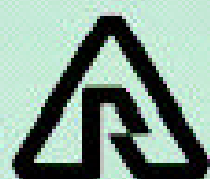
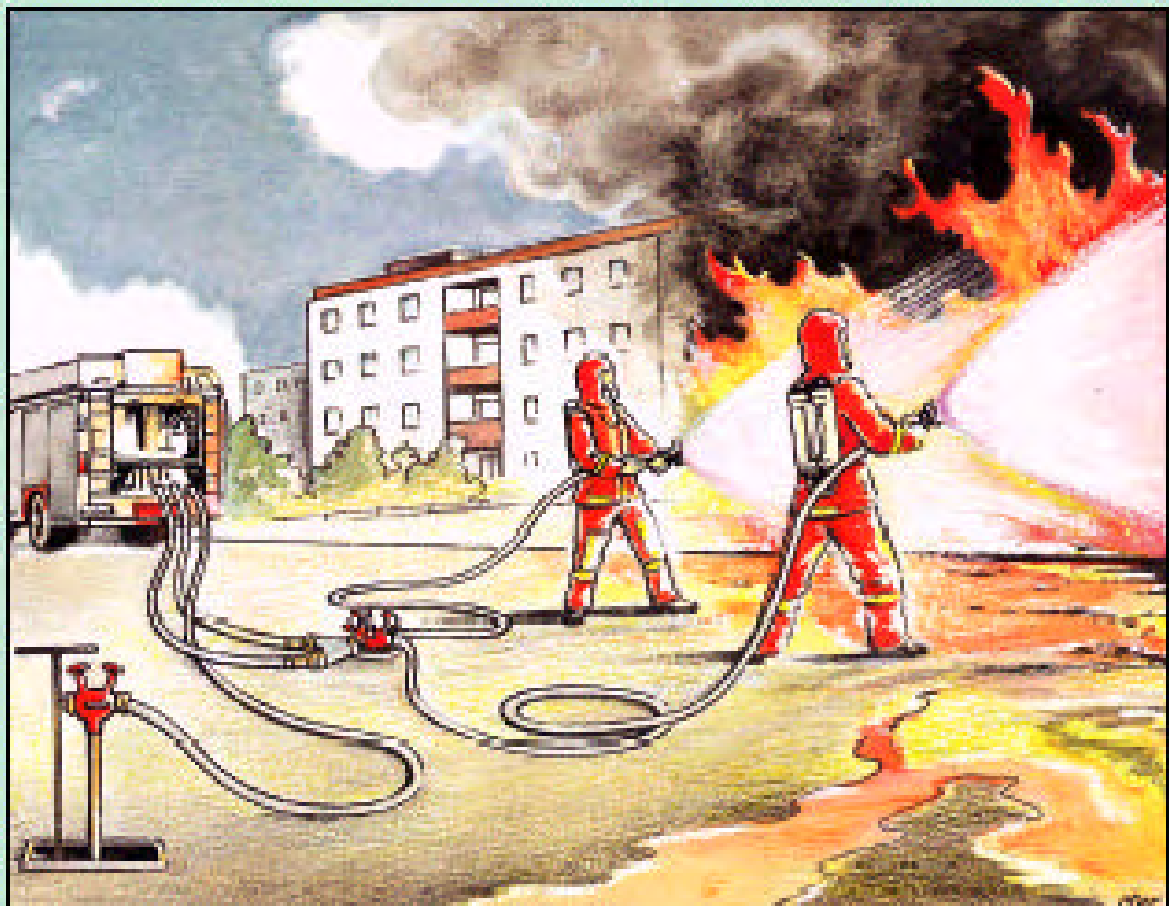


BRANDVATTEN FÖRSÖRJNING



**RÄDDNINGSS
VERKET**

BRANDVATTENFÖRSÖRJNING

1999 Statens räddningsverk, Karlstad
Utbildningsstaben

Beställningsnr U26-468/99
1999 års utgåva

Förord

Med utbildningspaketet i Brandvattenförsörjning är det Räddningsverkets avsikt att skapa ett heltäckande utbildningsmaterial som omfattar allt från brandmannens praktiska handhavande av utrustningen till brandbefällets kunskap avseende utbildning, nyanskaffning och planering.

Den tekniska utvecklingen har hjälpt oss att minska vattenförbrukningen vid de vanligaste insatserna mot bränder. Vår utrustning har blivit bättre samtidigt som den ställer mycket högre krav på ett riktigt handhavande.

Hur man bygger upp sitt vattensystem är av största betydelse vid t ex rökdykar- och skuminsatser. För att klara av att bygga ett effektivt system som utnyttjar utrustningen till fullo, krävs att man har en god kunskap om vad som verkligen sker under vattentransporten.

I utbildningspaketet ingår tre olika delar som delvis riktar sig till olika personalkategorier. Elevhäftet skall ge brandmannen den kunskap som krävs för att på rätt och effektivt sätt kunna handha utrustningen. Elevhäftet och lärarhandledningen skall ge brandförmannen den kunskap som krävs för att kunna utbilda personalen samt att kunna planera och dimensionera slangsystem vid olika insatser. Elevhäftet + lärarhandledningen + grundboken skall ge brandmästaren möjlighet att med fördjupad kunskap leda och planera verksamheten avseende brandvattenförsörjning vid räddningstjänsten samt att medverka vid planering, nyanskaffning och modernisering av den utrustning som kåren disponerar.

Målsättningen med Grundboken är att skapa en referensbok där en djupare kunskap finns samlad. Den riktar sig framförallt till personal som medverkar vid räddningstjänstens planering av brandvattenförsörjningen och de system som finns för vattenförsörjning. Grundboken skall också kunna fungera som uppslagsbok för den som önskar förkovra sig ytterligare i brandvattenförsörjning utöver det som anges i den övriga litteraturen som ingår i utbildningspaketet. Förhoppningsvis skall den härigenom också medverka till att stimulera utvecklingsarbetet för att förbättra den materiel och de system som används.

I texten finns ett flertal referenser till VAV-P32 och P38. Detta är publikationer utgivna av Svenska Vatten- och Avloppsverksföreningen.

Alla särskilt viktiga formler är markerade med en svart, tunn ram. Vid dessa formler finns också en sifferhänvisning inom parantes som bl a gör formlerna lätta att hitta i den formelsamling som finns längst bak i boken, bland bilagorna.

Denna utgåva av Brandvattenförsörjning är en omarbetad och reviderad version av 1994 års upplaga.

INNEHÅLLS FÖRTECKNING

1. GRUNDLÄGGANDE HYDRAULIK	7
Vattnet och dess egenskaper	7
Viskositet	8
Densitet	9
Volymutvidgning	10
Ångtryck	10
Tryck, mekanisk spänning	12
Vattnets hastighet	14
Inkompressibel strömning	14
Reynolds tal	15
Laminär och turbulent strömning	15
Energilinjer/Trycklinjer	16
Bernoullis ekvation	16
Motstånd	19
Friktion i ledning	19
Lokala förluster	22
2. VATTENTAG OCH BRANDPOSTER	24
Krav på brandvattenförsörjning	24
Allmänna VA-nätet	25
Reservoarer	25
Vattentryck	26
VA-ledningsnätet	26
Förgreningssystemet	27
Cirkulationssystem	27

Kombinationssystem _____	28
Brandposter _____	28
Vatten för brandsläckning _____	29
Konventionellt system _____	29
Alternativsystem _____	31
Tankfordon _____	32
Brandpostmarkeringar _____	33
Framåtblick _____	34
3. PUMPAR _____	38
Centrifugalpumpens arbetsätt _____	40
Pumpkurvor _____	41
Verkningsgrad _____	43
Affinitetslagarna _____	43
Evakueringsanordningar _____	44
Avgasejektor _____	45
Tryckluftsejektor _____	45
Membranpump/kolvpump _____	45
Dränkbara pumpar _____	46
Kavitation _____	47
Svensk standard för motorsprutor _____	47
Kapacitetsprovning av pumpar _____	48
Provningsförutsättningar _____	49
Provnings sätt _____	51
Fordonsmonterade pumpar _____	52
Vattentank _____	53
Nivåhållning i vattentank _____	54
4. VATTENTRANSPORT I SLANGSYSTEM _____	55
Slangsystemets huvuddelar _____	55

Slang	55
Flödespotential	58
Slangvolym	59
Grenrör	60
Byxrör/klaffrör	61
Strålrör	64
Seriepumpning	68
Reaktionskrafter	69
Tryckstöt	70
5. SLANGUTLÄGGNING SOM SYSTEM	71
Steg ett, standardutlägg	71
Steg två, standardutlägg med förstärkningsstrålrör	72
Steg tre, hög riskmiljö	73
NOMENKLATUR	75
KÄLLFÖRTECKNING	76
BILAGOR	77

1 GRUNDLÄGGANDE HYDRAULIK

För att förstå vad som sker i pumpen och slangen är det viktigt att man börjar med att sätta sig in i hur vätskan, d v s vattnet beter sig. Detta avsnitt kommer att gå igenom vilka fysikaliska egenskaper som styr vattnets beteende. Avsnittet kommer också att ta upp några allmänna fysikaliska samband som senare anpassas till den verklighet som vi dagligen befinner oss i vad gäller brandvattenförsörjning.

Vattnet och dess egenskaper

Vätskor skiljer sig från fasta ämnen på flera sätt. En vätska kan deformeras utan att dess s k makroskopiska struktur förändras. Med detta menas att i en vätska har molekylerna ingen fast placering utan rör sig hela tiden. I en fast kropp däremot förskjuts molekylerna i förhållande till varandra.

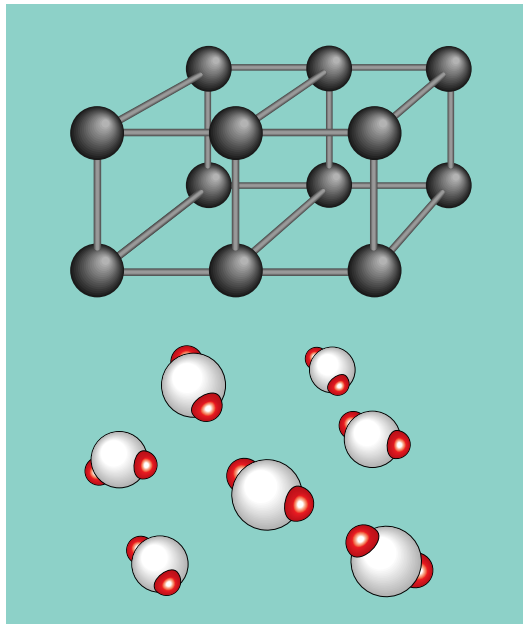


Bild 1.1

I ett fast material är atomerna bundna till varandra. I en vätska är atomerna antingen fria eller hopbundna till molekyler, som kan röra sig fritt.

En vätska kan inte helt begränsas av sina egna ytor på samma sätt som ett fast ämne. Vätskans begränsningsytor består av vätskeytan, vattenytan och ytorna på det kärl eller den behållare som vätskan är innesluten i. Dessa ytor kan vara en vattentanks väggar och botten; en slang eller ett rör eller de landmassor som omger en sjö eller ett hav. Om man försöker påverka en fri vätska kommer den att glida undan och inte ta upp kraften. Följaktligen går det inte att höja trycket i ett glas vatten genom att trycka på vätskeytan med tummen. Är däremot vätskan innesluten i ett kärl som begränsar dess möjligheter att glida undan från påverkande krafter kommer den att ta upp och överföra kraften till omslutningsytorna, vilket märks genom att trycket ökar.

Vätskor skiljer sig från gaser genom att de inte kan anses vara komprimerbara, d v s de är inkompressibla. Oavsett vilket tryck som läggs på kommer de att behålla sin volym och enbart föra över trycket till omslutningsytorna.

