

Хидраулика и пнеуматика

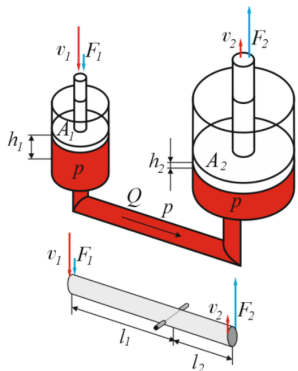
Принцип рада хидрауличких система - 04

Машински факултет Универзитет у Београду



доц. др Милан Раковић
Катедра за механику флуида

Трансформација силе и брзине у хидрауличком систему



- на слици је приказан једноставан хидраулички систем који се састоји од два хидроцилиндра различитог пречника
- леви цилиндар је мањег пречника, у њему се налази клип површине A_1
- десни цилиндар је већег пречника, у њему се налази клип површине A_2

- цилиндри су спојени преко цеви и испуњени хидрауличким уљем
- клипови хидроцилиндара могу да врше праволинијско кретање, тако да снага коју они поседују зависи од силе и брзине кретања

$$P = Fv$$

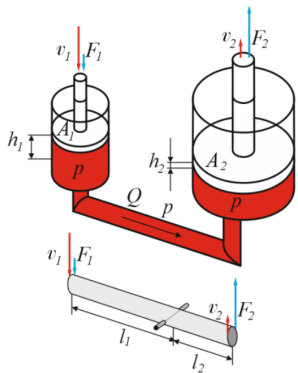
- на мањи цилиндар се делује погонском силом F_1
- као реакција затворене течности на дејство спољне силе F_1 преко клипа површине A_1 , у уљу настаје **притисак p**

$$p = \frac{F_1}{A_1}$$

- промена притиска се кроз уље преноси брзином звука (за хидрауличке системе који нису великих димензија, можемо сматрати да је то тренутно)
- притисак се преноси у свим правцима, тј. сила притиска делује управно на све површи са којима је у додиру
- притисак p се преноси и на велики клип површине A_2 , чиме се остварује сила F_2

$$F_2 = pA_2$$

Трансформација силе и брзине у хидрауличком систему



- на овај начин је дошло до преноса и трансформације улазне силе F_1 у излазну силу F_2
- да ли ће излазна сила бити повећана или смањена у односу на улазну, зависи од односа површина клипова

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \rightarrow F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} \rightarrow \boxed{F_2 = F_1 i}$$

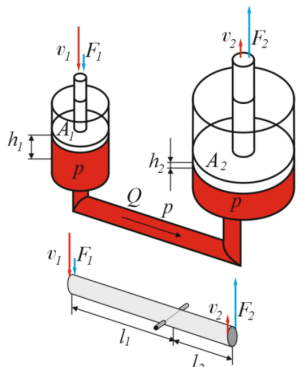
- величина i представља **преносни однос система**

$$\boxed{i = \frac{A_2}{A_1}}$$

- ако је $A_2 > A_1$ ($i > 1$) излазна сила F_2 је већа од улазне силе F_1 и обрнуто ($A_2 < A_1$, $i < 1 \rightarrow F_2 < F_1$)
- дакле, због разлике површине клипова, долази до трансформације **силе**, која представља **динамички параметар снаге**
- сила (динамички параметар снаге) се преноси преко притиска уља p !
- у левом хидроцилиндру, улазна сила F_1 је створила притисак p , а у десном цилиндру је притисак p створио излазну силу F_2

- како се преноси **кинематски параметар снаге, брзина?**

Трансформација силе и брзине у хидрауличком систему



- кинематски параметар снаге **брзина** се преноси преко протока уља Q

равноправне ознаке за запремински проток су Q и $\dot{V}$

- леви клип површине A_1 се креће брзином v_1 и тиме потискује уље кроз цев запреминским протоком

$$Q = v_1 A_1 \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

- уље под притиском p истим запреминским протоком Q из цеви улази у десни цилиндар и потискује велики клип

$$Q = v_2 A_2$$

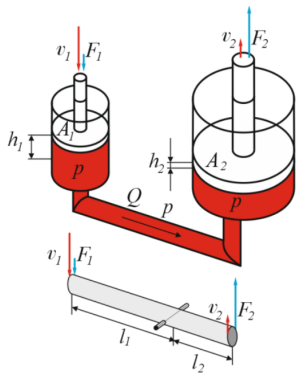
- из једнакости ових протока следи однос брзина кретања малог и великог клипа

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 \rightarrow v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \rightarrow \boxed{v_2 = \frac{v_1}{i}}$$

- улазна и излазна брзина су повезане **преносним односом система i** , који зависи од пречника клипова

