



Konstruktion och uppbyggnad av testbänk för laborationer i strömningslära

Oliver Gullberg

Examensarbete
Distribuerade energisystem
2018

EXAMENSARBETE	
Arcada	
Utbildningsprogram:	Distribuerade Energisystem
Identifikationsnummer:	
Författare:	Oliver Gullberg
Arbetets namn:	Konstruktion och uppbyggnad av testbänk för laborationer i strömningslära
Handledare (Arcada):	Kim Skön
Uppdragsgivare:	Yrkeshögskolan Arcada
<p>Sammandrag:</p> <p>Laborationerna är viktiga för att studerandena ska kunna få mer insikt i och förståelse inom strömningslära efter den teoretiska delen av inläringen. På grund av bristerna i det nuvarande laboratoriet, har förbättringar och utveckling av utrustningen i laboratoriet vad gäller strömningslära beslutats att göras.</p> <p>Detta examensarbete behandlar planering samt uppbyggande av en testbänk för laborationer i strömningslära på Energi- och miljöteknikprogrammet på Yrkeshögskolan Arcada. Syftet för arbetet är att studerandena vid Arcada i framtiden kan använda sig av testbänken för att göra laborationer i strömningslära. Ett mål för arbetet och testbänken är att studerandena ska kunna mäta flöden och tryckfall i raka rör och rördelar och därefter jämföra resultatet med teoretiska beräkningar och tabellvärden. Ett annat mål för arbetet är att det ska kunna vara möjligt för studerandena att kontrollera och bestyrka att cirkulationspumpens pumpkurvor stämmer överens med de praktiska mätningarna. Flödes- och tryckmätningar i rörsystemet samt effektmätningar i cirkulationspumpen ska då kunna göras i laboratoriet.</p> <p>I examensarbetet presenteras också viktiga begrepp och grundekvationer inom strömningslära. Teori om tryck- och strömningsförluster i rör presenteras också liksom mätning av tryck och flöde i rörsystem. I arbetet presenteras dessutom planen för testbänken samt vad som testbänken och rörsystemet i testbänken innefattar. Till slut presenteras en modell för hur en laboration i strömningslära kunde se ut.</p>	
Nyckelord:	strömningslära, tryckfall, strömningsförluster, pumpkurva, laboration, testbänk.
Sidantal:	52
Språk:	Svenska
Datum för godkännande:	

DEGREE THESIS	
Arcada	
Degree Programme:	Distribuerade Energisystem
Identification number:	
Author:	Oliver Gullberg
Title:	Konstruktion och uppbyggnad av testbänk för laborationer i strömningslära
Supervisor (Arcada):	Kim Skön
Commissioned by:	Yrkeshögskolan Arcada
Abstract:	
<p>Laboratory works are important for the students so that they can get more insight and understand fluid mechanics more after learning the theory behind it. Due to the laboratory being currently insufficient it's been decided to improve and develop the equipment used for fluid mechanics in the laboratory.</p> <p>This thesis work deals with planning as well as the construction of a test bench for laboratory work for Yrkeshögskolan Arcada. The purpose of the work is to enable the students in Arcada in the future to use the test bench for making laboratory exercises in fluid mechanics. One of the goals for this work and the test bench is for the students to be able to measure the flow and pressure drop in straight pipes and pipe parts and compare the results with the theoretical calculations and values. Another goal for the work is to enable the students to control the circulation pump's pump curve and to check if it matches with the practical measurements. Fluid- and pressure measurements in pipes and efficiency measurements in the circulation pump should then be possible in the laboratory.</p> <p>The thesis work presents important concepts and equations in the field of fluid mechanics. Theory of pressure losses and flow losses in pipes are also presented as well as measurement of pressure and flow in pipe systems. The work also presents the plan for the test bench as well as the plan for piping system in the test bench. Finally, a model is presented for how a lab could be done.</p>	
Keywords:	
Number of pages:	52
Language:	Swedish
Date of acceptance:	

OPINNÄYTE	
Arcada	
Koulutusohjelma:	Distribuerade Energisystem
Tunnistenumero:	
Tekijä:	Oliver Gullberg
Työn nimi:	Konstruktion och uppbyggnad av testbänk för laborationer i strömningslära
Työn ohjaaja (Arcada):	Kim Skön
Toimeksiantaja:	Yrkeshögskolan Arcada
<p>Tiivistelmä:</p> <p>Laboratoriotyöt ovat tärkeitä, jotta oppilaat saisivat enemmän tietoa ja ymmärrystä virtaustekniikasta teoreettisten opintojen jälkeen. Nykyisessä laboratoriossa olevien puutteiden johdosta on päätetty tehdä parannuksia ja kehityksiä laboratorioon virtaustekniikan osalta.</p> <p>Opinnäytetyö käsittelee virtaustekniikan testipenkin suunnittelua ja rakentamista. Testipenkki tulee Ammattikorkeakoulu Arcadan käyttöön koulun laboratoriossa. Tarkoituksena työssä on, että Arcadassa olevat opiskelijat voivat tulevaisuudessa käyttää testipenkkiä laboratoriotutkimuksiin virtaustekniikan opinnoissa. Työn ja testipenkin tavoitteena on, että oppilaat voivat mitata virtauksia ja painehäviöitä suorissa putkissa sekä putken osissa ja sen jälkeen verrata tuloksia teoreettisiin laskelmiin ja taulukkoarvoihin. Toinen tavoite työllä on, että oppilaat voivat tarkastaa ja todentaa sen, että kiertopumpun pumppukäyrät vastaavat mitattua tilannetta. Virtaus- ja painemittauksia putkistossa ja tehomittauksia pitää silloin voida tehdä laboratoriossa.</p> <p>Opinnäytetyössä esitellään myös tärkeitä käsitteitä ja perusyhtälöitä virtaustekniikassa. Teoriaa putkissa syntyvästä painehäviöistä ja kertavastuksista on myös esitetty. Lisäksi on kerrottu teoriaa paineen ja virtauksen mittauksesta putkistoissa. Työssä esitetään myös suunnitelma testipenkistä ja minkälaisen putkiston testipenkki sisältää. Lopuksi on esitettyä esimerkkimalli laboratoriokoikeesta virtaustekniikan opinnoissa.</p>	
Avainsanat:	
Sivumäärä:	52
Kieli:	Ruotsi
Hyväksymispäivämäärä:	

Innehåll

1	Inledning.....	8
1.1	Målsättning	8
2	Några grundläggande begrepp inom strömningslära.....	9
2.1.1	<i>Friktion.....</i>	9
2.1.2	<i>Gränsskikt.....</i>	11
2.1.3	<i>Densitetsvariationer.....</i>	12
2.1.4	<i>Laminär och turbulent strömning.....</i>	12
2.2	Strömningslärans grundekvationer.....	13
2.2.1	<i>Kontinuitetsekvationen</i>	14
2.2.2	<i>Bernoullis ekvation</i>	15
2.3	Reynolds tal, laminär och turbulent strömning	17
2.4	Tryckförluster.....	19
2.4.1	<i>Strömningsförluster i raka rör</i>	20
2.4.2	<i>Engångsförluster</i>	23
2.4.3	<i>Ekvivalent rörlängd.....</i>	25
3	Mätning av tryck och flöde.....	26
3.1	Stagnationspunkt.....	26
3.2	Pitotrör	27
3.3	Trycksond.....	27
3.4	Prandtlrör.....	28
3.5	Venturirör.....	29
3.6	Strypfläns.....	30
4	Pumpar	31
4.1	Allmänt om pumpar	31
4.2	Centrifugalpumpen	31
4.3	Uppfordringshöjd	32
4.4	Sughöjd	33
4.5	Kavitation.....	34
4.6	Effekt	34
4.7	Pumpkurva	35
5	Testbänk.....	37
5.1	Ritning av testbänken.....	37
5.2	Schema av det planerade rörsystemet i testbänken	39
5.3	Laboration.....	41

5.3.1	Strömningsförluster	41
5.3.2	Engångsförluster	43
5.3.3	Pumpkurva	45
5.3.4	Pumpkurva testlaboration.....	45
6	Diskussion	49
7	Källor	51

Tabeller

Tabell 1.	k_e -värden för nya rör.....	22
Tabell 2.	Uppmätta resultat med pumpens spänning 230V.....	45
Tabell 3.	Uppmätta resultat med pumpens spänning 200V.....	46
Tabell 4.	Uppmätta resultat med pumpens spänning 170V.....	46
Tabell 5.	Den teoretiska pumpkurvans och den uppmätta pumpkurvans resultat.....	48

Beteckningar

A	tvärsnittsarea	[m ²]	
C	konstant beroende på rörets geometri		
c_v	fluidens värmekapacitet	[J/kg, K]	
d	diameter	[m]	
d_h	hydraulisk diameter	[m]	
g	tyngdaccelerationen 9,806	[m/s ²]	
h	höjd	[m]	
H	uppfodringshöjd	[m]	
l	längd	[m]	
τ	skjuvspänning	[N/m ²]	
μ	dynamisk viskositet	[kg/m, s]	[Ns/ m ²]
ν	kinematisk viskositet	[m ² /s]	
v, u	strömningens hastighet	[m/s]	
Δv	hastighetsändring	[m/s]	
Δy	avstånd mellan skikten	[m]	

ρ	densitet	[kg/m ³]
\dot{m}	massflödet	[kg/s]
\dot{V}	volymström, flödet	[m ³ /s]
q	utifrån tillfört värme	[J/kg]
S	omkrets	[m]
T	temperatur	[K]
l_t	uttaget tekniskt arbete	[Nm/kg]
u	inre energi	[J/kg]
C	konstant beroende på rörets geometri	
F	kraft	
p	tryck	[N/m ²]
P_d	dynamiskt tryck	[N/m ²]
P_s	statiskt tryck	[N/m ²]
P_t	totalt tryck	[N/m ²]
P_h	höjdtryck	[N/m ²]
Δp_f	strömnings- och tryckförluster	
Re	Reynolds tal	
λ	Friktionsfaktor	
ζ	engångsförlustkoefficient	
ε	relativa skrovligheten i rör	
k_e	ekvivalent sandskrovlighet i rör	[m]
l_{ekv}	ekvivalent rörlängd	
η	Totalverkningsgrad	

1 INLEDNING

Strömningsläran har en mycket viktig roll inom tekniken. Strömning i rör är mycket vanligt vid tekniska tillämpningar t.ex. i energitekniken, där strömning har en stor betydelse vid transporter av värme och massa. Som exempel kan nämnas fjärrvärmesystem samt värme- och kylsystem i byggnader.

Det är viktigt att teoretiskt kunna bestämma tryckförluster som uppstår i rörsystem eftersom den har en betydande roll för dimensionering av t.ex. rörsystem och pumpar.

Tyvärr är det bara möjligt att göra exakt för ett få enkla fall, för de lagar som bestämmer strömningen ger oftast mycket komplicerade ekvationer. Man är därför oftast hänvisad till att använda experimentellt fastställda värden, t.ex. för tryckfallet i ett rör. En kombination av experimentella resultat och teori används oftast för att komma till praktiskt användbara resultat.

1.1 Målsättning

I yrkeshögskolan Arcadas laboratorium är utrustningen för laborationer och mätningar i strömningslära delvis bristfällig. Laborationerna är viktiga för att studerandena ska kunna få mer insikt och förståelse i strömningslära efter den teoretiska delen av inläringen. På grund av bristerna i det nuvarande laboratoriet, har förbättringar och utveckling av utrustningen i laboratoriet vad gäller strömningslära beslutats att göras.

Examensarbetet behandlar planering samt uppbyggande av en testbänk för laborationer i strömningslära.

Ett mål för arbetet och testbänken är att studerandena ska kunna mäta flöden och tryckfall i raka rör och rördelar och därefter jämföra resultatet med teoretiska beräkningar och tabellvärden.

Andra målet för arbetet och testbänken är att det ska kunna vara möjligt för studerandena att kontrollera och bestyrka att cirkulationspumpens pumpkurvor stämmer överens med de praktiska mätningarna.

