

Хидраулика и пнеуматика

Основни закони и појаве у хидрауличким системима - 03

Машински факултет Универзитет у Београду



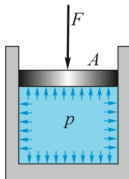
доц. др Милан Раковић
Катедра за механику флуида

3.1 Основни закони и појаве у хидрауличким системима



Притисак

- нестисљива течност се налази у херметички затвореној посуди
- на њу се делује силом F преко клипа површине A
- сила F ће се преко клипа равномерно распоредити на све честице течности које додирују клип
- сила коју прихвата течност испод јединичне површине клипа се назива **притисак**



$$p = \frac{F}{A} \quad [\text{Pa}] = \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

- $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$
- $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} = 10 \text{ bar}$
- $10 \text{ m H}_2\text{O} \rightarrow p = \rho_{\text{вода}} g H = 98100 \text{ Pa}$
- $10 \text{ m (ваздух)} \rightarrow p = \rho_{\text{ваз}} g H = 117,7 \text{ Pa}$
- $760 \text{ mm Hg} \rightarrow p = \rho_{\text{жива}} g H = 101396,2 \text{ Pa}$

- противљење течности ка сабијању се види као сила притиска F_N којом течност делује на клип
- овде она уравнотежује спољашње оптерећење и клип се налази у мировању

$$F_N = pA = F$$

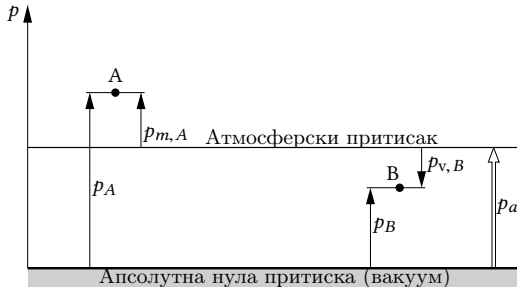
- према Паскаловом закону, притисак се у течности која мирује равномерно преноси у свим правцима
- у пољу силе Земљине теже, притисак линеарно расте са дужином, услед тежине течности која се налази изнад
- у хидрауличким системима, разлике висина нису велике, а вредности притисака јесу, тако да се најчешће промена притиска услед промене висине може занемарити

$$p \gg \rho g h$$

3.1 Основни закони и појаве у хидрауличким системима



Апсолутни и релативни притисак



$p_A = p_a + p_{m,A}$ - апсолутни притисак у тачки А

$p_{m,A}$ - натпритисак у тачки А

$p_B = p_a - p_{v,B}$ - апсолутни притисак у тачки В

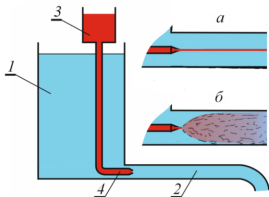
$p_{v,B}$ - потпритисак у тачки В

3.1 Основни закони и појаве у хидрауличким системима



Врсте струјања

- стационарно - нестационарно $\frac{\partial()}{\partial t}$
- два режима струјања: **ламинарно** и **турбулентно**



Ламинарни режим

- уређено струјање
- губици енергије мањи
- мање загревање уља
- $Re < Re_k$

Турбулентни режим

- хаотично струјање
- већи губици енергије
- веће загревање уља
- $Re > Re_k$

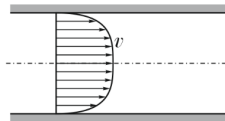
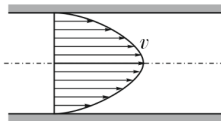
Рејнолдсов број

$$Re = \frac{v D_h \rho}{\eta} = \frac{v D_h}{\nu} \quad \left(D_h = \frac{4A}{O} \right)$$

Критичне вредности Рејнолдсовог броја

округле глатке цеви	2000-2300
гумене цеви (црева)	1600
концентрични глатки зазори	1100
ексцентрични глатки зазори	1000
отвори у аксијалним клипним разводницима	200
вентили (равни и конусни)	20-100

Уобичајени изглед профила брзине при ламинарном и турбулентном режиму струјања



3.1 Основни закони и појаве у хидрауличким системима



Уобичајени изглед профила брзине при ламинарном и турбулентном режиму струјања



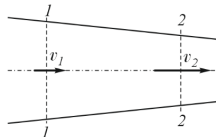
$$\dot{V} = \int_A v dA = v_{sr} A \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