- ако је важно позиционирање клипова, треба водити рачуна о пређеном путу клипа
- када леви клип пређе пут h_1 (видети слику), он истисне запремину уља $V = h_1 A_1$
- та запремина се прелије у десни цилиндар, тако да се може одредити ход десног клипа $V = h_2 A_2 \rightarrow h_2 = V / A_2$
- веза хода једног и другог клипа изражена је такође преко преносног односа система

$$h_2 = \frac{h_1}{i}$$



- улазна снага у хидраулички систем је снага левог клипа

$$P_1 = F_1 v_1$$

- у левом хидроцилиндру улазна механичка снага праволинијског кретања се трансформише у хидрауличку снагу

$$P_h = pQ$$

- у десном хидроцилиндру се хидрауличка снага претвара у излазну снагу десног клипа

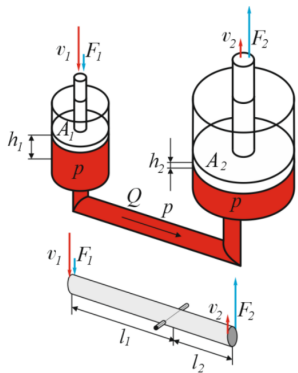
$$P_2 = F_2 v_2$$

- претходно приказана веза силе и брзине на улазу и излазу даје везу улазне и излазне снаге

$$F_2 = F_1 i, \quad v_2 = \frac{v_1}{i} \rightarrow P_2 = F_1 i \frac{v_1}{i} = P_1$$

- у овом идеалном случају хидраулички систем преноси снагу без губитака ($P_1 = P_2$). Том приликом се врши трансформација **силе** F (динамичког параметра) и **брзине** v (кинематског параметра), у зависности од односа пречника клипова (преносног односа i)
- ако је $i > 1$ ($A_2 > A_1$), излазна сила је већа од улазне $F_2 > F_1$, а излазна брзина мања од улазне $v_2 < v_1$, што значи да систем ради као **редуктор**
- у супротном случају $i < 1$ ($A_2 < A_1$), долази до смањења силе $F_2 < F_1$ и повећања брзине $v_2 > v_1$, што значи да систем ради као **мултипликатор**

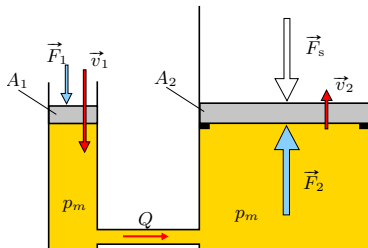
Трансформација силе и брзине у хидрауличком систему



- у стварности се неће пренети сва снага, већ ће се један њен део успут изгубити (претворити у топлоту)

- пад притиска услед трења на правим деоницама и услед присуства локалних отпора (вентила, рачви, колена...) ће смањити излазну силу F_2
- запремински губици услед процуривања уља кроз зазоре ће смањити проток, а тиме и излазну брзину v_2
- ово утиче на смањење излазне снаге $P_2 = F_2 v_2$
- однос излазне и улазне снаге дефинише **степен корисности хидрауличног система**, о чему ће бити речи

Од чега зависи радни притисак система?



- приказан је једноставан хидраулички систем који има задатак да савлада спољашње оптерећење $F_s = 500 \text{ kN}$
- површина левог клипа је $A_1 = 0,04 \text{ m}^2$, а десног $A_2 = 0,2 \text{ m}^2$
- да би било савладано спољашње оптерећење F_s , потребна је сила притиска F_2 којом ће уље да делује на клип површине A_2

$$F_s = F_2 \quad F_2 = p_m A_2$$

- одакле се израчунава потребан натпритисак у уљу

$$p_m = \frac{F_s}{A_2} = 2500000 \text{ Pa} = 25 \text{ bar}$$

- натпритисак у уљу се остварује деловањем силе F_1 на леви клип

$$p_m = \frac{F_1}{A_1}$$

- следи да је потребна вредност силе F_1

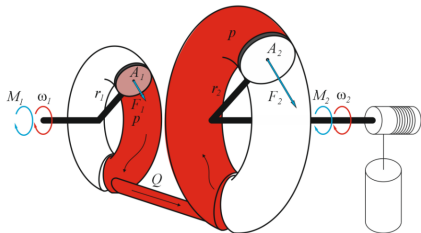
$$F_1 = p_1 A_1 = 100000 \text{ N} = 100 \text{ kN}$$

- све док је сила F_1 мања од потребне вредности, тј. натпритисак у уљу мањи од 25 bar, десни клип се неће покренути
- када се достигне потребан притисак долази до подизања десног клипа
- у току подизања десног клипа притисак се не мења!

закључује се да радни притисак система зависи од спољашњег оптерећења које треба савладати

- ако се леви клип спушта брзином $v_1 = 0,1 \text{ m/s}$, колика је улазна снага? Колико износе проток уља, брзина другог клипа и преносни однос система?

Трансформација момента и угаоне брзине



- слика настаје када се претходно приказани хидроцилиндри издуже и савију
 - цилиндри формирају торусе чије се осе налазе на полупречнику r_1 и r_2
 - клипови површина A_1 и A_2 врше ротационо кретање кроз торусе
 - запремина торуса је $V_1 = 2r_1\pi A_1$ и $V_2 = 2r_2\pi A_2$
-
- како улазни момент M_1 , који преко вратила делује на клип A_1 , ствара повећање притиска?

