

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: ХИП компоненте и системи аутоматског управљања

Број индекса: 379/2018

Немања М. Јелесијевић

**Димензионисање и анализа радних
елемената хидроцилиндра применом
софтвера SolidWorks**

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Владимир Вукашиновић, доцент
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Садржај

Резиме	3
1. Увод.....	4
1.1 Пренос енергије	4
1.2 Историјски развој хидраулике	5
1.3 Тенденција развоја хидрауличних система	7
1.4 Предности и недостаци хидраулике	8
2. Радни флуид	11
2.1 Величине стања и физичка својства радних течности	12
2.1.1 Густина флуида.....	12
2.1.2 Температура	13
2.1.3 Притисак.....	13
2.1.4 Стишљивост	15
2.1.5 Вискозност	16
2.2 Основне једначине струјања течности	19
2.2.1 Проток.....	19
2.2.2 Врсте струјања	19
2.2.3 Једначина континуитета.....	20
2.2.4 Бернулијева једначина	21
2.2.5 Прорачун губитака енергије (притисака)	22
3. Дефиниција и подела хидроцилиндара.....	24
3.1 Радни параметри хидроцилиндара	26
3.2 Избор материјала за израду хидроцилиндара и квалитет обраде.....	30
3.3 Прорачун чврстоће хидроцилиндара.....	31
3.3.1 Димензионисање дебљине зида кућишта хидроцилиндра	31
3.3.2 Димензионисање дебљине поклопца	32
3.3.3 Димензионисање пречника клипњаче	32
4. Прорачун хидроцилиндра за дати пример.....	35
5. 3D модели хидроцилиндара.....	36
6. Анализа модела и поређење резултата	38
6.1 Постављање почетних параметара	38
6.2 Резултати симулација за дебљину кућишта	40

6.3 Резултати симулација за извијање клипњаче	46
6.4 Резултати симулација за варијације оптерећења	51
Закључак	56
Литература:.....	57

Резиме

Технолошка унапређења и иновације на пољу хидрауличних компонената, као и напредак на подручју управљања, омогућавају све ширу примену хидрауличних система. Развој је усмерен према проналажењу нових технологија и примени нових материја, као и смањењу потрошње енергије, поштовање еколошких захтева уз што прихватљивију цену производа. У раду је обрађена тема хидроцилиндара који су неизоставни део хидрауличног система.

Уводни део рада придаје значај хидраулици као науци и њеном историјском развоју, кроз рад су поменуте и радне течности које се користе у хидраулици, њихове физичке величине и величине стања. Посебно се придаје значај хидроцилиндрима, њихова подела, принцип рада и радни параметри. Поред тога су приказана теоријска разматрања везана за димензионисање елемената склопа хидроцилиндара и прорачун истих. Завршни део рада представља израду 3D модела по добијеном прорачуну и анализи применом одговарајућих модула у софтверском пакету SolidWorks.

Кључне речи: хидроцилиндар, хидраулика, димензионисање, симулација...

Abstract

Technological improvements and innovations in the field of hydraulic components, as well as advances in the field of management, enable the ever-widening application of hydraulic systems. The development is aimed at finding new technologies and the application of new materials, as well as reducing energy consumption, respecting environmental requirements with the most affordable price of the product. In the paper work is analyzed a topic of hydraulic cylinder, which are an essential part of the hydraulic system.

The introductory part of the paper attaches importance to hydraulics as a science and its historical development, through the paper the working fluids used in hydraulics, their physical sizes and state sizes are also mentioned. Special attention is paid to hydraulic cylinders, their division, working principle and operating parameters. In addition, theoretical considerations related to the sizing of the elements of the hydraulic cylinder assembly and their calculation are presented. The final part of the paper is the creation of a 3D model according to the obtained budget and analysis using the appropriate modules in the software package SolidWorks.

Key words: hydraulic cylinder, hydraulics, dimensioning, simulation...

1. Увод

1.1 Пренос енергије

Механички принцип преноса преко вратила, полуга и зупчаника може се применити код разних машина и погона. Међутим, са развојем технике повећавају се и захтеви у односу на: брзину кретања, величину снаге, тачност померања, сложеност конструкције, итд, које механички пренос не може увек да испуни.

Такве, као и друге сложеније захтеве, са успехом могу да реше хидраулични преносници енергије, који се најчешће називају хидраулични системи или хидростатички преносници. Под хидрауличним системом, у општем случају подразумевамо скуп уређаја способних да врше пренос енергије помоћу хидрауличне течности. Хидраулични систем претвара механичку енергију у хидрауличну и обрнуто [1].

За развој машинске технике последњих неколико деценија карактеристични су брз напредак и све шира примена хидрауличних система и уређаја. До таквог развоја и примене дошло је са једне стране због неких повољних особина хидрауличних уређаја које су допринели да хидраулични системи покажу одређене предности над електричним, механичким и другим системима исте намене, а са друге стране због тога што је примена хидрауличних уређаја и система довела до поједностављења решавања многих техничких проблема, а пре свега аутоматизације производних и других процеса.

Машинска хидраулика обухвата широк дијапазон техничких појмова из хидрауличних вискозних течности које се користе за хидраулични пренос снаге, као и проблематике пројектовања, израде и експлоатације оваквог типа преноса снаге. Под хидрауличним преносником подразумева се уређај у коме се помоћу течности преноси енергија са једног места на друго. У истом уређају обављају се и друге функције, а то су: трансформација једног облика енергије у други, регулација протока, притиска и тока кретања течности. По принципу дејства хидраулични пренос снаге подразумева два вида преноса и трансформације енергије, разликују се два типа преноса: хидростатички (запремински) и хидродинамички [2].

Под хидростатичким преносником подразумевамо сваки хидраулични преносник код кога је претварач механичке у хидрауличну енергију запреминска пумпа, а претварач хидрауличне у механичку енергију запремински хидраулични мотор. Пумпа и хидромотор су повезани цевоводом, а између њих се постављају регулациони елементи. Хидростатички преносник се најчешће назива хидрауличним системом.

Сваки хидраулични систем се састоји од три основне групе елемената:

- Погонског агрегата (претварач електричне, топлотне или механичке енергије у хидрауличну енергију)
- Регулационих елемената
- Извршног органа (претварача хидрауличне у механичку енергију)

По облику кретања разликујемо [2]:

- *Хидростатички пренос снаге са обртним кретањем*, код кога излазно коло врши обрнуто (кружно) кретање, при чему се као извршни мотор користи запремински мотор,
- *Хидростатички пренос снаге са наизменичним кретањем*, код кога излазно коло врши праволинијско наизменично кретање, а као извршни мотор користи се радни цилиндар,
- *Хидростатички пренос снаге са наизменичним кретањем*, код кога излазно коло врши наизменично закретно кретање за угао мањи од 360° , а као извршни мотор користи се закретни мотор.

Начин регулисања разликујемо као регулисани хидростатички пренос снаге, где се однос брзина улазног и излазног кола, као и однос сила, може мењати помоћу система управљања, и нерегулисани, где се однос брзина улазног и излазног кола, као и сила, не може регулисати помоћу система управљања.

По принципу регулисања брзине разликујемо хидростатички пренос снаге са пригушним регулисањем, где се регулисање одвија променом отпора пригушника (вентила) постављеног у хидрауличном цевоводу, и са запреминским регулисањем, где се регулисање остварује помоћу одвојене или истовремене промене радне запремине пумпе или хидромотора. У општем случају хидраулични преносник је уређај који се користи за покретање машина и њихових механизма, који се састоји од неког хидрауличног преноса, система управљања, помоћних уређаја и цевовода.

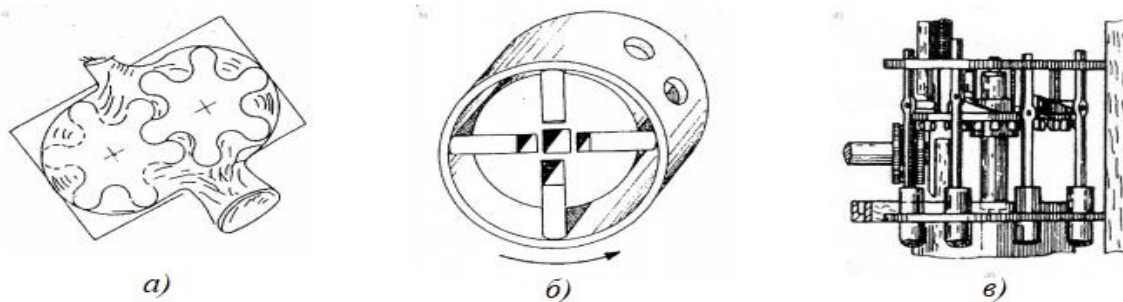
Цевовод који води од пумпе до разводног уређаја назива се потисним водом, он укључује и остале цевоводе који се стално налазе под притиском. Цевовод којим се радна течност одводи из хидроагрегата у резервоар, назива се повратни вод.

Принцип дејства хидростатичког преносника заснива се на високом запреминском модулу еластичности течности и на Паскаловом закону, по коме се свака промена притиска у било којој тачки течности, не нарушавајући њену равнотежу, преноси у друге тачке течне средине без измене. При томе се силе међусобног молекуларног дејства, које се јављају у течностима необичних особина, као и силе истезања, обично не узимају у обзир [2].

1.2 Историјски развој хидраулике

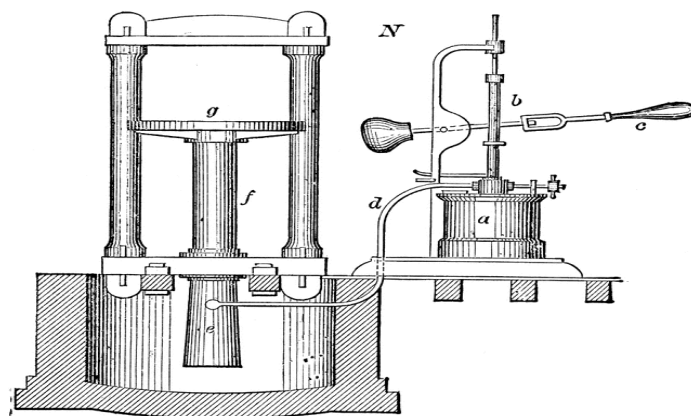
Развој хидростатике, на чијим принципима су се развијале конструкције хидрауличних система, везан је прво за Архимеда (Archimedes) (250 година пре н.е.) који је поставио закон о пливању тела. Најзначајнији допринос развоју и коначној форми дао је Ојлер (Euler) 1752. године, а затим и Леонардо да Винчи (Leonardo da Vinci), Паскал (Pascal) и други [1].

Чувени астроном и математичар Johannes Kepler, изумео је зупчасту пумпу око 1600. године. Италијански проналазач Agostino Ramelli који је живео у 16. веку заслужан је за изуме многих пумпи. Аксијално-клипне и крилне пумпе које је изумео Рамели (Ramelli), веома су сличне данашњим моделима по принципу конструкције. Главне примене пумпи у то време биле су за пумпање воде из бунара, из рудника, или за прскање воде у фонтанама. На слици 1.1 приказане су Кеплерова (Kepler) зупчаста пумпа (а), Рамелијева крилна пумпа (б), и његова аксијално-клипна пумпа (в) [3].



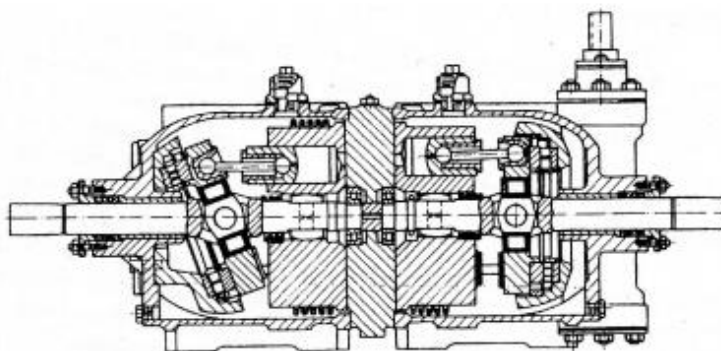
Слика 1.1 Историјски развој пумпи а) Кеплерова зупчаста пумпа, б) Рамелијева крилна пумпа, в) Рамелијева аксијално-клипна пумпа

Изузетно значајан хидраулични систем била је преса Josepha Bramah-а (слика 1.2), откривена 1795. године, током индустријске револуције у Енглеској, иако је прве идеје за хидрауличку пресу дао Паскал још око 150 година раније, а да хидраулични системи нађу стварну примену требало је чекати још преко 140 година. То се десило тек када су испуњена два основна предуслова, достигнут такав степен захтева које је хидраулични преносник ефикасније испуњавао него механички и развијена је потребна технологија производње материјала и обраде. Током 19. века долази до шире употребе хидрауличних система, првенствено за подизање терета, ковачким пресама, у постројењима за бушење стена, итд [1,3].



Слика 1.2 Брамахова (Bramah) хидраулична преса

Уље као хидраулични медијум први пут је коришћен 1905. године у хидростатичком преноснику William-а и Janney-а (приказ на слици 1.3), који се користио за управљање ватром топова на ратним бродовима. Почетком 20. века, развој технологија обраде метала омогућио је развој пумпи, које су омогућавале већи притисак у систему, и тиме знатно боље карактеристике. Тако се током Другог светског рата догодио значајни напредак хидраулике, тако и почетак значајније примене у ваздухопловству (већ тада однос тежине и снаге за хидрауличне системе достигао је 0.3 Kg/kW).



Слика 1.3 Први хидростатички преносник који користи уље из 1905. године

Hans Thoma, немачки инжењер, дао је значајан допринос изумом аксијално-клипне пумпе са бубњем 1935. године. Из тог доба потичу и серво-вентили (изуми Vickers-а, затим Moog-а). Друга половина 20. века доноси значајан напредак хидраулике у смислу даљих побољшања карактеристика, повећањем радног притиска, смањењем величине компоненти, и повећањем степена корисности. У раздобљу од 50-тих година прошлог века однос снаге и масе (густина снаге) неких кључних хидрауличних компоненти порасла је 10 до 20 пута, тренд смањења наставља се и даље, међутим знатно спорије [3].

1.3 Тенденција развоја хидрауличних система

Данас се хидраулични преносници користе у многим гранама индустрије и саобраћаја, а у неким гранама су потпуно заменили класичне преноснике. То се нарочито десило у развоју: механизације за руднике подземних и површинских копова, мобилних машина, пољопривредних машина, авиона, као и код читавог низа других машина. Овако широке могућности примене хидрауличних система код погона машина и уређаја отворили су простор за развој појединачних компоненти и хидрауличних система као целине. Хидраулика постепено налази примену у практично свим подручјима. Све строжији еколошки захтеви и потреба за економичним пословањем захтевају све ефикасније

системе. При томе је кључно да цена производа остане конкурентна, тако је и нужен непрекидан развој. Развој хидраулике обележава еволуција свих компонената и система у целини [1].

Примењују се нови материјали и технологије обраде са циљем побољшања квалитета, и исто тако смањење хидро-механичког трења (ради побољшања степена корисности система), због еколошких захтева користе се и нови флуиди. Конструкције компоненти побољшавају се интензивним коришћењем програма за симулацију динамике флуида. Интензивно се користи електроника, микропроцесори, такође и умрежавање компоненти ради бољег вођења система, и ради праћења рада и дијагностике. Кључне технологије за које се може сматрати да ће обележити будућност хидраулике су управљање протоком, дигитални вентили и системи, као и хибридни хидраулични системи. Управљањем излазних величина система (ход, брзина, сила) помоћу промене величине или брзине обртања радног кола пумпе (дакле управљање протоком) битно се смањују губици система у односу на управљање пригушивањем (помоћу вентила).

Дигиталне пумпе/мотори омогућавају управо квалитетно управљање промене радних параметара пумпе или мотора, што значи добру динамику промена, такође добар степен корисности и онда када пумпа или мотор раде са делимичним капацитетом. Отежавајућа околност примене су свакако висока цена управљачких вентила који би били намењени дигиталним хидрауличним пумпама и моторима (као што су брызгалке на модерним дизел моторима). Хибридни хидраулични системи користе хидропнеуматске акумулаторе за краткотрајну потрошену енергију, и на тај начин такође штеде енергију и смањују загађење околине. Хибридни хидраулични системи нарочито су погодни за комерцијална возила која раде у режимима стани – крени, попут возила за прикупљање смећа, градских возила за доставе, и слично.

Најбитнији циљеви напретка су смањење потрошње енергије, поштовање еколошких захтева, повећање функционалности (добра динамика, лакше вођење, дијагностика..), уз задржавање прихватљиве цене производа. Могућности остваривања тих циљева даљим развојем дефинисаће и будућност хидраулике. Свакако треба нагласити да се застој развоја, и постепено одумирање хидраулике и пнеуматике предвиђало већ пре тридесетак година. Међутим, упркос томе, развој вероватно никада није био живљи, а тржиште хидраулике и пнеуматике практично непрекидно расте, према очекивањима, тако би требао и да се настави [1,3].

1.4 Предности и недостаци хидраулике

Једна од најважнијих предност хидраулике јесте густина снаге њених уређаја. Густина снаге представља снагу коју даје неки систем по: јединици протока и јединици масе.

То говори о величини и маси уређаја, што значи да за исту масу и величину хидраулични систем даје више снаге него на пример електрични. Елементи хидрауличног система су релативно мале масе и малих димензија. Због последица лакоће уређаја и малих

габарита, долази се до још једне велике предности хидрауличних система, а то је велики однос обртног момента и момента инерције. Како при ротацији нема појава попут електромоторне силе, могућност убрзања је приближно константна. Таква значајна последица је својство хидростатичких система, који у идеалном случају (занемарујући губитке цурења и стишљивости флуида) дају исти запремински проток, без обзира на притисак флуида [3].

Линеарно кретање могуће је извести једноставно и јефтино помоћу хидрауличних цилиндара. Електрични или електромагнетни директни линеарни погони углавном су ограничени на врло мале ходове, или су врло скупи. Замена за то јесте додавање механичког преносника, нпр. пужног, али таква решења су скупља од хидрауличних. Хидраулични систем може се једноставно осигурати од преоптерећења, користећи вентиле сигурности. У поређењу са механичким преносницима, може се лакше управљати и лакше се може преносити енергија на даљину (помоћу цевовода). Помоћу хидрауличних, односно хидропнеуматских акумулатора може се чувати и штедети енергија, што је данас врло значајно. Још неке од предности хидраулике су [4]:

- могуће постизање великих сила,
- мала инерција,
- аутоматско прилагођавање потребне силе,
- могуће покретање под пуним оптерећењем,
- могуће нагле промене смера и брзине,
- лако се реализује линеарно кретање,
- прецизно позиционирање,
- једноставно подмазивање и одвођење топлоте,
- једноставна заштита од преоптерећења,
- велика поузданост и економичност у раду,
- једноставно и јефтино одржавање.