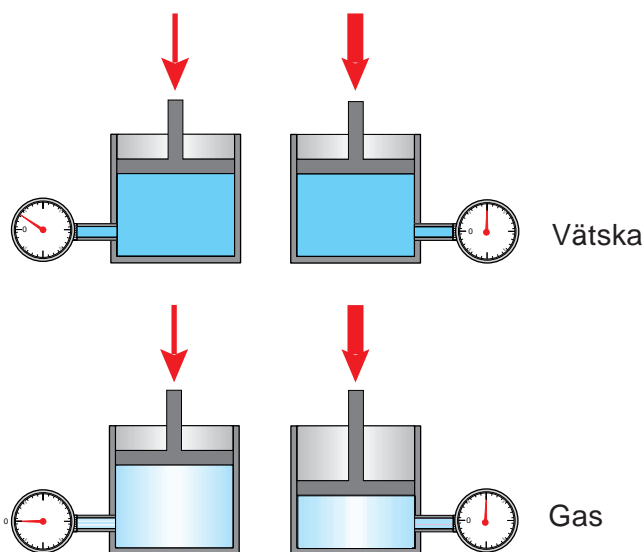


Bild 1.2

Ökas trycket på en vätska kommer vätskan att behålla sin volym. Den är inkompressibel. Om man ökar trycket på en gas kommer volymen att minska, gasen är komprimerbar.

Viskositet

I en vätska finns ett motstånd mot formändring, detta motstånd kallas för inre friktion eller viskositet. *Viskositeten kan sägas vara ett mått på hur trögflytande en vätska är.* I en vätska som rör sig kommer vätskeskiktet närmast omslutningsytan att stå stilla. Vätskan glider så att säga på sig själv. Vätskans viskositet bestämmer vilket motstånd vätskan kommer att ge när den påverkas att röra sig.

Vattnets viskositet minskar med ökande temperatur, d v s ju varmare vattnet

blir desto mindre blir dess motstånd mot formförändring och rörelse. Vatten är en s k newtonsk vätska, d v s en vätska där viskositeten inte är beroende av rörelsetillståndet för vätskan.

Det finns två olika varianter av viskositet, dynamisk och kinematisk. Den dynamiska viskositeten har fått sitt namn av att den är bestämd ur ett dynamiskt samband mellan en kraft och en rörelse. Detta samband säger hur snabbt två skikt i vätskan förskjuts mot varandra. I det sambandet är den dynamiska viskositeten, μ (my), en proportionalitetskonstant. Konstanten talar om hur stor kraft som måste sättas in för att hålla vätskan i rörelse med en viss hastighet.

Vid beräkning användes oftast den kinematiska viskositeten, ν (ny), istället för den dynamiska. De båda varianterna av viskositet beror av varandra enligt följande samband:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.1)$$

där: μ (my) = dynamisk viskositet [Pa s]
 ν (ny) = kinematisk viskositet [m^2/s]
 ρ (ro) = densitet [kg/m^3]

Skälet till att man oftast använder den kinematiska viskositeten vid beräkningar är att kvoten $\frac{\mu}{\rho}$ ingår i Reynolds tal och det är bekvämare att tabellera värdet för μ istället för att alltid räkna ut $\frac{\mu}{\rho}$. (Läs vidare om Reynolds tal på sidan 15)

Viskositeten för saltvatten är något högre än för sötvatten. Skillnaden är dock så liten för den salthalt vattnet runt våra kuster håller att vi normalt inte märker någon skillnad.

Densitet

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.2)$$

där: ρ (ro) = densitet [kg/m^3]
 V = volymen [m^3]
 m = massa [kg]

Densiteten, ρ (ro), är den massa per volymenhet som vätskan har. Denna är i sin tur beroende av vilken temperatur vätskan har. För vatten sker inte så stora förändringar vid olika temperaturer, så man kan anta ett genomsnittligt värde på $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ eller $1 \text{ kg}/\text{l}$. Densiteten $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ är egentligen densiteten vid $+4^\circ\text{C}$, där vattens densitet har sitt maximivärde. Över och under denna temperatur kommer densiteten att vara lägre.

Densiteten påverkas av i vattnet lösta ämnen, t ex salt. Det vatten vi har längs våra kuster varierar från ca 1020 kg/m³ vid bohuslänskusten till ca 1005 kg/m³ längst upp i Bottniska viken. Förändringarna är dock så små att vi inte heller här ser någon praktisk skillnad inom vår verksamhet.

Volymutvidgning

Vattnet har även en viss förmåga att ändra volym p g a temperaturen. Denna förmåga är dock ganska liten. Vatten har en s k volymsutvidningskoefficient på 0,00018 per grad, dvs om vi har 1000 liter vatten och ökar temperaturen 10°C så kommer volymen att öka 1,8 liter. Den volymutvidgning som är mest intressant för oss är dock den när vattnet övergår till fast form, d v s när det fryser. Detta kan medföra stora problem vintertid eftersom denna volymökning samtidigt ger stora krafter som kan förstöra utrustningen. Volymen ökar ca 8% när temperaturen ändras från 0°C (flytande) till - 4°C (frost). Om inte vattnet fritt kan få öka sin volym när det fryser så kommer snabbt ett stort tryck att byggas upp i isen. Redan vid -5°C är trycket lite mer än 600 bar, vid -10°C är trycket ca 1100 bar.

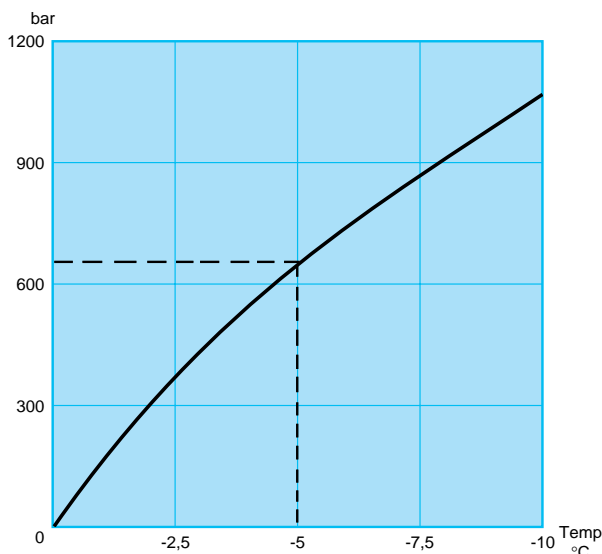


Bild 1.3

Det tryck vattnet kan bygga upp när det fryser till is och inte kan expandera fritt.

Ångtryck

Ovanför en vätska finns alltid en viss mängd av vätskan i förångad form. Hur mycket som är förångat bestäms av vätskans ångtryck. Ångtrycket förändras med temperaturen och när man når vätskans kokpunkt når man också ångtryckets maximitryck, atmosfärtrycket (101,33 kPa).

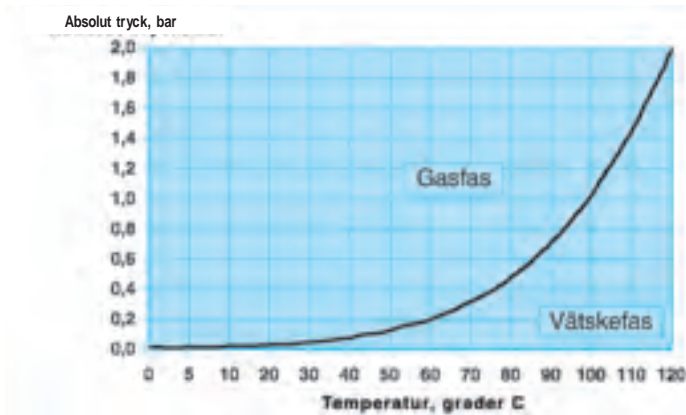


Bild 1.4
Ångtryckskurva för vatten.

Ångtrycket är det som bestämmer när en vätska börjar koka. Kokningen börjar när ångtrycket är detsamma som omgivningens tryck. Vid ett lägre atmosfärtryck, t ex på hög höjd, kommer vattnet snabbare att börja koka, men temperaturen kommer att vara lägre än de 100°C vi är vana vid. T ex på 6 km höjd är atmosfärtrycket bara 47kPa, vid detta tryck kommer vattnet att börja koka redan vid 80°C.

Temp	Densitet	Dynamisk Viskositet	Kinematisk Viskositet	Ångtryck
[°C]	ρ [kg/m ³]	μ [Pa·s]	ν [m ² /s]	p_v [kPa]
0	999,8	1,78110 ⁻³	1,785·10 ⁻⁶	0,61
5	1000,0	1,518	4,518	0,87
10	999,7	1,307	1,306	1,23
15	999,1	1,139	1,139	1,70
20	998,2	1,002	1,003	2,34
25	997,0	0,890	0,893	3,17
30	995,7	0,798	0,800	4,24
40	992,2	0,653	0,658	7,38
50	988,0	0,547	0,553	12,33
60	983,2	0,466	0,474	19,92
70	977,8	0,404	0,413	31,16
80	971,8	0,354	0,364	47,34
90	965,3	0,315	0,326	70,10
100	958,4	0,282	0,294	101,33

Bild 1.5
Källa: Vennard & Street, Elementary Fluid Mechanics.

Tryck, mekanisk spänning

Tryck definieras som den kraft per ytenhet, t ex 1 m^2 , som en massa utövar vinkelrätt mot ytan. Tryck kan beskrivas med hjälp av följande formel:

$$p = \frac{F}{A} \quad (1.3)$$

där: p = tryck [N/m^2]
 F = kraft [N]
 A = area [m^2]

Grovt uttryckt kan man säga att en vikt med massan $0,1 \text{ kg}$ utövar en kraft av 1 Newton [N] på underlaget. Om kraften 1 N får verka på en yta av 1 m^2 blir trycket på ytan $1 \text{ N}/\text{m}^2$ eller, med en annan beteckning, 1 Pascal [Pa]. Tryckenheten Pascal är alldeles för liten för att vara praktiskt användbar vid beräkningar. Detta blir mycket tydligt om man jämför med att det normala lufttrycket är $101\,300 \text{ Pa}$. Istället använder man enheterna kilo Pascal ($1 \text{ kPa} = 1000 \text{ Pa}$) eller mega Pascal ($1 \text{ MPa} = 1\,000\,000 \text{ Pa}$). Det normala lufttrycket blir uttryckt i dessa enheter $101,3 \text{ kPa}$, $0,1013 \text{ MPa}$ eller i en vanligare enhet 1013 mbar (eller ca 1 bar).

$1 \text{ bar} = 1 \text{ kg}/\text{cm}^2$
 $1 \text{ bar} = 10 \text{ m vp}$
 $1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$
 $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N}/\text{m}^2$
 $1 \text{ kg} = 10 \text{ N}$

Inom brandvattenförsörjning används normalt tryckenheterna bar eller meter vattenpelare [m vp]. När man talar om tryck skiljer man mellan atmosfärstryck, relativt tryck (övertryck) och absolut tryck. Det absoluta trycket är summan av atmosfärstrycket och trycket i vätskan. Det relativa trycket är enbart trycket som vätskan skapar, d v s man använder atmosfärstrycket som nollpunkt. I det här utbildningspaketet har vi försökt att genomgående använda enheten bar när vi talar om pumptryck och enheten m vp när vi talar om strålrör- och munstyckstryck. Dessutom anges alltid trycken i form av relativa tryck. Detta innebär att mätare och manometrar är kalibrerade för att visa noll vid normalt lufttryck. Det tryck som exempelvis en manometer visar, är alltså hur mycket högre än normalt lufttryck man mätt upp. Normalt skulle dessa tryck anges med enheten barö, (bar övertryck) eller liknande, men eftersom man inom brandvattenförsörjning alltid är intresserad av relativa tryck används tryckenheterna utan att man markerar att det rör sig om övertryck.

Tryckenheten m vp är en för brandvattenförsörjning bekväm tryckenhet att använda. Den ger en tydlig bild av storleksordningen på trycket, och den är lätt att räkna med.