- пошто се клип налази на полупречнику r_1 , улазни момент ће проузроковати силу $F_1 = M_1/r_1$ која делује на клип
- сила се преноси на уље стварајући притисак

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{M_1}{r_1 A_1}$$

- ова веза повећања притиска уља у систему и улазног момента M_1 се може проширити, тако да се у изразу појави запремина V_1

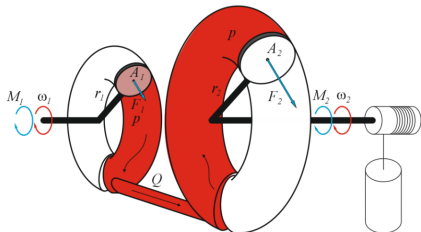
$$p = \frac{M_1}{r_1 A_1} = \frac{2\pi M_1}{2\pi r_1 A_1} = \frac{2\pi M_1}{V_1} \quad (1)$$

- у левом торусу се одвија трансформација механичке снаге обртног кретања у хидрауличку снагу. Значи да леви торус представља **пумпу**

запремина V_1 заправо представља запремину течности коју пумпа избаци при једном обртају вратила. Назива се **радна запремина пумпе** V_p , или чешће **специфична запремина пумпе** $q_1 = q_p$

$$(V_1 = V_p), \quad q_1 = q_p \quad \left[\frac{m^3}{o} \right]$$

Трансформација момента и угаоне брзине



- специфична запремина пумпе (радна запремина) зависи од саме конструкције пумпе
- нпр. за једноцилиндричну клипну пумпу она је једнака производу површине клипа и његовог хода

$$q_p = V_p = A h$$

- једначина (1) сада постаје

$$p = \frac{2\pi M_1^t}{q_1}$$

- моменту се додаје експонент t што говори да је реч о **теоријском моменту**, тј. о идеалном теоријском случају при којем нема губитака

- дакле, добија се веза теоријског момента који се доводи пумпи и повећања притиска уља које пумпа остварује:

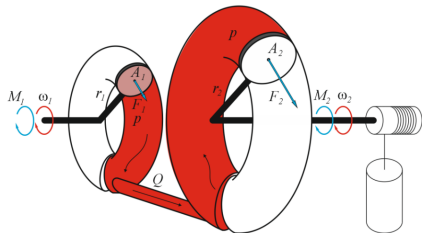
$$p = \frac{2\pi M_1^t}{q_1}$$

$$M_1^t = \frac{p q_1}{2\pi} \quad (2)$$

- **стварни момент** M_1 који је потребно довести пумпи ће бити већи од **теоријског момента** M_1^t због постојања губитака, о којима ће бити речи

- Напомена: ако се специфична запремина пумпе $q_1 = q_p$ дефинише као запремина течности коју пумпа потисне при обртању вратила за угао од 1rad , у претходним изразима се неће појавити 2π

Трансформација момента и угаоне брзине



- улазна снага, која се доводи погонском вратилу, је једнака производу угаоне брзине и момента $P_1 = \omega_1 M_1$
- приказана је веза доведеног **момента** и повећања **притиска**, а каква је веза доведене **угаоне брзине** са **протоком** ?

- ако се вратило обрће угаоном брзином ω_1 , то значи да се клип креће обимском брзином v_1

$$v_1 = \omega_1 r_1$$

- клип 1 испред себе потискује уље запреминским протоком

$$Q = v_1 A_1 = \omega_1 r_1 A_1$$

- проширивањем овог израза може се доћи до следећег облика

$$Q = \frac{2\pi\omega_1 r_1 A_1}{2\pi} = \frac{\omega_1 V_1}{2\pi} = \frac{\omega_1 q_1}{2\pi}$$

- пошто се разматра теоријски случај, проток добија експонент t . Следећи изаз даје везу **угаоне брзине** погонског вратила и **теоријског протока** који испоручује пумпа

$$Q^t = \frac{\omega_1 q_1}{2\pi}$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi Q^t}{q_1}$$

(3)

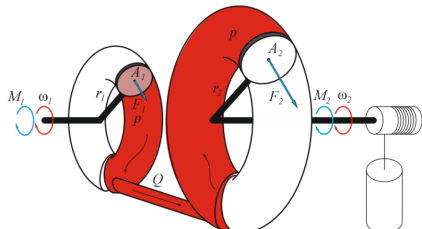
- стварни проток Q који оствари пумпа ће услед запреминских губитака бити мањи од теоријског Q^t

- сада се, на основу једначина (2) и (3), види да је улазна снага у левом торусу (пумпи) трансформисана у хидрауличку снагу

$$P_1 = \omega_1 M_1 = \frac{2\pi Q^t}{q_1} \frac{p q_1}{2\pi} = Q^t p = P_h$$

- ово уље се креће ка извршном органу, што ће у овом случају бити десни торус (хидромотор)