Са друге стране, хидраулика има и значајних недостатака, као што је мањи степен искоришћења у односу на механички преносник или електрични систем. То значи да троши више енергије због трења струјања флуида уз увек присутну опасност од цурења. Хидраулични системи су осетљиви на нечистоће, ово нарочито долази до изражаја код система који имају високе перформансе (серво-системи, системи који раде под високим притиском). Правилно одржавање чистоће флуида у хидрауличном систему је од великог значаја. Међутим, то повећава почетну инвестиције и трошак одржавања током експлоатације уређаја.

Због високих притисака присутан је проблем цурења у околину што је неповољно са еколошке тачке гледишта. Такав проблем се може умањити применом еколошки прихватљивијих флуида (биљних уља, синтетичких флуида или воде), али то онда значајно поскупљује инвестицију и одржавање хидрауличног система. Хидраулични систем захтева елементе са високом тачношћу израде, што повећава укупну цену система. У односу на електричне, или електромеханичке погоне или преноснике, адекватан хидраулични систем може бити сложенији, и може бити тежи за управљање и регулацију [3].

Такође су ту и недостаци везани за радни флуид. Стишљивост флуида (иако врло мала) резултира кашњењем сигнала. Промена вискозности флуида са променом притиска и температуре има за последицу промену погонских параметара и тиме и сложеније елементе регулације. Понекад је недостатак хидраулике и њена бучност која углавном долази због неконтинуалног рада пумпе. Пулзације протока, односно притиска флуида могу се умањити различитим конструкцијским захватима, али често то иде на штету неких других својстава попут степена искоришћења. Недостаци хидраулике такође обухватају [4]:

- потребно генерисање хидрауличне енергије,
- потребни су повратни водови,
- релативно висока цена уређаја и елемената,
- специфично и прецизно извођење,
- ограничене брзине струјања уља,
- промена карактеристика уља (са температуром и притиском, старење).

2. Радни флуид

Избор одговарајућег радног флуида има битан утицај на исправно функционисање, радни век, поузданост и економичност хидрауличног система. Избор радног флуида утиче и на избор хидрауличних елемената (филтери, вентили,..) који се пројектују за одређену врсту флуида. Флуид у хидрауличном систему обавља две основне функције, преноси енергију и подмазује покретне делове хидрауличних компоненти. Осим тих функција, флуид у хидрауличном систему обавља и неке споредне функције: преузима и одводи топлоту насталу због губитака, врши заштиту површина компоненти од корозије и друго [3].

Флуиди који се користе у хидраулици, могу се поделити у четири основне групе[5]:

- минерална уља (парафинске или нафтне основе),
- синтетичке течности,
- био-разградиве течности,
- вода.

Минерална уља због равнотеже добрих својстава, због доступности и прихватљиве цене, су далеко најзаступљенији флуиди у хидраулици, користи се у око 90 % случајева. Ипак, растући захтеви корисника хидрауличне опреме, и све строжа законска регулатива, помало смањују доминацију минералног уља претежно у корист еколошких флуида и воде. Минерална уља и њихове смеше погодни су за рад под условом да температура није већа од 150 °C. Ипак и при тој температури нагло се повећава интензитет њихове оксидације, због чега је практична граница за минерална уља температура до 120 °C. Ова температура може да се повећа од 180 – 200 °C применом инертних гасова у систему. За рад у условима високих температура (150 °C и већим), користе се специјалне течности, нарочито течности на органско-силицијумској бази. Пракса је показала да од постојећих течности овог типа најбоља полисилоксанска течност која има високе температурно-вискозне карактеристике и одликује се стабилношћу према оксидацији. Осим тога ова течност је и незапаљива и локализује ширење ватре [6,3].

Тешко запаљиви флуиди – у околностима када хидраулични систем ради у близини врелог метала, извора паљења или отвореног пламена, потребно је имати флуид који неће у случају цурења узроковати ширење ватре и већи пожар. Тада се користе тешко запаљиви флуиди. Има више врста тешко запаљивих флуида, али примарно то су емулзије уља у води, затим флуиди на бази воде (вода са етилен-гликолом, тј. антифриз), као и флуиди без воде, најчешћи синтетички флуиди. Проблем тешко запаљивих флуида често је њихова цена, као и нека својства, нпр. токсичност и тежа биоразградивост. Тако се појављују комбинације флуида који су и еколошки (нетоксични, биоразградиви) и тешко запаљиви попут воде с пропилен-гликолом [6].

Еколошки флуиди су еколошки прихватљиви, или биоразградиви флуиди. Такође, данас често коришћен термин за еколошке флуиде је „зелени“ флуиди. Еколошке флуиде можемо поделити у четири главне групе: на бази полигикола, на бази биљних (или

животињских) уља, полиалфаолефини, и синтетички естри. Флуиди на бази полигликола имају проблем компатибилности мешања с другим флуидима. Флуиди на бази биљних уља не подносе дуготрајнији рад на температурама изнад 70°C. Полиалфаолефини губе вискозност након дуже употребе. Синтетички естри имају доста различита својства, зависно о врсти. Због различитих својстава широког спектра еколошких флуида, потребан је врло пажљив одабир флуида, као и пажљиво одржавање система [3].

Вода као хидраулични флуид – због добре еколошке прихватљивости, незапаљивости, и своје цене, вода може бити добар хидраулични флуид. У односу на минерално уље има још неколико битних предности: вискозност је 30% нижа, а вискозност практично не зависи од температуре, затим специфична топлота је већа, што значи да има боље отпуштање ваздуха и знатно већи модул еластичности. То значи да ће губици трењем и течењем флуида бити мањи, да има боља својства хлађења, као и да због крутости има боља динамичка својства. Међутим има и неколико доста значајних недостатака.

Распон радне температуре је мали (тачка течења, тачка врења), потиче стварање микроорганизама, лоша је за подмазивање, подстиче корозију, висок је притисак испаравања, и има велику густину, па је могућност кавитације знатно већа. Због свега тога, ако је вода хидраулични флуид, примењују се материјали који нису стандардни у класичној хидраулици, попут керамичких или полимерних превлака и нерђајућих челика. То значајно утиче на карактеристике система и на поступке извођења и одржавања, што значи да са водом као медијумом добијају се битно различити хидраулични системи. У сваком случају, вода као радни флуид добија на важности у хидраулици, а претпоставља се да ће се тај тренд и наставити [3].

2.1 Величине стања и физичка својства радних течности

Флуид у хидрауличном систему један је од основних елемената тога система, преноси енергију, и на тај начин врши елементарну улогу сваког хидрауличног система. Осим преноса енергије хидраулични флуид служи и за подмазивање, одвођење топлоте и заштиту од корозије. Дакле, захтеви су вишеструки, а понекад су и у супротности један са другим. Својства флуида су од врло велике важности за исправно функционисање било ког хидрауличног система. Може се рећи да су три основна својства флуида густина, стишљивост и вискозност. Важно је напоменути и да својства флуида у већој или мањој мери зависе од притиска и температуре. Самим тим се својства флуида могу значајније мењати током рада [6].

2.1.1 Густина флуида

Свака материја у природи има своју запремину и масу. Густина је по дефиницији однос масе и запремине.

$$\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{kg}{m^3} \right],$$

Густина је по правилу променљива величина, која зависи од притиска и температуре. Код гасова такве промене густине су знатне, па се густина изражава помоћу једначине стања идеалног гаса. Код крутих тела и флуида промене су знатно мање. Пораст притиска увек повећава густину материјала. Пораст температуре готово увек, због ширења материјала, смањује његову густину [3].

2.1.2 Температура

Температура је термички параметар стања и показује ниво унутрашње енергије материје. Гледајући унутар материје, сразмерна је кинетичкој енергији честица флуида.

$$T = k \cdot \frac{m \cdot w^2}{2} \quad [^{\circ}C] \quad [K]$$

Температура се мери у $t = ^{\circ}C$ код нормалног притиска од $10^5 Pa$. Код техничких прорачуна узима се као полазиште температура апсолутне нуле, на којој престаје кретање молекула. Такво стање догађа се на температури $-273,13 ^{\circ}C$. Мерења се врше од те полазне тачке и означавају јединицама К (Келвин), која је основна јединица у СИ систему. Претварање Келвина у степен Целзијуса изводи се на следећи начин:

$$T = 273 + t^{\circ}C \quad [K]$$

Уобичајене температуре радне течности у хидрауличним системима преноса снаге су у интервалу од $-40^{\circ}C$ до $120^{\circ}C$ [7].

2.1.3 Притисак

Притисак је јединична сила и показује ниво механичке енергије у материји. У флуидима притисак се простире подједнако у свим правцима. У чврстој материји притисак мења интензитет у зависности од правца. Као сила и притисак је векторска величина. У општем случају интензитет притиска зависи од просторног положаја и времена $p(x,y,z,t)$.

Математичка формула:

$$\vec{p} = \frac{d\vec{F}}{dA} \left[\frac{N}{m^2} \right] = [Pa]$$

Мерна јединица притиска према СИ систему је Паскал. Врло често се користи bar. Такође, јединица psi (pound-per-square-inch) је доста у употреби у америчкој литератури и каталозима произвођача [7].

Претварање јединица изводе се на следећи начин:

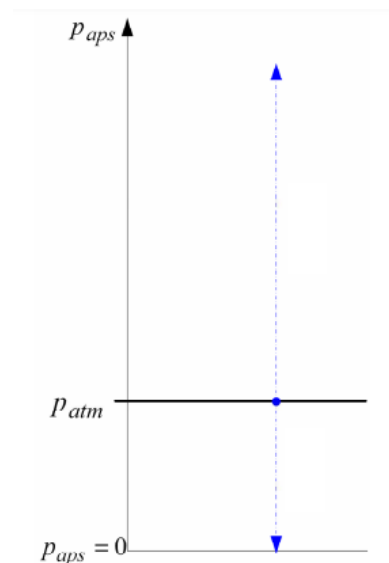
$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 105 \text{ Pa}, \text{ односно } 1 \text{ bar} = 0.1 \text{ Мпа}, \text{ или } 10 \text{ bar} = 1 \text{ МПа}$$

$$1 \text{ bar} = 14.5 \text{ psi}, \text{ односно } 100 \text{ psi} \approx 6.9 \text{ bar}$$

Разликујемо хидростатички и хидродинамички притисак. Хидростатички притисак је дејство тежине флуидног слоја на одређену површину, и у флуиду се хидростатички притисак простире подједнако у свим правцима. Хидродинамички притисак настаје приликом скретања струје флуида. Дејство настаје услед ударања честица флуида о зид чврсте површине [7].

Притисак је величина која се мери у односу на неку референтну вредност која може бити различита, па се тако разликује неколико појмова за притисак: апсолутни притисак p_{aps} , и релативни притисак p или Δp . Релативни притисак се односи на атмосферски притисак p_{atm} (величина, око 1.015 bar на надморској висини 0 m), а ако је позитиван ($p_{aps} > p_{atm}$) онда се назива натпритисак, а ако је негативан ($p_{aps} < p_{atm}$) онда је потпритисак или вакуум. Односи се могу видети на слици 2.1.

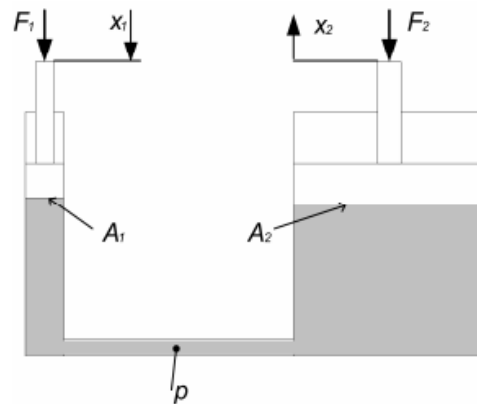


Слика 2.1 Приказ појмова притиска

Притисак у течностима има следећа својства [3]:

1. Увек делује у правцу нормале на површину са којом је флуид у контакту,
2. У произвољној тачки флуида који мирује, притисак има исту вредност без обзира на правац деловања,
3. Промена притиска у било којој тачки течности у стању мировања, изазива исту промену у свим тачкама простора који та течност заузима (Паскалов закон).

Притисак у хидрауличним системима пренос снаге је реда 10^2 bar и, по правилу је мањи од 450 bar [3].



Слика 2.2 Паскалов закон - хидраулична преса

2.1.4 Стишљивост

Приликом деловања високих притисака запремина уља се смањује, у супротном случају када се притисак смањује запремина се повећава. Стишљивост је својство радног флуида да под дејством притиска мења своју запремину. Стишљивост флуида квантитивно се изражава у диференцијалном облику:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{E},$$

где су V [m³] запремина, p [N/m²] притисак, а E [N/m²] запремински модул еластичности. Примећује се да модул еластичности има димензију притиска, а негативни предзнак показује да при порасту притиска се смањује запремина [7].

Стишљивост флуида карактерише коефицијент релативне запреминске стишљивости β , под којим се подразумева релативна промена запремине течности по јединици промена притиска:

$$\beta = \frac{1}{E},$$

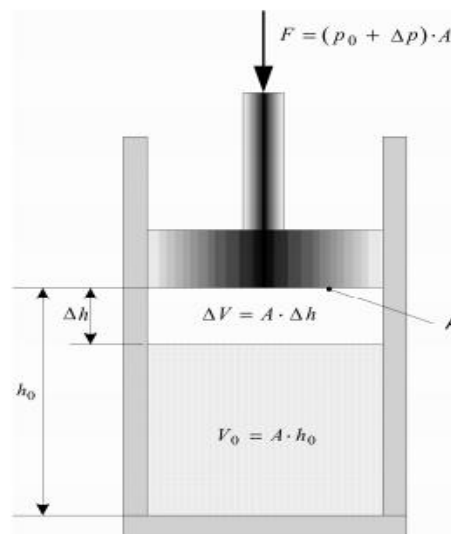
Реципрочна вредност од β је запремински модул еластичности E , односно модул стишљивости:

$$E = \frac{1}{\beta}.$$

Ове величине се мењају са променом температуре и притиска радног флуида, при чему у уобичајеним радним режимима је утицај температуре занемарљив. Вредност запреминског модула еластичности минералних уља, који се користе у хидрауличним системима, при атмосферском притиску, креће се у границама од 1324-1717 МПа.

Промена вредности модула еластичности минералних уља значајнија је на мањим притисцима (испод 100 бара), док је на већим притисцима приближно константна.

Порастом притиска, вредност модула еластичности расте. Порастом температуре вредност модула еластичности већине хидрауличних флуида пада. Код минералних уља тај пад је значајан. Код воде пораст температуре има мали утицај на модул еластичности. Стишљивост флуида може да се прикаже једним цилиндром испуњеним уљем (слика 2.3), а на чији клип се примењује сила F . Порастом силе за неку вредност ΔF , због стишљивости уља, његова почетна запремина V_0 смањила се за ΔV [3].

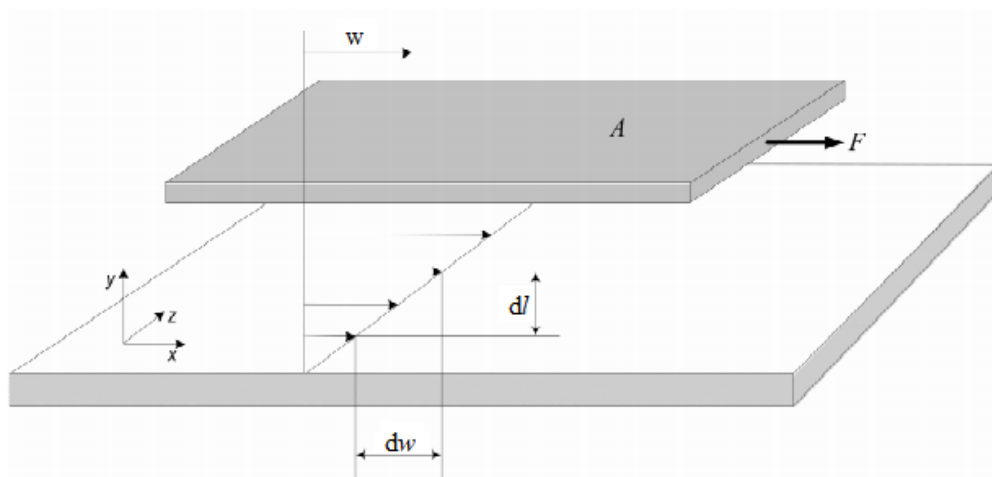


Слика 2.3 Илустрација стишљивости флуида

2.1.5 Вискозност

Струјање је кретање честица које се међусобно додирују, а додирују и зидове водова кроз које ваздух струји, тиме настаје трење. Трење које из тога произлази, узрокује пад притиска и губитак брзине струјања па према томе и губитак корисне енергије.

Вискозност је физичко својство радне материје да при кретању пружа отпор релативном померању својих делића. За лакше представљање трења које настаје између слојева и зидова послужиће две плоче (слика 2.4), од којих је доња непокретна, а горња се креће брзином w . Услед трења горње честице имају брзину кретања као и плоча, а уз доњу плочу, која се не креће, не крећу се ни честице ваздуха.



Слика 2.4 Илустрација вискозности флуида

Сила потребна за кретање горње плоче брзином w је:

$$F = \mu \cdot A \cdot \frac{dw}{dl} \text{ [N]}$$

Коефицијент унутрашњег трења μ назива се динамичка или апсолутна вискозност, а изражава се у $[Pa \cdot s]$, A је површина плоче изражена у m^2 .

Динамичка вискозност радног флуида зависи од притиска и температуре, али не постоји интегрисана аналитичка релација која изражава ову зависност [3].