- v_{sr} средња брзина струјања
- **запремински проток** $\dot{V}$ - запремина течности која у јединици времена протекне кроз попречни пресек
- **масени проток** $\dot{m}$ - маса течности која у јединици времена протекне кроз попречни пресек

$$\dot{m} = \int_A \rho v dA = \rho v_{sr} A = \rho \dot{V} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Једначина континуитета

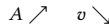
- произилази из закона о одржању масе
- При кретању флуида кроз цев константног или променљивог попречног пресека, кроз сваки попречни пресек цеви пролази за исто време иста маса флуида $\dot{m} = \text{const}$



- $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$
- ако је флуид нестишљив $\rho_1 = \rho_2$

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

- v_1 и v_2 су средње брзине струјања
- A_1 и A_2 су површине попречних пресека



Бернулијева једначина

- у цеви кроз коју струју уље уочавају се пресеци 1-1 и 2-2
- општи облик Бернулијеве једначине, за струјницу која спаја ове пресеке, гласи:

укупна енергија ула у улазном пресеку 1-1 једнака је збиру енергије у изводном пресеку 2-2 и губицима струјне енергије између њих Y_q^{1-2}

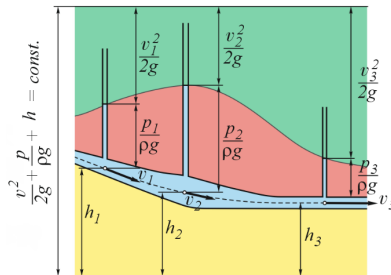
$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + Y_g^{1-2} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

- $\frac{p_i}{\rho}$ - притисна енергија (потенцијална енергија притиска)
- $\alpha_i \frac{v_i^2}{2}$ - кинетичка енергија (α_1 - поправни Кориолисов коефицијент)
- gh_i - потенцијална енергија положаја

- Бернулијева једначина се може написати у још два равноправна облика

$$\frac{p_1}{\rho q} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2q} + h_1 = \frac{p_2}{\rho q} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2q} + h_2 + \textcolor{red}{h}_g^{1-2} \quad [\text{m}]$$

$$p_1 + \alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2} + \rho g h_1 = p_2 + \alpha_2 \rho \frac{v_2^2}{2} + \rho g h_2 + \Delta p^{1-2} \quad [\text{Pa}]$$



за случај када се могу занемарити губици енергије

3.2 Бернулијева једначина и губици енергије

Губици енергије (пад притиска)

- при кретању течности кроз систем јављају се **отпори** због којих долази до пада притиска
- последица је опадање динамичких параметара p, F, M и смањење хидродинамичког степена корисности η_{hm}
- отпори имају више извора:
 - (1) трење течности о зидове цеви или елемента који кваси
 - (2) вискозно трење између слојева течности
 - (3) промена правца кретање течности (рачве, колена...)
 - (4) вртложење течности (нагло ширење цеви, препрека у току...)
 - (5) промена брзине течности (убрзање, успорење)
- отпори (1) и (2) спадају у **губитке у праволинијским деоницама услед вискозног трења** и рачунају се према Дарсијевом изразу:

$$\Delta p = \rho \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \quad \left(Y_g = \frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \right)$$

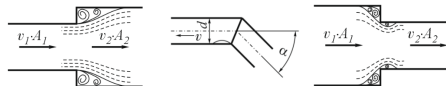
- λ - коефицијент трења (за ламинарно струјање $\lambda = \frac{64}{Re}$)

- отпори (3), (4) и (5) спадају у **губитке на локалним отпорима** и рачунају се према Вајсбаховом изразу:

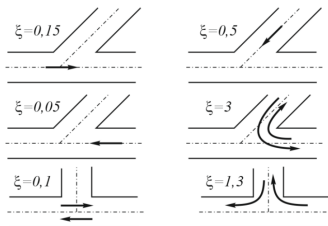
$$\Delta p = \zeta \rho \frac{v^2}{2} \quad \left(Y_g = \frac{\Delta p}{\rho} = \zeta \frac{v^2}{2} \right)$$