Трансформација момента и угаоне брзине



- уље под притиском долази у десни торус где делује на клип површине A_2 и остварује силу $F_2 = pA_2$. Ова сила ствара момент на излазном вратилу $M_2^t = F_2 r_2$
- то је **теоријски излазни момент** и може се изразити као

$$M_2^t = pA_2 r_2 = \frac{pA_2 r_2 2\pi}{2\pi} = \frac{pV_2}{2\pi}$$

запремина десног торуса V_2 представља запремину уља коју је потребно довести хидромотору да би он направио један пун круг. Назива се **радна запремина хидромотора** V_m , или чешће **специфична запремина хидромотора** $q_m = q_2$

$$(V_2 = V_m) \quad q_2 = q_m \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{o}} \right]$$

- слиди да је веза **притиска уља** које се доводи хидромотору и **теоријског излазног момента**

$$M_2^t = \frac{pq_2}{2\pi}$$

$$p = \frac{2\pi M_2^t}{q_2}$$

(4)

- уље улази у десни торус протоком Q^t и потискује клип површине A_2 тако да се он креће обимском брзином $v_2 = Q^t / A_2$
- обимска брзина клипа v_2 значи да се излазно вратило обрће угаоном брзином $\omega_2 = v_2 / r_2$
- угаона брзина се може изразити као

$$\omega_2 = \frac{Q^t}{r_2 A_2} = \frac{2\pi Q^t}{2\pi r_2 A_2} = \frac{2\pi Q^t}{V_2} = \frac{2\pi Q^t}{q_2}$$

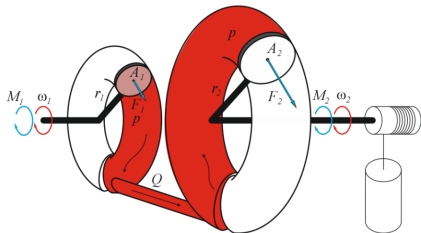
- добива се веза **теоријског протока** који се доводи хидромотору и **угаоне брзине** излазног вратила

$$\omega_2 = \frac{2\pi Q^t}{q_2}$$

$$Q^t = \frac{\omega_2 q_2}{2\pi}$$

(5)

Трансформација момента и угаоне брзине



- на основу израза (4) и (5) израчунава се излазна снага

$$P_2 = \omega_2 M_2 = \frac{2\pi Q^t}{q_m} \frac{pq_m}{2\pi} = Q^t p = P_h$$

- у овом **идеалном-теоријском** случају (без губитака) излазна снага хидромотора P_2 је једнака хидрауличкој снази уља које му се доводи

- пored тога што се снага преноси од улазног вратила P_1 до излазног P_2 , она се и трансформише
- потребно је показати чему су једнаки односи **момената** и **угаоних брзина** улазног и излазног вратила

- на основу једначина (2) и (4) добија се веза излазног и улазног **момента**

$$p = \frac{2\pi M_1^t}{q_1} = \frac{2\pi M_2^t}{q_2} \Rightarrow M_2^t = M_1^t \frac{q_2}{q_1} = M_1^t i \quad (6)$$

- однос специфичних запремина хидромотора и пумпе се назива **преносни однос система**

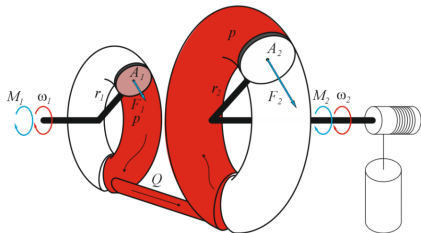
$$i = \frac{q_2}{q_1} = \frac{q_m}{q_p} = \frac{V_m}{V_p} = \frac{V_1}{V_2}$$

и говори колико пута је радна запремина хидромотора већа од радне запремине пумпе, тј. колико пута треба да се окрене пумпа, да би послала довољну запремину течности за један обрт хидромотора

- из једначина (3) и (5) се добија веза излазне и улазне **угаоне брзине**

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{q_1}{q_2} = \frac{\omega_1}{i} \quad (7)$$

Трансформација момента и угаоне брзине



- на основу једначина (6) и (7) види се на који начин се трансформишу параметри снаге приликом преноса

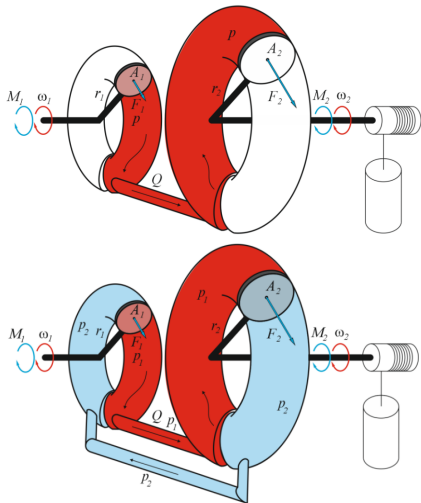
$$M_2^t = M_1^t i, \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{i}$$

- трансформација снаге зависи од преносног односа система i
- ако је $(q_m > q_p) i > 1 \rightarrow M \nearrow \omega \searrow$
хидраулички систем ради као **редуктор**
- ако је $(q_m < q_p) i < 1 \rightarrow M \searrow \omega \nearrow$
хидраулички систем ради као **мултипликатор**