Зависност динамичке вискозности од притиска може се приказати следећом релацијом:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha_{vp} \cdot p},$$

динамичка вискозност радног медијума значајно варира и са променом температуре:

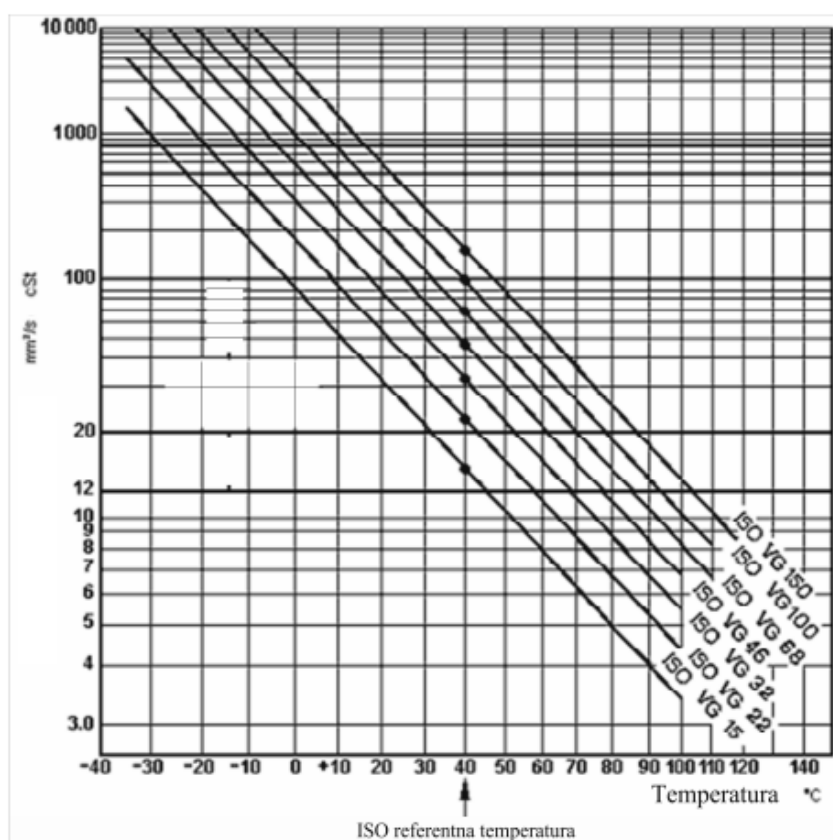
$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-\alpha_{vT} \cdot (T - T_0)},$$

У пракси се чешће користи кинематска вискозност, која представља однос динамичке вискозности и густине ваздуха:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{m^2}{s} \right].$$

Вискозност уља се мења са порастом температуре по одређеном закону. Брзина промене вискозности је важна карактеристика хидрауличних уља, нарочито у колико се оно користи у хидрауличним системима који раде у променљивим температурним условима. Код већине флуида који се користе у хидраулици, вискозност значајно зависи од температуре флуида (не зависи код воде). Са порастом температуре вискозност флуида пада (код идеалних гасова расте). Зависност вискозности од температуре код хидрауличних флуида често се приказује дијаграмима. Ту је приказана зависност за

минерална уља са неколико различитих нивоа вискозности. Степен говори о кинематској вискозности при 40°C (референтна температура према ISO). Што је крива вискозности стрмија, индекс вискозности је већи. Пожељан је што већи индекс вискозности, да би вискозност била равномернија. Типичан индекс вискозности за минерална уља је око 100. Вискозност зависи и од притиска, али у знатно мањој мери него од температуре. Међутим, ако хидраулични систем ради на већим притисцима, разматрање вискозности која зависи од притиска може бити препоручљиво. Код пораста притиска и вискозност расте (супротно понашање него код пораста температуре) [3].



Слика 2.5 Дијаграм визкозности – температура за минерално уље

Вискозност је свакако најважније својство приликом одабира флуида за неки хидраулични систем. На одабир вискозности флуида утиче минимална температура околине приликом покретања система, максимална радна температура система, као и оптимално и дозвољено подручје вискозности за компоненте хидрауличног система. Превелика вискозност значи велики пад притиска у систему, повећану температуру и губитке, док премала вискозност значи лоше подмазивање, повећано трошење, и повећане губитке цурењем [6].

2.2 Основне једначине струјања течности

2.2.1 Проток

Проток је количина неког флуида који у некој временској јединици протекне кроз одрађену површину неког проточног пресека. У зависности од физичке величине којом се описује количин флуида, разликујемо *запремински* Q [m^3/s] и *масени* Q_m [kg/s] проток.

$$Q = v \cdot A,$$

где су v брзина струјања флуида [m/s], а A површина попречног пресека кроз који флуид протиче [m^2]. СИ јединица запреминског протока је m^3/s , док се у хидрауличној пракси чешће користи l/min . Веза између запреминског и масеног протока је:

$$Q_m = \rho \cdot Q.$$

Пошто је у хидраулици радни флуид нестишљив ($\rho = \text{const}$), чешћу примену има запремински проток [5].

Брзина струјања течности се мења од влакна до влакна и истој струјној цеви. Средња брзина v је брзина којом би требало да се креће сваки флуидни делић у посматраном проточном пресеку одређене површине A , да би се остварио исти проток као и са стварном брзином која се мења од тачке до тачке поменутог пресека:

$$v = \frac{Q}{A} [5].$$

2.2.2 Врсте струјања

Да би се решио комплексан проблем струјања флуида кроз цевоводе или неке друге профиле користе се критеријуми сличности или бездимензионе величине. Помоћу тих величина добијају се једноставнији изрази. Једна од тих величина је Рејнолдсов број Re , који представља однос сила инерције и унутрашњег трења у радном флуиду [3].

$$Re = \frac{v \cdot l_k}{\nu},$$

где је l_k [m] карактеристична дужина.

За случај цеви које су кружног попречног пресека, карактеристична дужина је унутрашњи пречник цеви d [m], где сада Рејнолдсов број има облик:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

За случај када цеви нису кружног попречног пресека, карактеристична дужина је еквивалентни пречник D_h , који се дефинише као:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{O},$$

где O [m] оквашен обим, који представља дужину обима проточног пресека у додиру са чврстим површинама [5].

Разликују се два режима кретања течности у цевоводима:

- ламинарно и
- турбулентно.

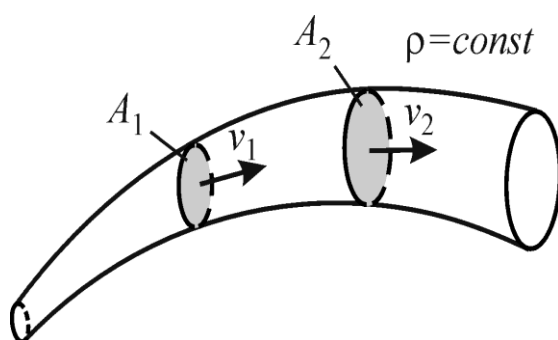
При чему прелаз из ламинарне у турбулентну струју наступа при одређеним условим које карактерише Рејнолдсов број. За ниске Рејнолдсове бројеве превладавају вискозне силе и тада је струјање ламинарно, а за високе Рејнолдсове бројеве превладавају инерцијске силе флуида, и струјање је турбулентно [5].

Тренутку прелаза турбулентног режима у ламинарни и обрнуто, одговарају у датим условима одређене вредности Re . При вредности Re мањој од критичне, кретање течности је ламинарно, при вредности већој од критичне је турбулентно. Вредност $Re_{кр}$ зависи од геометрије проточног пресека: за цеви кружног попречног пресека она износи $Re_{кр} = 2320$.

Треба напоменути да се критични Рејнолдсов број не може користити код струјања течности у уљним каналима већине хидрауличних агрегата, пошто велики број локалних отпора у њима потпомаже турбуленцију струје, а релативно кратки делови канала између њих не обезбеђују стабилизацију струје [3].

2.2.3 Једначина континуитета

У случају кад се струјање може сматрати стационарним, једначина континуитета која има облик закона о одржању масе по коме масени проток радне течности у струјној цеви остаје непромењен [5].

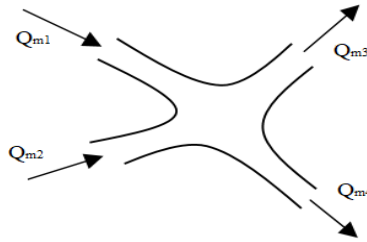


$$Q_m = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = \text{const}$$

Слика 2.6 Једначина континуитета

У цевоводним мрежама мора сума свих масених протока који улазе у чвор цевовода (рачву - сл. 2.7) мора бити једнака суми свих масених протока који из чвора излазе [2]:

$$Q_{m1} + Q_{m2} = Q_{m3} + Q_{m4}$$

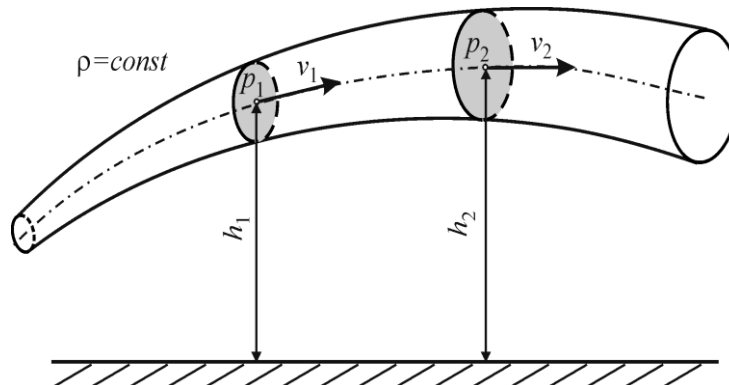


Слика 2.7 Једначина континуитета вишеграног цевовода

2.2.4 Бернулијева једначина

Бернулијева једначина представља темељ целе динамике флуида и хидраодинамике. Решавање многих задатака у динамици флуида заснива се на једначини која изражава зависност између основних параметара, притиска, брзине, кретања флуида, њихове густине и положају у односу на неки референтни ниво. Та зависност за идеалне флуиде у условима стационарног струјања дефинисана је помоћу Бернулијеве једначине. Бернулијева једначина представља облик закона о одржању енергије примењен на хидрауличне системе. Према овом закону, енергија струјања радне течности који носи савршен радни флуид (флуид без трења) остаје константна. Може се дефинисати на следећи начин, у случају да се ради о стационарном струјању савршене течности кроз струјну цев и да при томе нема промене унутрашње енергије, збир кинетичке, потенцијалне и притисне енергије јединице масе течности у сваком проточном пресеку је константан [5]:

$$\alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} = \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho} = const,$$



Слика 2.8 Бернулијева једначина

где су α_1 и α_2 [-] Кориолисови бројеви у проточним пресецима, v_1 и v_2 [m/s] средње брзине у проточним пресецима, p_1 и p_2 [Pa] притисци у тежиштима пресека, h_1 и h_2 [m] растојање тежишта пресека од референтне хоризонталне равни [5].

Када су у питању реалне течности енергија струјања није константна, већ се један део енергије губи због трења које се јавља између делића саме течности и између течности и зидова водова кроз које протиче. Изгубљена енергија се одражава на део притисне енергије, што се дефинише одговарајућим губитком притиска Δp_v [Pa][5]. Бернулијева једначина, када су у питању својства реалне течности, добија следећи облик:

$$\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 = \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 + \Delta p_v \text{ [5].}$$

2.2.5 Прорачун губитака енергије (притисака)

Стање течности кроз цевоводе хидрауличног система и канале његових агрегата праћено је губицима притиска због савлађивања отпора, при чему величина ових губитака, при једнаким другим условима, зависи од карактера кретања течности.

Разликујемо губитке због трења, који зависе од дужине цевовода, његовог пречника, брзине радне течности и њеног вискозитета, и губитке од локалних отпора, који су у главном проузроковани деформацијом и променом брзине струје. Можемо их поделити на [5]:

- *успутне (континуалне) и*
- *локалне (концентрисане).*

Успутни губици

Успутни губици настају при струјању радног флуида на праволинијском делу пута. Пад притиска у равној цеви услед трења одређује се следећим изразом:

$$\Delta p_{vu} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2},$$

где је λ коефицијент отпора трења флуида у правој цеви, v брзина струјања ваздуха кроз ту деоницу цевовода, а l дужина цеви.

Коефицијент отпора трења зависи од режима струјања. За ламинарно струјање коефицијент трења λ може да се изрази као:

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

У случају турбулентног или прелазног струјања, изрази за коефицијент трења постају сложенији, и има их више[5]. Најједноставнији израз је Блазијусов закон:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \text{ [5].}$$

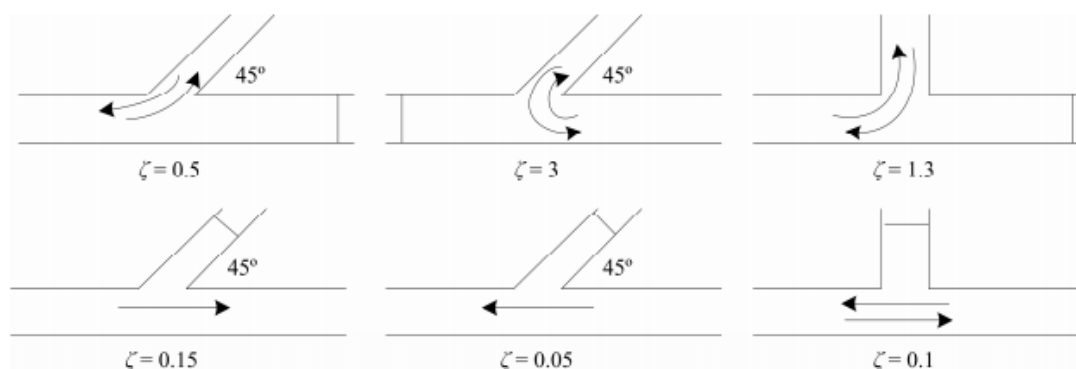
Локални губици енергије (притиска)

Уз равне цеви, односно, праволинијски део пута хидраулички флуид пролази и кроз краћа, али закривљена места са наглим променама пресека. Пример су различити прикључци, улазни и излазни отвори, колена, лукови, вентили, пригушници, гранања, сужења и проширења, итд. На тим местима исто настају губици, где у случају ако су та места бројна, могу да буду знатни[3]. Пад притиска на локалним отпорима, без обзира на врсту локалног отпора, може да се изрази на следећи начин:

$$\Delta p_{vl} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2},$$

где је ξ коефицијент одговарајућег локалног отпора

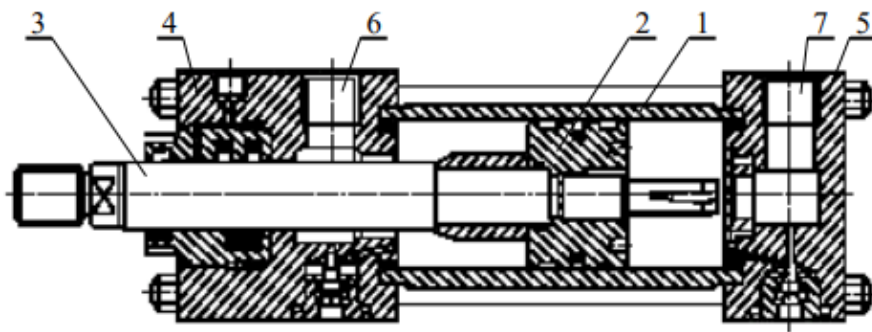
На следећој слици су приказани примери коефицијената губитака за раличита гранања.



Слика 2.9 Коефицијенти губитака ξ за грањања цевовода

3. Дефиниција и подела хидроцилиндара

Хидраулични цилиндри су запремински хидромотори, који омогућавају врло једноставно и ефикасно претварање енергије флуида у механичку енергију, са праволинијским кретањем радног органа (клипа или плунжера) у односу на тело цилиндра. Транслаторно кретање клипа може се претворити у обртно или угаоно помоћу кривајног механизма или озубљене полуге и зупчастог редуктора. Хидроцилиндри се састоје од непокретних делова (кућиште, прикључци за довод и одвод радног флуида) и покретних делова (клип и клипњача). Ходови које постижу хидроцилиндри могу бити од неколико милиметара до више метара (до 20 метара, па и више). Силе такође могу бити значајно велике, и до неколико стотина kN [3,6].



Слика 3.1 Цилиндар двосмерног дејства 1) кућиште, 2) клип, 3) клипњача, 4) предњи поклопац, 5) задњи поклопац, 6,7) прикључци за уље

Према конструкцији и принципу дејства у основи се разликују:

- *хидроцилиндри једносмерног дејства и*
- *хидроцилиндри двосмерног дејства.*

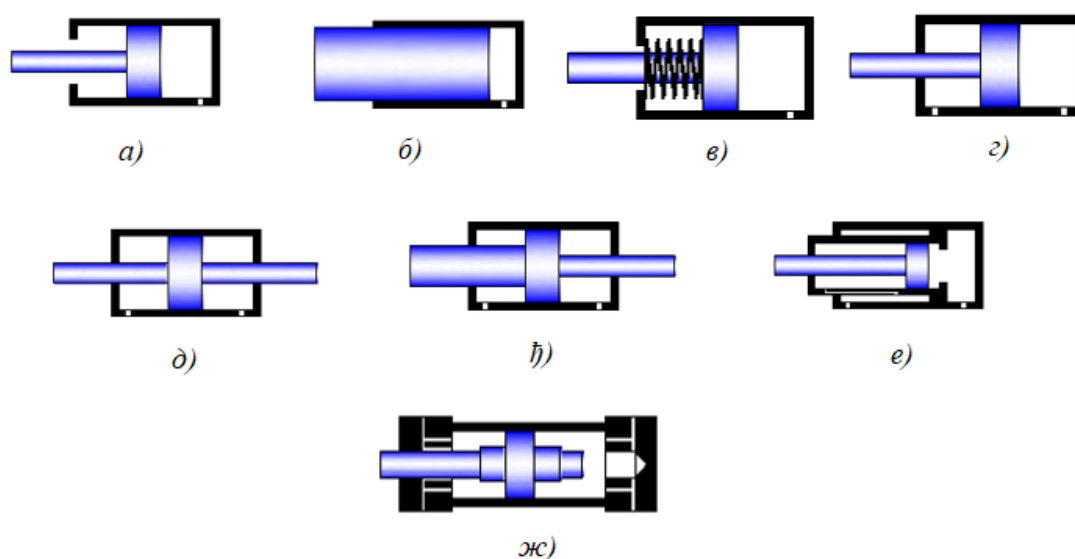
Хидроцилиндри једносмерног дејства користан рад обављају само у једном смеру, док цилиндри двосмерног дејства обављају у оба. Код једносмерног дејства кретање клипа и клипњаче омогућава се довођењем флуида под притиском само са једне стране клипа док се повратни ход цилиндра остварује помоћу масе терета који подижу, сопственом масом или опругама које се налазе у кућишту цилиндра. Ови цилиндри имају два клизна споја, на клипу и клипњачи. То је најчешћа конструкција хидроцилиндара, конструкција је једноставна, па самим тиме и јефтина. Вођење клипњаче је на два места, тако да је дозвољено ограничено бочно оптерећење [5].