Exempel

Om man vattenfyller ett 10 meter långt upprättstående rör med tvärsnittsarean $10 \cdot 10 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}^2$, kommer ytan under röret att utsättas för tyngden av vattnet i vattenpelaren. Den massa med vilken vattnet trycker på ytan blir vattnets vikt (100 kg). Denna vikt är utspridd över ytan $0,01 \text{ m}^2$, vilket ger trycket 1 kg/cm^2 . Med andra ord motsvarar det tryck en vattenpelare med 10 meters höjd ger 10 m vp. Om man ökar ytan i botten av röret kommer röret samtidigt att rymma mer vatten. Om samma rör istället hade snittarean 1 m^2 skulle vikten av vattnet i röret öka till 10 000 kg. Eftersom denna vikt är fördelad över ytan 1 m^2 ($10\,000 \text{ cm}^2$) blir trycket detsamma, d v s 1 kg/cm^2 . Med andra ord kommer trycket på ett visst djup under en fri vattenyta alltid att vara detsamma oavsett om man mäter i ett smalt rör, i en tank eller i en sjö. (Detta samband kallas den hydrostatiska paradoxen).

Sambandet mellan trycket uttryckt i m vp och trycket i Pa är lätt att se i formeln:

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (1.4)$$

där: p = trycket i Pa (N/m^2)
 ρ = vattnets densitet (1000 kg/m^3)
 g = tyngdaccelerationen ($9,81 \text{ m/s}^2$)
 h = höjden på vattenpelaren, eller djupet under vattenytan [m]

Eftersom både vattnets densitet och tyngdaccelerationen är konstanta kommer trycket följaktligen enbart att variera med ökande eller minskande värde på h . Om man väljer höjden 10 m, som ovan, kommer trycket att bli:

$$p = 1000 \cdot 9,81 \cdot 10 = 98\,100 \text{ Pa} = 98,1 \text{ kPa}$$

Detta är alltså det exakta trycket från en vattenpelare med 10 m höjd. Normalt säger man inom brandvattenförsörjning att 10 m vp motsvarar ett tryck på 100 kPa, eller 1 bar, eftersom avvikelsen inte har någon stor betydelse för slutresultaten. Avvikelsen blir i siffror ungefär 3 %, eller ca 33 g/cm^2 .

Trycket i en vätska verkar lika mycket i alla riktningar (Pascals lag). Om detta inte vore sant, och trycket enbart verkade på tvärsnittsytan, exempelvis i en brandslang, skulle man inte få slangbrott som en följd av för högt tryck.

Det statiska trycket kan tvinga vätskan i rörelse. Om vi t ex har en bassäng med en viss vattenhöjd och ett hål i botten kommer vattnet att strömma fritt ur hålet med hastigheten:

$$v = \sqrt{2gh} \quad (1.5)$$

där: v = hastigheten [m/s]
 g = tyngdaccelerationen [$9,81 \text{ m/s}^2$]
 h = höjden [m]

(Se vidare räkneexempel, Elevhäftet sid 12.)

Det utströmmande vattnet förlorar en del energi när det sätts i rörelse och strömmar ut vilket gör att uttrycket ger den teoretiskt maximala hastigheten. I ett verkligt fall kommer hastigheten att vara någonstans mellan 50 och 99% av hastigheten enligt formeln. Hur stor förlusten blir beror på hålets utseende, för olika hål finns det bestämda s k utströmningkoefficienter.

Vattnets hastighet

Inkompressibel strömning

Som tidigare förklarat ökar trycket med djupet i vatten. Vatten och även en del andra vätskor är inkompressibla, d v s man kan inte komprimera (trycka ihop) dem och därmed få dem att uppta mindre volym.

Matematik och experiment kan visa att densiteten inte ökar mer än 0,5% om man lägger på ett tryck på 10 MPa dvs 1000 m vp. Detta innebär också att man i allmänhet kan anse att vatten har samma densitet oavsett trycket. Av detta följer att om vatten trycks in i ena änden av en slang måste, för att man skall få en rörelse, också vatten tas ut i andra änden. Detta viktiga faktum använder vi oss av vid beräkningar av hur strömmande vatten beter sig.

Detta kan också beskrivas matematiskt som ett sk kontinuitetsvillkor för bevarande av massan d v s lika mycket massa som stoppas in måste vi ta ut. I ekvationsform skrivs det så här:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2 = \text{konstant} \quad (1.6)$$

där: ρ (ro) = densitet [kg/m³]
 A = area [m²]
 v = hastigheten [m/s]

Eftersom det är en vätska så är densiteten konstant och kan förkortas bort. Kvar blir då ett förhållande mellan arean och hastigheten:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \text{konstant} = Q \quad (1.7)$$

där Q = vattenflödet [m³/s]

Detta innebär att volymströmmen eller flödet också är konstant eftersom vattnets hastighet multiplicerat med rörets area blir flödet i röret. Här har vi alltså ett samband mellan flödet i ett rör (slang) och vattnets hastighet.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1.8)$$

Reynolds tal

I strömningsläran finns ett s k dimensionslöst tal (d v s det har ingen enhet) som kan användas för att bestämma vissa samband mellan olika företeelser, Reynolds tal (Re). Re bestäms av vätskans medelhastighet, rörets diameter samt den kinematiska viskositeten.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (1.9)$$

där: v = hastigheten [m/s]
 D = diametern på röret [m]
 ν (ny) = kinematisk viskositet [m^2/s]

Att Re är dimensionslöst förstås om vi ser på enheterna för hastigheten v [m/s], diametern D [m] och viskositeten ν [m^2/s] vilka tar ut varandra eftersom vi får [m^2/s] både i täljaren och nämnaren.

Laminär och turbulent strömning

Det finns två grundläggande sätt som vatten och även andra vätskor kan strömma på; laminärt och turbulent flöde. Laminärt flöde är, som namnet antyder, en strömning i skikt där varje skikt har sin egen hastighet som skiljer sig från skikten bredvid.

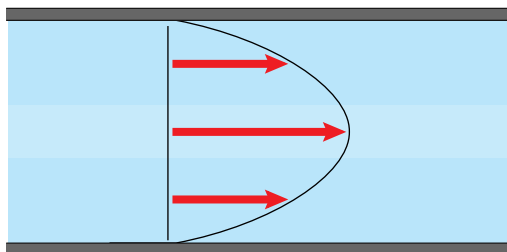


Bild 1.6

Laminär strömning - hastighetsprofilen visar hur hastigheten är störst i centrum av röret och minskar successivt ut mot rörets väggar.

Turbulent strömning däremot, är ett flöde som kännetecknas av virvelbildning och oregelbundna strömbanor. *Turbulent strömning är den vanligaste strömningstypen och gäller i samtliga fall för våra slangar.* Laminär strömning gäller

om Reynolds tal är mindre än 2000. För vatten motsvarar detta att hastigheten multiplicerat med diametern är mindre än 0,002 m²/s, d v s för 42 mm slang måste flödet vara mindre än 4 l/min för att kunna vara laminärt.

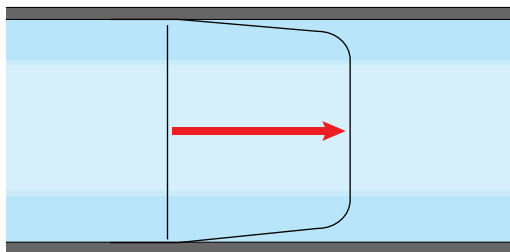


Bild 1.7

Turbulent strömning - det sker en snabb ökning av hastigheten från rörväggen och inåt mot mitten. Över större delen av arean har vätskan ungefär samma hastighet.

Energilinjer/Trycklinjer

Ett enkelt sätt att visa hur trycket förändras i ett system är att lägga in linjer som visar trycknivån på samma bild som systemet. Energilinjerna eller trycklinjerna kan genom kunskapen om den så kallade Bernoullis ekvation också visa hur stora de olika deltrycken i systemet är.

Bernoullis ekvation

Ett grundläggande samband är den så kallade Bernoullis ekvation. Bernoullis ekvation säger att summan av alla tryck i ett system är konstant. Detta är samma sak som att konstatera att energin i systemet är konstant och att det inte finns några övriga förluster.

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = H = \text{Konstant} \quad (1.10)$$

där: p = tryck [N/m²]
 ρ (ro) = densitet [kg/m³]
 g = tyngdaccelerationen [9,81 m/s²]
 v = hastigheten [m/s]
 z = geometrisk höjd [m]
 H = total tryckhöjd [m]

eller om vi skriver lite enklare så står ekvationen för

$$h_{\text{stat}} + h_{\text{hast}} + h_{\text{geo}} = H = \text{Konstant}$$

(tryck + rörelse + läge = konstant energi)

$$h_{\text{stat}} = \frac{p}{\rho g} = \text{tryckenergi}$$

$$h_{\text{hast}} = \frac{v^2}{2g} = \text{rörelseenergi} \quad (1.11)$$

$$h_{\text{geo}} = z = \text{lägesenergi}$$

Om vi ser på den första faktorn, $h_{\text{stat}} = p/(\rho \cdot g)$, så märker vi att det är en omskrivning av det tidigare uttrycket $p = \rho \cdot g \cdot h$, där h är tryckhöjden på grund av det statiska trycket. Att använda sig av denna omskrivning gör att vi kan få ut trycket i meter vattenpelare (m vp) vilket blir en väldigt hanterbar enhet för oss att använda.

På liknande sätt hanterar vi hastigheten, v . Uttrycket $h_{\text{hast}} = v^2/2g$ motsvarar den så kallade hastighetshöjden eller det dynamiska trycket och ger oss faktorn uttryckt i m vp. Uttrycket motsvarar uttrycket vi använde för att beräkna hastigheten för en fritt utströmmande vätska, $v = \sqrt{2gh}$, där h har lösts ut.

Höjden över en tänkt referensnivå, $h_{\text{geo}} = z$, uttrycks i meter vattenpelare eftersom densiteten för vatten kan antas vara konstant 1000 kg/m^3 .

Ett enkelt fall man kan tänka sig för att förstå principen är samma bassäng som i ett tidigare exempel med ett utlopp i nederkant till det fria. I bassängen står vattnet stilla, där är endast det tryck som bildas av vattnet i tanken som driver ut vattnet. Vattenpelaren mäts från vattenytan till utloppets centrum. Ut ur röret kommer vattnet att strömma med en hastighet motsvarande hastighetshöjden, $v^2/2g$. Under förutsättningen att all tryckenergi, (tryckhöjd) omvandlats till rörelseenergi (hastighetshöjd) när vattnet passerar ut genom hålet skriver man detta:

$$H_{\text{bassäng}} = H_{\text{utlopp}}$$

$$h_{\text{stat.bassäng}} + h_{\text{hast.bassäng}} + h_{\text{geo.bassäng}} = h_{\text{stat.utlopp}} + h_{\text{hast.utlopp}} + h_{\text{geo.utlopp}}$$

Detta ger att hastigheten v på vattnet, då det strömmar ut genom hålet blir:

$$0 + 0 + z = 0 + \frac{v^2}{2g} + 0$$

$$\frac{v^2}{2g} = z$$

$$v = \sqrt{2gz}$$

Om vi sätter fast ett rör i hålet kommer alltså vattnet att röra sig genom röret mot öppningen med hastigheten v . Detta förutsätter att det inte finns några förluster i röret. När vattnet når öppningen kommer tryckhöjden att försvinna, eftersom vattnet då nått ut i det fria och trycket är detsamma som omgivningens.