Разлика идеалног и стварног случаја

- овде је приказан **идеалан-теоријски** случај, што значи да се снага преноси без губитака
- у стварности губици увек постоје
- услед губитака на трење, доведени притисак уља хидромотор неће искористити да створи теоријски излазни момент M_2^t , већ стварни момент M_2 који је мањи од теоријског
- процуривање уља доводи до смањења протока, па за постизање излазне угаоне брзине ω_2 неће бити довољно да се хидромотору доведе теоријски проток Q^t , већ стварни проток Q који треба да буде већи
- ово доводи до закључка да ће улазна снага P_1 бити већа од излазне P_2 , о чему говори степен корисности система

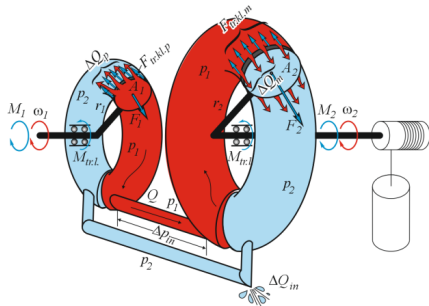
Трансформација момента и угаоне брзине



- пумпа и хидромотор нису спојени само **потисним водом** (деоница у којој влада притисак p_1), већ и **повратним водом** (деоница у којој влада притисак p_2)
- силе које делују на клипове нису проузроковане притиском p (како је до сада приказано), већ разликом притисака са једне и друге стране клипа $\Delta p = p_1 - p_2$
- тако да би у свим досадашњим једначинама уместо p требало да стоји Δp

- $\Delta p_p = p_1 - p_2$ **напор пумпе** - енергија коју пумпа преда уљу изражена у [Pa]
- хидрауличка снага коју пумпа преда уљу је $P_h = Q \Delta p_p$

- $\Delta p_m = p_1 - p_2$ **напор хидромотора** - енергија коју хидромотор узме од уља изражена у [Pa]
- хидрауличка снага коју хидромотор узме од уља је $P_h = Q \Delta p_m$



Губитке у хидрауличким системима можемо поделити:

- (1) губитке у изворним претварачима (пумпе)
- (2) губитке у инсталацији (цевима и компонентама за управљање)
- (3) губитке у извршним претварачима (хидромотори и хидроцилиндри)

Губици у пумпи

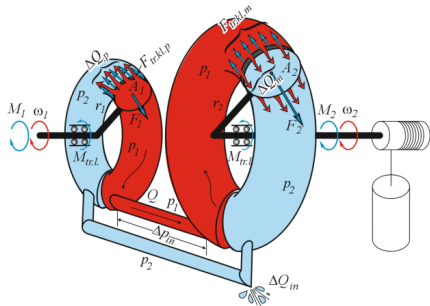
Губици се деле на **запреминске** и **хидромеханичке**

Извори **запреминских губитака** у пумпи

- (1) када пумпа усисава уље из резервоара, уље најчешће неће испунити целу радну запремину пумпе, део ће остати непопуњен
то значи да ће при једном обрту пумпа потиснути запремину уља која је мања од специфичне запремине пумпе q_p . О томе говори **степен пуњења**
- (2) пумпа има делове који се крећу један у односу на други. Између њих постје зазори. Услед разлике притисака коју ствара пумпа, део потиснутог уља ће се вратити кроз зазоре у област нижег притиска - **процуривање**
- (3) део радног хода клипа пумпе се троши на еластично **сабијање** течности

Стварни (ефективни) проток Q_p који остварује пумпа ће бити мањи од теоријског Q_p^t због губитака протока ΔQ_p^v

$$Q_1 = Q_1^t - \Delta Q_1^v$$



- Сви ови губици су обухваћени **запреминским степеном корисности пумпе** η_{pv}

$$\eta_{pv} = \frac{Q_1}{Q_1^t} < 1$$

- теоријски проток пумпе је $Q_1^t = \omega_1 q_1 / (2\pi)$, следи да је стварни проток:

$$Q_1 = \frac{\omega_1 q_1}{2\pi} \eta_{pv}$$

или

$$Q_p = \frac{\omega_p q_p}{2\pi} \eta_{pv}$$

Извори хидромеханичких губитака у пумпи

- трење на релативно покретним механичким деловима (лежајима, заправачима, између клипа и кућишта...)
- вискозно трење унутар уља и између уља и механичких елемената
- при промени брзине кретања покретних делова пумпе потребно је савладати моменте инерције