- где је ζ коефицијент локалног отпора који се одређује експериментално

- нагло проширење, колена, нагло сужење

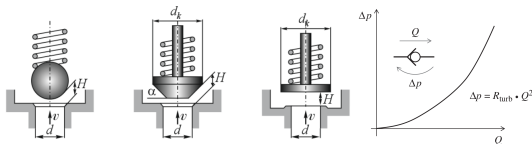


- рачве

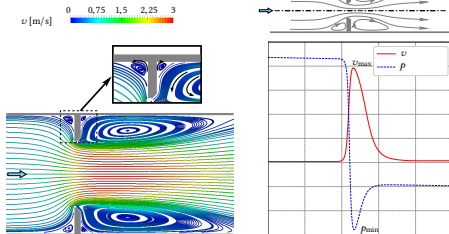


3.2 Бернулијева једначина и губици енергије

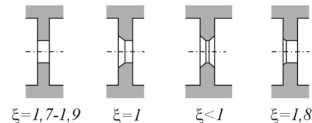
- вентили представљају чест локални отпор



- бленде и други пригушни елементи



- различити облици бленди



- хидраулички разводници
- филтери за пречишћавање уља

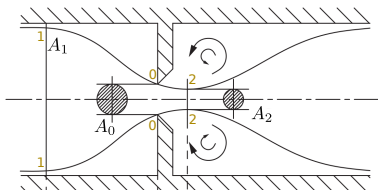
- Локални отпори проузрокују пад притиска, тј. губитак хидрауличке енергије уља, која се претвара у топлоту и загрева уље и компоненте хидрауличног система
- ово је непожељно, али је неизбежно приликом рада хидрауличног система
- треба тежити смањењу губитака колико је могуће

3.3 Пригушни елементи

- Сви приказани локални отпори се могу третирати као **пригушнице**, чија је проточна површина константна или променљива
- постоји зависност протока кроз локални отпор и пада притиска на њему, која је облика $\Delta p \propto Q^2$, односно $Q \propto \sqrt{\Delta p}$

На овој **зависности протока и пада притиска** ($\Delta p \propto Q^2$, односно $Q \propto \sqrt{\Delta p}$) заснован је принцип рада појединих хидрауличких компоненти као што су вентили протока, вентили притиска, поједини разводни вентили

- ова зависност се може извести



- на основу једначине континуитета и Бернулијеве једначине од 1 до 2

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2$$

може се показати да важи:

$$Q = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

- на путу од 0 до 2 флуид убрзава (као што је било на путу од 1 до 0) и у пресеку 2-2 је површина проточног пресека најмања A_2
- долази до контракције попречног пресека и **површина A_2 није позната**
- за писање Б.ј. бира се овај пресек а не пресек 0-0 јер су у 2-2 струјнице паралелне
- због непознате површине A_2 , за рачунање се користи позната површина A_0 , а уводи се и коефицијент C_d који исправља уведено грешку

3.3 Пригушни елементи

- уведени коефицијент C_d се назива коефицијент *празњења* или коефицијент контракције млаза
- овај коефицијент се одређује експериментално и његове вредности су дате у стандарду [ISO 5167](#)
- он узима у обзир и вискозност (губитак енергије), што је занамарено при писању Б.ј. Због тога он зависи од Рејнолдсовог броја $C_d = f(Re)$. Следи:

$$Q = C_d \frac{A_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

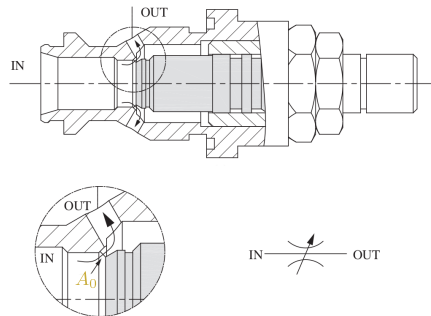
- према поменутом стандарду однос пречника се обележава као $\beta = D_0/D_1$
- дефинише се и [коефицијент протока](#) као:

$$C_f = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

- коначно следи израз који даје везу протока и пада притиска и који ће бити назван [једначина бленде](#) или [једначина пригушнице](#)