2 NÅGRA GRUNDLÄGGANDE BEGREPP INOM STRÖMNINGS- LÄRA

Strömningslära kan man kalla den del av mekaniken, som behandlar fluiders makroskopiska rörelser. Man brukar använda benämningen fluider för medier, där olika medieelement är lätt rörliga i förhållandet till varandra. I tekniken förekommer fluider i ett stort antal förlopp. Som exempel kan nämnas vätskor och gaser.

2.1.1 Friktion

Utmärkande för en fluid är den lätthet varmed delar av mediet förskjuts i förhållande till varandra. Vid deformation av fasta kroppar behövs stora krafter för små deformationer, medan i en fluid relativt små krafter kan orsaka stora deformationer. Detta medför bl.a. att de flesta strömningar är mer eller mindre tredimensionella.

I fluider är kraften beroende av deformationshastigheten. Ju snabbare förskjutningen mellan de olika medieelementen sker, desto större är alltså den friktionskraft som motverkar relativrörelsen. Viskositet är en egenskap hos fluider som betecknar dess "tjockhet" eller interna motstånd mot deformation. Viskositet kan ses som ett mått på friktion i fluider. Viskositeten hos vätskor är beroende av temperaturen. Då temperaturen stiger expanderar vätskan. Mellanrummet på molekylerna i vätskan blir större och krafterna mellan mole-

kylerna minskar. Detta betyder att vätskans viskositet minskar. Framför allt nära frystemperaturen är en vätskas viskositet mycket beroende av temperaturen. Nära frystemperaturen är viskositeten mycket stor och vid varmare temperatur betydligt lägre. [1, s.7]

”Tunna” vätskor såsom metanol har låg viskositet, medan ”tjockare” vätskor som olja har hög viskositet.

Enligt Newtons ansats definieras dynamisk viskositet (μ) som förhållandet mellan skjuvspänningen (τ) och deformationshastigheten ($\Delta v/\Delta y$):

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y}$$

τ	skjuvspänning	[N/m ²]	
μ	dynamisk viskositet	[kg/m, s]	[Ns/ m ²]
Δv	hastighetsändring	[m/s]	
Δy	avstånd mellan skikten	[m]	

Kinematisk viskositet (ν) definieras som förhållandet mellan den dynamiska viskositeten (μ) och densiteten (ρ) på fluiden:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

ν	kinematisk viskositet	[m ² /s]	
μ	dynamisk viskositet	[kg/m, s]	[Ns/ m ²]
ρ	densitet	[kg/m ³]	

Som multipelenhet för kinematisk viskositet används Stoke.

$$1St = 10^{-4}m^2/s = 1cm^2/s$$

[3, s. 215]

2.1.2 Gränsskikt

Nära en fast vägg måste man ta hänsyn till friktionen. I kontinuerliga medier kan enligt erfarenheten ingen diskontinuitet i hastighetsfördelningen förekomma, och därför måste fluiden vid en fast vägg ha samma hastighet som denna. I teorin för friktionsfri strömning kan man endast uppfylla randvillkoret, att hastigheten vinkelrätt mot väggen är noll, däremot ej också den tangentiella. Därför erhålls i praktiken även vid mycket liten viskositet alltid avvikelser från denna teori nära en fast yta. Det visar sig att det område, inom vilket friktionen väsentligt påverkar strömningen – gränsskiktet – ofta är ganska tunt.

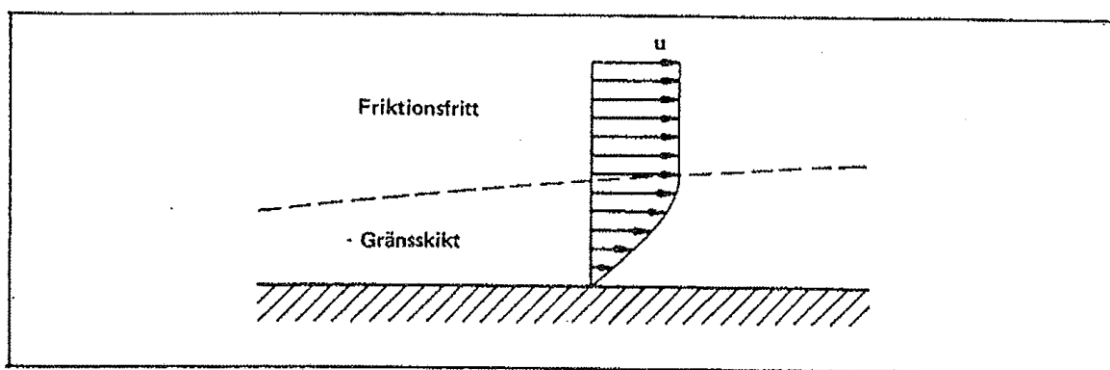


Bild 1. Gränsskikt, strömning vid en fast vägg

Inom gränsskiktet är hastighetsgradienten stor och därmed friktionskrafterna betydande. Gränsskiktets ringa tjocklek medför dock, att vissa termer i de ekvationer som beskriver strömningen blir försumbara, vilket underlättar framtagandet av teoretiska lösningar. Detta är av stor praktisk betydelse, eftersom strömningen i gränsskiktet bestämmer krafterna på fasta kroppar samt värme- och massutbyte mellan fluid och kropp.

Även vid den interna strömningen i rör utbildas ett gränsskikt. Detta tillväxer i tjocklek med avståndet från rörinloppet, och så småningom erhålls ”full utbildad rörströmning”. I praktiken är rör ofta tillräckligt långa för att inloppssträckans inverkan ska kunna försummas.

[1, s.9]

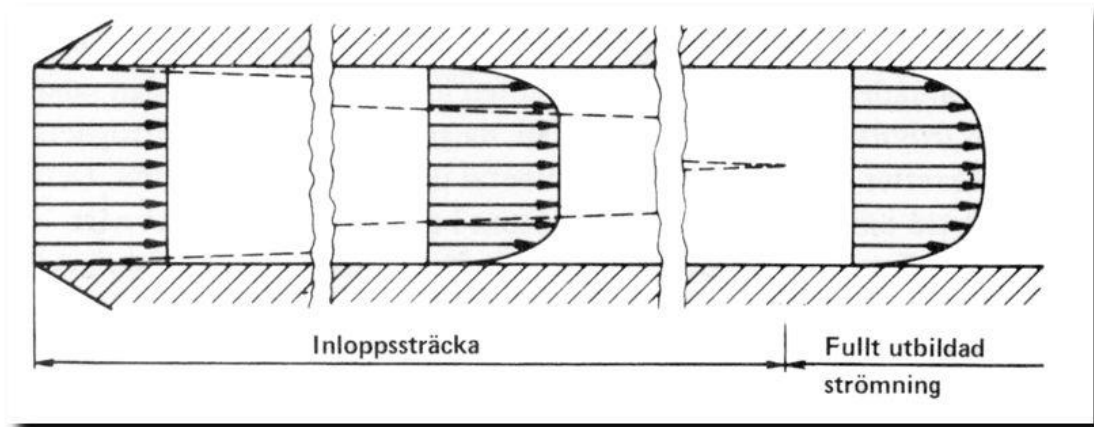


Bild 2. Strömningens utbildning i rör

2.1.3 Densitetsvariationer

I alla strömningsfält kan trycket variera från punkt till punkt. En viktig egenskap hos en fluid är därför dess kompressibilitet. I en vätska ändras sig densiteten mycket litet även vid ganska stora tryckändringar. Vätskor kan därför med god noggrannhet anses vara inkompressibla.

Fluidens densitet är beroende av tryck och temperatur.

Vätskor kan kallas för inkompressibla fluider. I en vätska ändras sig densiteten mycket lite även vid ganska stora tryckändringar.

Gaser kallas för kompressibla fluider. I en gas ändras sig densiteten lätt.

[1, s.10]

2.1.4 Laminär och turbulent strömning

Två helt olika typer av strömning förekommer. Detta visar sig t.ex. när rök strömmar upp ur en smal skorsten eller en cigarett. Först rör sig röken i parallella skikt utan att olika delar av strålen blandar sig med varandra. På ett visst avstånd från utsläppet ändras emellertid strömningen karaktär och rökpartiklarna rör sig i oregelbundna banor.

Den skiktade strömningen kallas laminär och den oregelbundna turbulent. Stora skillnader i krafter, värmeöverföring osv erhålls mellan laminär och turbulent strömning. Av väsentlig betydelse är också den stora skillnaden i teoretisk behandling av de två strömningstyperna. Den laminära strömningen har i många fall kunnat lösas teoretiskt, medan den vanligare förekommande turbulenta strömningen ännu i stor utsträckning måste behandlas empiriskt. Det innebär att man utnyttjar mätresultat. Huruvida strömlinjen är laminär eller turbulent avgörs av Reynoldstalet som behandlas i avsnitt 2.3.

[1, s.11]

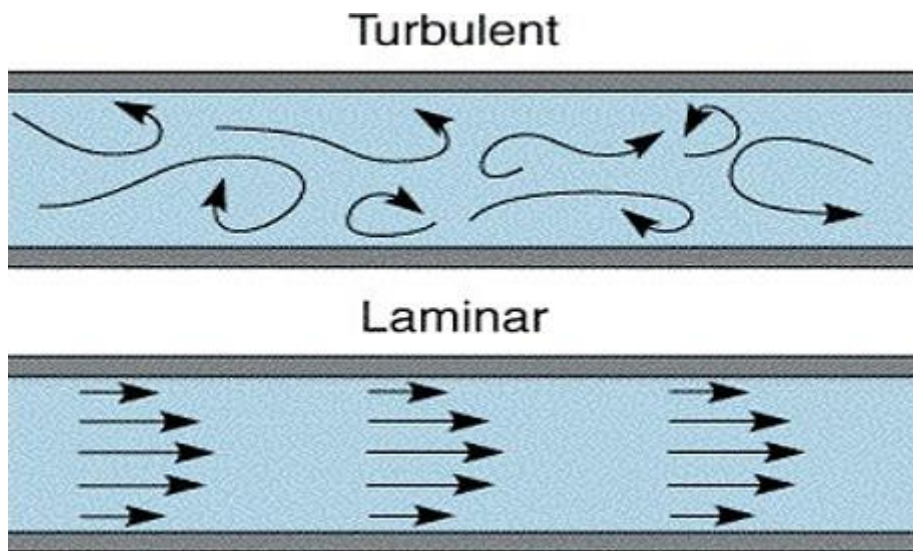


Bild 3. Turbulent och laminär strömning i rör

2.2 Strömningslärans grundekvationer

Strömningsförlopp som finns i naturen är oftast mycket komplicerade och svåra att behandla. I många tekniska sammanhang kan man ändå få acceptabla resultat från beräkningar på förenklade beräkningsätt.

Strömningsförlopp kallas för stationära om alla strömningsparametrar så som tryck, hastighet etc. i en viss bestämd punkt är oberoende av tiden. Det betyder att så gott som alla strömningsförlopp in stationära, men många förlopp kan ändå behandlas som stationära utan att resultaten ändras mycket (turbulent strömning). Detta görs med att tidsmedelvärdet införs på lämpligt sätt.

I allmänhet är alla strömningar tredimensionella men vid många tekniskt viktiga strömningssfall kan man med god noggrannhet minska antalet dimensioner. Ett exempel är rörströmning där strömningssparametrarna varierar enbart i en dimension, rörets längdriktning. Endimensionell strömning förutsätter att strömningssparametrarna beskrivs med hjälp av medelvärden över strömningstvärsnittet.

Vid rörströmning definieras strömningens medelhastighet (v) i röret som volymströmmen (\dot{V}) dividerat med rörets tvärsnittsarea (A).

$$v = \dot{V} / A$$

v	strömningens hastighet	[m/s]
\dot{V}	volymström, flödet	[m ³ /s]
A	tvärsnittsarea	[m ²]

Denna medelhastighet kan som regel med tillräckligt bra noggrannhet användas i de flesta sammanhang.

[3, s. 259]

2.2.1 Kontinuitetsekvationen

Eftersom massa inte kan försvinna eller skapas, måste massflödet \dot{m} , genom varje tvärsnitt i ett rör eller strömrör vara lika.