Код хидроцилиндара двосмерног дејства кретање клипа и клипњаче се омогућава довођењем радног флуида на један прикључак, при чему се клипњача извлачи, или на други прикључак (увлачење клипњаче). Обзиром на то да су површине са једне и са

друге стране клипа различите, брзине увлачења и извлачења ће бити различите. Зависно од тога да ли се клипњача налази са једне или са обе стране клипа, могу бити:

- *хидроцилиндри са једностраном клипњачом и*
- *хидроцилиндри са двостраном клипњачом.*

Цилиндар са двостраном клипњачом има исте површине са једне и са друге стране, клипњача је улежиштена на обе стране кућишта цилиндра, па су његове карактеристике симетричне током кретања., што га чини погодним у различитим серво применама [3,5].



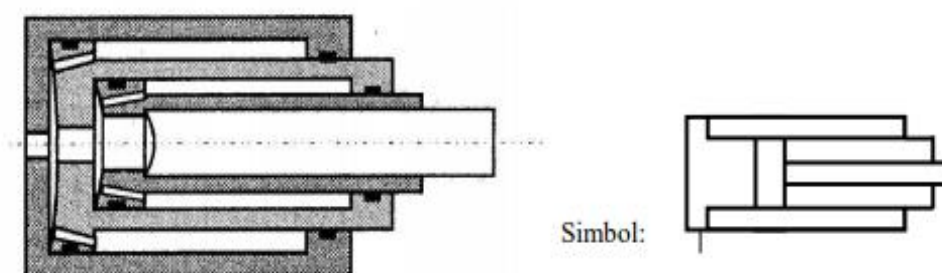
Слика 3.2 Шематски приказ типова хидроцилиндара. а) једосмерног дејства са једностраном клипњачом, б) једосмерног дејства са плунжером, в) једосмерног дејства са повратним ходом помоћу опруге, г) двосмерног дејства са једностраном клипњачом, д) двосмерног дејства са двостраном клипњачом, е) телескопски једносмерног дејства, ж) са пригушивањем хода са обе стране

На местима где је потребно остарити велику дужину хода клипа, а на располагању је мали простор, користе се телескопски хидраулични цилиндри. То су цилиндри са више клипова различитог пречника, израђени тако да улазе и излазе један из другог. Под телескопским радним цилиндром у општем случају подразумева се радни цилиндар код кога укупни радни ход клипњача премашује дужину тела цилиндра [8].

Телескопском хидрауличном цилиндру једносмерног дејства радна течност се доводи на прикључак, где почиње да испуњава једну по једну комору цилиндра, што доводи до постепеног извлачења појединачних сегмената цилиндра, док се на крају не извуче клипњача. Када цилиндар треба да се врати у почетни положај, односно, да се клипњача увуче, доводни цевовод постаје одводни, кроз њега се празне коморе сваког сегмента све

док се цилиндар не врати у почетни положај. Укупна висина извлачења клипова је једнака збиру броја клипова и висина дизања свих клипова. Редослед дизања клипова је функција површине клипова, што значи да се увек подиже прво клип највећег пречника.

Телескопски хидроцилиндар двосмерног дејства функционише по принципу цилиндра једносмерног дејства, једина разлика је што на кућишту цилиндра постоје два прикључка за флуид. Један прикључак служи за довод радног флуида при чему се врши извлачење сегмената и клипњаче, док други прикључак се користи за одвод флуида. У механизмима дизалица примењују се телескопски цилиндри двоструког дејства са четири и шест цилиндара, при чему је могуће постићи задати редослед њиховог кретања [3,8].



Слика 3.3 Шематски приказ телескопског хидроцилиндра

Тандем хидроцилиндар се користе у случајевима када се захтева већа сила при малом пречнику цилиндра, или унутар радног хода или унутар радног хода треба да се делује са две силе различитог интензитета. То су практично два двосмерна цилиндра везана у једну целину [6].

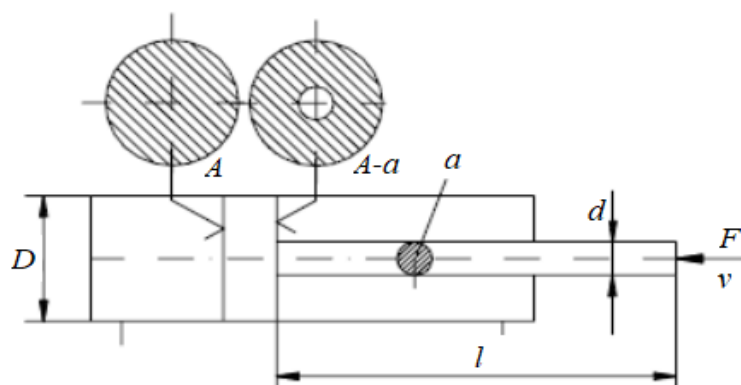
Плунжерски хидроцилиндри са уроњеном клипњачом истичу се са једноставном конструкцијом и имају само један заптивни спој. За израду унутрашњег дела цилиндра није потребна фина обрада, због чега су ови цилиндри знатно јефтинији. Како је клипњача вођена само на једном месту, потребно је обезбедити добро вођење. Већи ходови условљавају већу висину конструкције. Изражена им је осетљивост на бочне силе, инерцијске силе су велике. Користе се најчешће за погон вертикалних преса за гуму и пластику, код виљушкара, лифтова, итд [6].

3.1 Радни параметри хидроцилиндара

Рад хидрауличног цилиндра описују следеће величине:

- Брзина v ,
- Сила F ,

- Снага P ,
- Степен корисности η_c ,
- Активна површина клипа A .



Слика 3.4 Шематски приказ хидроцилиндра

Код хидроцилиндара разликујемо хидрауличну и механичку снагу. Параметри хидрауличне (доведена, улазна) снаге су притисци и протоци у обе коморе хидроцилиндара, параметри механичке (одведена, излазна) снаге су сила притиска на клипњачи и брзина клипа. Ови параметри зависе од типа цилиндра и његове уградње у хидраулични систем. У даљем делу текста су приказани радни параметри за хидроцилиндр двосмерног дејства са једностраном клипњачом на основу којих се лако могу добити параметри осталих типова хидроцилиндара [5,8].

Израз за хидрауличну снагу која се доводи хидроцилиндру, у случају када се клипњача извлачи, гласи:

$$P_{hc} = Q_1 \cdot p_1 - Q_2 \cdot P_2,$$

за случај када се клипњача увлачи, хидраулична снага се може написати као:

$$P_{hc} = Q_2 \cdot p_2 - Q_1 \cdot p_1,$$

где су Q_1 запремински проток кроз прикључни отвор коморе са стране клипа, Q_2 запремински проток кроз прикључни отвор са стране клипњаче, p_1 притисак у комори са стране клипа, p_2 притисак у комори са стране клипњаче [5].

Механичка снага хидроцилиндра која се која се предаје кориснику енергије при извлачењу клипњаче, може се изразити помоћу формуле:

$$P_{mc} = F_i \cdot v_i,$$

а при увлачењу:

$$P_{mc} = F_u \cdot v_u,$$

где је F_i сила притиска радне течности на клипњачи при увлачењу, а F_u сила притиска при њеном увлачењу, v_i брзина извлачења клипњаче и v_u брзина увлачења клипњаче.

Степен корисности хидроцилиндра се дефинише на неколико начина. На основу приказаних израза, укупан степен корисности η_c одређен је односом одведене и доведене снаге. При извлачењу се изражава:

$$\eta_c = \frac{P_{mc}}{P_{hc}} = \frac{F_i \cdot v_i}{Q_1 \cdot p_1 - Q_2 \cdot p_2},$$

а при увлачењу:

$$\eta_c = \frac{P_{mc}}{P_{hc}} = \frac{F_u \cdot v_u}{Q_2 \cdot p_2 - Q_1 \cdot p_1},$$

Брзина клипа је појам под којим се подразумева брзина кретања радног дела линијског мотора. Брзина кретања клипа зависи од протока радне течности који се доводи у хидроцилиндр и површине клипа на који делује доведена радна течност. Количник поменутог протока и површине представља теоријску брзину клипа. Стварна вредност брзине је мања од теоријске, због губитака протока радног флуида из коморе у коју се доводи радна течност [5,6].

Губици протока се изражавају запреминским степеном корисности хидроцилиндра, где је при извлачењу:

$$\eta_{vc} = \frac{Q_1 - \Delta Q_1}{Q_1},$$

а при увлачењу:

$$\eta_{vc} = \frac{Q_2 - \Delta Q_2}{Q_2},$$

узимајући у обзир да је чеона површина клипа A :

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4},$$

а површина попречног пресека клипњаче a :

$$a = \frac{d^2 \cdot \pi}{4},$$

у том случају брзина клипа при извлачењу клипњаче је:

$$v_i = v_{ti} \cdot \eta_{vc} = \frac{Q_1}{A} \cdot \eta_{vc} = \frac{4 \cdot Q_1}{D^2 \cdot \pi} \cdot \eta_{vc},$$

а при увлачењу клипњаче:

$$v_u = v_{tu} \cdot \eta_{vc} = \frac{Q_2}{A-a} \cdot \eta_{vc} = \frac{4 \cdot Q_2}{(D^2 - d^2) \cdot \pi} \cdot \eta_{vc},$$

Губици протока се углавном односе на губитке услед цурења радне течности кроз заптивке на клипу и клипњачи. Код савремених извођења цилиндара, ови се губици могу занемарити као врло мали. Брзина у радном ходу је радна брзина, а у повратном

ходу је повратна брзина. Однос радне и повратне брзине зависи од радног циклуса који је одређен радом радне машине, као што су машине за монтажу, грађевинске, пољопривредне, транспортне, машине алатке, итд. Најчешће се користи режим рада, где је повратна већа од радне брзине [6].

Процес управљања радом цилиндра се најчешће изводи тако да брзине у радном и повратном ходу буду претежно константне. Како клип креће из стања мировања и на крају хода опет мора прећи у стање мировања. Кретање клипа се одвија у три фазе: убрзање, равномерно кретање и успорење. Убрзање и његово трајање зависи од више фактора: притисака, масе покретних делова, пресека водова и дужине водова између управљачких вентила и цилиндара, обраде цилиндра, материјала цилиндра, итд. Величина убрзања зависи од односа сила, које се јављају у овој фази кретања: погонске силе, силе трења, силе инерције и противпритисне силе [6,8].

Равномерно кретање клипа је најдужа фаза кретања клипа. Ова брзина може да се израчуна из протока радног флуида који покреће клип и површине клипа.

Успоравање клипа је трећа фаза где брзина опада од равномерне до нуле, које може бити нагло или поступно. У случају наглог успорења јављају се механички и хидраулични удари. Због тога се, по правили, ако је брзина већа од 0,1 m/s, врши пригушивање радног флуида који одлази из хидроцилиндра. Пригушивање се врши у задњем делу хода клипа помоћу уређаја – ублаживача удара [6].

Брзина којом се клип креће бира се у зависности од потребне брзине радног уређаја. У колико се брзина мења, мења се и проток. Подешавање протока се остварује тако да се мења проток уређаја који доводи радни флуид. Овај начин подешавања је доста скуп, јер су пумпе променљиве запремине скупе машине па се примењују само код преноса већих снага. Јефтинији начин подешавања брзине је помоћу обилазног вода, другачије се назива подешавање пригушивањем на напојном воду.

Оваквим начином подешавања губи се велики део уложене енергије, па се због тог примењује у областима где је потребна мања снага. Друга мана је што се брзина може да се смањује од максималне (где је степен корисности највиши) па до најмање (где је степен корисности најнижи). Трећа мана се дешава код радних машина где долази до променљивог оптерећења, где долази до великог повећања брзине клипа што може да утиче на његову радну функцију [6].

Сила коју остварује хидроцилиндр зависи првенствено од притиска радне течности и површине на коју делује. То је теоријска сила, и при извлачењу се може изразити:

$$F_{ti} = p_1 \cdot A - p_2 \cdot (A - a) = \frac{\pi}{4} \cdot [p_1 \cdot D^2 - p_2 \cdot (D^2 - d^2)],$$

а при увлачењу:

$$F_{tu} = p_2 \cdot (A - a) - p_1 \cdot A = \frac{\pi}{4} \cdot [p_2 \cdot (D^2 - d^2) - p_1 \cdot D^2].$$

Стварна вредност силе притиска биће умањена због губитака енергије који су последица хидрауличних губитака, поготово због трења између заптивача и унутрашње површине

коморе хидроцилиндра и трења између клипњаче и њене вођице. Ови губици се изражавају механичким степеном корисности хидроцилиндра η_{mc} [5]. Стварна вредности силе притиска при извлачењу клипњаче гласи:

$$F_i = \eta_{mc} \cdot F_{ti},$$

а при увлачењу:

$$F_u = \eta_{mc} \cdot F_{tu}.$$

3.2 Избор материјала за израду хидроцилиндара и квалитет обраде

Цилиндри се углавном израђују од челичних откивка и цеви, а ређе од ливеног гвожђа. Ковани челични цилиндри обично се примењују за притиске радне течности веће од 200 bar, при дужини не већој од 1000mm. Цилиндри од ливеног гвожђа примењују се за притиске који нису већи од 100 bar – сиво сирово гвожђе и 150 bar – висококалитетно гвожђе.

За притиске до 200 бар обично се употребљавају цилиндри направљени од цеви. Материјал цеви је челик 45 (нелегирани), а у специјалним случајевима – легирани челик.

У неким случајевима за израду хидроцилиндара примењују се цеви од алуминијумских легура. Због повишења површинске тврдоће унутрашње радне површине цилиндара од алуминијумских легура, врши се њихово хромирање, са дебљином хромног слоја до 0,2 mm. У циљу побољшања услова рада на спољну површину клипа често се наноси месинг дебљине слоја 2-2,5 mm. У ту сврху лежишта у поклопцу цилиндра, кроз која пролази клипњача, заливају се бронзом [2].

Пресовани и ливени цилиндри, поготово већих димензија, израђују се заједно са поклопцем, при чему полупречник кривине између зида цилиндра и поклопца мора да буде довољно велики.

Квалитет обраде радних површина (клипова, клипњача, унутрашње површине цилиндра) треба да одговарају квалитету N5, у мање важним случајевима може да одговара квалитету обраде N6.

За заштиту клипњача од корозије препоручује се примена галванизације, а у одређеним случајевима хромирање. Хромирањем се повећава и отпорност на хабање и смањује коефицијент трења, који је за хромиране делове око два пута мањи од коефицијента трења нехромираних челичних делова. После хромирања клипњачу треба брусити. Максимална дебљина хромне превлаке после брушења треба да је око 0,05 mm. Цилиндри који раде са водом, обично се никлују, прстенови у том случају морају да буду израђени од меке калајне бронзе [2].

3.3 Прорачун чврстоће хидроцилиндара

3.3.1 Димензионисање дебљине зида кућишта хидроцилиндра

Прорачун чврстоће хидроцилиндра у већини случајева може да се ограничи на прорачун напона који настају услед унутрашњег притиска течности, не разматрајући сложене напоне од дејства спољашњих сила. Параметри који утичу на образац који треба применити у прорачуну дебљине зида кућишта су врста материјала и начин причвршћивања хидроцилиндра. У колико је хидроцилиндр фиксиран тако да притисак радне течности у њему не изазива аксијалне напоне у зиду кућишта, сматра се да је то хидроцилиндр са отвореним крајем. У другом случају, притисак радне течности изазива аксијалне напоне у зиду кућишта, па се за овај начин везивања сматра да је то хидроцилиндр са затвореним крајем [2,5].

Дебљина зида једнослојног цилиндра са танким зидом може да се израчуна по формули Ламеа (Lame) за прорачун цилиндра који је оптерећен притиском изнутра и у случају да је материјал зида кућишта крт (нпр. Ливено гвожђе), без обзира на начин везивања:

$$\delta \geq \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + p_{max}}{\sigma_d - p_{max}}} - 1 \right).$$

При прорачунавању цилиндра од жилавијих материјала (као што је челик), препоручује се коришћење Клаваринове формуле, једначине за димензионисање дебљине зида дебелозидних хидроцилиндара са затвореним крајем:

$$\delta \geq \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + p_{max} \cdot (1 - 2 \cdot \mu_p)}{\sigma_d - p_{max} \cdot (1 + \mu_p)}} - 1 \right),$$

где је μ_p поасонов коефицијент (за челик је $\mu_p = 0,3$, за месинг $\mu_p = 0,35$).

У случају да је зид хидроцилиндра са отвореним крајем израђен од жилавог материјала, за одређивање дебљине зида кућишта хидроцилиндра користи се Бирнијева формула:

$$\delta \geq \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + p_{max} \cdot (1 - \mu_p)}{\sigma_d - p_{max} \cdot (1 + \mu_p)}} - 1 \right).$$

Димензионисање дебљине дна цилиндра може се одредити по формулама, за равно дно:

$$t = 0.405d \sqrt{\frac{p}{\sigma}},$$

За сферно дно:

$$t = \frac{p \cdot d}{4 \cdot \sigma} [5].$$

3.3.2 Димензионисање дебљине поклопца

Постоји неколико извођења кућишта хидроцилиндара, што условљава различита оптерећења и напонска стања поклопца хидроцилиндара, па не постоји универзални образац за димензионисање потребне дебљине поклопца. Обзиром да се прикључни водови, по правилу смештају на поклопцима, да је на поклопцу са клипњачине стране потребно обезбедити простор за смештај заптивке, и да је некад потребно поставити пригушнике на крају хода клипа, дебљина поклопца је у неким ситуацијама критична [5].



Слика 3.5 Примери извођења кућишта хидроцилиндара
 а) заварена конструкција, б) са навојним везама, в) заварена конструкција

3.3.3 Димензионисање пречника клипњаче

Ход код линијских мотора је дужина коју пређе радни елемент – клипњача. Под појмом хода обично се подразумева максималан ход. У односу на ход, цилиндри се изводе као краткоходни (ход је мањи од пречника цилиндра) или дугоходни (ход је обично од 4 до 6 пута већи од пречника цилиндра, у неким случајевим достиже и вредност од 15-20). Краткоходни се користе углавном за разна стезања. Иако ходови нису стандардизовани, произвођачи узимају своје интерне стандарде. Па се тако цилиндри једног пречника праве са више ходова [6].

Клипњача може бити оптерећена на притисак или истезање, у зависности од смера у коме делује оптерећење. У колико се занемари савијање клипњаче, које може да настане услед деловања оптерећења, димензионисање клипњаче се врши на следећи начин:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{da}}},$$

где је σ_{da} дозвољени напон при истезању материјала клипњаче.