$$Q = C_f A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

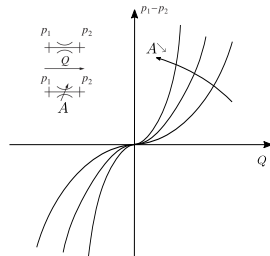
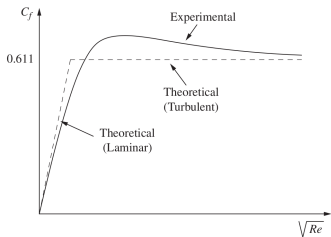
- ова једначина је значајна у хидраулици јер се може применити и на друге пригушне елементе као што је игличасти вентил приказан на слици



- површина проточног пресека се може мењати уз помоћ покретног елемента, а коефицијент протока се одређује експериментално

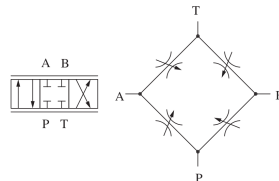
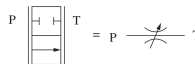
3.3 Пригушни елементи

- коэффициент протока зависи од Re , уобичајене вредности су $C_f = (0,6 \div 0,8)$



- приказани тренд важи за класичне бленде и за остале пригушне елементе (вентиле) који се користе у хидрауличким системима
- пригушница (вентил) може имати константан или променљив проточни пресек
- смањењем A смањује се проток Q и повећава пад притиска Δp
- негативан проток на слици означава проток у супротном смеру

- пример како се пропорционални разводни вентили могу представити као једна или више повезаних пригушница



3.3 Пригушни елементи

- основна мана пригушних елемената је то што изазивају значајан пад притиска и губитак хидрауличке енергије
- хидрауличка снага која се проласком флуида кроз пригушни елемент изгуби, тј. претвори у топлоту је

$$P_g = Q \Delta p$$

- мали део ове топлоте се размени са околином, скоро сву топлоту прихвата уље - радни флуид, што доводи до његовог загревања
- ако се претпостави да сву топлоту прихвата уље, може се израчунати колико износи порат температуре уља

$$Q \Delta p = \rho Q c_p \Delta T \quad \Rightarrow \quad \boxed{\Delta T = \frac{\Delta p}{\rho c_p}}$$

c_p - специфични топлотни капацитет уља

- за минерална уља се може оријентационо рећи да температура расте $(5 \div 6)^\circ\text{C}$ при паду притиска од 100 bar

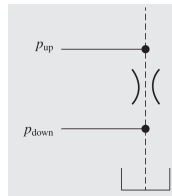
Пример 1

У систему се налази пригушница константне проточне површине, чији је пречник $D = 0,5 \text{ mm}$. Она спаја вод у којем влада натпритисак 190 bar са резервоаром отвореним ка атмосфери.

Одредити:

- колики проток уља се губи кроз пригушницу,
- колико енергије дисипира у свакој секунди,
- колико се мења температура уља услед проласка кроз овај локални отпор?

Познато је: густина уља $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$, коефицијент протока $C_f = 0,62$ и специфични топлотни капацитет уља $c_p = 1800 \text{ J/(kgK)}$ који се сматра константним.



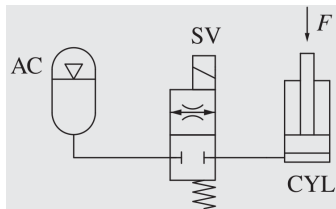
3.3 Пригушни елементи

Пример 2

У случају опасности потребно је подићи клип приказаног гидроцилиндра, чији је пречник $D = 15 \text{ cm}$, и савладати спољашњу силу 50 kN . Због тога се користи хидроакумулатор као резервни извор енергије. Он се налази под натпритиском $p = 100 \text{ bar}$, и са ХЦ је повезан преко разводника 2/2, који је у неутралном положају затворен. Када се електромагнет разводника стави под напајање, он се преводи у радни положај при којем разводник прави пад притиска еквивалентан бленди пречника отвора $d_0 = 4,4 \text{ mm}$ и коефицијента протока $0,7$, на шта указује његова шематкса ознака.

ХА је довољно велики па се може сматрати да је притисак у њему константан у току подизања клипа. Густина уља је $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$.