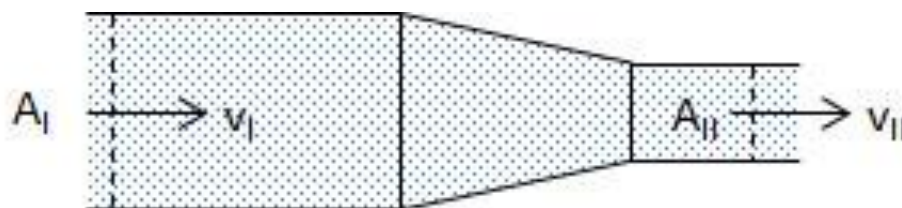


Bild 4. Endimensionell strömningssmodell

Detta leder till kontinuitetsekvationen

$$\rho_1 \cdot V_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot A_2 (\dot{m}_1 = \dot{m}_2)$$

I fallet av en inkompressibel strömning

$$V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 (\dot{V}_1 = \dot{V}_2)$$

\dot{m}	massflödet	[kg/s]
A	tvärsnittsarea	[m ²]
v	strömningens hastighet	[m/s]
\dot{V}	volymström, flödet	[m ³ /s]

Enligt kontinuitetsekvationen ökar strömningshastigheten då tvärsnittsarean minskar och tvärtom. Vid kompressibel strömning behöver detta inte vara fallet eftersom hastighetsändringen då även beror av densitetens variation. [1, s.18]

2.2.2 Bernoullis ekvation

Bernoullis ekvation är en rörelseekvation, d.v.s. den är en omformulering av utgångssambandet ”kraften = massan x accelerationen”. Ekvationen gäller oberoende om värme tillförs eller inte under förloppet.

Bernoullis ekvation för den stationära, endimensionella och inkompressibla strömningen mellan läge I och II lyder:

$$p_1 + \frac{1}{2}(\rho v_1^2) + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}(\rho v_2^2) + \rho g h_2$$

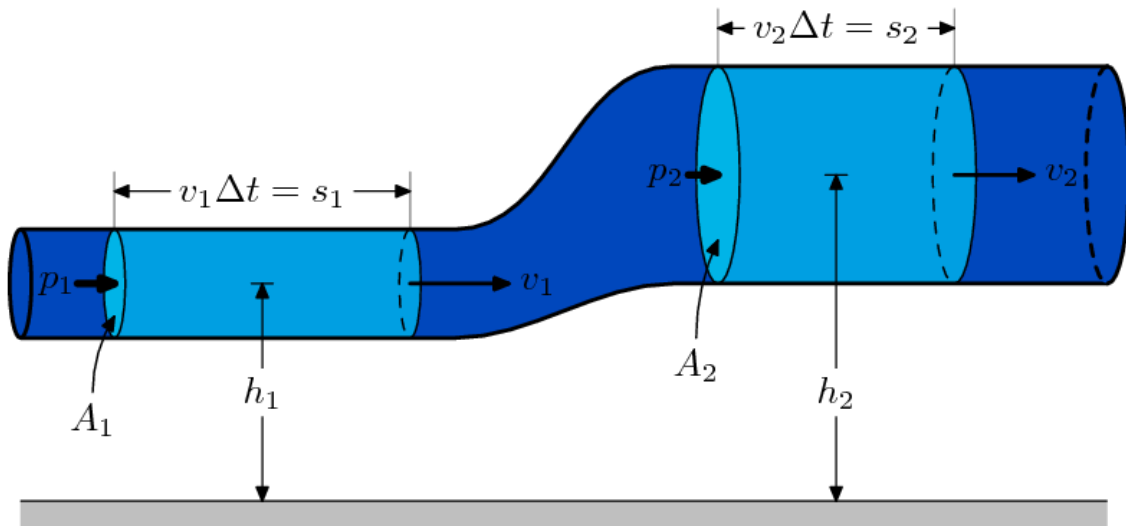


Bild 5. Beteckningar till Bernoullis ekvation

$\frac{1}{2}(\rho v_1^2)$	dynamiskt tryck	P_d
$\rho g h_1$	höjdtryck	P_h

p	statiskt tryck	$[\text{N}/\text{m}^2]$
ρ	vätskans densitet	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
v	strömningens hastighet	$[\text{m}/\text{s}]$
g	tyngdaccelerationen 9,806	$[\text{m}/\text{s}^2]$
h	höjd över ett horisontalplan	$[\text{m}]$

Med ekvationen kan man bestämma strömningshastigheten och trycket i varje punkt längs en strömninglinje.

Vid en friktionsfri ($\Delta p_1 = 0$) och horisontell strömning ($h_1 = h_2$) förändras inte totaltrycket.

Om det dynamiska trycket (hastigheten) ökar kommer det statiska trycket att minska i motsvarande grad. Hastigheten i ett rör ökar då arean minskar.

Om även strömningförlusterna mellan punkterna 1 och 2 inkluderas utvidgas ekvationen till följande uttryck:

$$p_1 + \frac{1}{2}(\rho v_1^2) + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}(\rho v_2^2) + \rho g h_2 + \Delta p_f$$

Där Δp_f är tryckförluster p.g.a. strömning

[3, s. 261]

2.3 Reynolds tal, laminär och turbulent strömning

Brittiske ingenjören Osborne Reynolds studerade på slutet av 1800 talet systematiskt flöden i rör. Han visade med sitt experiment skillnaden emellan laminär och turbulent strömning i rör.

Vid experimentet använde han sig av ett glasrör där vatten strömmade. I vattenströmmen tillsatte han färgämne med en liten nål.

Vid små strömningshastigheter var spåret efter färgen klar och enspårig oberoende av var i röret färgämnet tillsattes. Då strömningshastigheten ökades började avvikelser och små virvlar synas i färgämnets spår. Då strömningshastigheten ytterligare ökades söndrades det enspåriga färgspåret snabbt och hela röret fylldes av färgämne. Den laminära strömningen hade blivit turbulent. Förändringen var också motsatt: då strömningshastigheten minskades lugnade sig färgspåret och strömningen blev igen laminär.

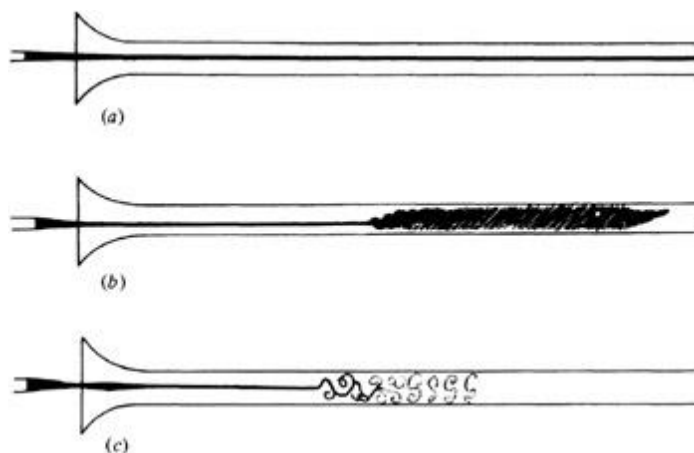


Bild 6. Reynolds observationer vid hans strömningsexperiment

a) laminär strömning

- b) turbulent strömning
- c) turbulent strömning granskad med elektrisk gnista

Reynolds tal är dimensionslöst och definieras som:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

u	strömningens hastighet	[m/s]
d	rörets diameter	[m]
ν	kinematisk viskositet	[m ² /s]

Storleken på Reynolds tal avgör strömningens karaktär.

$Re < 2300$	strömningen laminär
$Re \ 2300 - 4000$	omslagsområdet mellan laminär och turbulent strömning
$Re > 4000$	strömningen turbulent

[3, s. 265]

Strömningen är stabil och laminär vid låga Reynolds tal och friktionen spelar en större roll. Friktionens inverkan förminskas då Reynolds tal förstoras. Strömningen övergår via ett omslagsområde till turbulent strömning och blir instabil. Den turbulenta strömningen är full av virvlar med stor blandningsförmåga. Stora strömningsförluster förorsakas ofta av turbulent strömning. Det Reynolds tal under vilket turbulent strömning inte kan upprätthållas kallas för kritiskt Reynolds tal.

Strömningen kan dock vara laminär även vid mycket högre Re-värden så länge som strömningen är extremt skyddad från störningar.

Storleken på Reynolds tal anger inte hur virvlande turbulent strömningen i röret är.

[1, s.50]

2.4 Tryckförluster

Tryckförluster kan uppdelas i två delar beroende på hur de uppkommer. Tryckförlust som uppkommer i ett rakt rör pga. friktion mellan fluiden och rörets vägg samt engångsförluster. Engångsförluster uppkommer vid virvelbildning och friktion i t.ex. rörböjar, ventiler och dimensionsförändringar.

Tryckförlusten som uppkommer pga. friktion:

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \frac{v^2}{2}$$

λ Friktionsfaktor som är en funktion av Reynolds tal och rörets relativa skrovlighet. Vid laminär strömning är friktionsfaktorn oberoende av skrovligheten.

l rörets längd [m]

d rörets diameter [m]

ρ vätskans densitet [kg/m³]

v strömningens hastighet [m/s]

Δp_f strömnings- och tryckförluster

Engångsförlusterna beräknas:

$$\Delta p_f = \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2}$$

ζ engångsförlustkoefficienten som beror av Reynolds tal vid given geometri

De totala tryckförlusterna i ett rörsystem får man genom att summera friktionsförlusterna samt engångsförlusterna av olika komponenter:

$$\Delta p_f = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \cdot \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}$$

[1, s.56]

2.4.1 Strömningsförluster i raka rör

2.4.1.1 Laminär strömning

Vid fullt utbildad laminär strömning i rör kan tryckfallet över en rörlängd bestämmas analytiskt. Vid laminär strömning är friktionsfaktorn oberoende av rörets skrovlighet. Friktionsfaktorn beräknas:

$$\lambda = \frac{C}{Re}$$

Konstanten C beror på rörets geometri. För cirkulära rör är $C = 64$

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

För icke cirkulära rör t.ex. rektangulära ersätts rörets diameter d med en hydraulisk diameter d_h . Den hydrauliska diametern definieras:

$$d_h = \frac{4A}{S}$$

d_h	hydraulisk diameter	[m]
A	rörets area	[m ²]
S	rörets omkrets	[m]

[2, s. 98]

2.4.1.2 Turbulent strömning

Vid turbulent strömning orsakas tryckfallet främst av virvlarnas stora friktionskrafter. För turbulent strömning finns det inga analytiska formler utan man är hänvisad till erfarenhetsmässiga formler och diagram.

Invändigt släta rör

För invändigt släta rör brukar man använda Blasius (1913) formel för att beräkna friktionsfaktorn då Reynolds tal är $4000 < Re < 10^5$

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

För invändigt släta rör används Nikuradses (1933) formel för att beräkna friktionsfaktorn då Reynolds tal är $10^5 < Re < 10^8$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}$$

[2, s. 98]

Skrovliga rör

Skrovligheten i röret har en inverkan på friktionen. Vid laminär strömning har skrovligheten ingen inverkan. Men vid turbulent strömning är inverkan stor. Colebrook formulerade år 1939 en ekvation för att beräkna friktionsfaktorn vid turbulent strömning:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7d_h} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right)$$

λ	Darcys friktionsfaktor	
ε	relativa skrovligheten i rör	
d_h	hydraulisk diameter	[m]
Re	Reynolds tal	

År 1944 formulerade Moody ett diagram som baserar sig på Colebrooks ekvation. Friktionsfaktorn är beroende av Reynolds tal och rörets relativa skrovlighet. I området ”Complete turbulence” är motståndstalet oberoende av Reynolds tal.