- Показано је да је теоријски момент потребан за стварање радног притиска $M_1^t = \Delta p_p q_1$
- Услед постојања губитака, вратилу пумпе је потребно предати ефективни момент M_1 , који је већи од теоријског M_1^t

$$M_1 = M_1^t + \Delta M_1^h$$

- ови губици су обухваћени **хидромеханичким степеном корисности пумпе** η_{ph}

$$\eta_{ph} = \frac{M_1^t}{M_1}$$

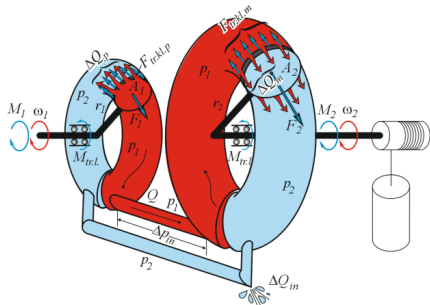
- момент који се доводи вратилу пумпе је

$$M_1 = \frac{M_1^t}{\eta_{ph}} = \frac{\Delta p_p q_1}{2\pi \eta_{ph}}$$

или

$$M_p = \frac{M_p^t}{\eta_{ph}} = \frac{\Delta p_p q_p}{2\pi \eta_{ph}}$$

Губици снаге и степен корисности хидрауличких система



- дакле, пумпа је добила механичку снагу $P_p = \omega_p M_p$
- пумпа на излазу даје запремински проток $Q_p = \frac{\omega_p q_p}{2\pi} \eta_{pv}$
- пумпа остварује повећање притиска уља $\Delta p_p = \frac{M_p 2\pi}{q_p} \eta_{ph}$
- хидрауличка снага коју пумпа преда уљу је

$$P_h = Q_p \Delta p_p = \omega_p M_p \eta_{pv} \eta_{ph}$$

- производ запреминског и хидромеханичког степена корисности је **укупни степен корисности пумпе** η_p

- он говори који део примљене механичке снаге P_p пумпа успешно претвара у хидрауличку снагу уља P_h

$$\eta_p = \eta_{pv} \eta_{ph} = \frac{P_h}{P_p}$$

Губици у инсталацији

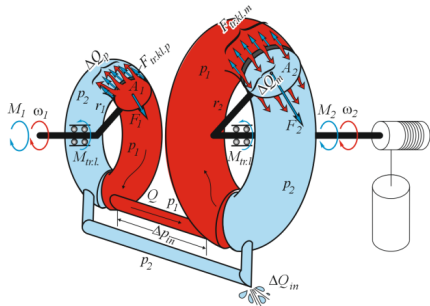
- након што уље изађе из пумпе, а пре него што дође до извршног претварача (хидромотора или хидроцилиндра), проћи ће кроз низ цеви и црева, као и кроз већи број локалних отпора (компоненти система)
- све ово има за последицу пад притиска

$$\Delta p_{in} = \sum \Delta p_i \text{ [Pa]}$$

- поред тога, цурења на спојевима и у компонентама инсталације резултоваће губитком дела протока

$$\Delta \dot{V}_{in} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

Губици снаге и степен корисности хидрауличких система



Губици у хидромотору

- да би хидромотор излазном вратилу обезбедио жељену угаону брзину ω_m , у теоријском (идеалном) случају потребно је да му се доведе теоријски запремински проток $Q_2^t = \omega_2 q_2 / (2\pi)$
- међутим, процуривање уља кроз зазоре и стишљивост уља доводе до запреминских губитака у хидромотору ΔQ_2^v

- последица је та да је хидромотору потребно довести (ефективни) проток Q_2 који је већи од теоријског Q_2^t

$$Q_2 = Q_2^t + \Delta Q_2^v$$

- ови губици су обухваћени **запреминским степеном корисности хидромотора** η_{mv}

$$\eta_{mv} = \frac{Q_2^t}{Q_2}$$

- веза стварног протока и угаоне брзине хидромотора је

$$Q_2 = \frac{\omega_2 q_2}{2\pi \eta_{mv}}$$

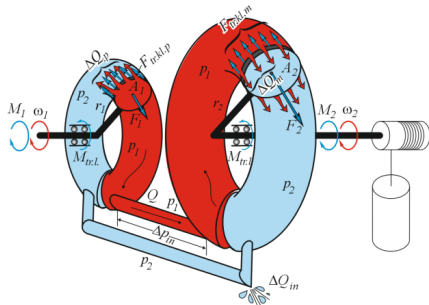
или

$$Q_m = \frac{\omega_m q_m}{2\pi \eta_{mv}}$$

- хидромеханички губици** у хидромотору настају услед истих појава као у пумпи
- у теоријском (идеалном) случају, хидромотор ће при разлици притисака Δp_m испоручити теоријски излазни момент $M_2^t = \Delta p_m q_2 / (2\pi)$
- међутим, услед постојања хидромеханичких губитака, стварни (ефективни) излазни момент M_2 ће бити мањи

$$M_2 = M_2^t - \Delta M_2^h$$

Губици снаге и степен корисности хидрауличких система



- ови губици су обухваћени **хидромеханичким степеном корисности хидромотора** η_{mh}

$$\eta_{hm} = \frac{M_2}{M_2^t} < 1$$

- веза стварног излазног момента хидромотора M_2 и пада притиска на хидромотору Δp_m је:

$$M_2 = M_2^t \eta_{mh} = \frac{\Delta p_m q_2}{2\pi} \eta_{mh}$$

или

$$M_m = \frac{\Delta p_m q_m}{2\pi} \eta_{mh}$$

Степен корисности хидромотора

- хидромотор прима хидрауличку снагу $P_h = Q_m \Delta p_m$ која је заснована на протоку и разлици притисака испред и иза хидромотора
- хидромотор остварује угаону брзину излазног вратила $\omega_m = \frac{Q_m 2\pi}{q_m} \eta_{mv}$
- хидромотор остварује момент на излазном вратилу $M_m = \frac{\Delta p_m q_m}{2\pi} \eta_{mh}$
- излазна снага обртног кретања коју испоручује хидромотор је