- (а) Одредити брзину кретања клипа ХЦ.
- (б) Навести које измене би биле потребне да се брзина кретања клипа ХЦ смањи на 60% од првобитне вредности.



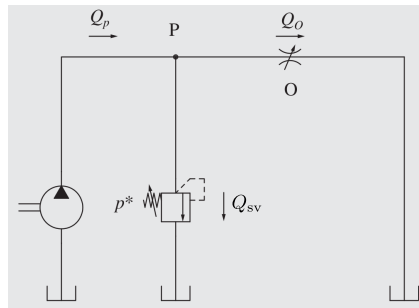
3.3 Пригушни елементи

Пример 3

У систему се налази пумпа која потискује константан проток Q_p (независно од вредности притиска у систему), затим, подесива пригушница (вентил протока) и сигурносни вентил (вентил за ограничење притиска) који су у паралелној вези. Сигурносни вентил је подешен на вредност p^* .

На $Q - p$ дијаграму приказати како се мењају вредности протока кроз пригушницу и притисак система (притисак иза пумпе) у зависности од проточне површине пригушнице A .

У којим фазама рада подешавањем пригушнице се мења притисак система, а у којим проток кроз пригушницу?

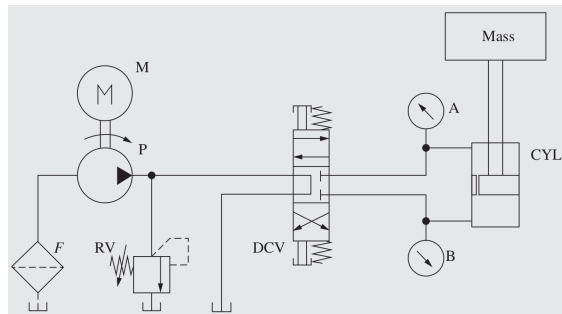


3.3 Пригушни елементи

Пример 4

На слици је приказан систем који има задатак да подиже и спушта терет масе 1000 kg. Задатак система је такође да обезбеди **мировање терета** у било ком положају, када се ручно управљани разводник доведе у неутралан положај. Може се сматрати да у разводнику нема процуривања, тј. да он обезбеђује потпуно заптивање водова који су спојени са ХЦ.

Међутим, заптивач клипа хидроцилиндра је оштећен и могуће је процуривање између клипне и клипњачине коморе ХЦ (видети слику). Оштећење заптивача се може посматрати као пригушница коефицијента протока $C_f = 0,6$ и пречника отвора $d_0 = 0,5 \text{ mm}$. Пречник клипа и клипњаче износе $D = 100 \text{ mm}$ и $d = 40 \text{ mm}$.



- (a) Шта ће се догодити са клипом, клипњачом и теретом када се разводник доведе у неутрални положај? Да ли ће се терет спуштати или ће бити задржан у тренутном положају?
- (б) Колико износе показивања манометара А и В у овим условима?



3.4 - Струјање течности кроз уске отворе и зазоре

(Факултативно - ове једначине неће бити извођене у току овог предмета и неће бити део испитних питања)

3.4 Струјање течности кроз уске отворе и зазоре

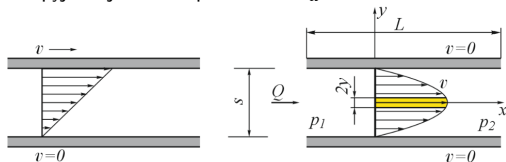
- под **зazorом** се подразумева простор између два елемента ограничен њиховим површинама
 - висина зазора се креће у дијапазону $5 \div 20 \mu\text{m}$ и знатно је мања од осталих димензија
 - уградња заптивача је скоро увек технички неизводљива (изузев у случају клип - цилиндар)
 - примењује се **заптиваче без додира**, што неминовно доводи до истицања дела уља из радног простора
 - у хидрауличким системима често је струјање кроз зазоре:
 - **клип - цилиндар** у више врста клипних пумпи и клипних разводника
 - **зуб - кућиште** код зупчастих пумпи
 - **ротациони блок цилиндара - разводна плоча** код клипних аксијалних пумпи
 - постоји разлика ако се елементи који ограничавају зазор релативно крећу и ако мирују
 - струјање уља кроз зазоре има негативан и позитиван утицај
 - **негативно** је јер представља запреминске губитке η_v ↘
 - **позитивно** је јер остварује подмазивање између релативно покретних делова и тиме повећава η_{hm} ↗
-
- није могуће смањење величине зазора, у циљу смањења запреминских губитака, јер би то имало низ негативних последица:
 - лошије подмазивање
 - тако прецизна израда делова је скупља
 - виши захтеви за пречишћавање уља
 - услед загревања и термичких дилатација елемената могло би доћи до додатног смањења зазора и заглављивања елемента