Den relativa skrovligheten definieras som kvoten mellan den ekvivalenta sandskrovligheten och rörets innerdiameter.

$$\varepsilon = \frac{k_e}{d}$$

ε relativa skrovligheten i rör

k_e ekvivalent sandskrovlighet i rör [m]

d rörets innerdiameter [m]

[2, s. 100]

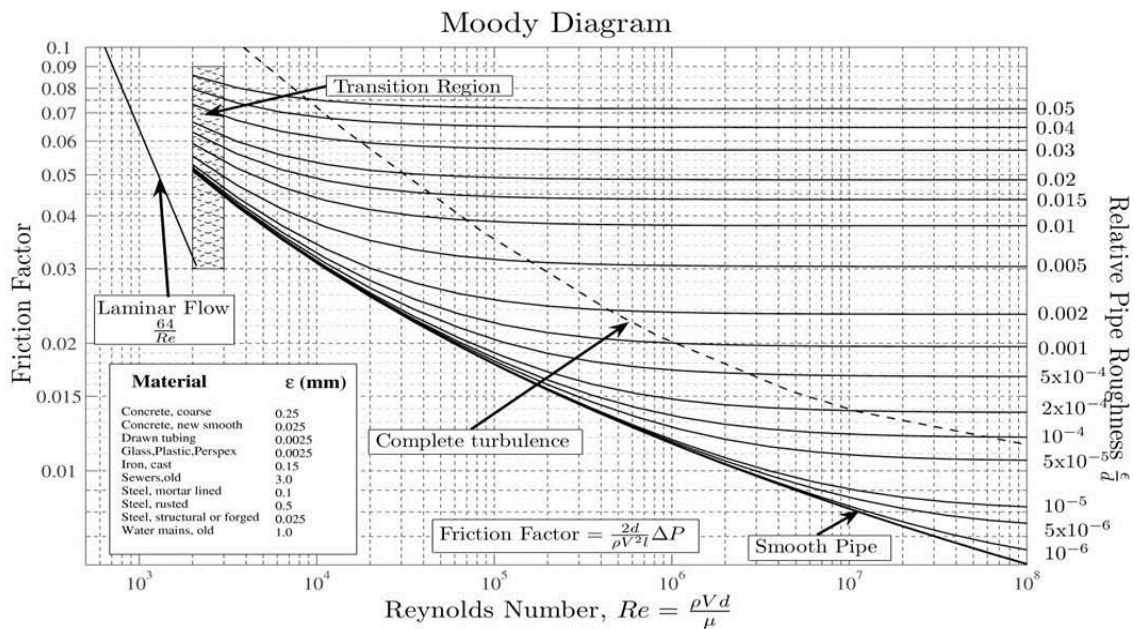


Bild 7. Moody diagram

Tabell 1. k_e -värden för nya rör.

Rörmaterial	k_e
Släta plaströr (d <200 mm)	0,01 mm
Släta plaströr (d >200 mm)	0,05 mm
Rör av aluminium, koppar, mässing, glas	0,1–0,2 mm
Galvaniserade järnrör	0,15 mm
Gjutjärnrör	0,25 mm
Betongrör (släta-skrovliga)	0,4–1,2 mm
Järn och stålrör (rostiga)	0,5–2,0 mm
Korrugerade plaströr	1,45–4,10 mm

2.4.2 Engångsförluster

Strömningsförluster i areaförändringar, krökar, ventiler etc. kallar man för engångsförluster och man beräknar dem med formeln:

$$\Delta p_f = \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2} \text{ [m vp]}$$

ζ engångsförlustkoefficient

v strömningens hastighet [m/s]

Engångsförlusterna påverkas i princip av ytskrovligheten och Reynolds tal. Exempel på ungefärliga värden på förlustkoefficienten vid engångsförluster finns i tabellen under. Alla värden avser förhållanden vid normal ytskrovlighet och vid höga Reynolds tal. I de fall där hastigheten förändras ska alltid den högsta strömningshastigheten användas. Vid area förändring använder man sig av den hastighet som gäller vid den minsta diametern och vid T-stycken den hastighet som är den sammanlagda volymströmmen.

[3, s. 265]



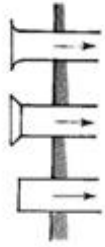

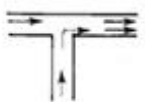
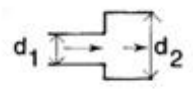
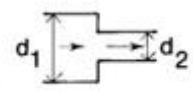


	<p>rörbøj 90°</p> <p>$r > 4 d \quad \zeta \approx 0,2$</p> <p>$r = d \quad \zeta \approx 0,4$</p> <p>rörbøj 180° $\zeta \approx 2 \times 90^\circ$</p>										
	<p>skarpkantat $\zeta \approx 0,5$</p> <p>avrundat $\zeta \approx 0,25$</p>										
	<p>inloppsdyssa $\zeta \approx 0,05$</p> <p>inloppstratt $\zeta \approx 0,2$</p> <p>instuckat rör $\zeta \approx 1,5$</p>										
	<p>förgrening</p> <p>$\zeta \approx 0,1$ (genomströmning)</p> <p>$\zeta \approx 0,9$ (avgrening)</p>										
	<p>T-rör</p> <p>$\zeta \approx 0,4$ (genomströmning)</p> <p>$\zeta \approx 0,2$ (tillkommande gren)</p>										
	<p>plötslig areaökning</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>d_2/d_1</th> <th>1,5</th> <th>2</th> <th>2,5</th> <th>10</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ζ</td> <td>0,3</td> <td>0,6</td> <td>0,7</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	d_2/d_1	1,5	2	2,5	10	ζ	0,3	0,6	0,7	1
d_2/d_1	1,5	2	2,5	10							
ζ	0,3	0,6	0,7	1							
	<p>plötslig areaminskning</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>d_2/d_1</th> <th>1</th> <th>0,8</th> <th>0,6</th> <th>0,4</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ζ</td> <td>0</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> </tr> </tbody> </table>	d_2/d_1	1	0,8	0,6	0,4	ζ	0	0,2	0,3	0,4
d_2/d_1	1	0,8	0,6	0,4							
ζ	0	0,2	0,3	0,4							
	<p>backventil (fullt öppen)</p> <p>klaff $\zeta \approx 1-0,4$</p> <p>sätet $\zeta \approx 8-1$</p> <p>kula $\zeta \approx 2-0,5$</p> <p>För noggranna värden hänvisas till tillverkarnas kataloger</p>										
	<p>ventil (fullt öppen)</p> <p>slussventil $\zeta \approx 0,2$</p> <p>sätventil $\zeta \approx 3$</p> <p>vridspjäll $\zeta \approx 0,2$</p> <p>kulkik $\zeta \approx 0,1$</p> <p>För noggranna värden hänvisas till tillverkarnas kataloger.</p>										

Bild 8. Ungefärliga värden för förlustkoefficienten vid engångsförluster

2.4.3 Ekvivalent rörlängd

Det är också möjligt att uttrycka engångsförluster som ekvivalent rörlängd l_{ekv}

$$l_{ekv} = \frac{\zeta}{\lambda} \cdot d$$

ζ engångsförlustkoefficient

λ friktionsfaktor

Således kan man beräkna strömningsförlusterna i ett rörsystem vars längd motsvarar summan av rårör och engångsförluster enligt ekvivalent rörlängd. Med ekvivalent rörlängd t.ex. för en böj menas den rårörlängd som ger upphov till samma tryckförlust som rorböjen vid lika strömningshastighet.

Exempel på engångsförluster och ekvivalenta längder:

45° böj	$l_{ekv} = 10 \cdot D$
90° böj	$l_{ekv} = 20 \cdot D$
T-stycke	$l_{ekv} = 40 \cdot D$
backventil	$l_{ekv} = 150 \cdot D$

[3, s. 269]

3 MÄTNING AV TRYCK OCH FLÖDE

3.1 Stagnationspunkt

Då flödet strömmar i ett rör och träffar ett motstånd delar sig flödet runt motståndet. På motståndets framsida finns en punkt där hastigheten är noll. Den punkten kallar man för stagnationspunkt.

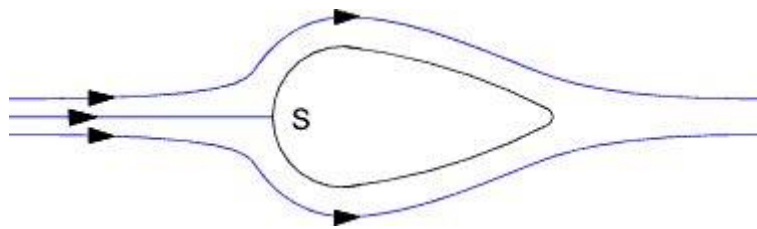


Bild 9. Stagnationspunkt i rör

Trycket i stagnationspunkten kallas för stagnationstryck eller totaltryck P_t .

Om strömningen är stationär och inkompressibel kan Bernoullis ekvation tillämpas. Bernoullis ekvation säger att det totala trycket är konstant längs en strömlinje. Om hastigheten ökar så ökar det dynamiska trycket P_d . Om höjdtrycket P_h är konstant (horisontell strömning) så måste det statiska trycket P_s minska. Vid osymmetriska kroppar kan tryckdifferensen ge upphov till lyftkrafter.

[1, s.33]

Totaltrycket är summan av det statiska trycket och det dynamiska trycket.

$$P_t = P_s + P_d$$

3.2 Pitotrör

Stagnationstrycket eller det totala trycket mäter man med ett pitotrör. Pitotröret är ett rör med ett hål i den främre ändan medan den andra ändan är ansluten till en manometer. Främre ändan av röret placeras med mynningen riktad mot strömlinjerna. Då det inte sker en strömning genom röret får man en stagnationspunkt i hålet.

[1, s.34]

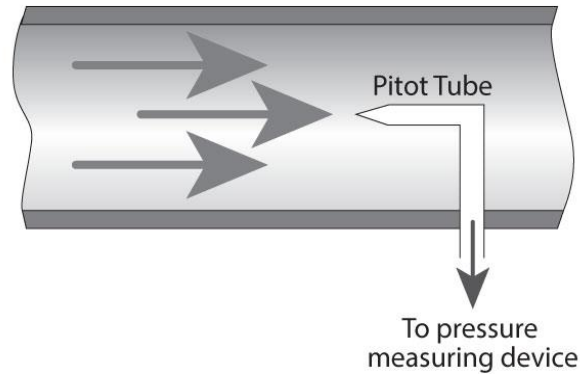


Bild 10. Princip av Pitotröret

Pitotröret är relativt okänsligt för inriktningsfel. Ett vinkelfel på 15° ger ett mätningfel på några procent.

3.3 Trycksond

För att mäta det statiska trycket i ett rör kan man borra ett hål i röret och ansluta en manometer till hålet. Diametern på hålet ska vara ca 0,5 mm.

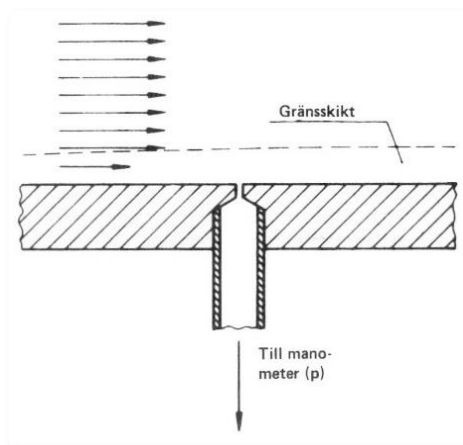


Bild 11. Princip av trycksond

För att mäta det statiska trycket i strömningen använder man sig av liknande rör som Pitotröret men med den avvikelsen att röret har hål i sidan. Konstant hastigheten längs röret krävs.