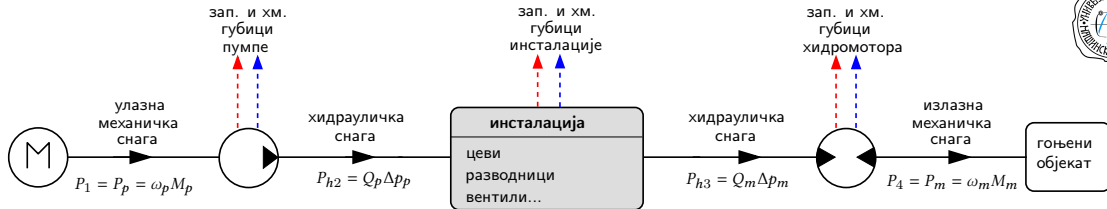
$$P_m = \omega_m M_m = Q_m \Delta p_m \eta_{mv} \eta_{mh}$$

- производ запреминског и хидромеханичког степена корисности је **укупни степен корисности хидромотора** η_m
- он говори који део примљене хидрауличке снаге P_h хидромотор успешно претвара у излазну механичку снагу P_m

$$\eta_m = \eta_{mv} \eta_{mh} = \frac{P_m}{P_h}$$



На следећем примеру су искоришћене најважније релације за одређивање **тока снаге кроз хидраулички систем**



- улазна механичка снага
 $P_1 = P_p = \omega_1 M_1$
- пумпа испоручује проток Q_p и
подиже притисак за Δp_p

$$Q_p = \frac{\omega_p q_p}{2\pi} \eta_{pv}$$

$$\Delta p_p = \frac{M_p 2\pi}{q_p} \eta_{ph}$$

- хидрауличка санга на излазу из
пумпе

$$P_{h2} = Q_p \Delta p_p$$

- степен корисности пумпе

$$\eta_p = \eta_{pv} \eta_{ph} = \frac{P_{h2}}{P_p}$$

- пад притиска на праволинијским
деоницама $\Delta p_g = \rho \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2}$
- пад притиска на локалним
отпорима $\Delta p_g = \sum \Delta p_i$
- услед процуривања постоје
запремински губици
- хидрауличка санга која дође до
хидромотора мања је од
хидрауличке снаге уља на излазу
из пумпе

$$P_{h3} < P_{h2}$$

- степен корисности инсталације

$$\eta_{in} = \frac{P_{h3}}{P_{h2}}$$

- хидрауличка снага која долази до
хидромотора $P_{h3} = Q_m \Delta p_m$
- хидромотор испоручује угаону
брзину ω_m и момент M_m

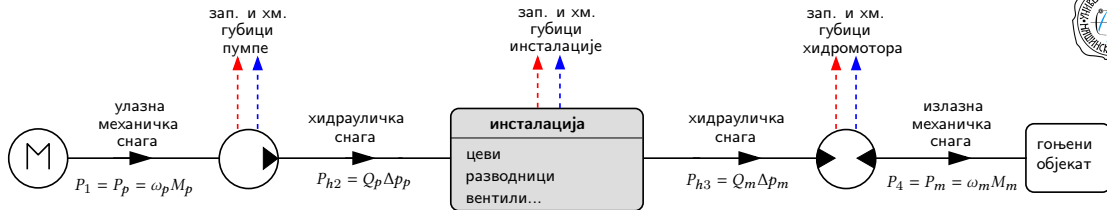
$$\omega_m = \frac{Q_m 2\pi}{q_m} \eta_{mv}$$

$$M_m = \frac{\Delta p_m q_m}{2\pi} \eta_{mh}$$

- излазна механичка снага
 $P_4 = P_m = \omega_m M_m$

- степен корисности хидромотора

$$\eta_m = \eta_{mv} \eta_{mh} = \frac{P_m}{P_{h3}}$$



- степен корисности целог система са слике представља однос снаге која се преда гоњеном објекту и снаге која је добијена од електромотора
- пратећи снагу од краја до почетка добија се:

$$P_4 = P_{h3}\eta_m = P_{h2}\eta_{in} \cdot \eta_m = P_1\eta_p \cdot \eta_{in}\eta_m$$

- следи да је **степен корисности целог система**

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{in} \cdot \eta_m = \frac{P_4}{P_1}$$

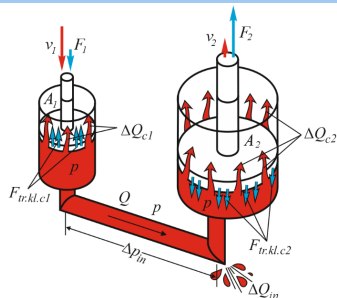
- овде се види зашто хидраулички системи имају нижи степен корисности у односу на друге преноснике снаге