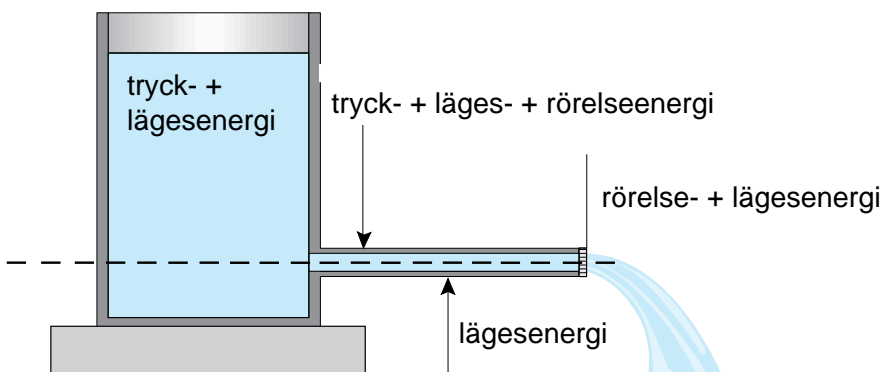


Bild 1.8

I bassängen där vattnet står stilla finns bara den statiska tryckhöjden och en höjd över ett tänkt nollplan representerade. I röret tillkommer en dynamisk tryckhöjd $\rho g a$ så att vattnet har en hastighet. I utloppet slutligen försvinner det statiska trycket eftersom vätskestrålen befinner sig i det fria.

Det som sker är alltså att vi omvandlar en del av det statiska trycket (tryckhöjden) som är i bassängen till ett dynamiskt tryck (hastighetstryck) i röret. Hur stor hastigheten blir bestäms på samma sätt som när vattnet strömmade ur ett hål direkt i bassängen.

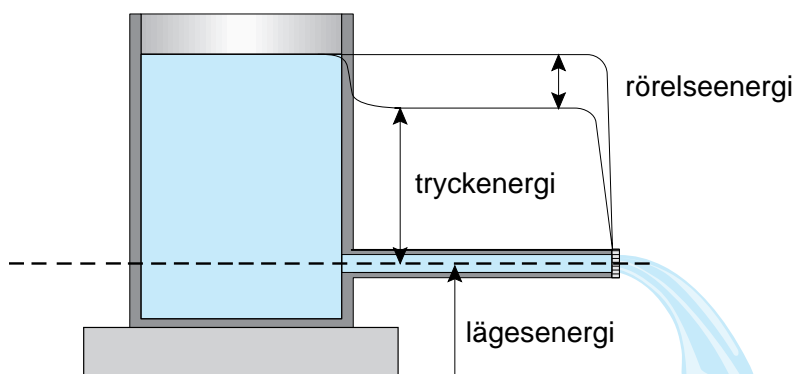


Bild 1.9

En del av det statiska trycket omvandlas till ett hastighetstryck. Bl a höjden av vattnet över utloppet bestämmer vattnets hastighet. Bilden representerar ett idealt fall där strömningen i röret är friktionsfri.

Detta är dock ett idealt fall där det inte finns något motstånd i ledningen. En friktionsfri strömning stämmer inte med verklighetens vattentransport i slangar och rör. Enligt figur två skulle vi kunna transportera vatten hur långt som helst, förutsatt att vattnet i bassängen inte försvann eller minskade. In-förs ett motstånd i ledningen så kommer det statiska trycket att minska tryckhöjden $p/(\rho \cdot g)$, efterhand som vattnet förflyttas i ledningen. Även vid inloppet i röret försvinner en del av tryckhöjden genom omvandling till en hastighetshöjd.

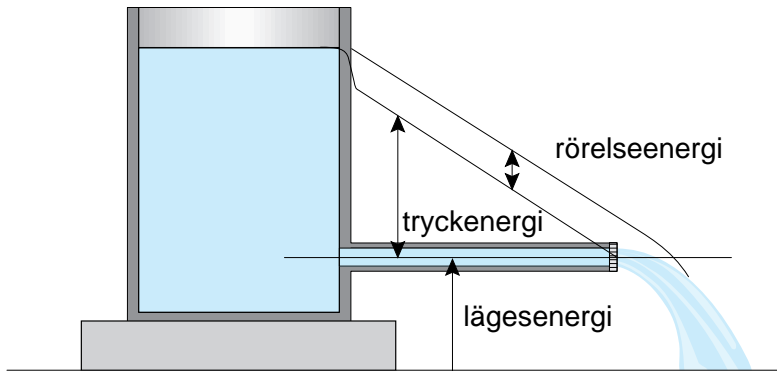


Bild 1.10

Energilinjer som visar hur de olika höjderna (tryckhöjd, hastighetshöjd och geometrisk höjd) förändras i ett enkelt system. I systemet sker en tryckförlust för friktion i röret. Inloppet i röret resp utloppet i det fria ger i detta enkla system inga förluster.

I bildexemplet kommer hastigheten att bestämmas av trycket i bassängen på den höjd där rörets inlopp är och det motstånd som finns i röret. Längs röret faller trycket linjärt fram till utloppet där det statiska trycket är noll. I inloppet sker också en lokal minskning av det statiska trycket där det omvandlas till en hastighet. Hastigheten i röret kommer alltså att bestämmas av trycket som är vid inloppet till röret och det motstånd som finns i röret.

Motstånd

Den totala tryckförlusten i ledningar byggs upp av friktionen mot rörväggar och den lokala tryckförlust som uppstår i ledningarnas krökar, böjar och armaturer.

Friktion i ledning

Det finns ett matematiskt samband som kallas allmänna friktionslagen eller Darcy-Weisbachs ekvation, där det framgår att *tryckförlusten är proportionell mot ledningens längd, ytans råhet, diametern på ledningen och slutligen hastigheten*. Faktorn f är en konstant som kan bestämmas med t ex ett Moodydiagram. Allmänna friktionslagen:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (1.12)$$

där: h_f = tryckförlust pga friktion [m vp]
 f = friktionsfaktor (dimensionslös)
 L = längd på rör [m]
 D = inre diameter på rör [m]
 v = hastigheten [m/s]
 g = tyngdaccelerationen [9,81 m/s²]

I denna känns den sista faktorn, $v^2/2g$, igen från Bernoullis ekvation. Faktorn $v^2/2g$ finns även med när lokala förluster bestäms, t ex inlopp i rör eller när vattnet passerar en koppling. Hastigheten på vattenströmmen påverkar således hur stor den förlust blir som uppstår i rörsystemet. Samtliga komponenter i ett rörsystem medverkar till friktionsförluster (förlusterna adderas).

Friktionsfaktorn f , kan bestämmas med hjälp av ett Moodydiagram. Moodydiagrammet är baserat på en undersökning där sandkorn med känd storlek klistrades på ett rörs insida för att simulera hur ytan påverkar motståndet.

Med den undersökningen fick man också ett jämförelsetal på hur olika rör bidrar olika mycket till motståndet i ledningen, den s k sandrâheten, ϵ (epsilon). Jämförs sandrâheten mellan olika rörmaterial kan vi se att ett lägre tal betyder att ytan är jämnare.

Rörmaterial	Sandrâhet, ϵ [mm]
Betong	0,3-3
Gjutjärn	0,25
Galvaniserat järn	0,15
Smidesjärn	0,046
Stål	0,046
Plaströr	0,0015

Bild 1.11
Olika rörmaterial ger olika sandrâhet.

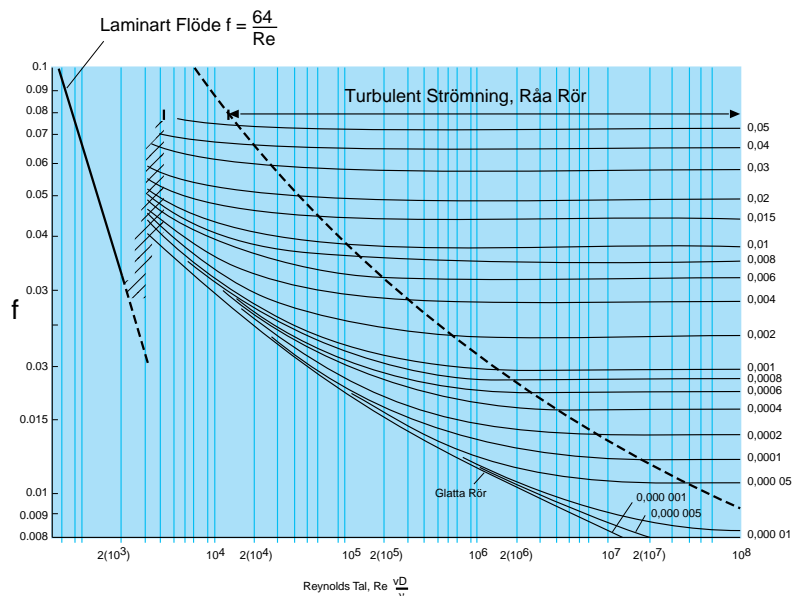


Bild 1.12
Känner man att sandrâheten, flödet och diametern kan ett Moodydiagram användas för att bestämma vilket motstånd ett visst rör ger.

Ett enklare och något mer schematiskt sätt att bestämma motståndet i rörledning visas i bild 1.13. I denna bestäms f för diametern på röret och en kurva för aktuell rörtyp. Diametern i diagrammet är den så kallade hydrauliska diametern, för ett cirkulärt rör är den samma som den vanliga diametern. Diagrammet gäller under förutsättning att flödet är turbulent. Vid laminära flöden är alltid $f = 64/Re$.

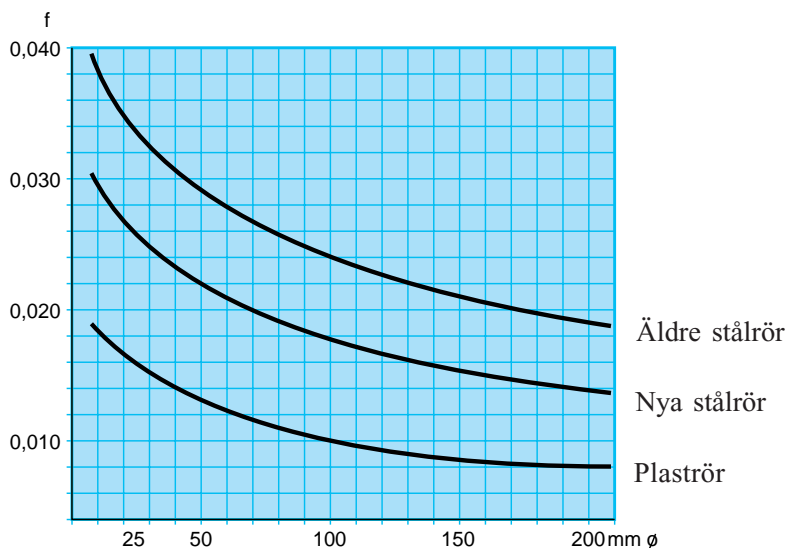


Bild 1.13

Ungefärliga värden på f för äldre stålrör, nya stålrör respektive plaströr.

Exempel 1.1

Hur stort är tryckfallet i ett nytt 25 mm stålrör med längden 1 m och flödet 400 l/min?

För att beräkna tryckfallet behöver vi veta följande:

1. Friktionsfaktorn i röret, f .
2. Vattnets hastighet genom röret, v (m/s).
3. Tryckfallet, h_f (m vp).

1. Ur bild 1.13 fås att $f = 0,026$

2. Enligt formeln 1.8 är
$$v = \frac{Q}{A} = \frac{(400 \cdot 10^{-3} / 60)}{\left(\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}\right)} = 13,6 \text{ m/s}$$

Om 2g antas lika med 20 (för enklare beräkning) blir tryckfallet, h_f :

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{g} = 0,026 \cdot \frac{1}{0,025} \cdot \frac{13,6^2}{20} = 9,62 \text{ m vp}$$

Tryckförlusten pga friktion, med hänsyn tagen till ledningens längd, ytans råhet, diametern samt vattnets hastighet, blir ca. 10 m vp.