[1, s.34]

3.4 Prandtlrör

Det dynamiska trycket mäter man med ett Prandtlrör. Prandtlröret är en kombination av ett Pitotrör och en trycksond. Totala trycket och det statiska trycket mäts samtidigt och man får som resultat tryckdifferensen dvs. det dynamiska trycket, $P_t - P_s = P_d$

[1, s.36]

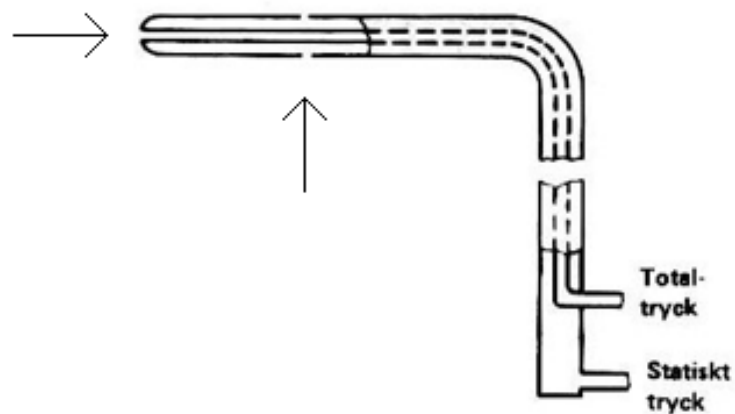


Bild 12. Princip av Prandtlrör

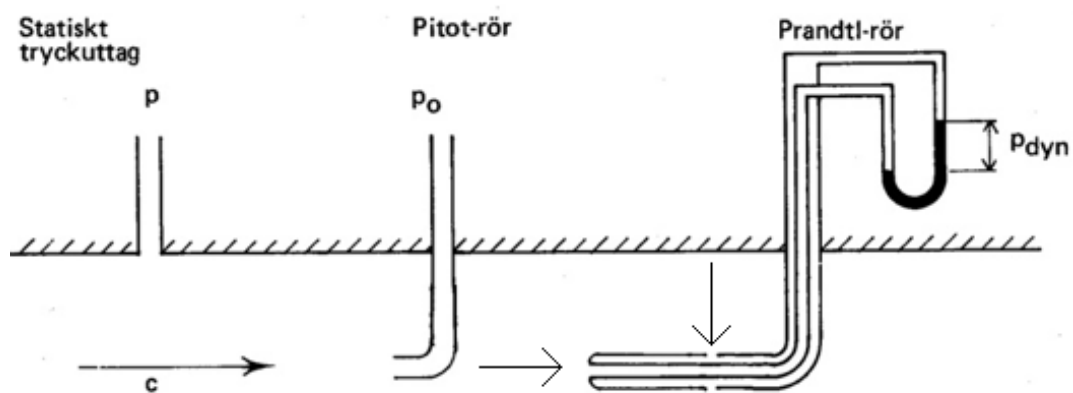


Bild 13. Mätning av statiskt, totalt och dynamiskt tryck i rör

3.5 Venturirör

Med Venturiröret kan man bestämma flödet i ett rör.

Venturiröret är ett rör som har en mindre diameter på mitten än i ändorna. Man mäter den statiska tryckdifferensen mellan trycket strax före avsmalningen och mitten på avsmalningen. Både avsmalningen och vidgningen är konisk. Då rørets tvärsnittsarea minskar kommer fluidens hastighet att öka och trycket kommer att minska (kontinuitetsekvationen och Bernoullis ekvation).

[2, s. 53]

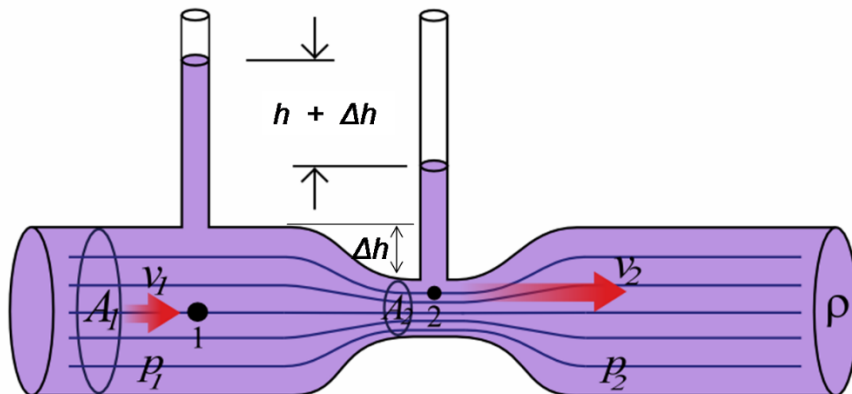


Bild 14. Venturirör

$$Q = A_1 \frac{2(p_1 - p_2)}{\sqrt{\rho \left(\frac{A_1^2}{A_2^2} - 1 \right)}} = A_2 \frac{2(p_1 - p_2)}{\sqrt{\rho \left(\frac{A_2^2}{A_1^2} - 1 \right)}}$$

Q	volymström, flödet	[m ³ /s]
A_1	rørets area före avsmalningen	[m ²]
A_2	rørets area i mitten på avsmalningen	[m ²]
p_1	statiska trycket före avsmalningen	[Pa]
p_2	statiska trycket i mitten på avsmalningen	[Pa]
ρ	fluidens densitet	[kg/m ³]

Venturirøret kräver för att erhålla rätt mätresultat 30 diametrars rak längd i minimum, före venturirøret.

3.6 Strypfläns

En enkel anordning för att mäta flöden i rör är strypflänsen. Strypflänsen minskar arean, flödets hastighet ökar och trycket minskar. Trycket mäts före och efter strypflänsen och man erhåller ett differenstryck $p_1 - p_2$ över strypflänsen. Kombinerar man Bernoullis ekvation och kontinuitetsvillkoret kan man med hjälp av differenstrycket och förhållandet mellan rördiameter och strypflänsens diameter räkna ut flödet enligt $\Delta P = k \cdot q^2$. Strypflänsen måste vara kalibrerad. Mät noggrannheten med en strypfläns är ca 1 %.

[1, s.37]

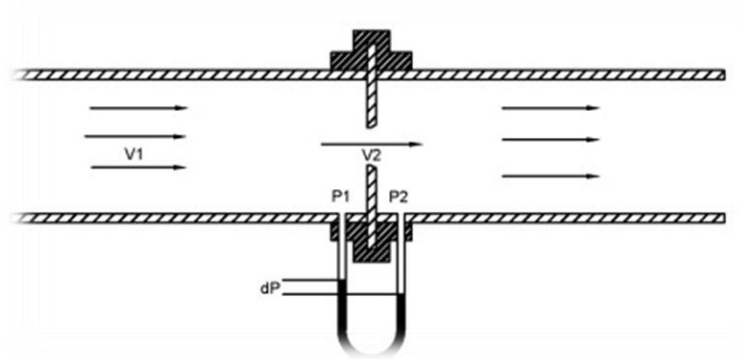


Bild 15. Princip av strypfläns

4 PUMPAR

4.1 Allmänt om pumpar

En pump är en maskin som får en fluid (vätska eller gas) att förflytta sig. Det finns olika typer av pumpar. De vanligaste är centrifugal- och turbopumparna samt förträngnings- eller displacementspumparna (t.ex. kolvpumparna).

4.2 Centrifugalpumpen

Centrifugalpumpen är den pump typ som allmänt används inom värme-, kyl- och tappvattensystem.

Centrifugalpumparna är till sin konstruktion försedda med ett eller flera skovelhjul som roterar i ett pumphus. Vätskan tillförs tryckenergi genom centrifugalkrafterna i skovelhjulet och/ eller genom omvandling av hastighetsenergi till tryckenergi i skovelkanalerna. Vätskan tillförs rörelseenergi när vätskans absoluta hastighet ökar från skovelhjulets inlopp till dess utlopp.

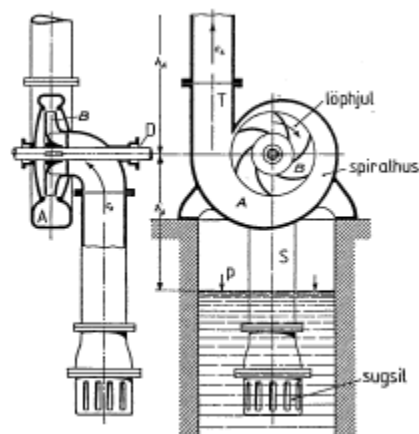


Bild 16. Centrifugalpump



Bild 17. Exempel på centrifugalpump

4.3 Uppfordringshöjd

I gamla tider användes pumpar för att transportera vatten från en lägre nivå till en högre. Då var det praktiskt att använda begreppet uppfodringshöjd som mått på pumpens prestationsförmåga.

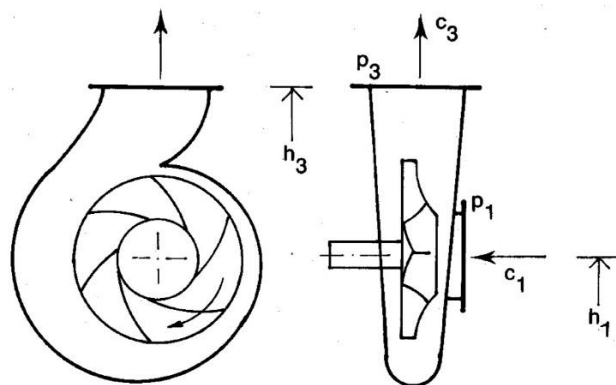


Bild 18. Pumpbeteckningar

$$H = \frac{p_3 - p_1}{\rho g} + \frac{c^2_3 - c^2_1}{2g} + h_3 - h_1$$

H	uppföringshöjd	[m]
p	statiskt tryck	[N/m ²]
c	absolut hastighet	[m/s]
ρ	vätskans densitet	[kg/m ³]
g	tyngdaccelerationen 9,806	[m/s ²]
h	höjd	[m]

I slutna rörsystem är pumpens uppföringshöjd lika med rörsystemets uppföringshöjd (tryckfall).

[3, s. 20]

4.4 Sughöjd

Med sughöjd menas nivåskillnaden mellan pumpens inlopp och vätskeytan i sugbassängen.

Pumparna skapar ett undertryck (vakuum) ovanför det i sugbassängen rådande trycket så att vätskan pressas uppåt i sugledningen. Allt en pump kan göra är att skapa ett fullständigt vakuum.

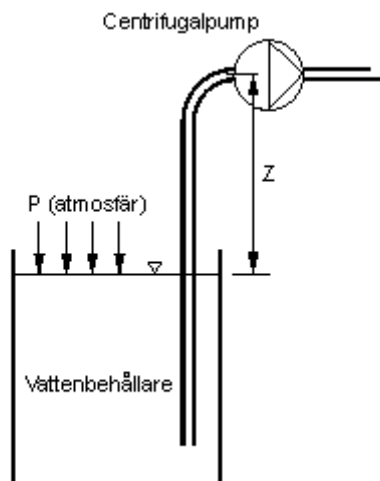


Bild 19. Pumpens sughöjd

Sughöjden begränsas av atmosfärtrycket. I normala fall är maximala sughöjden 10 m då vattnet är kallt. Då vattnet är varmt är sughöjden lägre. Förlusterna i pumpens skovlar, sugledning och samt den möjliga kavitationen gör att den maximala sughöjden i praktiken är ca 7 m vid kallt vatten.

[12, s.117]

4.5 Kavitation

Kavitation uppstår då statiska trycket i vätskan någonstans lokalt inuti pumpen sjunker till vätskans ångbildningstryck. Delar av vätskan förångas och ångblåsor bildas. Då ångblåsorna sedan förflyttas till områden med högre tryck imploderar de. Implosionerna bildar tryckimpulser vilka kan förorsaka mekaniska skador på pumpen.

