Most Favourable Friction Moment for Screw Tightening*, *Machine design*, Vol.7(2015) No.2, ISSN 1821-1259 pp. 35-40.
- [18] Tilaveridis I., *Detection of friction variations in bolted joints during tightening*, *Degree Project In Electrical Engineering*, Stockholm, Sweden, 2017.
- [19] Walker J., *Halliday and Resnick Fundamentals of Physics*, 9th Edition, John Wiley & Sons, Inc., Cleveland State University, 2012.
- [20] Доступно на: <https://issuu.com/sortehnoart/docs/1010>, приступљено 5.5.2018.
- [21] Доступно на: https://www.vts.edu.rs/images/nastava/mehanikaI/Mehanika_I_12.pdf, приступљено 5.5.2018.
- [22] Kittel C., Knight W. D., Rudermann M. A., *Mehanika - Tehnička knjiga*, Zagreb 2003.
- [23] Доступно на: <http://lpa.feri.unimb.si/Pedagoskodelo/Modeliranjeprocesov/trenje.pdf>, приступљено 5.5.2018.
- [24] Доступно на: <http://www.fer.hr/download/repository/UEMPtrenje2009.pdf>, приступљено 5.5.2018.
- [25] Tadić B., *Pribori i alati – skripta*, Fakultet inženjerskih nauka, Kragujevac 2015.
- [26] Miltenović V., *Mašinski elementi*, Mašinski fakultet, Niš, 2009.
- [27] Jovičić M., Nikolić D., Stanić J., Mandić D., Šarboš M., *Tehnologija obrade*, Zavod za izdavanje udžbenika, Novi Sad, 1992.
- [28] Доступно на: http://statics.marcks.cc/friction/pdf/screw_friction.pdf, приступљено 2.6.2018.
- [29] Grabon W. A., Osetek M., Mathia T. G., Friction of threaded fasteners, *Tribology International*, vol. 118, pp. 408–420, 2018.
- [30] Klöcker M., Westphal S., *Investigations of friction-relevant parameters to ensure reliable bolted joints*, *MATEC Web Conference*, vol. 94, 2017.
- [31] Shoberg R. S., *Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis*, RS Technologies, a Division of PCB Load & Torque, Inc., web: http://www.pcb.com/Contentstore/mktgcontent/WhitePapers/WPL_20_Fund_Threading_Fast.pdf, приступљено: 12. 8. 2018.

- [32] World Economic Forum, *The Global Competitiveness Report 2016–2017*, web: http://www3.weforum.org/docs/GCR20162017/05FullReport/TheGlobalCompetitivenessReport2016-2017_FINAL.pdf, приступљено 11. 5. 2018.
- [33] Klöcker M., Westphal S., *Investigations of friction-relevant parameters to ensure reliable bolted joints*, *MATEC Web Conference*, vol. 94, 2017.
- [34] Hemmati V. E., Oskouei R. H., Chakherlou T. N., *An experimental method for measuring clamping force in bolted connections and effect of bolt threads lubrication on its value*, *Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology*, vol. 48, pp. 457–460, 2008.
- [35] Bracht U., Masurat T., *The Digital Factory between vision and reality*, *Computers in Industry*, vol. 56, no. 4, 325–333, 2005.
- [36] Andia A., Spiegelhalter T., *Post-parametric Automation in Design and Construction*, *Artech House, Boston*, 2015.