Lokala förluster

Till kategorien lokala förluster i rörsystem hör sådant som krökar, ventiler, in- och utlopp. Detta är förluster som oftast kan försummas vid rörströmningsproblem med långa rör utan att resultatet påverkas. Hur stor den lokala förlusten är för en viss typ av ventil e dyl beror på vattnets hastighet. Den lokala förlusten ökar med stigande hastighet på vattnet.

Friktionsförlusterna i röret har också betydelse för huruvida man kan försumma de lokala förlusterna eller inte. I ett rör med liten friktion får de lokala förlusterna större betydelse än i ett rör med större ytråhet.

Den lokala förlusten h_f bestäms med ekvationen:

$$h_f = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (1.13)$$

där: h_f = lokal tryckförlust [m vp]
 ζ (zeta) = förlustkoefficient (dimensionslös)
 g = tyngdaccelerationen [9,81 m/s²]

Faktorn ζ (zeta) kan jämföras med $f \frac{L}{D}$ i allmänna friktionslagen.

Exempel 1.2

En 25 mm kägelventil har ett flöde på 400 l/min. Vad blir det lokala tryckfallet? Vattnets hastighet i ventilen är 13,7 m/s.

För att bedöma tryckfallet behöver vi veta följande:

1. Förlustkoefficienten ζ
 2. Vattnets hastighet
1. Faktorn ζ bestäms till 5 enligt bilaga 1 (s 77 ff.).
 2. Vattnets hastighet $v = 13,7$ m/s

Tryckförlusten beräknas enligt formel 1.13 (2g antas vara lika med 20).

$$h_f = \zeta \frac{v^2}{2g} = 5 \cdot \frac{13,7^2}{20} = 47 \text{ m vp} \quad (1.13)$$

Den lokala tryckförlusten över sätesventilen blir 47 m vp.

Vid beräkning av den totala förlusten i ett system kan vi summera alla ζ och $f \frac{L}{D}$ innan vi räknar ut förlusten i meter vattenpelare. En jämförelse mellan dessa visar också vilka förluster som är dimensionerande i systemet och var man kan vinna mest tryck genom att ändra i systemet.

Exempel 1.3

Vilken inverkan en lokal förlust får på ett system framgår om vi bryter ut alla ζ och $f \frac{L}{D}$ och jämför dessa.

Vi antar först ett system där:

1. Rörets längd $L = 10$ m
2. Diametern $D = 0,3$ m
3. Friktionsfaktorn $f = 0,03$
4. Inloppet i röret en förlustkoefficient $\zeta = 0,5$

Förlusten i röret blir då enligt formel 1.12 och 1.13

$$h_f = h_m + h_{rör} = \zeta \frac{v^2}{2g} + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = \left(\zeta + f \cdot \frac{L}{D} \right) \cdot \frac{v^2}{2g}$$
$$\rightarrow h_f = (0,5 + 1,0) \frac{v^2}{2g}$$

dvs inloppet svarar för 1/3 och röret för 2/3 av förlusterna.

Om vi minskar diametern, D , till hälften ($D = 0,15$ m) blir $f \frac{L}{D} = 2$ vilket medför att:

$$h_f = (0,5 + 2) \frac{v^2}{2g}$$

dvs inloppet svarar för 1/5 och röret för 4/5 av de totala förlusterna.

En förteckning på några förlustfaktorer finns i bilaga 1.

VATTENTAG OCH BRANDPOSTER

De flesta av oss får vårt vatten från en allmän VA-anläggning (vatten och avloppsanläggning). En allmän VA-anläggning är en anläggning som drivs av en kommun eller, om den drivs av någon annan, har förklarats som allmän på ett behov ur miljö eller hälsovårdssynpunkt. Vattnet i en allmän VA-anläggning skall enbart uppfylla krav från miljö och hälsovårdssynpunkt.

Under de senaste åren har det börjat uppstå problem med dricksvattenkvaliteten. Problemen bottnar ofta i att vattenflödena i ledningarna är för litet. Detta gör att vattnet kan stå i ledningarna mycket länge, ibland i veckor, utan att förbrukas. På grund av att vattnet blir stillastående bildas det mer avlagringar på insidan av ledningen och det kan ske en tillväxt av mikroorganismer. Problemen med dricksvattenkvaliteten är ofta särskilt markant i bostadsområden, särskilt villaområden, i ytterområden av VA-nätet. I ett sådant område kan det ligga en 100/150 mm ledning enbart för att tillgodose tillgången på vatten till brandsläckning. För den normala hushållsförbrukningen hade en 65 mm ledning varit tillräcklig.

Krav på brandvattenförsörjning

Det finns inget krav i lagstiftning att en kommun måste ha brandposter och ta vatten till brandsläckning från VA-anläggningen.

Däremot sägs i Räddningstjänstlagen följande i paragraferna 4 resp 21:

§ 4 Räddningstjänsten skall planeras och organiseras så att räddningsinsatserna kan påbörjas inom godtagbar tid och genomföras på ett effektivt sätt.

§ 21 För varje kommun skall det finnas en räddningstjänstplan.

Planen skall innehålla uppgifter om

1...

2. vattenreservoarer, brandposter, varningssystem och andra anordningar för räddningstjänsten och hur de skall underhållas.

3...

I detta sammanhang innebär det att om kommunen tänker använda sig av vatten för brandsläckning så måste de ha en planering för hur de får tillgång till vattnet.

Allmänna VA-nätet

I publikationen VAV-P38 finns anvisningar om hur man kan utföra ett VA-nät. *Anvisningarna är endast rådgivande men har fått en bred tillämpning.*

Reservoarer

Inom förbrukningsområdet finns oftast reservoarer inlagda för att utjämna flödesförändringar och fungera som säkerhet för driftavbrott och brandsläckning.

Om det inte finns andra sätt att säkerställa vattenbehovet bör, enligt VAV-P38, ett magasin med volym enligt tabell bild 2.1 finnas som säkerhet för brandsläckning.

Bebyggelsestyp	Reservoarvolym
<i>A. Bostadsområden eller andra jämförliga områden med serviceanläggningar</i>	
1) Flerfamiljshus lägre än 4 våningar, villor, radhus och kedjehus	50 m ³
2) Annan bostadsbebyggelse	200 m ³
<i>B. Industriområden, enstaka industri-anläggningar eller andra från brandsynpunkt jämförliga områden</i>	
1) Låg brandbelastning, d v s brandsäkra byggnader utan upplag av brännbart material	50 m ³
2) Normal brandbelastning, d v s brandsäkra byggnader utan större upplag av brännbart material	200 m ³
3) Hög brandbelastning, såsom snickerifabriker, brädgårdar o dyl.	400 m ³
4) Exceptionell brandbelastning, såsom oljehanteringsanläggningar o dyl.	400 m ³

Bild 2.1
Reservoarvolym enligt VAV-P38.

Reservoarvolymen skall inte tolkas som det normala vattenbehovet för brandsläckning. Vid otillräcklig kapacitet i ledningsnät tas vattnet ur reservoar.

Vattentryck

Vattentrycket i brandposterna varierar beroende på:

1. ingående tryck i nätet
2. vattenflödet i ledningen
3. ledningens utformning (diameter och längd).

Hur stort det ingående trycket är, bestäms av vattennivån i högreservoarer, t ex vattentorn, eller av det tryck pumpstationen lämnar.

När vattnet står stilla i ledningen kommer det att vara samma tryck i hela nätet, men så fort någon börja förbruka vatten någonstans kommer det att uppstå tryckförluster. Tryckförlusterna kommer sedan att öka med stigande flöde, d v s ju mer vatten som förbrukas desto större kommer tryckförlusterna att bli.

När vatten förbrukas är trycket i ledningen högst närmast vattentorn och pumpstation för att sedan successivt minska med avståndet till dessa.

Av detta följer att det är högst tryck i brandposterna vid en låg förbrukning närmast vattentorn eller pumpverk. Områden som ligger långt ifrån pumpstationen och har ledningar i dåligt skick eller av klena dimensioner kan däremot ställa till problem om det finns behov av stora vattenuttag.

Enligt VAV-P38 *bör* trycket i markplan vid en brandpost ligga mellan 15 och 70 m vp. Det högsta trycket är satt som gräns p g a hållfastheten på ledningsnätet. Det lägre trycket gäller vid maximal vattenförbrukning inom aktuellt område.

VA-ledningsnätet

VA-ledningsnätet består av följande ledningar:

- huvudledningar (går från vattenverk eller reservoar till distributionsledningarna i de bostads- och industriområden som betjänas).
- distributionsledningar (fördelar vattnet i bostads- och industriområden).
- serviceledningar (går mellan distributionsledningen och den fastighet den betjänar).

Ledningsnätets uppbyggnad påverkar hur mycket vatten som kan tas ut på olika platser i nätet. Normalt används två olika lösningar eller en kombination av dessa, nämligen *förgreningssystemet* och *cirkulationssystemet*.

Förgreningssystemet

I *förgreningssystemet* matas varje punkt i nätet från ett håll. Man kan likna det vid ett träd där vattenverket ligger i roten. Förgreningssystemet förekommer sällan helt renodlat. Däremot är det vanligt i områden i utkanten av nätet.

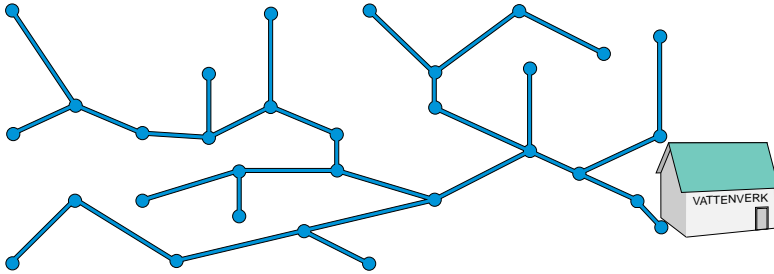


Bild 2.2
Förgreningssystem.

Cirkulationssystem

I *cirkulationssystemet* kan varje punkt i nätet matas med vatten från minst två håll. Inom ett ledningsnätets centrala delar finns vanligtvis ett cirkulationssystem. Cirkulationssystemet kan även finnas i områden i utkanten av ledningsnätet, där vattenförsörjningen är av stor betydelse.

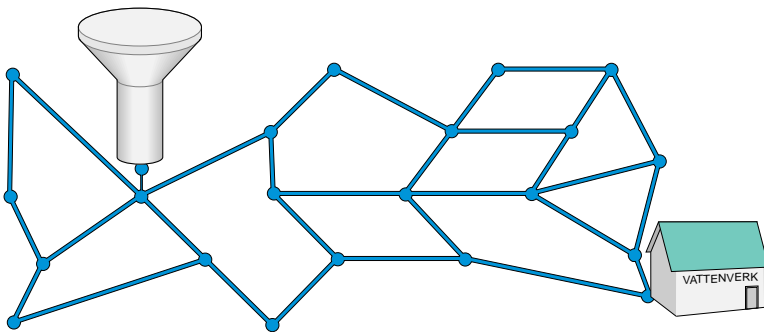


Bild 2.3
Cirkulationssystem.

Fördelarna med cirkulationssystem är främst fyra:

1. Bra vattenfördelning.
2. Vid skador på nätet är det oftast bara en mindre del som blir utan vatten, oftast kan det begränsas till en gata e dyl.
3. Ledningarna kan utföras med mindre diameter.
4. Det är enklare att undvika stillastående vatten.

Även om det finns ett cirkulationssystem så garanterar det inte att vi kan ta ut vatten från hur många brandposter som helst. Utnyttjas flera brandposter på samma distributionsledning kommer trycket att minska.

Kombinationssystem

Dagens vattenledningsnät består ofta av kombinationer av förgrenings- och cirkulationssystem. Även om delar av nätet består av förgreningssystem kan dessa ofta försörjas från ett eller flera håll beroende på hur systemet är uppbyggt.