[12, s.118]

4.6 Effekt

Totaltryckökningen i pumpen är

$$\Delta p_t = \rho \cdot g \cdot H$$

ρ	vätskans densitet	[kg/m ³]
g	tyngdaccelerationen 9,806	[m/s ²]
H	uppfodringshöjd	[m]

En pumps hydrauliska effektbehov är

$$P_h = \dot{V} \cdot \Delta p_t$$

\dot{V}	Volymström, flödet	[m ³ /s]
-----------	--------------------	---------------------

En pumps effektbehov är

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_t}{\eta}$$

η	Totalverkningsgraden
--------	----------------------

[12, s.119]

Totalverkningsgraden innehåller elmotorns förluster η , transmissionens förluster η_t , axelns friktionsförluster η_f och de hydrauliska förlusterna inne i pumpen η_h

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_t \cdot \eta_f \cdot \eta_h$$

4.7 Pumpkurva

Pumpkurvan är den kurva som uttrycker pumparnas prestanda. I pumpkurvan visas sambandet mellan volymflödet och uppfodringshöjden. Den beskriver pumpens maximala kapacitet vid olika tryckhöjder. [3, s. 20]

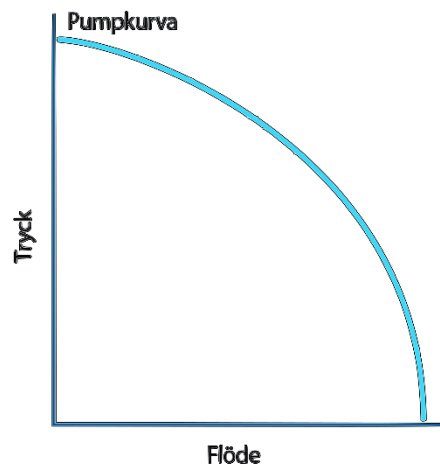


Bild 20. Pumpkurva

Pumpen ska övervinna det totala tryckfallet i rörsystemet. När man väljer en pump måste man känna till pumpkurvan samt rörsystemets kurva, systemkurvan. Rörsystemets tryckfall är beroende på hur stort volymflödet är. Punkten där pumpkurvan möter systemkurvan kallas för driftpunkten. [12, s.119]

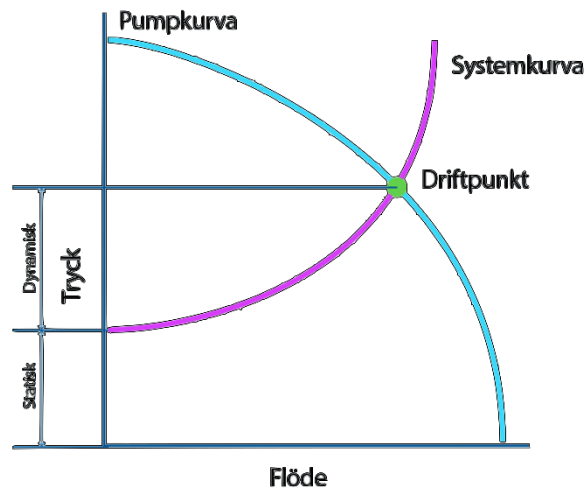


Bild 21. Pumpens driftpunkt

5 TESTBÄNK

Testbänkens syfte är att möjliggöra laborationer i strömningslära. Testbänken planerades för att det skall kunna vara möjligt att kontrollera och bestyrka att cirkulationspumpens teoretiska pumpkurvor stämmer överens med de praktiska mätningarna. En plan på ett rörsystem som möjliggör t.ex. mätningar av strömningsförluster i raka rör samt engångsförluster i rörsystem gjordes också. Rörsystemet installerades inte i detta examensarbete men planen på rörsystemet presenteras i kapitel 5.2. Det är dock möjligt att senare utveckla testbänken. Då kan rörsystemet byggas och kopplas det till den nuvarande testbänken.

5.1 Ritning av testbänken

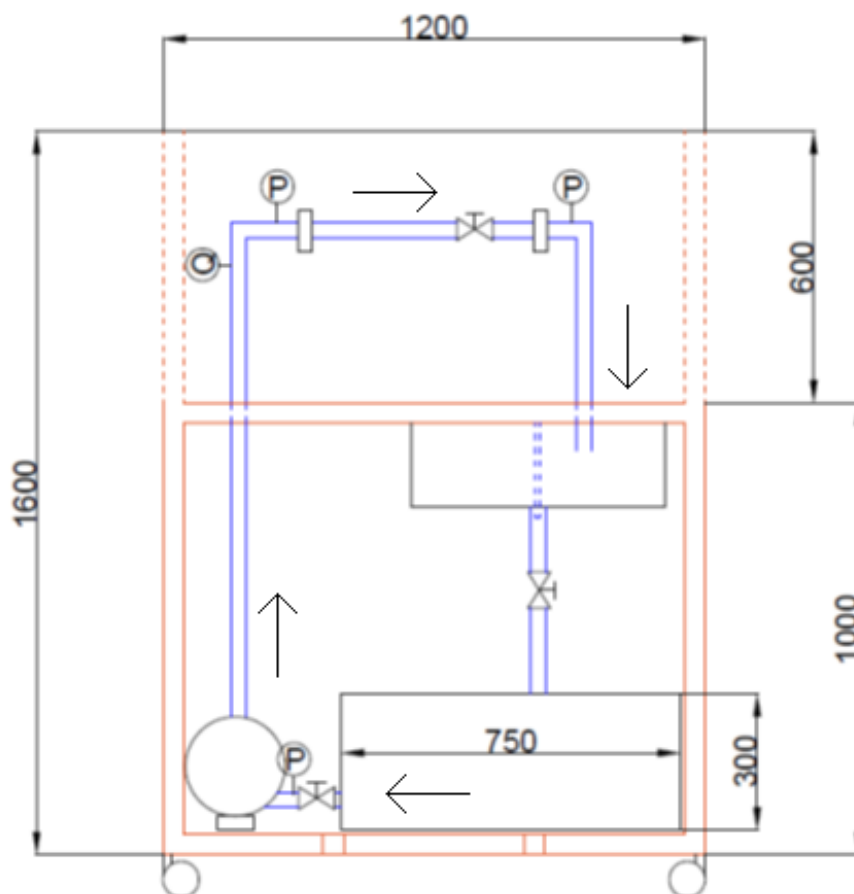


Bild 22. Ritning av testbänk skärning 1

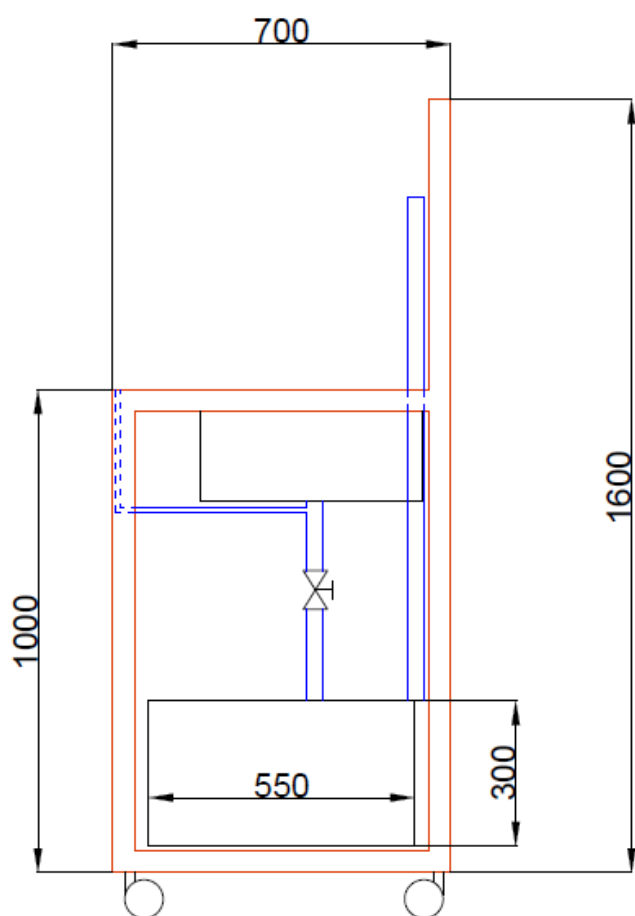


Bild 23. Ritning av testbänk skärning 2

Testbänken är i sin enkelhet ett flyttbart bord som består av en Florabest FGPS 1100 B2 cirkulationspump, en vattenbehållare och ett rörsystem som liknar rörförgrening nummer 5 i rörschemat som är presenterad i bild 24. I slangen från vattenbehållaren till pumpen har en vätskedämpad tryckmätare modell 213.53 WIKA installerats. Slangen på sugsidan är av storlek DN25 och är 400 cm lång. Materialet är plast. I slangen ut från pumpen har en tryckmätare modell 212.20 WIKA installerats. Slangen på trycksidan är av storlek DN32 och är 320 cm lång. Materialet är plast. Flödet kan justeras exakt med en backslagsventil Onnline 2029. Backslagsventilen är installerad i slangen på trycksidan.

5.2 Schema av det planerade rörsystemet i testbänken

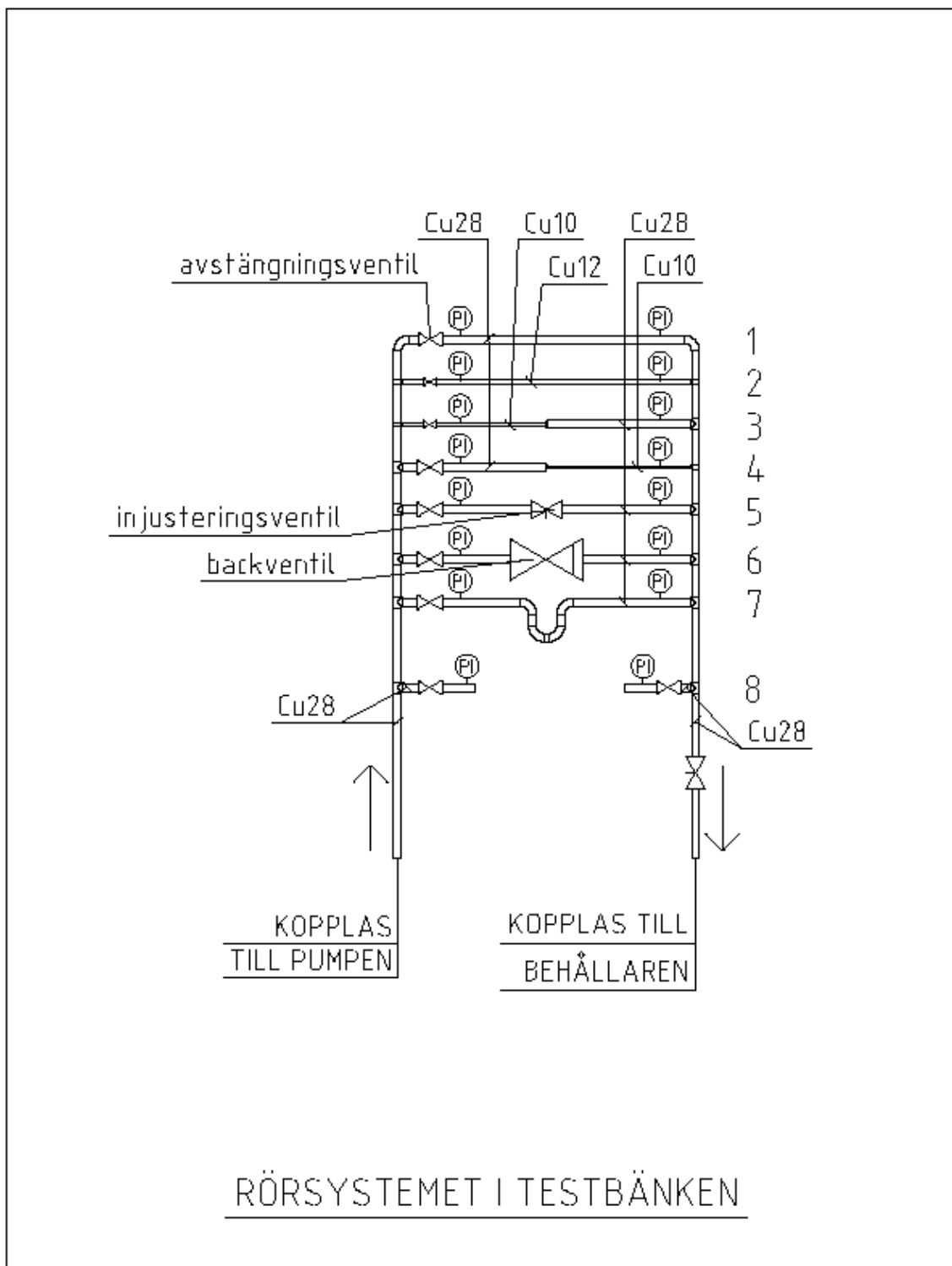


Bild 24. Rörsystemet i testbänken (som aldrig byggdes)

Enligt planen består rörsystemet av åtta färdigt installerade rörförgreningar. Alla rörförgreningarna är uppbyggda av olika innehåll. I schemat är rörförgreningarna numrerade:

Rörförgrening nummer 1 består av ett rakt rör av storleken 28 mm.