При дугачким ходовима нарочиту пажњу треба обратити на оптерећење које изазива извијање клипњаче. Код хидроцилиндара где је клипњача изложена притисном

оптерећењу, чији клип има релативно дуг максимални ход (ход већи од 10 пречника клипа), клипњача се прорачунава на извијање [5].

У случају када се клипњача може сматрати витким штапом, и када је њена виткост λ , која се за кружни попречни пресек клипњаче дефинише:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_s}{d},$$

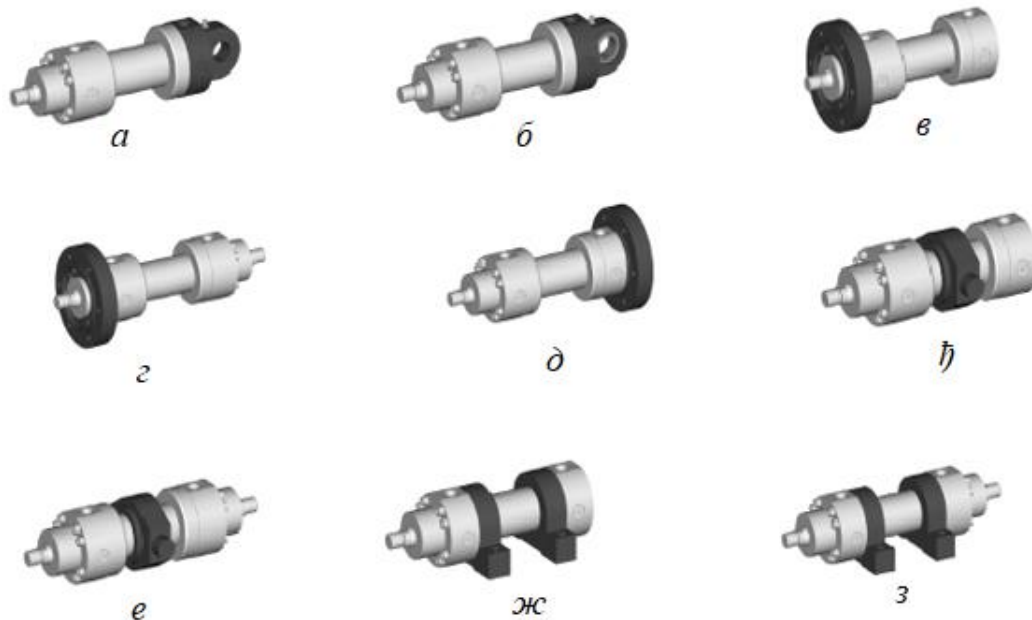
већа од граничне вредности виткости λ_g :

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{-p}}}.$$

За димензионисање клипњаче своди се на примену познатих Ојлерових образаца:

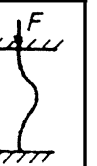
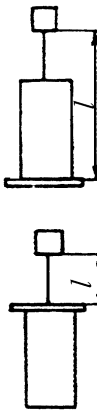
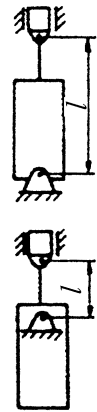
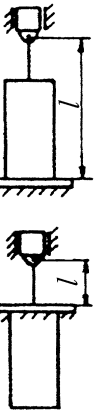
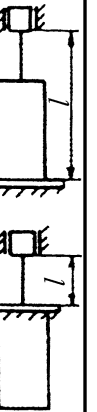
$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{v_s \cdot l_s},$$

где су l_s слободна дужина извијања, која зависи од начина везивања хидроцилиндра (слика 3.6) и од начина везивања са радним органом, σ_{-p} напон на граници пропорционалности материјала клипњаче при притисном оптерећењу, E модул еластичности материјала клипњаче, v_s степен сигурности, I аксијални момент инерције попречног пресека клипњаче [5].



Слика 3.6 Везивање хидроцилиндра а) чауром, б) зглобним лежајем, в) предњом прирубницом, г) прирубницом двострана клипњача, д) задњом прирубницом, е) рукавцем, е) рукавцем двострана клипњача, ж) стопама, з) стопама двострана клипњача

Табела 3.1 Шематски приказ различитих случајева извијања клипњаче хидроцилиндара

	Случај 1	Случај 2	Случај 3	Случај 4
Шематски приказ извијања				
Слободна дужина	$l_s = 2l$	$l_s = l$	$l_s = \frac{\sqrt{2}}{2}l$	$l_s = \frac{l}{2}$
Шематски приказ уградње хидроцилиндара				

Попречни пресек клипњаче је круг, па је аксијални момент инерције I:

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64},$$

па се пречник клипњаче рачуна по изразу:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot v_s \cdot l_s^2}{\pi^2 \cdot E}},$$

У случају да је вредност λ мања од вредности λ_g , извијање де дешава у пластичној области, у којој се пречник клипњаче димензионише по следећем изразу:

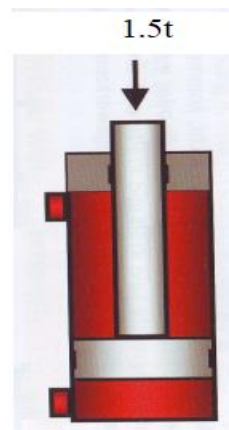
$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4 \cdot F \cdot v_s}{\pi \cdot \sigma_{ki}}},$$

Где је σ_{ki} критичан напон при извијању. Овај напон зависи од врсте материјала и одређује се помоћу експерименталних формула. Најчешће се користе формуле Тетмајера [5]. У следећем обрасцу дат је пример за челик, како се рачуна критични напон при извијању:

$$\sigma_{ki} = (335 - 0.62 \cdot \lambda) \cdot 10^6 [5].$$

4. Прорачун хидроцилиндра за дати пример

За потребе подизања терета масе 1,5 t константном брзином од 1,05 m/s, користи се хидроцилиндр. Подизање терета се изводи хидрауличним системом у коме је извршни орган хидроцилиндр двосмерног дејства са једностраном клипњачом. Проток радне течности који се доводи хидроцилиндру из извора енергије струјања радне течности (пумпе) је $Q_p=154,5$ l/min, где је познато да притисак за део цевовода од хидроцилиндра до резервоара износи 25 bar. При томе, савладава се трење које износи $k_{ts}=7,2$ % укупне тежине терета. Материјал од кога је израђен хидроцилиндр је челик Č 0545 (особине челика су дате у табели 4.1), а Поасонов коефицијент за челик је $\mu_p=0,3$.



На основу представљених образаца за димензионисање хидроцилиндара у претходном поглављу, прорачунате су димензије (пречник клипа, клипњаче и минимална дебљина зида кућишта) хидроцилиндра (табела 4.2). Улазни подаци, као и вредности дозвољених напона за материјал на истезање и савијање, и потребна вредност притиска која је потребна да одговори на задато оптерећење такође су представљени у табели.

Табела 4.1 Механичке карактеристике челика

Oznaka		Dinamička izdržljivost pri naizm. prom. opterećenju			Tvrdoća HB
		Zatezna $\sigma_{D(-1)}$	Savojna $\sigma_{D(-1)}$	Uvojna $\tau_{D(-1)}$	
Konstrukcioni čelici	Č0270	100..140	150..200	80..120	95..120
	Č0370	120..140	170..200	100..120	105..125
	Č0460	130..170	190..240	110..140	120..140
	Č0545	160..200	220..270	130..160	140..170
	Č0645	200..240	280..330	160..190	170..195
	Č0745	220..280	300..380	170..220	195..240

Улазни подаци и вредности добијени прорачуном представљени су у табели 2.

Табела 4.2 Параметри хидроцилиндра

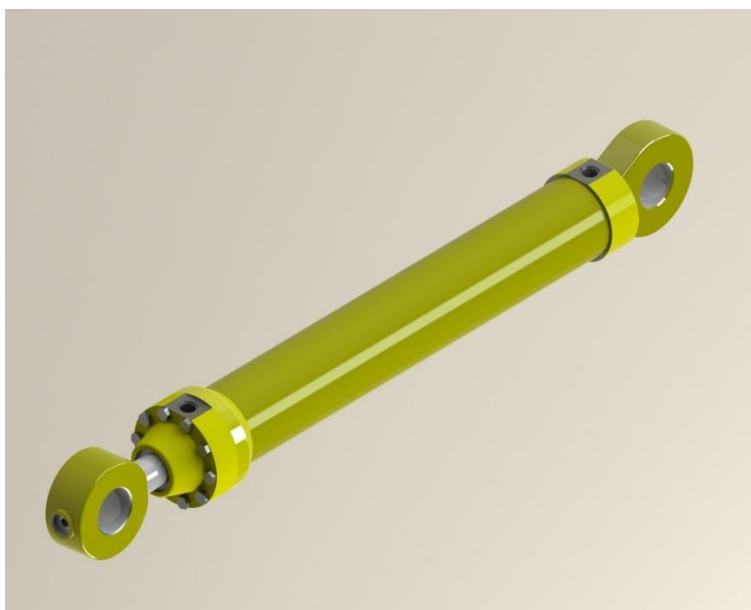
$\sigma_{da}(MPa)$	v [m/s]	m [t]	k_{ts} [%]	Q_p [l/min]	μ_p [-]	ψ [-]
40	1,05	1,5	7,2	154	0,3	0,5
$\sigma_d(MPa)$	D [mm]	d [mm]	δ [mm]	p_1 [bar]	p_2 [bar]	h
65	45	22	5	125	25	7

5. 3D модели хидроцилиндра

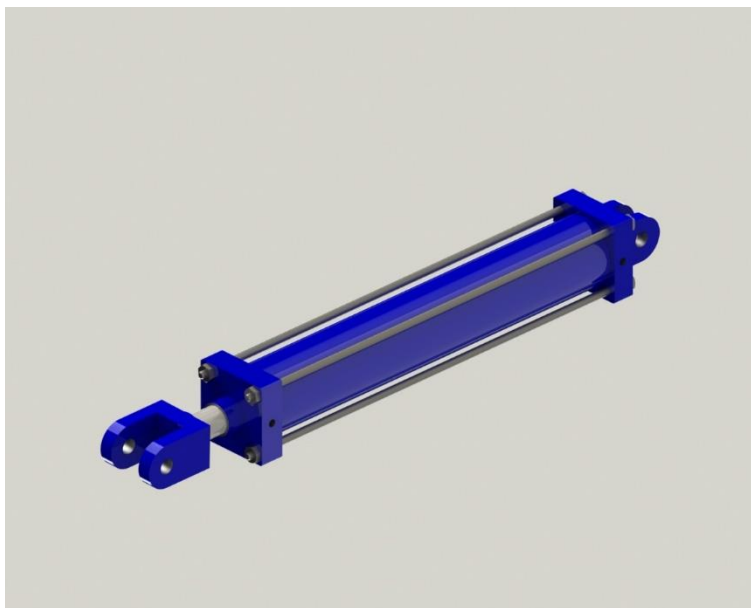
На основу добијених вредности димензија елемената склопа хидроцилиндра, израђени су 3D модели одабраних карактеристичних извођења. Модели хидроцилиндра израђени су у софтверском пакету SolidWorks. У наредном делу текста представљен је модел са завареном конструкцијом (слика 5.1), модел са за навојним везама (слика 5.2) и модел са затезним вијцима (слика 5.3).



Слика 5.1 3D модел хидроцилиндра са завареном конструкцијом



Слика 5.2 3D модел хидроцилиндра са навојним везама



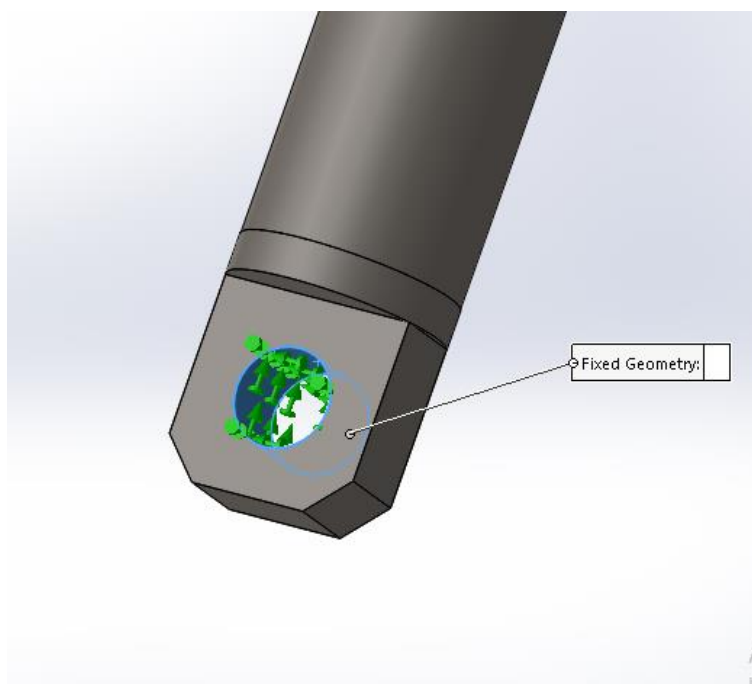
Слика 5.3 3D модел хидроцилиндра са затезним вијцима

6. Анализа модела и поређење резултата

Израђени 3D модели хидроцилиндара који су добијени прорачуном, анализирани су применом одговарајућих модула у софтверском пакету *SolidWorks*. За анализу модела, коришћен је модул *SolidWorks simulation* и сваки од представљених модела анализиран је на више начина. *SolidWorks simulation* је једноставан скуп алата за структурну анализу који користе методу коначних елемената (МКЕ) за симулирање физичког понашања производа виртуелним тестирањем CAD модела. Алати у овом модулу пружају могућности линеарне, нелинеарне статичке и динамичке анализе.

6.1 Постављање почетних параметара

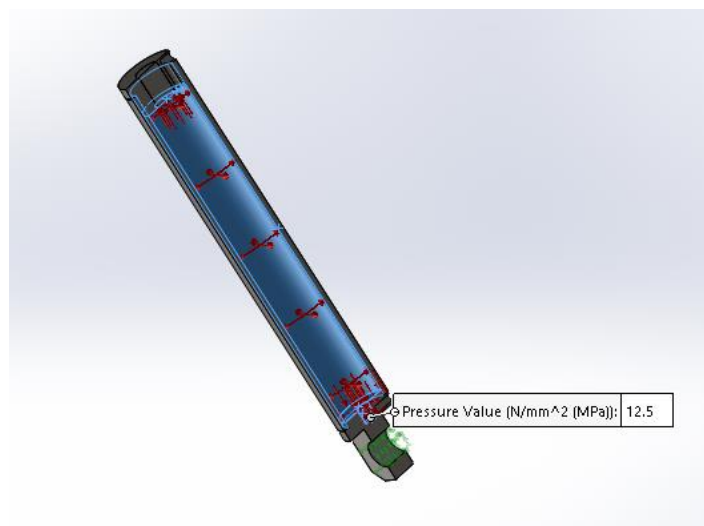
Моделирани хидроцилиндри анализирани су на дејство притисака на зид цилиндра, као и на извијање клипњаче за различите начине причвршћивања. Први сегмент симулације обухвата задавање почетних параметара и фиксирање хидроцилиндра, односно, дефинисање површина које су фиксирани, а које су дефинисане начином причвршћивања. На слици 6.1, приказан је начин причвршћивања хидроцилиндра заварене конструкције, помоћу чауре.



Слика 6.1 Начин фиксирања хидроцилиндра (чауром)

Наредна фаза је задавање оптерећења, односно вредности притиска који делује на унутрашње површине зида кућишта хидроцилиндра. Максимални притисак у хидроцилиндру је дефинисан прорачуном као потребна вредност притиска за подизање терета од 1,5 t брзином од 1 m/s и износи 125 bar. Модел хидроцилиндра је упрошћен за потребе симулације јер се испитује само чврстоћа зида кућишта цилиндра. Клипњача је

извађена и на отвору поклопца који служи као вођица клипњаче уметнут је чеп који симулира клипњачу која затвара поклопац цилиндра, како би се адекватно задао оптерећење притиска, који делује у свим правцима у цилиндру. Означене површине на слици 6.2 представљају површине на које би деловао притисак у реалном случају.



Слика 6.2 Одабир површина на које делује унутрашњи притисак

Последња ставка пре покретања симулације је креирање мреже коначних елемената. Стварна расподела непознатих величина унутар коначних елемената је компликованија, па је решење добијено методом коначних елемената приближно. Што је мрежа коначних елемената којом се описује рачунски домен гушћа, то је одступање између тачног и приближног решења мање. За модел заварене конструкције приказана је формирана мрежа на слици 6.3, одабрана је стандардна мрежа троугластих елемената коју *SolidWorks* нуди.



Слика 6.3 Формирање мреже коначних елемената

6.2 Резултати симулација за дебљину кућишта

Након унетих свих параметара и постављених почетних услова, покретањем симулације врши се анализа модела хидроцилиндра методом коначних елемената. Резултати могу да буду различитог типа, као што су нумерички приказане величине напонских стања до физичког приказа деформација модела услед дејства силе. Циљ анализе оптерећења зида кућишта хидроцилиндра јесте провера дебљине зида кућишта која је добијена прорачуном, односно, провера дозвољених напона који се јављају у кућишту хидроцилиндра.

Дозвољени напон је највећи напон који машински део може са сигурношћу да издржи, у току радног века, под одређеним условима. Дозвољени напон зависи углавном од врсте материјала, врсте напрезања, карактера промене оптерећења али и од геометријских облика делова и осталих утицаја у експлоатационим условима. Одређује се на основу критичног напона и усвојеног степена сигурности:

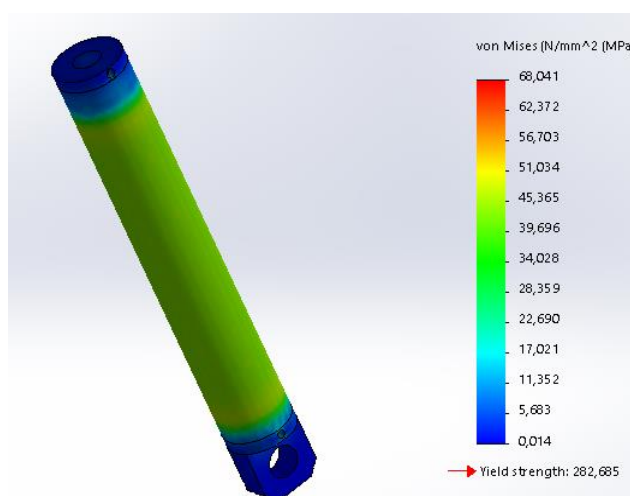
$$\sigma_{doz} = [\sigma]/S.$$

Степен сигурности се може дефинисати као однос критичног и радног напона:

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} \quad S_{min} = 1,25$$

Критични напон је величина напона која под одређеним условима доводи до критичног стања у машинском делу. Када наступи критично стање, машински део не може више исправно да извршава своју функцију. Критично стање доводи до великих еластичних и пластичних деформација и разних видова разарања. Граница течења се усваја као критични напон, код материјала који имају високу вредност те границе, као што су челици, челични лив, бакар и легуре бакра, алуминијум и алуминијумске легуре, лаки метали и легуре лаких метала.