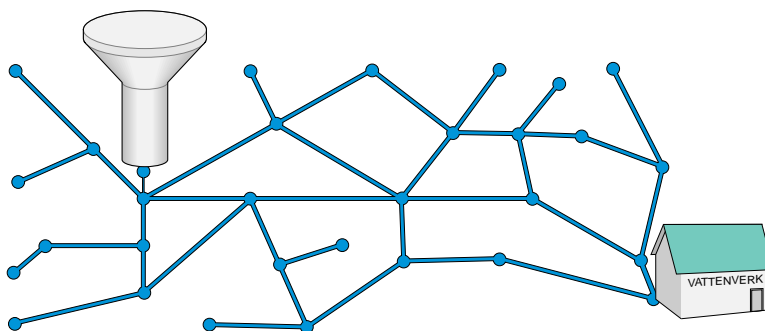


Bild 2.4
Kombinationssystem

Brandposter

Det normala sättet för räddningstjänsten att hämta vatten är fortfarande från brandposter. *De flesta brandposterna kan lämna mellan 1500 till 2500 l/min. Det finns dock exempel på brandposter som lämnar mer eller som lämnar mindre.* I VAV-P38 är minimikapaciteten per brandpost satt till 600 l/min resp 1200 l/min beroende på i vilken typ av område den är placerad i.

Precis som vid all annan strömning kommer det som kopplas på brandposten, d v s brandposthuvud och slang, att innebära ett strömningsmotstånd och minska flödet. *Även om brandposten kan lämna 1200 l/min vid minimetrycket 15 m vp så kan brandposthuvudet och en slanglängd minska flödet till 1000 l/min.* Detta innebär att även om brandposten uppfyller VAV:s rekommendationer så kan räddningstjänstens utrustning orsaka att möjligt vattenuttag minskar.

Flödet blir som mest 2200 l/min om man gör en beräkning med en brandpost som kan hålla trycket 70 m vp i markplan, genom brandposthuvud, 20 m slang och in i bilens tank. Dessa vattenflöden kan dock enkelt förbättras om t ex slanglängden minskas eller om ett brandposthuvud utan kägelventil används. Att minska slanglängden kan ställa till andra problem. Om bilens tank är utrustad med en on/off ventil så kan ett tryckslag uppstå som kan orsaka skador i brandpostnätet. Tryckslaget dämpas snabbt ut om det finns tillräckligt med slang mellan bil och brandpost.

Vatten för brandsläckning

Vattenledningsnätet kan med avseende på behovet av vatten för brandsläckning utformas antingen som ett *konventionellt system* eller som ett s k *alternativsystem*. Det konventionella systemet har brandposter på ungefär 100 till 150 meters avstånd. Alternativsystemet bygger på att det finns tillgång till brandposter med högre kapacitet inom 1000 meter.

Konventionellt system

Ett konventionellt system bygger på att man tar vatten direkt från brandposten och tryckhöjer det med hjälp av pumpar. Detta system är det vanligaste i Sverige.



Bild 2.5
Brandposter i ett konventionellt system. 50 resp. 100 anger ledningens dimension.
(Observera att bilden ej är skalendig).

Områdestyp	Brandvatten förbrukning
<i>A. Bostadsområden eller andra jämförliga områden med serviceanläggningar</i>	
1) Flerfamiljshus lägre än 4 våningar, villor, radhus och kedjehus	600 l/min
2) Annan bostadsbebyggelse	1200 l/min
<i>B. Industriområden, enstaka industri-anläggningar eller andra från brandsynpunkt jämförliga områden</i>	
1) Låg brandbelastning, d v s brandsäkra byggnader utan upplag av brännbart material	600 l/min
2) Normal brandbelastning, d v s brandsäkra byggnader utan större upplag av brännbart material	1200 l/min
3) Hög brandbelastning, såsom snickerifabriker, brädgårdar o dyl.	2400 l/min
4) Exceptionell brandbelastning, såsom oljehanteringsanläggningar o dyl.	>2400* l/min
*) Bestäms i samråd med räddningstjänsten	

Bild 2.6

Enligt VAV-P38 bör ovanstående normalvärden på brandvattenbehovet för olika typer av områden gälla.

Tabellen ger en fingervisning om vilken förbrukning som kan bli aktuell, dock har den nackdelen att den tar brandbelastningen som mått på vattenbehovet. I själva verket är vattenbehovet mer beroende av hur stor brandens utbredning kan förväntas bli samt av risken för brandspridning. Även andra faktorer som t ex vilka möjligheter som finns att få fram vattnet till branden kommer att påverka behovet. Brandbelastningen har mer betydelse för varaktigheten på en brand än för vilket brandförlopp den kommer att få. Två byggnader kan ha samma brandbelastning men visa upp helt olika brandförlopp.

Minimikapaciteten per brandpost är satt till 600 l/min i områdestyp A1 och B1, i övriga områden är minimikapaciteten 1200 l/min. Den förbrukning som är upptagen i bild 2.6 är det sammanlagda behovet för en släckinsats.

I ett konventionellt system sitter ofta flera brandposter på samma distributionsledning. Om en brand kräver att vi tar vatten från flera brandposter som är kopplade på samma distributionsledning så kommer den sammanlagda kapaciteten inte att bli summan av vad vi kan ta ut från vardera brandposten. Tillskottet per brandpost kommer att minska för varje extra brandpost som kopplas in.

För att undvika att stå utan vatten måste kapaciteten för brandposterna kontrolleras. Flödesmätningen bör ske när brandposten är kopplad på det sätt som den är tänkt att användas, dvs kopplad till t ex en släckbil med brandposthuvud och slang. Detta för att få ett rättvisande värde på hur mycket vatten vi

får ut med den strypning som räddningstjänstens utrustning ger. Om fler än en brandpost kan bli aktuell att använda bör mätning ske med alla inkopplade. Mätningen bör också ske vid två tidpunkter, när belastningen på VA-anläggningen är som störst respektive lägst. Brandposternas kapacitet bör också föras in i insatsplaneringen.

Alternativsystem

Alternativsystemet bygger på principen att behovet av vatten för brandsläckning kan tillgodoses av räddningstjänstens tankfordon. Tankfordonen har med sig vatten vid ankomsten och måste sedan kunna fyllas inom rimlig tid och på rimligt avstånd från brandplatsen.

Vid längre insatser får tankfordon antingen köra skytteltrafik eller så får en transportledning läggas från en brandpost till brandplatsen.

Jämfört med att koppla släckbilen direkt till en brandpost kräver alternativsystemet oftast att en man avsätts till att enbart köra tankbilen eller fungera som pumpskötare vid vattentaget.



Bild 2.7
Brandposter i ett alternativ system. 50 resp. 100 anger ledningens dimension. (Observera att bilden ej är skalenlig).

Även för alternativsystemet ger VAV-P32 anvisningar på hur stort vattenuttag som bör vara möjligt. De mängder som ges har tagits fram med "...brandförsvarets erfarenhet av vattenbehov vid bränder inom här aktuella bebyggelse typer". Trots att de har ett par år på nacken så stämmer de bra även med våra nuvarande släckmetoder. Den genomsnittliga vattenförbrukningen för en rökdykargrupp ligger oftast lägre än 200 liter per minut.

Minuter efter insats början	Vattenbehov
0 - 15	200 l/min
15 - 45	400 l/min
45 -120	600 l/min

Bild 2.8

Vattenbehov enligt VAV-P32 vid användandet av alternativsystemet.

Från varje brandpost bör kunna tas ut minst 900 l/min. Det krävs alltså en brandpost som ger 1,5 ggr mer jämfört med vad en brandpost i ett konventionellt system skulle gett. Här skall då observeras att VAV-P32 bara tar upp alternativ systemet i grupperna A1 och B1, där brandpostkapaciteten bör vara 600 l/min.

Krav på mer än 45 min utgår enligt VAV-P32 om bebyggelsen ligger mer än 4 meter från tomtgräns eller om det är 8 meter mellan byggnader eller om vägg är utförd som brandvägg enl BBR94. Normalt skall då inte finnas någon möjlighet att branden sprider sig.

Tankfordon

Att använda sig av tankbilar för vattentransport kräver att man har tänkt igenom tänkbara situationer och har en planering för hur transportsystemet skall fungera. Möjligheten att använda tankbilar är väl beprövad vid försök på olika räddningskårer. Gränsen för var det kapacitetsmässigt börjar löna sig att använda sig av tankbilstransport ligger ungefär vid femhundra meters avstånd mellan brandplats och vattentag.

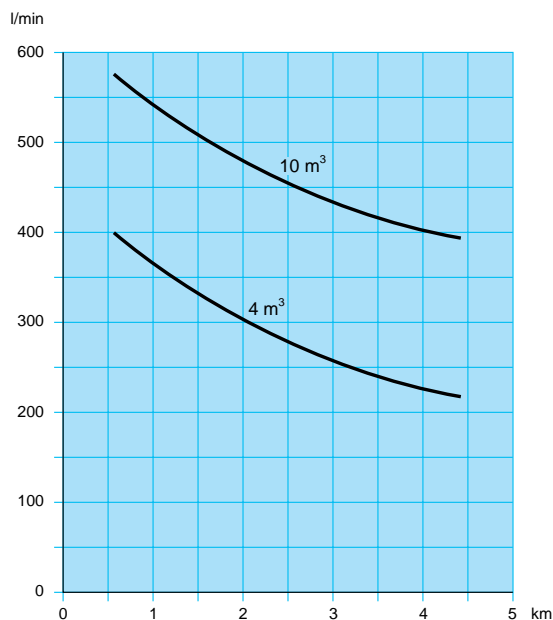


Bild 2.9
Transportkapaciteten för två olika tankbilsvolymer.

I en undersökning gjord i Västerås 1977 kom man fram till att en tankbil på 10 m³ har en kapacitet på ca 550 l/min vid ett avstånd på 1000 meter. Samma resultat gav ett försök som SRV gjorde 1989 i Kristinehamn. Av dessa resultat framgår också att första körningen tar längre tid än de följande, d v s kapaciteten i början av insatsen är något lägre.

Kapaciteten kan enkelt beräknas utifrån tankvolymen och omloppstiden. Kapaciteten är då kvoten av volymen och omloppstiden d v s:

$$\text{Kapacitet} = \frac{\text{Tankvolym}}{\text{Omloppstid}} \quad (2.1)$$

Omloppstiden är summan av körtid, påfyllningstid, tömningstid och angöringstid. Enklare uttryckt är omloppstiden den tid det tar från det att tankbilen lämnar brandplatsen för att hämta vatten tills det att den är tillbaka och har tömt ut vattnet, och är klar att åter lämna brandplatsen. Faktorer som påverkar omloppstiden är vägstandard, trafikbelastning, sikt, årstid etc.

Brandpostmarkeringar

Brandpostens läge skall anges med skylt. Det finns tyvärr inte några normerande och allmängiltiga bestämmelser om hur markeringen skall vara utförd. Märkningen kan därför variera från kommun till kommun. En allmän regel är

dock att markeringen - flaggor eller plåtar - skall sättas upp ca 2,2 m över gatuplanet. På skylten skall anges avståndet till brandpostens lucka samt eventuellt också sidoavståndet. Man skall med utgångspunkt från markeringen kunna mäta sig till var brandpostluckan är belägen. Detta är nödvändigt om luckan tillfälligt skulle vara täckt av sand, grus eller snö.

Varje brandman känner till att innan man ansluter slangar till en brandpost, skall den spolas ur grundligt. Om man av någon anledning inte skulle göra detta riskerar föroreningar från brandposten att fastna i pump eller strålrör och på så vis äventyra en säker vattenförsörjning.

Vintertid är det synnerligen viktigt att brandposten stängs till full täthet och sedan omedelbart länsas.

I områden där alternativsystemet används bör man ställa högre krav på skötsel och underhåll av de få brandposter som finns. Här bör man även överväga behovet av eluppvärmning av brandposterna.