Биће разматрани основни случајеви струјања кроз зазоре

3.4 Струјање течности kroz uske otvore i zazorе

Струјање у зазору правоугаоног попречног пресека

- зазор формирају две паралелне плоче
- растојање између њих (висина зазора s) је много мања од друге две димензије b и L
- струјање је ламинарно $Re < Re_k$



Први случај

- горња плоча се креће брзином v , а доња је непокретна
- према услову лепљења горња плоча повлачи са собом слој уља
- услед вискозног трења, горњи слој уља утиче на доњи, и тако се формира линеаран профил брзине
- средња брзина струјања је $v_{sr} = v/2$, па је запремински проток

$$\dot{V} = v_{sr} A = \frac{v}{2} sb$$

- раније је показано, да ће при линеарном профилу брзине, сила трења којом уље делује на горњу плочу бити

$$F = A \cdot \tau = Lb \cdot \eta \frac{dv}{dy} = Lb\eta \frac{v}{s}$$

Други случај

- обе плоче су непокретне
- струјање се одвија услед разлике притисака $\Delta p = p_1 - p_2$
- уље се креће из области више енергије (већег притиска p_1) ка области ниже енергије (мањег притиска p_2)
- разлика притисака тежи да потисне уље, а вискозне силе трења се томе противе
- за овај случај могуће је решити Навије-Стоксову једначину и добити израз за расподелу брзине у зазору

$$v = \frac{\Delta p}{2L\eta} \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right)$$

$$v_{\max} = \frac{\Delta p s^2}{8L\eta}$$

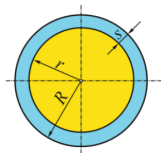
$$v_{sr} = \frac{\Delta p s^2}{12L\eta}$$

3.4 Струјање течности кроз уске отворе и зазоре

- на основу средње брзине израчунава се проток уља кроз правоугаони зазор

$$\dot{V} = sbv_{sr} = \frac{\Delta p s^3 b}{12L\eta}$$

Струјање у концентричном прстенастом зазору



- зазор чине две саосне цилиндричне површи, од којих једна има полупречник R , а друга r
- висина зазора је $s = R - r$
- ако се поред тога уведе смена $d = R + r$, површина зазора се може изразити као:

$$A = R^2\pi - r^2\pi = \pi(R - r)(R + r) = ds\pi$$

Први случај

- не постоји градијент брзине, једна цилиндарска површ се креће брзином v а друга мирује
- профил брзине ће бити исти као при струјању кроз правоугаони зазор (линеаран профил)
- средња брзина и проток износе

$$v_{sr} = \frac{v}{2} \rightarrow \dot{V} = sd\pi \frac{v}{2}$$

Други случај

- обе цилиндарске површи мирују, струјање се одвија под дејством разлике притисака
- профил брзине ће бити исти као при струјању кроз правоугаони зазор
- средња брзина и проток износе

$$v_{sr} = \frac{\Delta p s^2}{12L\eta} \rightarrow \dot{V} = \frac{\Delta p s^3 d\pi}{12L\eta}$$

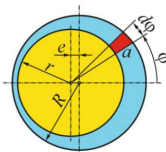
Трећи случај

- кретање једне цилиндарске површи уз постојање разлике притисака

$$\dot{V} = sd\pi \frac{v}{2} + \frac{\Delta p s^3 d\pi}{12L\eta}$$

3.4 Струјање течности кроз уске отворе и зазоре

Струјање у ексцентричном прстенастом зазору



- ексцентрични прстенасти зазор настаје када се оса једне цилиндричне површи помери за величину e , која се назива **ексцентрицитет**
- дефинише се и појам **релативног ексцентрицитета** $\varepsilon = e/s$
- зазор више није свугде исти, већ зависи од угла φ

$$a = R + e \cos \varphi - r = s (1 + \varepsilon \cos \varphi)$$

- ако се струјање уља кроз зазор одвија под дејством разлике притисака Δp , може се показати да проток износи

$$\dot{V} = \frac{\Delta p s^3 d\pi}{12L\eta} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right)$$