Граница течења челика од ког је израђен модел хидроцилиндра (Џ 0545) је 282,685 МПа, и представља критичан напон материјала цилиндра.

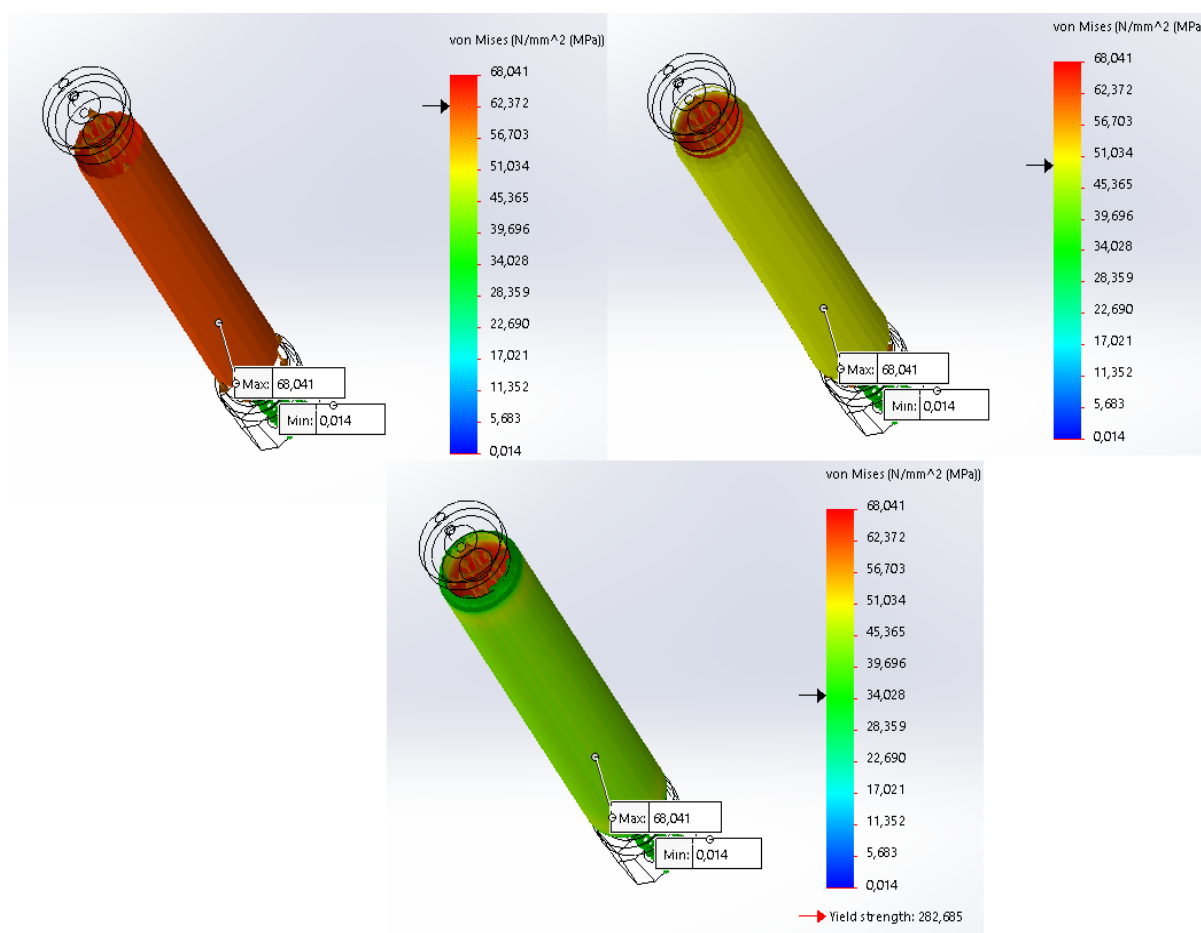


Слика 6.4 Приказ резултата симулације притиска (модел заварене конструкције)

Резултати прве симулације хидроцилиндра (заварена конструкција, причвршћивање чауром) показали су поља и вредности напона који се јављају приликом деловања унутрашње силе притиска (слика 6.4). Усвојени степен сигурности за заварену конструкцију материјала је $S=4$, на основу чега долазимо до вредности дозвољеног напона зида кућишта хидроцилиндра:

$$\sigma_{doz} = \frac{282.685}{4} = 70,67 \text{ MPa}.$$

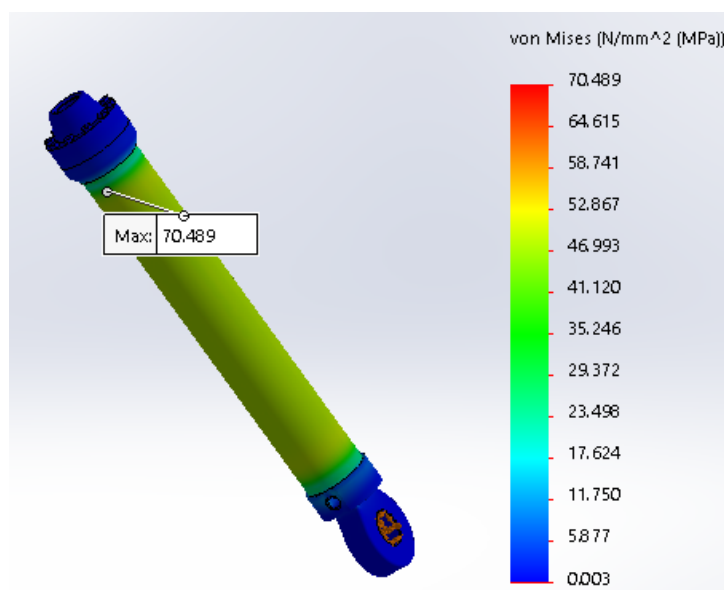
Максимална вредност напона се јавља на унутрашњој површини зида кућишта хидроцилиндра и опада ширећи се ка спољашњој површини (слика 6.5). Највећа вредност напона добијена симулацијом која се јавља у материјалу износи 68,41 МПа и налази се у границама дозвољеног напона, што значи да је прорачуната дебљина зида кућишта довољна да са сигурношћу издржи притисак који се јавља у хидроцилиндру



Слика 6.5 Расподела напона на зиду кућишта хидроцилиндра

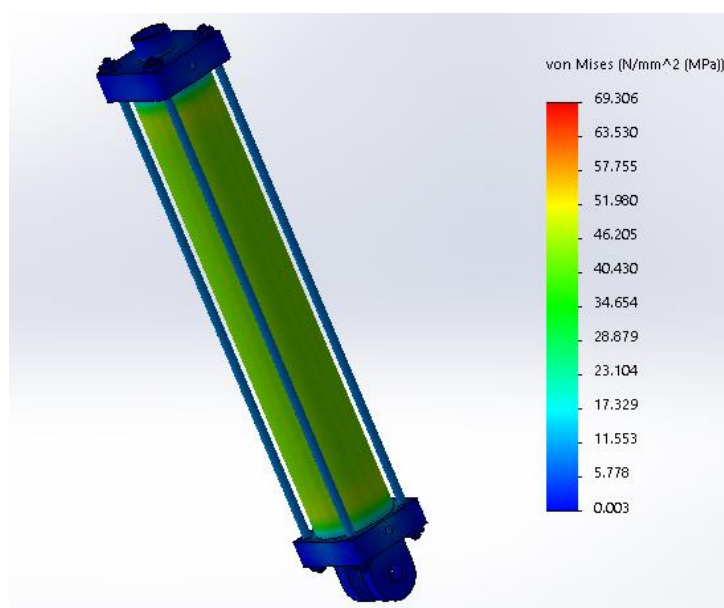
У другом случају (хидроцилиндр са навојним везама) резултати симулације показују нешто веће напоне на местима приказаним на слици 6.6. Вредност максималних напона

који се јављају у овом случају не прелазе вредности дозвољених напона, што значи да и ова конструкција са сигурношћу може да издржи задати притисак.



Слика 6.6 Приказ резултата симулације на притиска (модел хидроцилиндра са навојним везама)

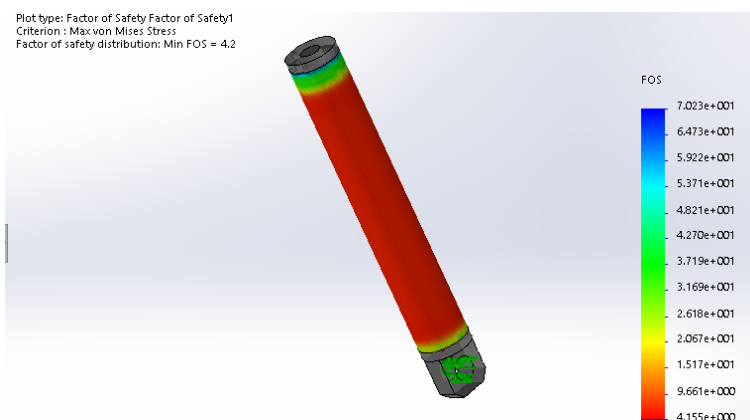
На примеру хидроцилиндра са затезним вијцима можемо видети да је расподела напона слична првом случају. Напони у овом хидроцилиндру такође остају у границама дозвољених напона.



Слика 6.7 Приказ резултата симулације за модел са затезним вијцима

Да би машински део исправно функционисао и сигурно вршио своју функцију, у току рада не сме да дође до појаве критичног стања. То је испуњено уколико је радни напон мањи од критичног.

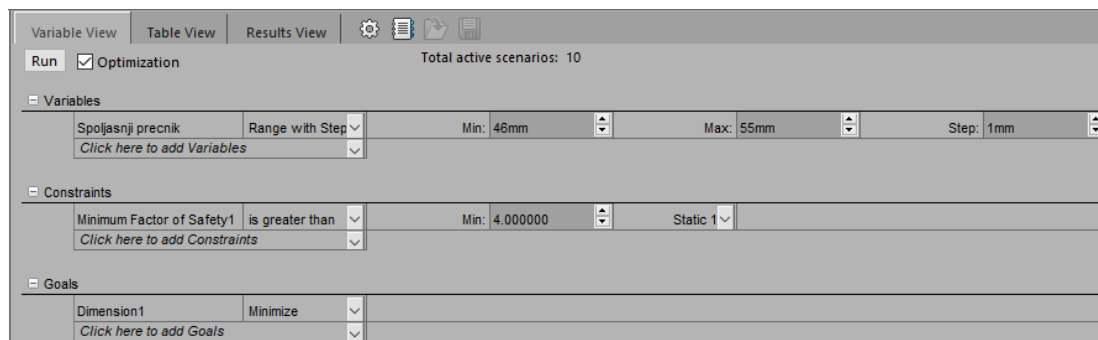
Степен сигурности се дефинише као однос критичног и радног напона, како је критични напон граница течења материјала кућишта хидроцилиндра а радни напон је максимални напон добијен симулацијом модела, симулацијом за степен сигурности (слика 6.8) добијамо минимални степен сигурности који је могућ за овај случај.



Слика 6.8 Фактор сигурности

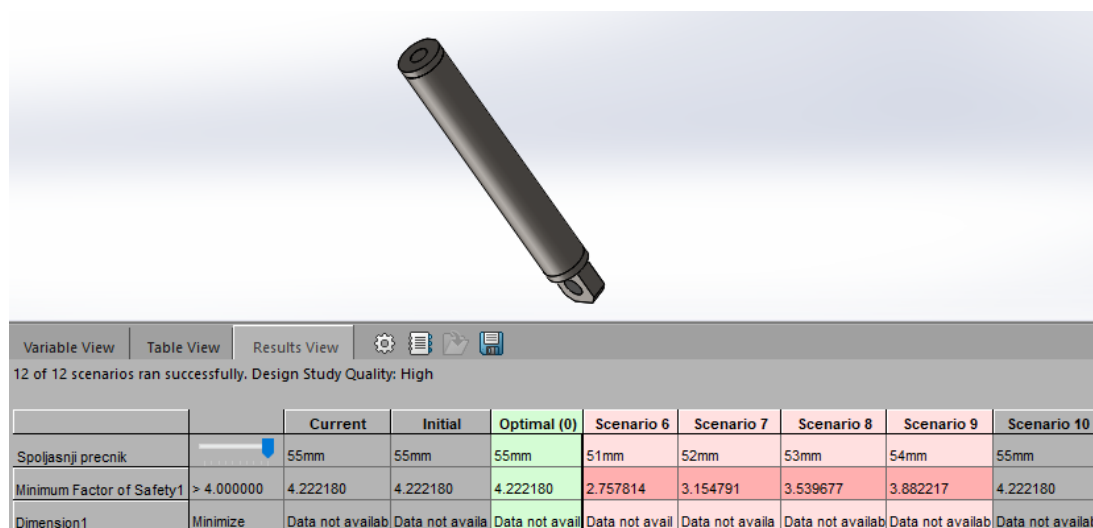
Усвојени степен сигурности за случај заварене конструкције хидроцилиндра је $S=4$, а минимално добијени степен сигурности за симулирани случај је 4,2. Овај податак говори да су радни напони испод границе дозвољених напона и да постоји могућност провере да ли дебљина зида кућишта хидроцилиндра може да буде мања.

Смањење дебљине зида кућишта хидроцилиндра доприноси мањим габаритима и смањењу масе хидроцилиндра а тиме и уштеда материјала. На основу тога могуће је урадити оптимизацију дебљине зида кућишта анализом у *SolidWorks simulation*, где је контролни параметар фактор сигурности који је усвојен. На слици 6.9 приказано је постављање почетних параметара, док је на слици 6.10 приказана оптимизација зида кућишта хидроцилиндра заварене конструкције.



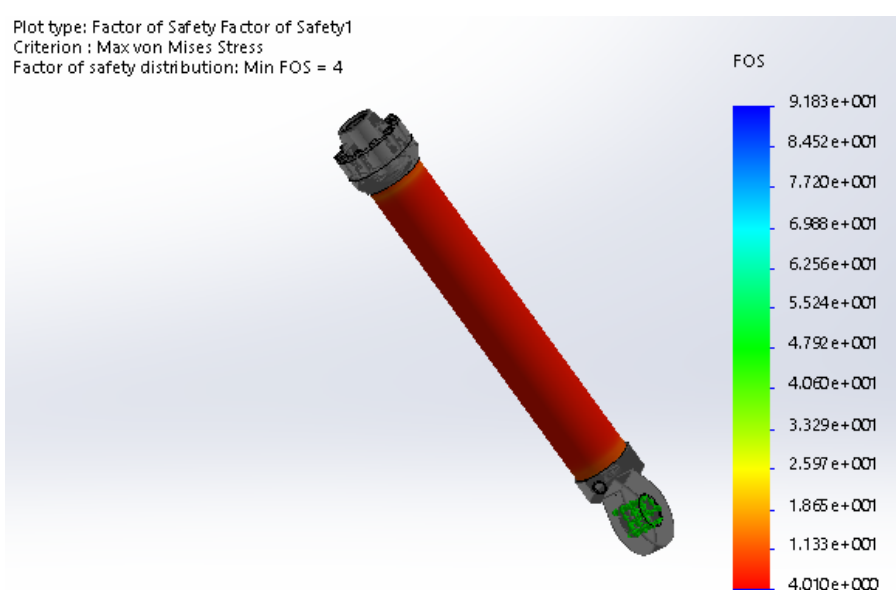
Слика 6.9 Уношење почетних параметара оптимизације

Унутрашњи пречник хидроцилиндра одговара пречнику клипа и он остаје непромењен. Параметар који се означава као променљив је спољашњи пречник хидроцилиндра, при чему се задаје корак од 1mm повећања пречника све док се не дође до оптималне димензије која одговара фактору сигурности $S=4$.



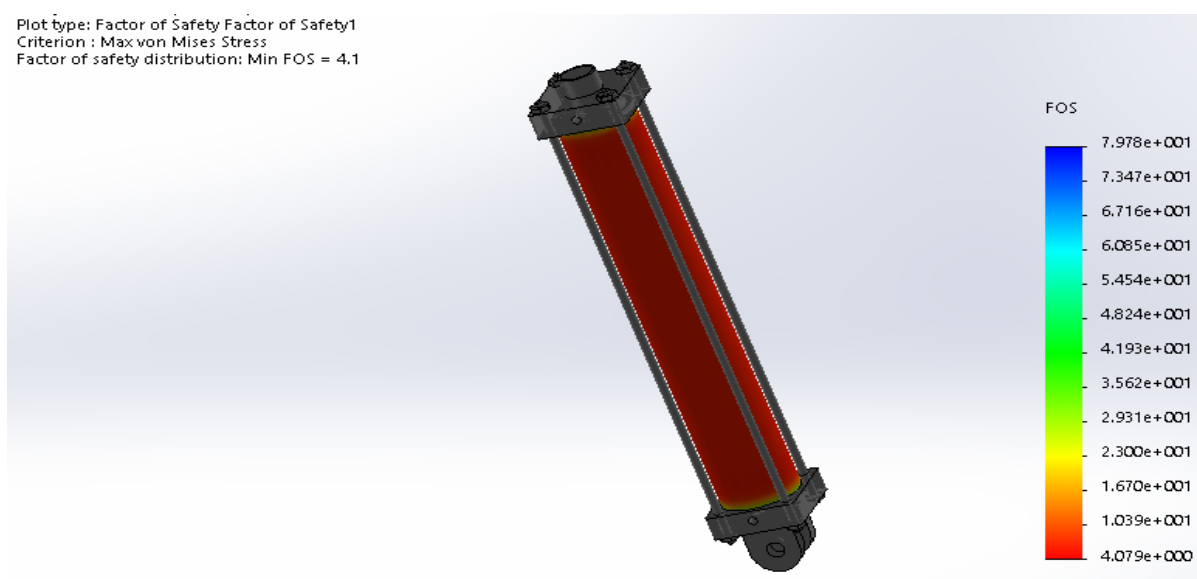
Слика 6.10 Оптимизација зида кућишта хидроцилиндра

Фактор сигурности ($S=4$) је задовољен само у случају када је дебљина кућишта 5 mm. На пример, за случај да је усвојен фактор сигурности $S=3$ дебљина кућишта би могла бити смањена на 3,5 mm, остали сценарији за оптимизацију су приказани на слици 6.10. За модел са навојним везама и модел са затезним вијцима, расподела степени сигурности приказани су на сликама 6.11 и 6.12.