Förbigångsledningen är där VA-mätaren är placerad, alltså en strypning (mindre rörarea). Vid stort vattenuttag, exempelvis vid brand, öppnas huvudledningen och vattnet får fritt flöde. Innehavaren debiteras ej för släckvatten.



Bild 2.10

Exempel på brandpostflagga och förbigångsventil. Märkningens utformning kan variera från kommun till kommun.

Framåtblick

Svårigheter att hålla bra dricksvattenkvalité gör att kommunerna ofta vill minska ledningsdimensionerna. Ibland kan även underhållskostnader göra att antalet brandposter minskas, ofta i samband med att de går sönder eller att ledningar byts ut. Detta är två saker som kan påverka räddningstjänstens möjligheter att få fram vatten i den kvantitet som är önskvärd.

Färre antal brandposter i nätet innebär att vid insatser som kräver vattenförsörj-

ning från brandpost kan ytterligare slanglängder mellan brandpost och bilens vattentank behövas. *Räknas exempel 2.1 om med dubbelt så stor slangförlust kommer flödet att minska från 1000 l/min till ca 850 l/min för trycket 15 m vp. Vid VA-nätets högsta tryck, 70 m vp, kommer flödet att sjunka från 2200 l/min till 1900 l/min.* För ytterligare slanglängder gäller att de kommer att leda till mindre flödesminskningar än de tidigare. Detta ses lätt om man tänker på att den andra slanglängden kommer att fördubbla förlusterna i systemet jämfört med den första. Den tionde slanglängden kommer i sig att ge lika stora tryckförluster som den första och andra, men dess inverkan på systemet kommer bara att utgöra en tiondel av systemets slangförluster. Skillnaden mellan flödet i nio och tio slanglängder kommer alltså inte alls att vara så stor som mellan en och två slanglängder.

Tryck i bp	Flöde vid olika slanglängder och tryck		
	1 st 63 mm	2 st 63 mm	4 st 63 mm
15 m vp	1000 l/min	850 l/min	650 l/min
70 m vp	2200 l/min	1900 l/min	1700 l/min

Bild 2.11

Mer slang mellan brandpost och pump innebär att kapaciteten sjunker.

På samma gång som detta skapar problem så öppnar det också möjligheter att anpassa en gammal VA-anläggning till de behov som finns i dag. Det kan vara bättre att ha tillgång till några få brandposter som kan lämna ett stort flöde och tryck jämfört med många små som lämnar ett mindre flöde.

Minskad ledningsdimension behöver inte innebära att kapaciteten minskar. Kan trycket i brandposten hållas relativt högt, 50 m vp, så visar undersökningar i Gävle att VAV:s rekommendation på 600 l/min kan klaras med 65 mm ledning som får vatten från två håll (Källa: L. Andersson, VBB-Viak, Personlig kommunikation sept, 1993).

Hur vattenförsörjningen löses är ett val med flera ingående delar, två av de viktigare delarna bör vara dricksvattnets kvalitet och räddningstjänstens insatsplanering.

Exempel 2.1

Antag att en brandpost kan lämna 1200 l/min och håller trycket 15 m vp i markplan. Vi kopplar ett brandposthuvud och en 20 meters lång 63 mm slang till släckbilen.

I detta enkla system har vi nu följande förluster:

1. Höjdskillnad, $z = 2$ m
2. Friktion i 2 m, 65 mm rör (brandposthuvud samt i bil)
3. Ventil på brandposthuvud
4. Två böjar på rör i bil
5. Friktion i 20 m, 63 mm slang

dvs

1. Höjdskillnad, $z = 2$ m
 2. Friktion i rör, $f \cdot \frac{L}{D} = 0,020 \cdot \frac{2}{0,065} = 0,6$ (f hämtas ur bild 1.13, sid 21)
 3. Ventil $\zeta_{\text{ventil}} = 5$ (hämtas ur bilaga 1, sid 80)
 4. Två böjar, 90° , $R/d = 5$, $\zeta = 2 \cdot 0,21 = 0,42$
 5. Friktion i slang 63 mm, $f = 0,015^*$
- $$f \cdot \frac{L}{D} = 0,015 \cdot \frac{20}{0,063} = 4,8$$

(* Då bra värden på friktionsfaktorer (f) saknas för brandslang antar vi värden för plaströr ur bild 1.13, sid 21)

Om nu allt tryck vi har i markplan förbrukas för att förflytta vattnet in i bilens tank kan vi ställa upp summan av friktions- och lokala förluster samt höjdskillnaden så här:

$$h_{\text{Bp}} = \zeta_{\text{rör}} \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{\text{vent}} \cdot \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{\text{böj}} \cdot \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_{\text{slang}} \cdot \frac{v_4^2}{2g} + z \quad (1.13)$$

För att förenkla beräkningarna antar vi att $v_1 = v_2 = v_3 = v_4$ då tvärsnittsytan inte skiljer så mycket. Därmed förenklar vi formeln till:

$$h_{\text{Bp}} = (\sum \zeta) \frac{v^2}{2g} + z$$
$$15 = (0,6 + 5 + 0,3 + 4,8) \frac{v^2}{2g} + 2$$
$$v = \sqrt{\frac{(15 - 2) \cdot 2g}{10,7}} = 4,9 \text{ m/s}$$

Om vi antar att systemet har en konstant diameter så får vi följande:

$$Q = v \cdot A = 4,9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = 0,0152 \text{ m}^3/\text{s} = 913 \text{ l/min}$$

Om vi väljer en 76 mm slang istället kan vi inte längre anta en konstant hastighet i systemet. Vi antar dock att $v_1 = v_2 = v_3$ men att vi har en annan hastighet genom 76:an (v_4). Ekvationen blir då:

$$h_{\text{Bp}} = (\zeta_{\text{rör}} + \zeta_{\text{vent}} + \zeta_{\text{böj}}) \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{\text{slang}} \cdot \frac{v_4^2}{2g} + z$$

Då Q är konstant är:

$$A_1 \cdot v_1 = A_4 \cdot v_4 \quad (1.7)$$

$$\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot v_1 = \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \cdot v_4$$

$$d_1^2 \cdot v_1 = d_4^2 \cdot v_4$$

$$v_4 = \frac{d_1^2 \cdot v_1}{d_4^2} = \frac{0,063^2 \cdot v_1}{0,076^2} = 0,687 v_1$$

Om vi sätter in siffror i huvudekvationen får vi:

$$15 = (0,6 + 5 + 0,3) \frac{v_1^2}{2g} + \left(0,012 \cdot \frac{20}{0,076}\right) \cdot \frac{(0,687 v_1)^2}{2g}$$

$$v_1 = 6,3 \text{ m/s}$$

$$Q = v_1 \cdot A_1 = 6,3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = 0,0196 \text{ m}^3/\text{s} = 1178 \text{ l/min}$$

$$v_4 = 4,3 \text{ m/s}$$

Beräkningarna visar att om vi byter 63:an till en 76:a minskar friktionsförlusterna i systemet. Därmed får vi ockstå ut större flöde (1178 l/min).

PUMPAR

Ända sedan människan började odla och bruka marken har hon haft ett behov att pumpa upp vatten. En av de först kända pumpkonstruktionerna är Arki-medes skruv från antiken. Sedan dess har utvecklingen gått framåt och nu finns ett antal olika pumptyper.

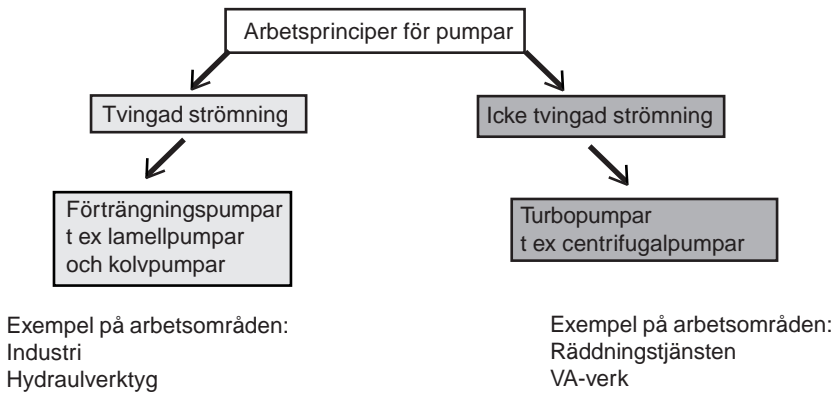
Pumpar kan arbeta enligt två olika principer, tvingat eller icke tvingat flöde. En pump med tvingat flöde transporterar alltid lika mycket vatten för varje pumpsdrag eller varv oberoende av hur stort mottrycket är. Detta gör att det inte går att stänga av flödet när pumpen är igång eftersom trycket då kan spränga pumpen. En pump med tvingat flöde kallas också för en förträngningspump. I en pump med icke tvingat flöde varierar flödet beroende på hur högt vattnet måste lyftas upp innan det når pumpen och hur stort mottrycket är. Att flödet är icke tvingat gör att det går att stänga av och reglera med ventiler. En pump med icke tvingat flöde kallas också för turbopump.

Centrifugalpumpar har icke tvingad strömning och är vanligast förekommande för brandsläckningsändamål. Att centrifugalpumpen kan köras mot stängd ventil är en viktig egenskap för en brandpump. Det ger oss möjligheten att ha ett tryck framme vid strålröret utan att vi behöver ta ut vatten hela tiden. Risken för varmgång i pumpen måste emellertid beaktas! I detta avsnitt kommer bara centrifugalpumpar att beröras.

Det arbete en pump gör är att överföra energi till vattnet som passerar genom pumpen. Energiöverföringen sker genom att pumpen sätter vattnet i rörelse. På samma sätt som energinivåerna kan visas med energi/trycklinjer för ett slangsystem, kan pumpens sug- resp tryckhöjder visas som olika trycknivåer (se bild 3.1).

Högtryckspumpar är vanliga utomlands och har tidigare funnits inom räddningstjänsten i Sverige. De har under ett antal år varit mer eller mindre borta men allt fler räddningstjänster börjar åter se högtryckspumparna som ett alternativ/komplement till de pumpar som används idag. De behandlas dock inte i denna bok.

När det gäller pumpar pratar man vanligtvis om verkningsgrad och pumpkarakteristik som de viktigaste egenskaperna. Vilket man värderar högst beror på vad pumpen skall användas till. Den ideala pumpkurvan för våra ändamål anses ofta vara den som har konstant tryckhöjd även vid ökande flöde.