- додатни члан у загради је увек > 1 , што значи да је проток кроз ексцентрични прстенасти зазор већи него кроз концентрични
- при максималној ексцентричности, када се цилиндри у једној тачки додирну, $e = s$, тј, $\varepsilon = 1$, добија се максимална вредност протока

$$\dot{V} = 2,5 \frac{\Delta p s^3 d\pi}{12L\eta}$$

- што значи да кроз ексцентрични зазор истиче 2,5 пута више уља него кроз концентрични (при ламинарном струјању)
- закључак је да неостваривање саосности елемената између којих постоји прстенасти зазор повећава запреминске губитке уља



Две појаве које могу довести до опасности у хидрауличким системима
су **хидроудар** и **кавитација**

- Хидроудар је нежељена појава до које долази приликом наглог заустављања течности
- она се још назива *водени чекић* (енгл. water hammer)
- према Бернулијевом трочлану, један део енергије флуида се налази у облику кинетичке енергије
- течност која се креће кроз цевовод брзином v_1 има кинетичку енергију $\rho v_1^2/2$
- ако се у тој цеви вентил нагло затвори долази до појаве **хидроудар**
- течност удара у вентил и нагло се зауставља
- кинетичка енергија коју је течност имала се претвара у притисак (притисну енергију), што доводи до **наглог пораста притиска**

$$p_2 = p_1 + \Delta p$$

- Притисак настао на овај начин може да буде вишеструко већи од радног притиска и често представља опасност по цевовод и компоненте система које су му изложене
- у слој течности који је ударио у препреку и зауставио се, сада удара нови, надолazeћи слој течности који се такође зауставља
- тако се информација о поремећају притиска шири узводно кроз цевовод
- када поремећајни талас дође до почетка цевовода (резервоара), течност у целој цеви мирује
- пошто се она налази под повишеним притиском $p_1 + \Delta p$, струјање сада почиње да се одвија из цеви ка извору (резервоару)
- овим почиње друга фаза хидроудара. О фазама хидроудара овде неће бити речи

Хидроудар (хидраулички удар)

- због безбедности система важно је одредити колико износи пораст притиска Δp
- он зависи од густине течности, брзине звука кроз течност (брзине поремећајног таласа) и промене брзине течности

$$\Delta p = \rho C \Delta v$$

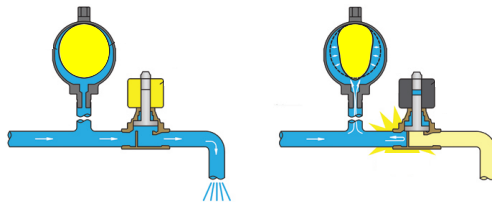
- промена брзине течности Δv износи v_1 ако је заустављање потпуно или је мања од v_1 ако течност још увек има неку брзину кретања (непотпуно затварање вентила)
- брзина поремећајног таласа се може одредити према изразу Жуковског

$$C = \frac{1}{\sqrt{\rho \left(\frac{1}{B} + \frac{1}{E_c} \frac{D}{\delta} \right)}}$$

- B - модул стишљивости течности
- E_c - модул еластичности цеви
- D - унутрашњи пречник цеви
- δ - дебљина зида цеви

Заштита од хидроудара

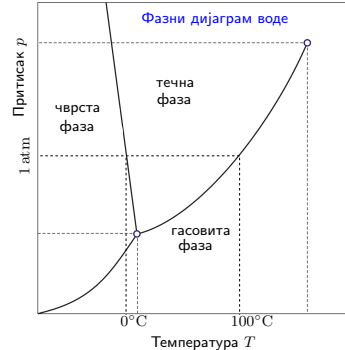
- контролисано затварање вентила
- уградња елементата који могу да амортизују осцилације притиска и тиме заштите остатак система (**хидроакумулатор**)