- снага је пренета са степеном корисности η , а како су трансформисани параметри снаге, то зависи од преносног односа система
- преносни однос система је

$$i = \frac{M_4}{M_1} \Rightarrow M_4 = M_1 i$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_4} \Rightarrow \omega_4 = \frac{\omega_1}{i}$$

Губици снаге и степен корисности хидрауличких система



Губици у хидрауличким цилиндрима

- као у претходном разматрању, губици услед трења и губици протока доводе до смањења снаге која се преноси
- леви хидроцилиндар заузима место пумпе, а десни место хидромотора
- левом цилиндру се доводи улазна снага $P_1 = v_1 F_1$
- доведена брзина клипу ће у теоријском случају довести до протока уља $A_1 v_1$, међутим, услед постојања губитака проток, стварни проток који оствари леви хидроцилиндар ће бити мањи и износи:

$$Q_1 = v_1 A_1 \eta_{c1v}$$

- за остваривање притиска p_1 , у теоријском случају је потребна улазна сила $F_1^t = p_1 A_1$, али у стварности, услед постојања хидромеханичких губитака, биће потребно довести већу силу која износи:

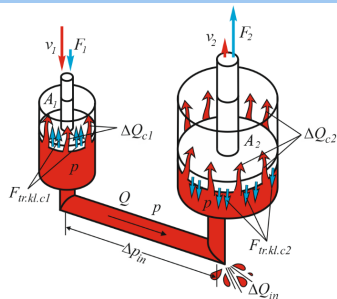
$$F_1 = \frac{p_1 A_1}{\eta_{c1h}} \Rightarrow p_1 = \frac{F_1}{A_1} \eta_{c1h}$$

- **укупан степен корисности хидроцилиндра 1** је однос предате хидрауличке снаге и примљене механичке снаге:

$$\eta_{c1} = \frac{p_1 Q_1}{v_1 F_1} = \eta_{c1v} \eta_{c1h}$$

-
- хидрауличка снага уља које изађе из левог цилиндра пролази кроз разводни и управљачки део система где долази до пада притиска Δp_{in} и губитка протока ΔQ_{in}
 - до десног хидроцилиндра долази хидрауличка снага уља $P_{h2} = p_2 Q_2$

Губици снаге и степен корисности хидрауличких система



- добијену хидрауличку снагу десни хидроцилиндар претвара уз одређене губитке
- доведени проток би у идеалном случају довео до кретања десног клипа брзином $v_2^t = Q_2/A_2$, али услед запреминских губитака, ставрна брзина клипа ће бити

$$v_2 = \frac{Q_2}{A_2} \eta_{c2v}$$

- доведени притиска у идеалном случају прозрокује излазну силу $F_2^t = p_2 A_2$, али услед постојања хидромеханичких губитака у десном хидроцилиндру, излазна сила ће бити

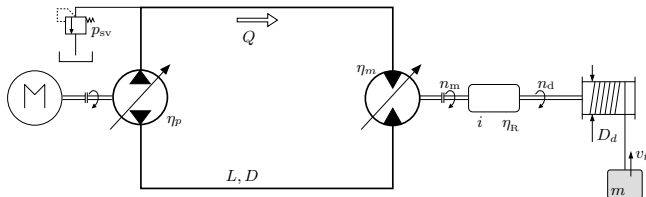
$$F_2 = p_2 A_2 \eta_{c2h}$$

- **укупан степен корисности хидроцилиндра 2** је однос излазне механичке снаге и улазне хидрауличке снаге:

$$\eta_{c2} = \frac{v_2 F_1}{Q_2 p_2} = \eta_{c2v} \eta_{c2h}$$

Задатак 1. (Пример 4-5 из књиге *Класична и уљна хидраулика* - проф. Цветко Црнојевић)

За погон дизалице користи се затворено хидрауличко коло у коме се налазе пумпа и хидромотор. Дизалица има добош пречника $D_d = 1\text{ m}$, преко ког подиже терет масе $m = 4000\text{ kg}$ брзином $v_t = 0,5\text{ m/s}$. Између добоша и хидромотора се налази редуктор, који има преносни однос $i = n_d/n_m = 1/100$ и степен корисности $\eta_R = 0,909$. Специфична запремина хидромотора је $q_m = 66,7\text{ cm}^3/\text{o}$, запремински и хидромеханички степен корисности су $\eta_{mv} \approx 1$, $\eta_{mh} = 0,9$. Дужина и пречник цевовода су $L = 15\text{ m}$, $D = 30\text{ mm}$. Густина и вискозност уља су $\rho = 880\text{ kg/m}^3$, $\nu = 2,2 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2/\text{s}$. Укупни степен корисности пумпе износи $\eta_p = 0,8$.



Одредити:

- потребну снагу пумпе за погон система
- степен корисности хидрауличног преносника снаге
- степен корисности целе дизалице