Rörförgrening nummer 2 består av ett rakt rör av storleken 12 mm.

Rörförgrening nummer 3 består av en tvärsnittsökning i ett rakt rör. Ett rör av storleken 10 mm förstoras till 28 mm.

Rörförgrening nummer 4 består av en tvärsnittsförminskning i ett rakt rör. Ett rör av storleken 28 mm förminskas till 28 mm.

Rörförgrening nummer 5 består av en injusteringsventil.

Rörförgrening nummer 6 består av en backventil.

Rörförgrening nummer 7 består av 4 stycken 90° rörböjar av storleken 28 mm.

Rörförgrening nummer 8 är en förgrening som kan t.ex. användas till fritt valbara och utbytbara rördelar.

I alla rörförgreningar installeras en avstängningsventil samt två tryckmätare (PI). Alternativt kan tryckmätarna göras av en tryckmätare, typ vattenpelare. Från alla rörförgreningar dras då två slangar till vattenpelaren.

Vattenflödet i rörsystemet justeras och mäts t.ex. med en injusteringsventil.

Det är också möjligt att bygga rörsystemet med endast en rörförgrening, nummer 8 (rörförgreningarna 1...7 installeras inte). I detta fall måste rördelarna som man vill undersöka var gjorda enligt ett längdmått som gör det lätt att byta ut dem med varandra. Dessutom rekommenderas att delarna förses med en snabbkoppling.

5.3 Laboration

Det planerade men inte installerade rörschemat möjliggör laborationer och undersökning av strömningsförluster i rörsystem. I rörsystemet kan t.ex. strömningsförluster mätas i raka rör. Rörsystemet är också planerad för mätning av engångsförluster i rörsystem. Exempel på laborationer som kunde utföras i rörsystemet presenteras i kapitlen 5.3.1 och 5.3.2.

Exempel på en laboration i som kan utföras i den byggda testbänken presenteras i kapitel 5.3.3. Laborationen går ut på att verifiera den befintliga pumpkurvan med de praktiska mätningarna. En testlaboration utfördes också och den presenteras i kapitel 5.3.4.

5.3.1 Strömningsförluster

Syftet är att bestämma förhållandet av strömningsförlusterna på grund av friktionen och strömningshastigheten i släta rör. De uppmätta resultaten skall dessutom jämföras med de teoretiskt beräknade strömningsförlusterna.

Teori:

Det förekommer två typer olika av flöden i rör

- A. Laminärt flöde vid låghastigheter
- B. Turbulent flöde vid höga hastigheter

Dessutom finns omslagsområdet mellan laminär och turbulent strömning.

Formler och diagram som behövs:

- Tryckförlusten i rör som uppkommer pga. friktion:

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \frac{v^2}{2}$$

- Reynolds tal:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

- Moody diagrammet.

Procedur:

Ta avläsningar vid flera olika flöden. Ändra flödet med injusteringsventilen.

Ta avläsningar med rördimensionerna 12 mm och 28 mm

Resultat:

Rörets diameter (<i>m</i>)	Flödet (m^3/s)	Hastig- heten (<i>m/s</i>)	Reynolds Tal <i>Re</i>	Friktions- faktorn λ	Beräknad tryckför- lust (mH_2O)	Uppmätt tryckför- lust (mH_2O)

1. Rita en graf som visar förhållandet mellan uppmätt tryckförlust och hastighet för båda rörstorlekarna. Identifiera laminär och turbulent strömning samt området mellan dem i grafen.
2. Bekräfta att grafen är rak för området vid laminär strömning.
3. Uppskatta storleken av Reynolds tal vid början och slutet av omslagsområdet
4. Jämför de beräknade och de uppmätta tryckförlusterna med varandra.
5. Bekräfta att tryckförlusterna kan beräknas enligt ekvationen för tryckförluster om man känner till vätskan hastighet och rördimensionen.

5.3.2 Engångsförluster

Syftet är att bestämma tryckfallet och engångsförlustkoefficienterna för rörböjar, rör med tvärsnittsökning och -förminskning samt backventilen. De uppmätta resultaten jämförs dessutom med engångsförlustkoefficienterna enligt tabellerna.

Formler och diagram som behövs:

- engångsförluster och man beräknar dem med formeln:

$$\Delta p_f = \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2} \text{ [m vp]}$$

Procedur:

- Ta avläsningar vid flera olika flöden. Ändra flödet med injusteringsventilen.
- Ta avläsningar på rörböjar, rör med tvärsnittsökning och -förminskning samt backventilen.

Resultat:

Böjar

Rörets diameter (m)	Flödet (m^3/s)	Hastigheten (m/s)	Uppmätt tryckförlust (mH_2O)	Engångsförlustkoefficienten λ	Teoretiska engångsförlustkoefficienten λ	Skillnad %

Tvärnittsökning

Rörets diameter (m)	Flödet (m^3/s)	Hastigheten (m/s)	Uppmätt tryckförlust (mH_2O)	Engångsförlustkoefficienten λ	Teoretiska engångsförlustkoefficienten λ	Skillnad %

Tvärnittförminskning

Rörets diameter (m)	Flödet (m^3/s)	Hastigheten (m/s)	Uppmätt tryckförlust (mH_2O)	Engångsförlustkoefficienten λ	Teoretiska engångsförlustkoefficienten λ	Skillnad %

Backventil

Rörets diameter (m)	Flödet (m^3/s)	Hastigheten (m/s)	Uppmätt tryckförlust (mH_2O)	Engångsförlustkoefficienten λ	Teoretiska engångsförlustkoefficienten λ	Skillnad %

1. Rita en graf som visar förhållandet mellan uppmätt tryckförlust och hastighet.
2. Rita en graf som visar förhållandet mellan engångsförlustkoefficienten och hastighet.
3. Varför skiljer sig tabellvärdena möjligtvis från de uppmätta engångsförlustkoefficienterna

5.3.3 Pumpkurva

Syftet med laborationen är att verifiera pumpkurvan med de praktiska mätningarna.

1. Ta avläsningar vid flera olika flöden. Ändra flödet med injusteringsventilen.
2. Ta avläsningar av trycket och effekten och mät flödet.
3. Rita en graf som visar förhållandet mellan det totala trycket och flödet.
4. Jämför pumpkurvan med den ritade grafen.
5. Beräkna verkningsgraden för pumpen.

5.3.4 Pumpkurva testlaboration

Testbänken testades med en laboration. I laborationen uppmättes pumpens effekt, tryck och flöde. Flödet justerades med en injusterings ventil. Mätningarna uppmättes med olika el spänningar.

Tabell 2. Uppmätta resultat med pumpens spänning 230V.

Ventil varv	Effekt (w)	Tryck ut (P)	Tryck in (P)	Totala trycket (ΔP)	Strömning tid för 20 l (s)	Flöde (l/s)	Verkningsgrad (η)
0	815w	0,15bar	0,46bar	0,61bar	20,7s	0,97 l/s	7,1%
2	815w	0,15bar	0,46bar	0,61bar	22,6s	0,88 l/s	6,43%
4	815w	0,15bar	0,46bar	0,61bar	22,7s	0,88 l/s	6,43%
6	820w	0,17bar	0,46bar	0,63bar	24,0s	0,83 l/s	6,23%
8	830w	0,2bar	0,45bar	0,65bar	24,8s	0,81 l/s	6,2%
10	870w	0,35bar	0,44bar	0,79bar	22,8s	0,88 l/s	7,81%
11	923w	0,83bar	0,42bar	1,25bar	23,4s	0,85 l/s	11,25%
12	950w	2,15bar	0,22bar	2,37bar	41,1s	0,49 l/s	11,95%

12,5	950w	2,95bar	0,12bar	3,07bar	1.25,8s	0,23 l/s	7,26%
13	970w	3,9bar	0,06bar	4,01bar	4.58,0s (10 l)	0,03 l/s	1,21%
13,5	975w	4,1bar	0,01bar	4,11bar	-	-	-
14	970w	4,15bar	0bar	4,15bar	-	-	-

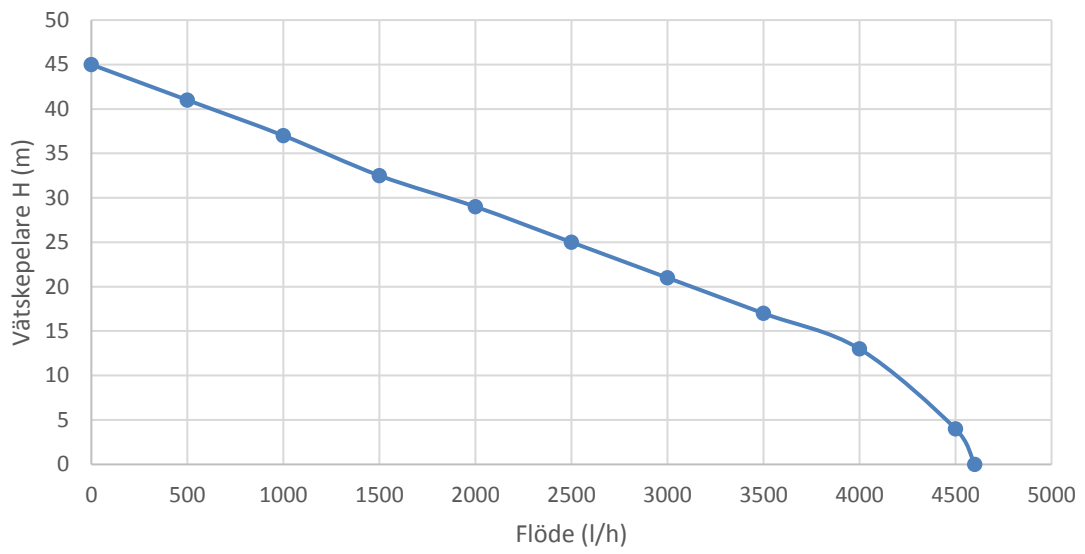
Tabell 3. Uppmätta resultat med pumpens spänning 200V.

Ventil varv	Effekt (w)	Tryck ut (P)	Tryck in (P)	Totala trycket (ΔP)	Strömning tid för 20 l (s)	Flöde (l/s)	Verkningsgrad (η)
0	780w	0,13bar	0,46bar	0,59bar	22,6s	0,88 l/s	6,5%
10	826w	0,32bar	0,45bar	0,77bar	23s	0,87 l/s	7,92%
12	870w	1,8bar	0,22bar	2,02bar	40s	0,5 l/s	11,34%

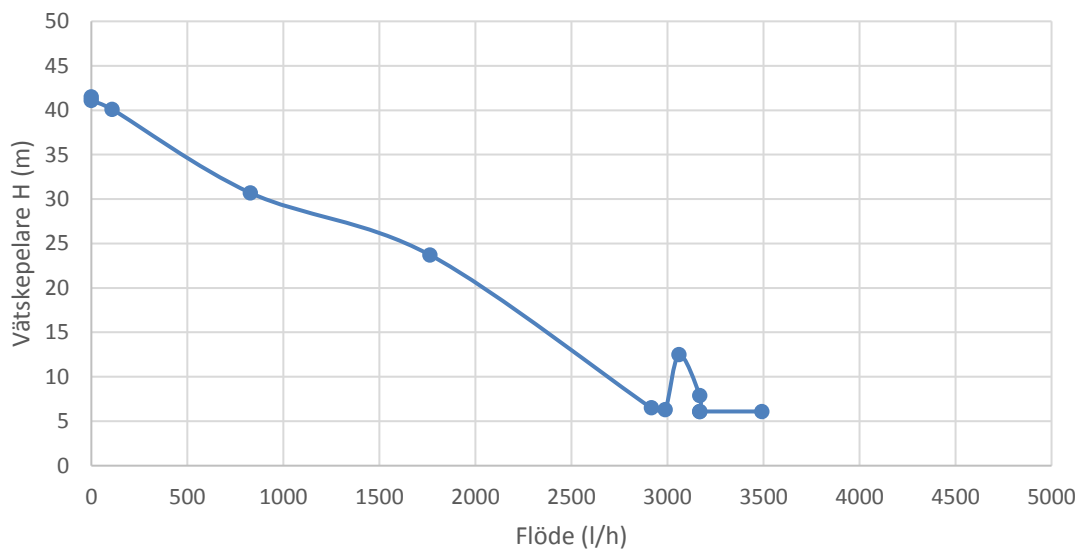
Tabell 4. Uppmätta resultat med pumpens spänning 170V.