- хидроакумулатор у себи има мех у којем се налази гас
- нагли пораст притиска у систему ће довести до сабијања гаса у еластичном меху
- ово ће заштити остатак система од скока притиска
- при поновном успостављању радног притиска, ваздух у мехуру ће имати првобитну запремину

Кавитација

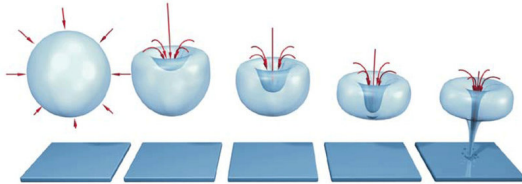
- већ је речено да способност уља да раствори гасове у себи зависи од притиска
 - при вишем притиску, у уљу може бити растворено више гаса
 - при мањем притиску уље може растворити мање гаса
 - то значи да опадање притиска може довести до издвајања гаса из уља (двофазни ток)
 - нагло повећање притиска вводи до наглог растварања гаса у уљу и процеса **имплозије** који може бити разоран
-
- не само да растворљивост гаса у уљу зависи од притиска, већ и само агрегатно стање уља зависи од притиска и температуре
 - то се види на фазном дијаграму
 - ако дође до наглог пада притиска у загрејаном уљу, десиће се промена фазе из течне у гасовиту, тако да ток постаје двофазни (појављују се мхурови паре)



образовање мехурова паре на лопатицама пропелера

Кавитација

- када мешавина уља и паре дође у подручје повишеног притиска догађа се, већ поменута, **имплозија мехура**



снимак 1

снимак 2

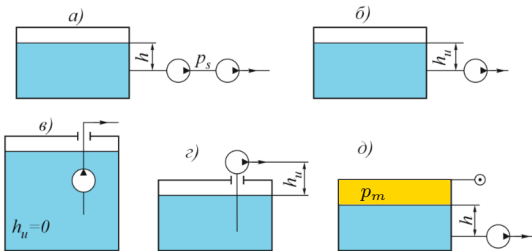
- имплозија мехура је процес супротан експлозији, али су последице сличне
- интензивни локални пораст притиска и температуре
- ако се имплозија мехура догоди у близини чврсте површи, доћи ће до њеног оштећења

- пумпе су често изложене опасности од кавитације
- ако се налазе изнад резервоара оне морају на усисној страни створити потпритисак да би увукле уље
- на улазу у пумпу може доћи до појаве мехурова
- унутар радног кола пумпе притисак се повећава и долази до имплозије мехурова, што оштећује лопатике пумпе



Заштита од кавитације

- заштита од кавитације значи спречавање прекомерног пада притиска у критичним деловима система



- за то постоји више начина

- поставља се додатна мања, напојна пумпа (енг. *boost pump*), која пуни главну пумпу уљем уз одређени натпритисак
- пумпа се поставља на нижу локацију од нивоа уља у резервоару

- пумпа се потапа у резервоар, чиме се избегава уисавање ваздуха, али се отежава праћење њеног рада и демонтажа
- настоји се да уисне цеви буду што краће, што већег пречника, без кривина, колена и сужења са оштрим прелазима. Избежавати све непотребне отпоре на усису као што су пречистачи, мрежице и слично
- у резервоар се доводи ваздух или инертни гас под притиском који потискује течност ка пумпи

- може се дефинисати **кавитациони број**, који указује на безбедност од појаве кавитације

$$K = \frac{p_d - p_k}{\frac{\rho v^2}{2}}$$

- p_d - притисак у посматраном пресеку
- p_k - притисак испаравања на радној температури
- виша вредност кавитационог броја значи мању опасност од кавитације

Занимљивост

- редак пример где је кавитација пожељна је **суперкавитирајуће торпедо**
- пројектовано у Русији 1960-70. год
- користи се брзина релативног кретања торпеда и воде
- на предњем делу је постављена специјална геометрија која ће проузроковати убрзање воде и пад притиска, тако да дође до преласка у гасовиту фазу



- резултат је да се торпедо не креће кроз воду већ кроз облак мехура водене паре, што значајно смањује отпор
- може развити брзину до 370 km/h

снимак 3

снимак 4