Слика 6.11 Фактор сигурности за модел конструкције са навојним везама

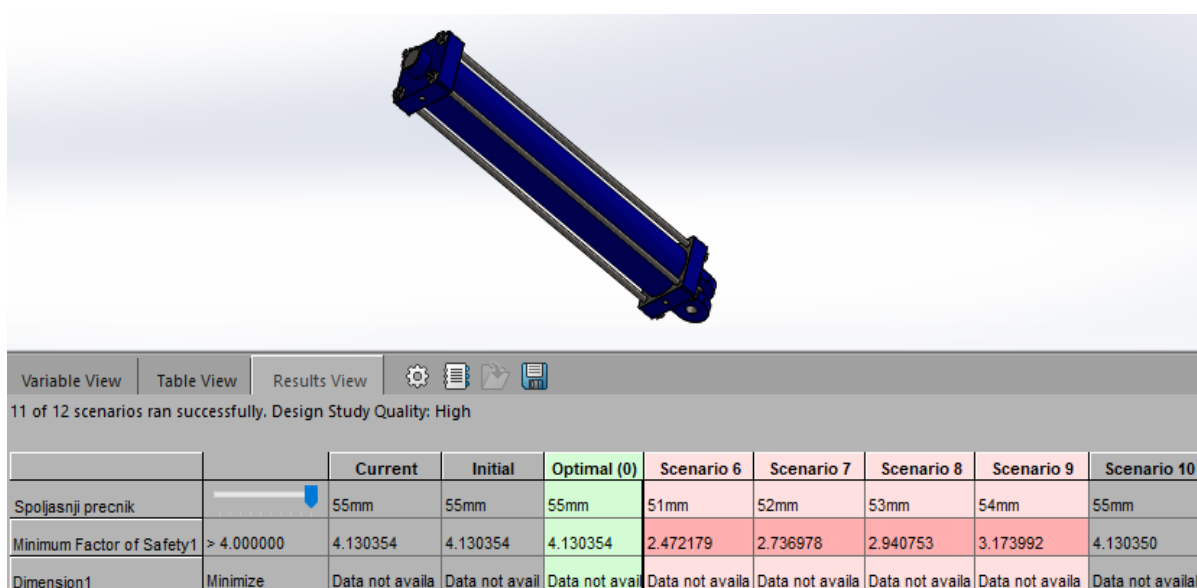
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1
Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 4.1



7

Слика 6.12 Фактор сигурности за модел конструкције са затезним вијцима

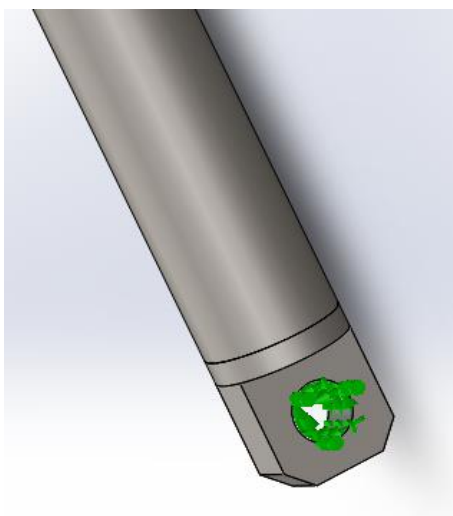
Начин оптимизације је исти као код првог модела, степен сигурности је исти за сва три случаја. Фактор сигурности добијен симулацијом за случај са навојним везама је 4, што значи да не оставља никакав простор за оптимизацију. На слици 6.13 је приказана оптимизација модела са затезним вијцима, где ја закључак исти као за случај са завареном конструкцијом, а то је да минимална дебљина зида кућишта хидроцилиндра проверена оптимизацијом одговара минималној дебљини која је добијена прорачуном.



Слика 6.13 Оптимизација модела са навојним везама и затезним вијцима

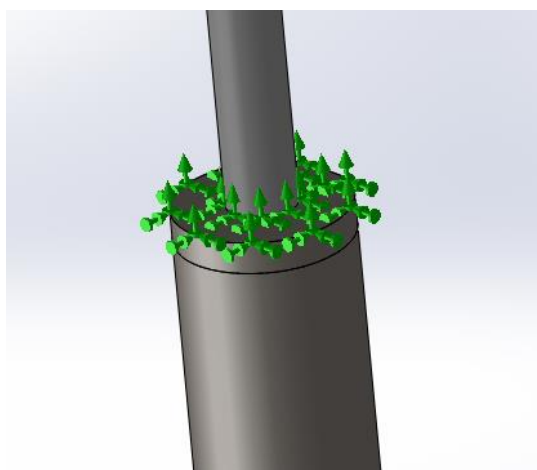
6.3 Резултати симулација за извијање клипњаче

Други тип симулација представља анализу клипњаче хидроцилиндра на извијање, која је такође добијена прорачуном. У зависности од смера деловања спољашњег оптерећења, клипњача може бити оптерећена на притисак или истезање. У овом случају, клипњача је оптерећена на притисак и испитана за три начина везивања. Модел хидроцилиндра је осмишљен за причвршћивање чауром (слика 6.14), али за потребе симулација фиктивно је везан прирубницом са горње стране и у трећем случају стопама.



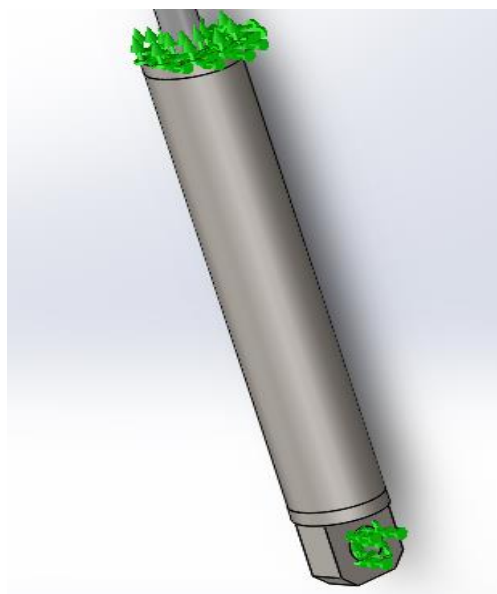
Слика 6.14 Причвршћивање хидроцилиндра чауром

Причвршћивање хидроцилиндра прирубницом за потребе симулације изведено је тако што је означена само површина хидроцилиндра са горење стране (слика 6.15). Фиксирана површина на слици представља место где би прирубница фиксирала хидроцилиндар.



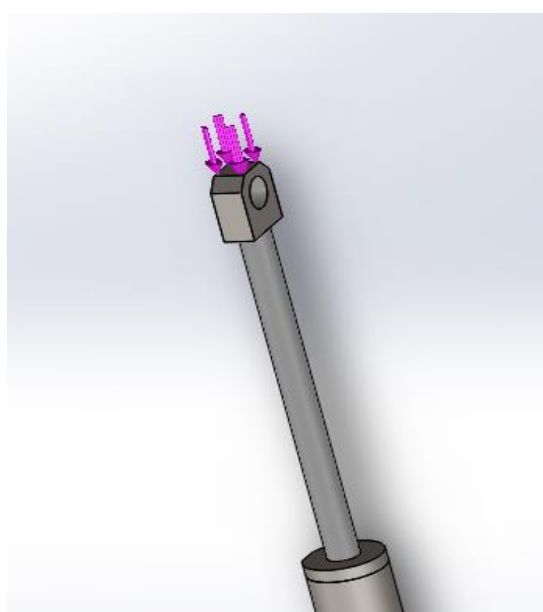
Слика 6.15 Симулирано причвршћивање хидроцилиндра прирубницом

Причвршћивање хидроцилиндра стопама представља причвршћивање и у доњем и у горњем делу хидроцилиндра, за разлику од претходна два где је веза или само са доње или само са горње. За представљање овакве везе у симулацији су одабране површине као на претходним случајевима, само што су сада означене у истом прозору и симулирају круту везу кућишта, као што је приказано на слици 6.16.



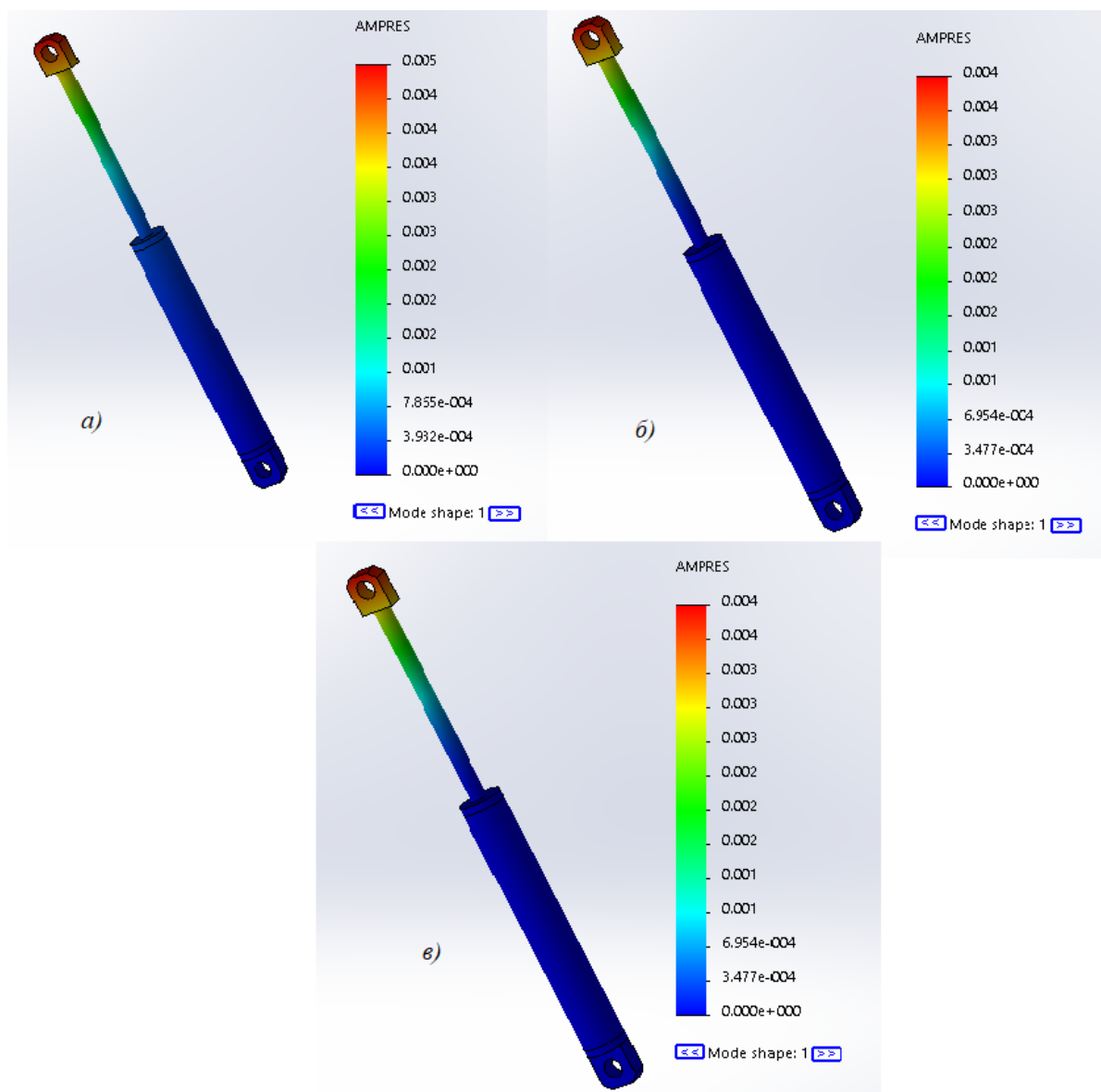
Слика 6.16 Трећи начин причвршћивања хидроцилиндра

Последњи сегмент за ову врсту симулације је задавање притисног оптерећења, које делује на слободном крају клипњаче и износи 15 kN.



Слика 6.17 Задавање оптерећења које делује на клипњачу

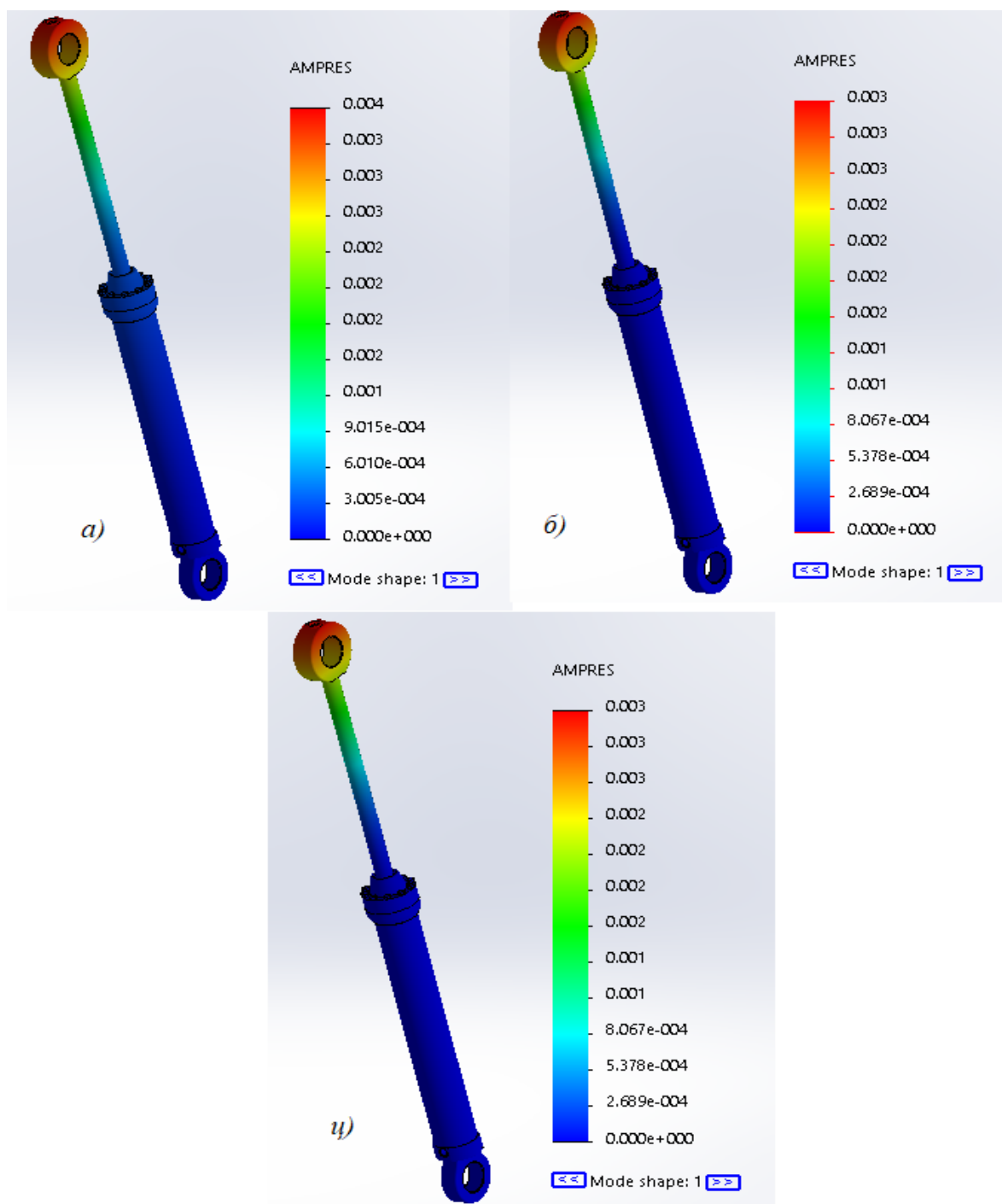
Резултати симулација су показали да су померања клипњаче минимална, и могу се занемарити. Вредности симулација се веома мало разликују што се може описати начинима везивања. Вредности у првом случају (*a*) су веће од остала два случаја која имају исте вредности, што се објашњава дужином слободног извијања, где је у првом случају највећа због причвршћивања чауром која је на доњој страни хидроцилиндра. Слободна дужина извијања у случају *b* и *c* је једнака, што резултира и истим резултатима. Минимални фактор сигурности материјала у случају извијања клипњаче је 4.



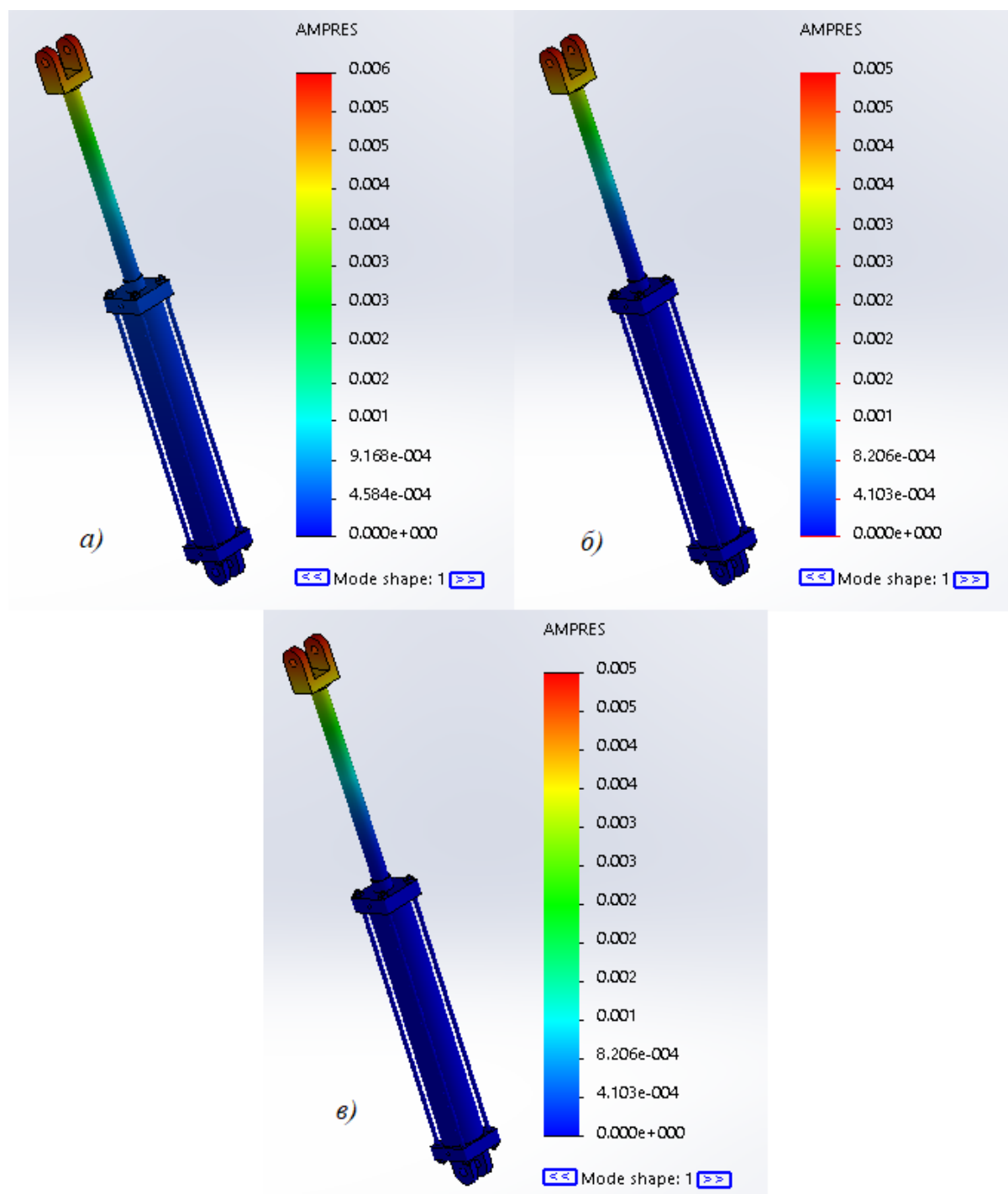
Слика 6.18 Резултати симулација на извијање клипњаче за сва три случаја (модел заварене конструкције)

У случају другог модела резултати су показали мања извијања него у првом моделу, који се могу описати већом дужином улежиштења клипњаче, које доприноси мањем

извијању. Разлика вредности између ова три случаја се дешава из истог разлога као у првом моделу (слободна дужина извијања).