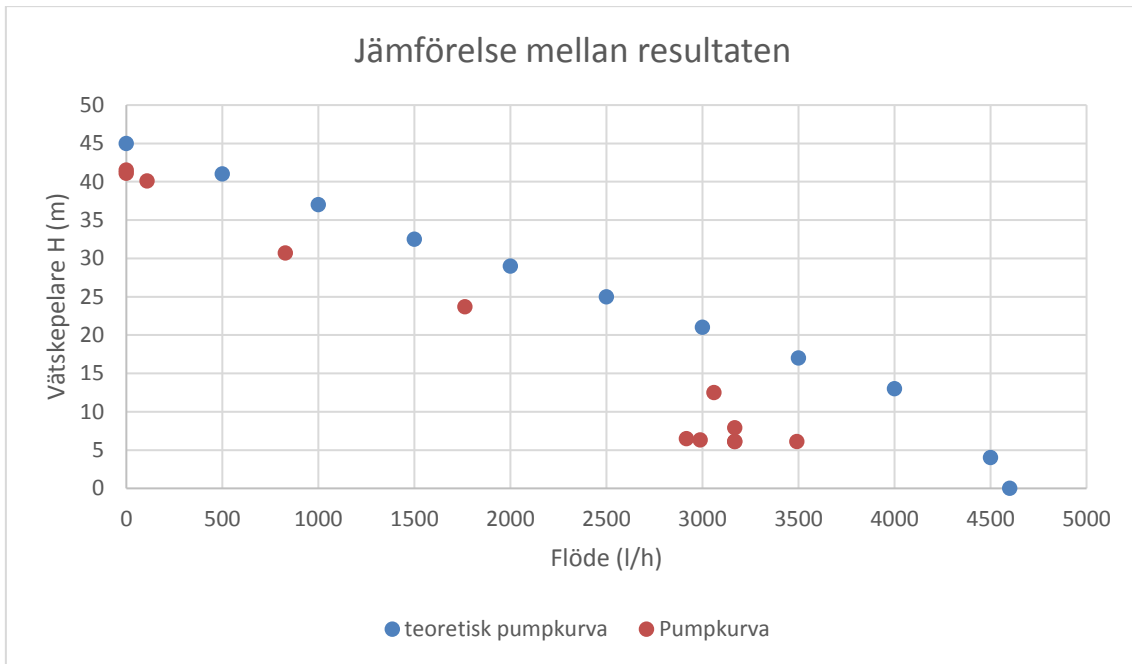
Ventil varv	Effekt (w)	Tryck ut (P)	Tryck in (P)	Totala trycket (ΔP)	Strömning tid för 20 l (s)	Flöde (l/s)	Verkningsgrad (η)
0	790w	0,13bar	0,46bar	0,59bar	22,5s	0,88 l/s	6,42%
10	830w	0,35bar	0,46bar	0,81bar	23,8s	0,84 l/s	8,01%
12	825w	1,4bar	0,2bar	1,6bar	47,9s	0,42 l/s	7,96%

Teoretisk given pumpkurva



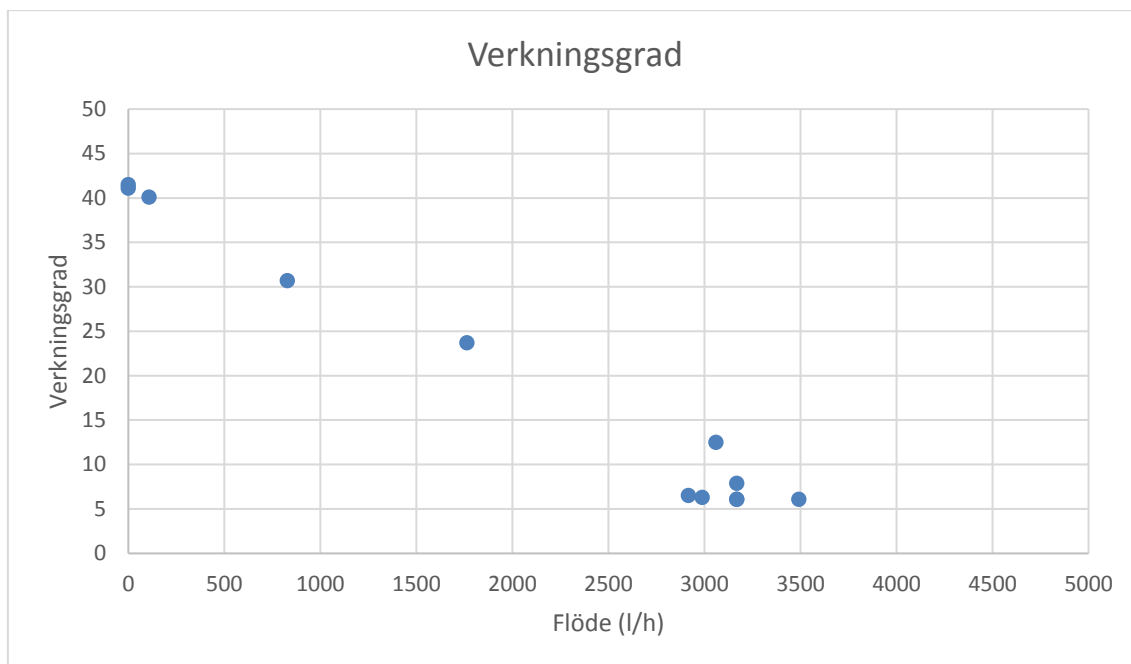
Uppmätt pumpkurva





Tabell 5. Den teoretiska pumpkurvans och den uppmätta pumpkurvans resultat.

Teoretisk given pumpkurva		Uppmätt pumpkurva	
Flöde (l/h)	uppforderingshöjd H (m)	Flöde (l/h)	uppforderingshöjd H (m)
0	45	0	41,5
500	41	0	41,1
1000	37	108	40,1
1500	32,5	828	30,7
2000	29	1764	23,7
2500	25	2916	6,5
3000	21	2988	6,3
3500	17	3060	12,5
4000	13	3168	7,9
4500	4	3168	6,1
4600	0	3168	6,1
		3492	6,1



6 DISKUSSION

Pumpkurvan

Pumpkurvans form som baserar sig på de uppmätta resultaten följer relativt väl den befintliga pumpens pumpkurvas form. Den uppmätta pumpkurvan är dock parallellförskjuten nedåt. Det betyder att det teoretiska flödet och den teoretiska uppfodringshöjden ej uppnås enligt mätningarna. Det kan bero på mätfel som kan förorsakas av flera olika saker. En orsak kan vara på vilket sätt pumpens sugledning och tryckledning är installerade. Den raka sugledningen bör vara minst 5 - 10 gånger rördiametern och tryckledningen minst 2 gånger rördiametern. Inga böjar eller dylikt borde installeras direkt före eller efter pumpens flänsar. Nu är T-stycket till tryckmätarna installerade direkt före sugflänsen och direkt efter tryckflänsen. Det kan förorsaka turbulens i in- och utloppet till pumpen vilket leder till minskad kapacitet. Turbulensen kan också förorsaka mätfel i tryckmätarna. Tryckmätarna är installerade nära pumpens sug- och trycköppningar och det är möjligt att turbulens i vattenflödet förorsakar mätfel. En annan orsak till mätfel kan vara luft i systemet. I mätningarna kunde de maximala värdena på flödet och trycket inte uppmätas (max. flöde med min. tryck samt max. tryck med min. flöde). Det beror troligtvis på kavitation i pumpens skovelhjul vilket leder till minskad kapacitet.

Verkningsgraden

Cirkulationspumpens verkningsgrad var låg då mätningarna för att bestämma och verifiera pumpkurvan utfördes i laboratoriet. Det kan bero på flera olika saker. T. ex mätfelet som beskrevs innan. En orsak kan dock vara pumpens användningsområde. Cirkulationspumpen som används i testbänken är en trädgårdspump som är konstruerad för att användas vid bevattning i trädgårdar. Pumpen kan eventuellt också användas vid t. ex sommar- och fritidsstugors vattenförsörjning och tryckstegring. Pumpen är självsugande vilket innebär att den kan pumpa vatten från en brunn, sjö eller annan vattenbehållare från 7 m djup. Självsugande pumpens pumphus kan vara relativt stor vilket leder till pumpens effektbehov är stort. Pumpen är därför ej en optimal cirkulationspump för slutna system eller dylikt. En annan orsak kan vara att i sitt användningsområde används pumpen normalt i korta sekvenser. Pumpens verkningsgrad har då ingen stor betydelse och produktutvecklingen för att förbättra pumpens verkningsgrad kanske har minimerats (val av motorstorlek osv.). Dessutom kan det vara att pumpens driftspunkt inte var på det mest optimala området.

7 KÄLLOR

- [1] 1: Grundläggande teknisk strömningslära
- [2] 2: Grundläggande strömningslära
- [3] 3 2010
- [4] <http://www.somersf1.co.uk/p/laminar-turbulant-vorticesed.html> (14.2.2018)
- [5] <http://www.pumpportalen.se/3/11-1-1-kontinuitetsekvationen/> (14.2.2018)
- [6] <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:BernoullisLawDerivationDiagram.png#/media/File:BernoullisLawDerivationDiagram.png> (14.2.2018)
- [7] <https://www.globalspec.com/reference/65025/203279/chapter-1-introduction> (14.2.2018)
- [8] <https://owlcation.com/stem/How-To-Read-a-Moody-Chart> (14.2.2018)
- [9] <http://www.toplocksverkstan.se/FLODESFORLUST.html> (14.2.2018)
- [10] <http://www.flowmeters.co.uk/differential-pressure-flow-meters-dp-flow-meters/> (14.2.2018)
- [11] <https://sv.wikipedia.org/wiki/Venturir%C3%B6r#/media/File:Venturi-fixed2.PNG> (14.2.2018)
- [12] 12: Energiteknik Del 1
- [13] <http://www.directindustry.com/pt/prod/fairbanks-nijhuis/product-103001-1016383.html>
- [14] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/05/Hydraulic_suction_head.png
- [15] http://www.scandiapumps.com/wp-content/uploads/2017/09/pumpkurva_exempel_1.jpg
- [16] http://www.scandiapumps.com/wp-content/uploads/2017/09/pumpkurva_exempel_3.jpg

BILDER

- Bild 1: Gränsskikt, strömning vid en fast vägg [1] s. 10
- Bild 2: Strömningens utbildning i rör [1] s. 10
- Bild 3: Turbulent och laminär strömning i rör [4]
- Bild 4: Endimensionell strömningsmodell [5]

- Bild 5: Beteckningar till Bernoullis ekvation [6]
- Bild 6: Reynolds observationer vid hans strömningsexperiment [7]
- Bild 7: Moody diagram [8]
- Bild 8: Ungefärliga värden för förlustkoefficienten vid engångsförluster [3] s. 269
- Bild 9: Stagnationspunkt i rör [9]
- Bild 10: Princip av Pitotröret [10]
- Bild 11: Princip av trycksond [1] s. 35
- Bild 12: Princip av Prandtlrör [1] s. 36
- Bild 13: Mätning av statiskt, totalt och dynamiskt tryck i rör [3] s. 262
- Bild 14: Venturirör [11]
- Bild 15: Princip av strypfläns
- Bild 16: Centrifugalpump [12] s. 122
- Bild 17: Exempel på centrifugalpump [13]
- Bild 18: Pumpbeteckningar [3] s. 20
- Bild 19: Pumpens sughöjd [14]
- Bild 20: Pumpkurva [15]
- Bild 21: Pumpens driftspunkt [16]
- Bild 22: Ritning av testbänk, skärning 1
- Bild 23: Ritning av testbänk, skärning 2
- Bild 24: Rörsystem i testbänken (som aldrig byggdes)