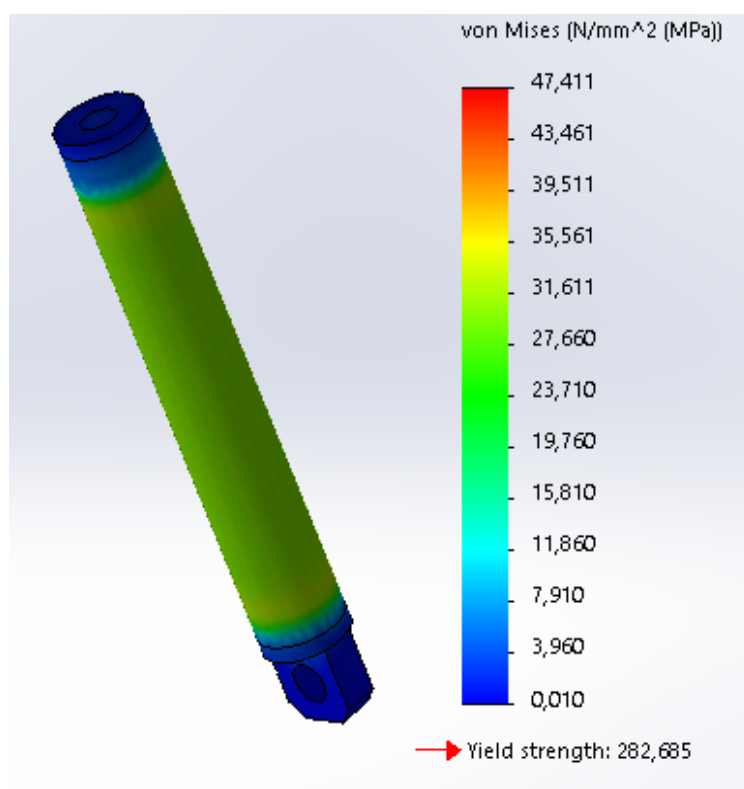
Слика 6.19 Резултати симулација на извијање клипњаче за сва три случаја (модел са навојним везама)



Слика 6.20 Резултати симулација на извијање клипњаче за сва три случаја (модел са затезним вијцима)

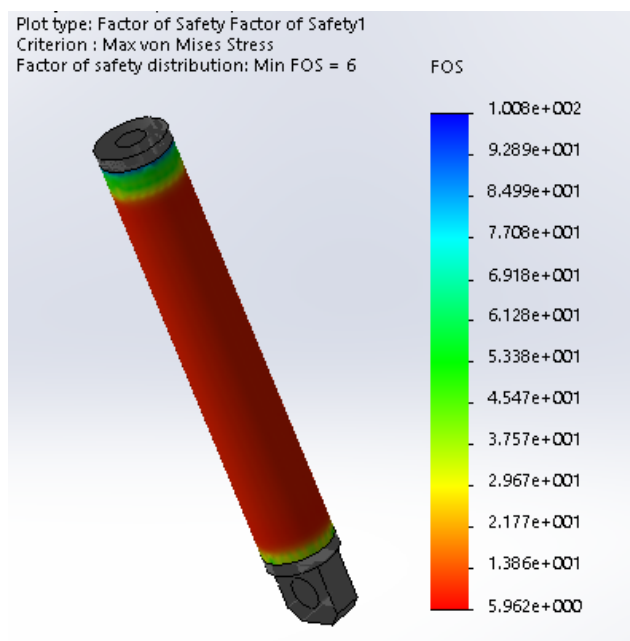
6.4 Резултати симулација за варијације оптерећења

Представљени модели хидроцилиндара, димензионисани су за оптерећење од 15 kN. С обзиром да хидроцилиндри могу да раде са различитим притисцима и променама оптерећења, модели су испитани како би се понашали и у тим условима. У наредним симулацијама модели су оптерећени за 5 kN већим од прорачуног и 5 kN мањим од прорачуног и притисцима који одговарају на дата оптерећења. На наредној слици је приказана симулација хидроцилиндра за оптерећење од 10 kN.



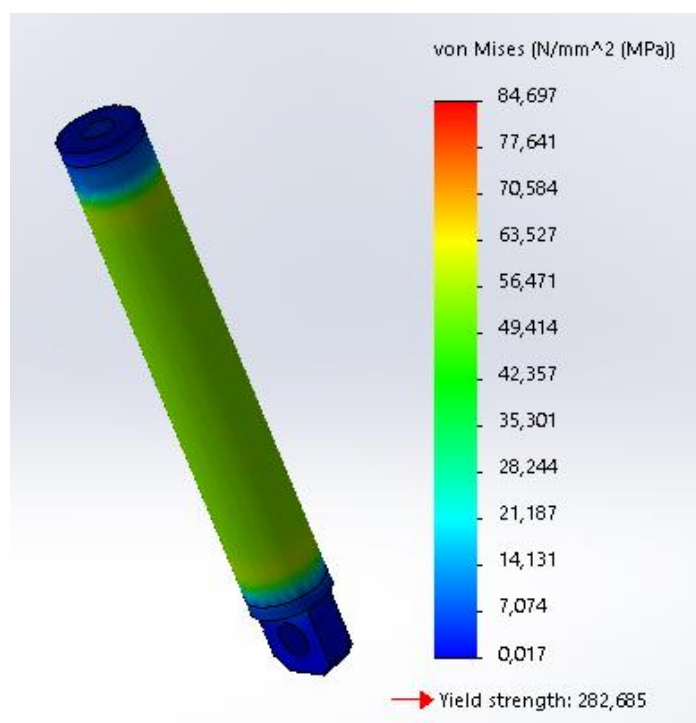
Слика 6.21 Приказ резултата симулације за оптерећење од 10 kN

Резултати симулације за модел са завареном конструкцијом су показали да се радни напони налазе далеко у граници дозвољених напона, за оптерећење од 10 kN којим је оптерећена клипњача хидроцилиндра, односно, притисак од 87,1 bar у хидроцилиндру који одговара том оптерећењу. Максимални добијени напон под овим условима је 47,441 МПа. Значи да за оптерећење мање за 5 kN, одговара разлика притиска од 37,9 bar, што резултира мањим напоном за 20,6 МПа. Како су радни напони мањи у материјалу зида кућишта хидроцилиндра, па је тако за исто оптерећење добијен одговарајући фактор сигурности, који је приказан на слици 6.22.



Слика 6.22 Приказ резултата фактора сигурности за оптерећење од 10 kN

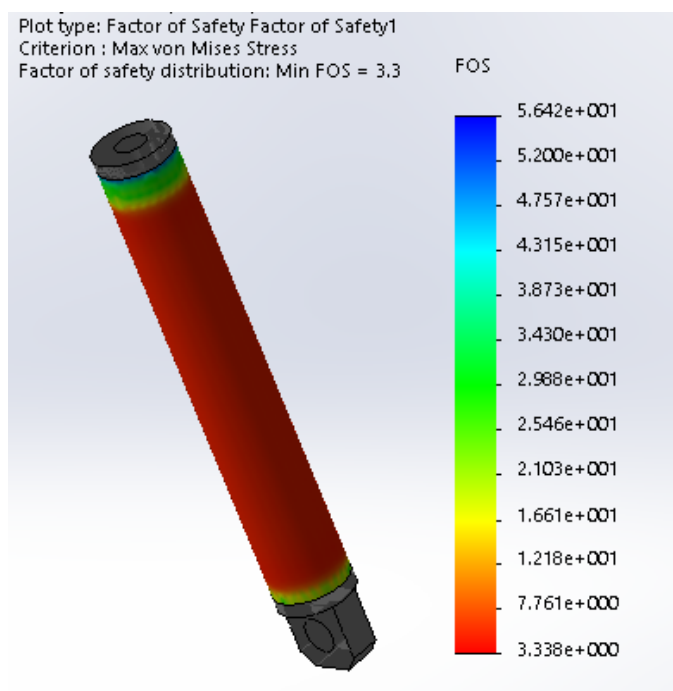
У наредном случају када у хидроцилиндру фигурише притисак од 155,6 bar, што одговара повећаном оптерећењу за 5 kN, резултати су приказани на слици 6.23.



Слика 6.23 Приказ резултата симулације за оптерећење од 20 kN

Када оптерећење од 20 kN оптерети клипњачу хидроцилиндра, потребан притисак у хидроцилиндру да одговори на задато оптерећење износи 155,6 bar. За случај када је иста разлика оптерећења (у овом случају у позитивном смеру) вредност притиска се повећала за 30,6 bar, што одговара повећаним радним напонима за 16,656 МПа.

Хидроцилиндар у случају када делује оптерећење које је веће од оптерећења за које је димензионисан, не може са усвојеним степеном сигурности да издржи притисак који фигурише у том тренутку. Фактор сигурности је мањи од усвојеног (слика 6.24), што значи да су радни напони већи од дозвољених.



Слика 6.24 Приказ резултата фактора сигурности за оптерећење од 20 kN

Фактор сигурности за случај када је у питању мања вредност притиска (87,1 bar) је 6, док када је у питању повишена вредност притиска (155,6 bar) фактор сигурности износи 3,3. Значи да за распон оптерећења од 10 kN, а одговара промени притиска за 68,5 bar који делују на материјал зида кућишта хидроцилиндра, фактор сигурности је скоро двоструко мањи.

Модел хидроцилиндра са навојним везама и затезним вијцима испитани су под истим условима као и модел са завареном конструкцијом, што је описано у претходном делу текста. Резултати симулација за оптерећење зида кућишта хидроцилиндра су представљени у наредној табели.

Табела 6.1 Резултати симулација модела хидроцилиндра

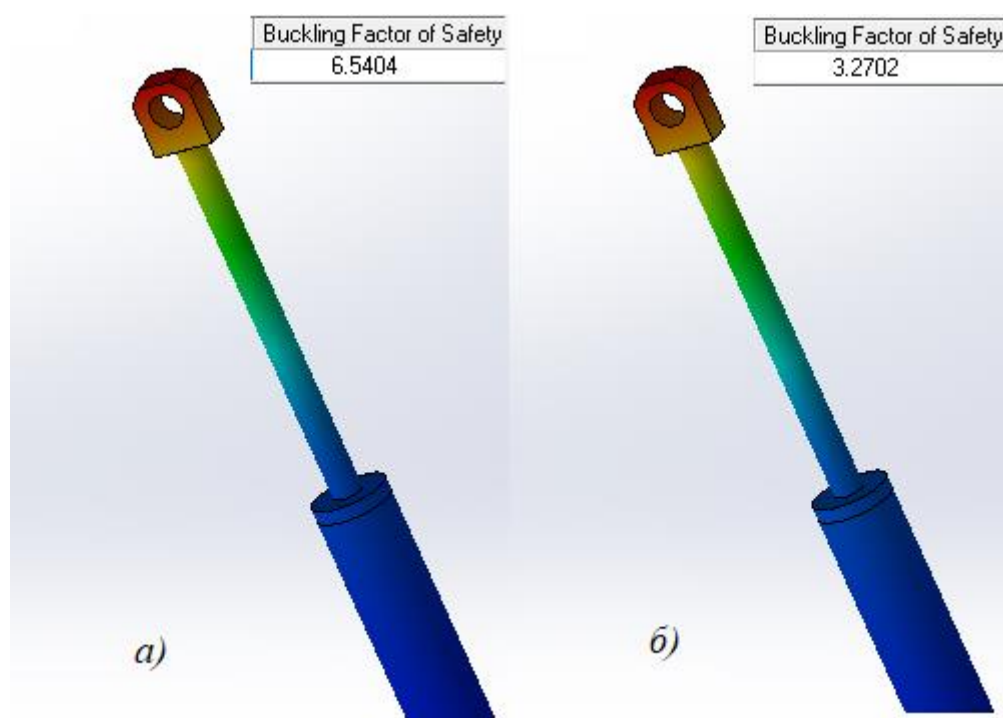
Модел	Оптерећење	σ_{doz} [MPa]	σ [MPa]	FOS
са завареном конструкцијом	10 kN	70,67	47,411	6
	20 kN	70,67	84,697	3,3
са навојним везама	10 kN	70,67	51,104	5,5
	20 kN	70,67	99,958	3,1
а затезним вијцима	10 kN	70,67	91,636	5,9
	20 kN	70,67	86,272	3,3

Како се притисак у хидроцилиндру повећава тако расту и напони у материјалу зида кућишта хидроцилиндра, и обрнуто. На наредном дијаграм, приказана је зависност напона који се јављају у материјалу од различитих притисака који делују у хидроцилиндру.



Слика 6.25 Дијаграмски приказ пораста напона у материјалу при деловању различитих вредности притисака

У претходном делу текста за извијање клипњаче је приказано да при истом оптерећењу а за различите начине причвршћивања, разлике се могу занемарити. У колико променимо оптерећење клипњаче, као што је приказано у табели 1, разлике се могу уочити. За случај када је клипњача оптерећена оптерећењем од 10 kN, напони који се јављају у клипњачи у том случају су далеко у граници дозвољених за које одговара минимални фактор сигурности од 6,5 (слика 6.26, под а). Док за оптерећење од 20 kN које је за 5 kN веће од оптерећења за које је димензионисана клипњача, у том случају фактор сигурности је 3,3 што говори да се у клипњачи јављају напони који су изнад границе јер је вредност фактора сигурности који је усвојен $S=4$.



Слика 6.26 Фактори сигурности за извијање клипњаче за различита оптерећења

Закључак

Хидраулични преносници налазе примену у многим гранама индустрије саобраћаја, а у неким гранама су потпуно заменили класичне преноснике, као што су мобилне машине, пољопривредне машине, авиони, механизација за површинске копове, итд. До таквог развоја и примене дошло је са једне стране због неких повољних особина хидрауличних уређаја које су допринели да хидраулични системи покажу одређене предности над електричним, механичким и другим системима исте намене, а са друге стране због тога што је примена хидрауличних уређаја и система довела до поједностављења решавања многих техничких проблема, а пре свега аутоматизације производних и других процеса. Широка могућност примене хидрауличних система отворили су простор за развој појединачних компоненти и хидрауличних система као целине.

Строжији еколошки захтеви и потреба за економичнијим пословањем захтевају све ефикасније системе, при чему је важно да цена остане конкурентна. Због еколошких захтева користе се и нови флуиди, избор одговарајућег радног флуида има битан утицај на исправно функционисање, радни век и економичност хидрауличног система. Избор радног флуида утиче на избор хидрауличних елемената који се пројектују за одрађену врсту, па је карактеристична и разноликост радних флуида.

Хидроцилиндри као неизоставни део хидрауличног система омогућавају врло једноставно и ефикасно претварање енергије флуида у механичку енергију праволинијским кретањем радног органа. По конструкцији и принципу дејства у основи се разликују хидроцилиндри једносмерног и двосмерног дејства, са једностраном или двостраном клипњачом. На местима где је потребно остарити велику дужину хода клипа, а на располагању је мали простор, користе се телескопски хидраулични цилиндри, цилиндри са више клипова различитог пречника, израђени тако да улазе и излазе један из другог. Плунжерски хидроцилиндри са уроњеном клипњачом истичу се са једноставном конструкцијом и имају само један заптивни спој. Њихово пројектовање и одабир материјала за израду је од кључног значаја. У раду је приказан начин димензионисања елемената хидроцилиндра за дати случај и различита конструкцијска решења за исти.

Са циљем побољшања квалитета и смањење хидромеханичког трења, примењују се нови материјали и технологије обраде. Конструкције компоненти побољшавају се интензивним коришћењем програма за симулацију. Један од начина за побољшање и проверу дозвољених напона приказан је у раду. Модели добијени прорачуном анализирани су на притисак зида кућишта хидроцилиндра и извијање клипњаче за различита оптерећења, приказан је и начин на који је могуће оптимизовати дебљину зида кућишта.

Литература:

1. Савић В.: *Уљна хидраулика I*, Дом књиге – Зеница, Зеница, 1991.
2. Башта Т. М.: *Машинска хидраулик*, Машински факултет, Београд, 1986.
3. Петрић Ј.: *Хидраулика и пнеуматик*, Факултет стројарства и бродоградње, Загреб, 2012.
4. Корбар Р.: *Пнеуматика и хидраулика*, Велеучилиште, Карловац, 2007.
5. Гордић Д.: *Пренос снаге флуидом – хидраулика*, Машински факултет, Крагујевац 2007.
6. Узелац Д.: *Хидропнеуматске компоненте*, Стилос, Нови Сад 1995.
7. Њерш Ј.: *Пнеуматика*, Суботица 2001. године
8. Мирковић Р.: *Хидраулика*, Микроелектротехника, Београд, 2001.