Benämningar på olika tryck- och sughöjder

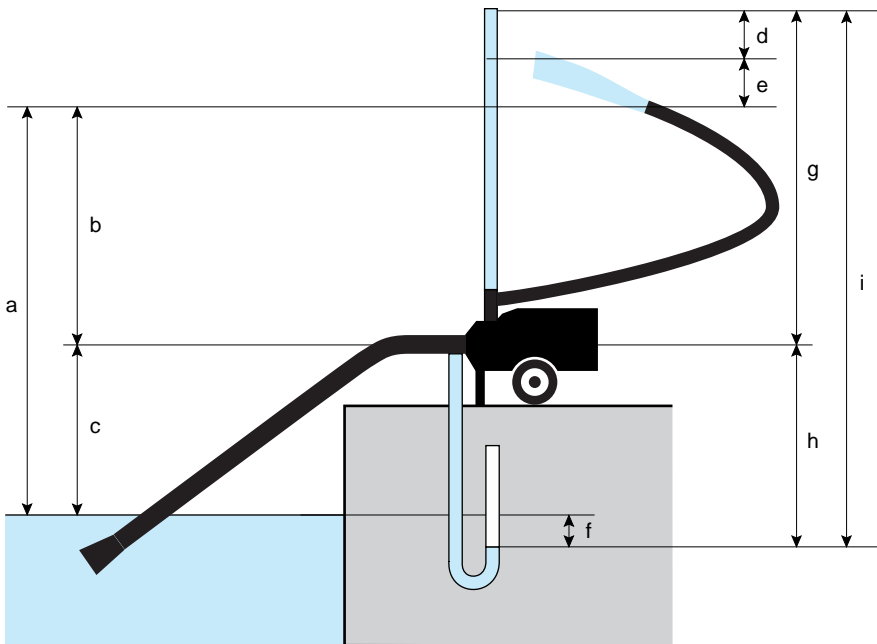


Bild 3.1

- a = uppföringshöjd (avstånd från vattenytan till strålrör)
- b = statisk tryckhöjd (avstånd från pumpens centrum till strålrör)
- c = statisk sughöjd (avstånd från vattenytan till pumpens centrum)
- d = förluster på trycksida (slangens dimensioner och längd, armaturens utformning och strålrörets flöde)
- e = munstyckstryck (trycket framme vid strålröret)
- f = förluster på sug sida (förluster i sugsil och slang)
- g = dynamisk tryckhöjd (pumpens utgående tryck - avläses på manometern)
- h = dynamisk sughöjd (undertrycket som kan avläsas på manovakuummeter)
- i = dynamisk uppföringshöjd (summan av dynamisk sug- och tryckhöjd, h+g)

Centrifugalpumpens arbetssätt

Centrifugalpumpen består i princip av ett pumphus med ett löphjul (pumphjul). Löphjulet drivs via en drivaxel av en motor, t ex en bilmotor. Löphjulet sätter vattnet i rörelse och pressar det utåt och in i tryckledningen.

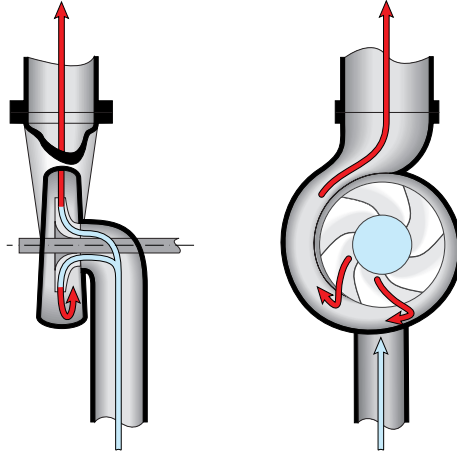


Bild 3.2
Centrifugalpumpens delar.

I och med att vattnet pressas utåt bildas ett undertryck i mitten på löphjulet. Undertrycket utjämnas i stort sett omedelbart genom att atmosfärstrycket pressar in nytt vatten i pumpen via sugslangen.

Utrymmet mellan löphjulet och pumphusets vägg blir långsamt större och omvandlar den hastighet som vattnet har när det lämnar pumphjulet till ett statiskt tryck. Genom att utformningen är gjord med s k diffusorverkan så kan detta göras i stort sett utan förluster.

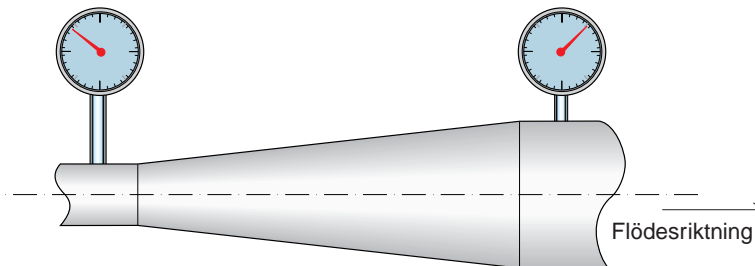


Bild 3.3
Diffusor.

Löphjulet ger högst tryck om det är ett s k radialhjul. Detta innebär att vattnet kommer in vinkelrätt mot hjulet och lämnar det vinkelrätt mot axeln.

Andra typer av löphjul i centrifugalpumpen är axialhjul eller halvaxial. Axialhjulet ger stora flöden men kan inte bygga upp något stort tryck. Halvaxialhjulet är ett mellanting mellan radial och axialhjulen.

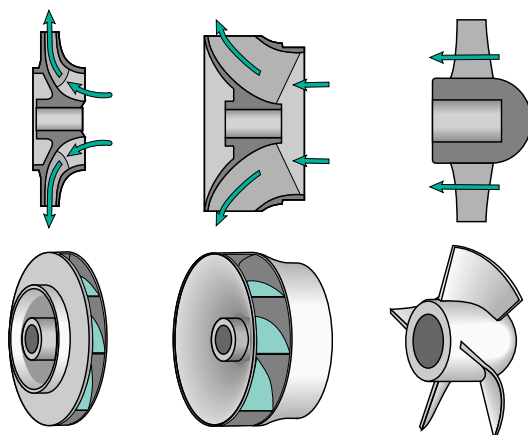


Bild 3.4
Tre olika löpshjulstyper.

Varje löpshjul arbetar parvis med en ledskena. Ledskenorna sitter runt om pumpshjulet och styr vattnet som lämnar pumpshjulet ut i diffusorn (detta kallas steg). Ledskenorna fungerar som en extra diffusor som minskar hastigheten och omvandlar den till ett statiskt tryck. Genom ledskenorna kan friktionen i diffusorn minskas och en större uppfodringshöjd kan vinnas. Verkningsgraden kan förändras beroende på ledskenans utformning. Man kan också höja pumpens verkningsgrad genom att bygga samman två eller flera steg.

Pumpkurvor

För varje varvtal har en pump en speciell pumpkurva. En pumpkurva visar förhållandet mellan pumptrycket och angiven vattenmängd, dvs flödet. Pumptrycket sjunker oftast med ökande flöde. Vi pratar om pumpens karakteristik, dvs hur mycket vatten den kan ge vid ett visst tryck.

I centrifugalpumpen är det främst ledskenan som bestämmer vilken karakteristik pumpen kommer att få. Det är antalet steg i pumpen och stigningen på skovlarna som ger en pumpkurva dess speciella utseende. En pump med flera steg, dvs två eller fler löpshjul, kommer att få en brantare stigning på pumpkurvan jämfört med en pump med färre steg. På samma sätt kommer en liten utloppsvinkel på löpshjulsskovlarna att ge en brant pumpkurva och en stor utloppsvinkel en flack pumpkurva.

Moderna brandpumpar uppvisar oftast ett "knä" i pumpkurvan, lutningen från knät till dämnda punkten är vald så flack som möjligt. Det finns pumpar som bara har 15% tryckvariation mellan knät och den dämnda punkten. (Det tryck som pumpen skapar när motorn körs med stängda tryckuttag.)

En flack kurva är oftast att föredra vid skiftande flöden eftersom det blir enklare att köra pumpen, en brant gör att pumpen måste regleras med hjälp av motorns gasreglage. Om pumpen skall lämna ett konstant flöde har det mindre betydelse vilken karakteristik den har eftersom den konstrueras för en specifik driftpunkt. Oftast väljs en pump för ett konstant flöde efter verkningsgraden.

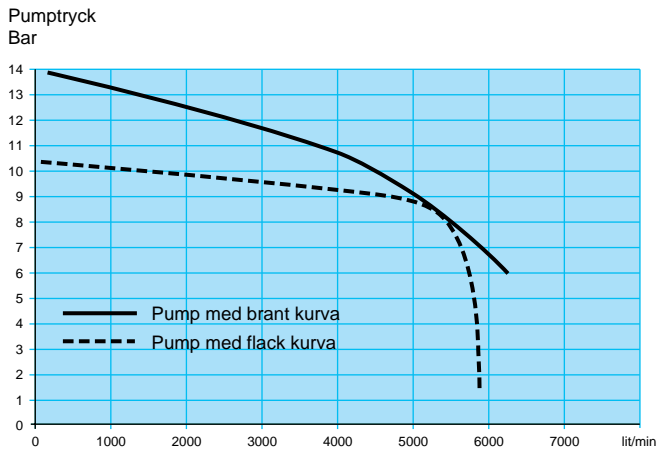


Bild 3.5

Jämförelse mellan en pump med flack karakteristik och en med brantare. Det som skiljer dessa två pumpar åt är vinkeln på löphjulsskovlarna.

Det finns olika uppfattningar om hur en bra pumpkurva skall se ut. Pump-tillverkare med pumpar som har en flack karakteristik talar sig varma för den flacka, medan de som har brant karakteristik bara ser fördelar med den branta. Om en pump är tänkt att arbeta vid ett visst flöde och tryck har det ingen större betydelse vilken lutning kurvan har.

Lutningen är egentligen inte något större problem även om pumpen skall fungera vid olika flöden och tryck. En brant karakteristik kräver mer av pumpsötaren än vad den raka karakteristik gör, eftersom en förändring av flödet kommer att ge en stor ändring av trycket. Ett sätt att komma tillrätta med denna flödeskänslighet är att använda sig av pumpar med en flack karakteristik.

Det är som tidigare sagt bl a utloppsvinkeln på pumphjulsskovlarna som bestämmer vilken lutning pumpkurvan får. En liten vinkel gör att kurvan blir flack medan en större vinkel ger en brantare kurva.

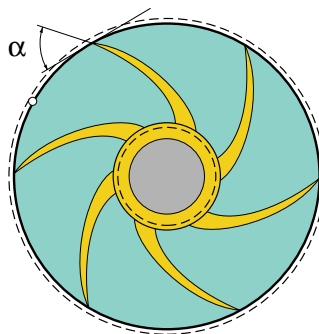


Bild 3.6

Skovelns utloppsvinkel bestämmer till stor del pumpens karakteristik.

En flack kurva får betalas med minskad verkningsgrad, d v s motorns effekt utnyttjas sämre och en kraftigare motor måste användas. Det högre effektbehovet är sällan något problem vid val av pumpar som är monterade i ett brandfordon. Motorn är anpassad till att driva fordonet vilket gör att motorns effekt överstiger pumpens behov.

Istället för en flack karakteristik kan man använda sig av ett övervakningssystem med tryckreglering som håller trycket konstant. Övervakningssystemet har kontroll på hur stort vattenuttaget är. Om vattenuttaget minskar sänks motorns varvtal och pumpkurvan dras neråt.

Ett sätt att åstadkomma en pump som inte är känslig för flödesförändringar är att komplettera pumpen med en reduceringsventil på nedströmssidan. Denna lösning har vissa nackdelar, bl a att ventilen tar plats och att den kräver att man kör pumpen med marginal över det tryck som önskas.

Verkningsgrad

Pumpens verkningsgrad talar om hur väl man utnyttjar kraften som tillförs från motor till vattnet i form av tryck och flöde. På samma sätt som det finns en kurva över flöde och tryck så finns det också en kurva för flöde och verkningsgrad.

En kurva över verkningsgraden visar var pumpen arbetar bäst och har stor betydelse för pumpar som är tänkta att arbeta vid ett specifikt varvtal. För en pump som är tänkt att arbeta i en räddningstjänstsituation bör verkningsgraden vara så stor som möjlig vid alla flöden som är aktuella.

Centrifugalpumpar som har en optimal verkningsgrad får pumpkurvor med stor lutning, vilket medför att tryckhöjden förändras väsentligt vid körning med varierat flöde.

Affinitetslagarna

Affinitetslagarna är tre samband som styr förhållandet mellan varvtal, flöde och effektbehovet hos pumpar. De kan användas när man vill utröna hur en ändring av varvtalet hos en pump påverkar vätskeflöde, uppfodringshöjd och effektbehov.

a) Sambandet mellan flöde och varvtal

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.1)$$

Q = flöde (m³/s)

n = varvtal (rpm)

Volymströmmen är proportionell mot varvtalet.

b) Sambandet mellan tryckhöjd och varvtal

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (3.2)$$

H = total tryckhöjd (m)

n = varvtal (rpm)

Tryckhöjden är proportionell mot varvtalet i kvadrat.

c) Sambandet mellan effektbeov och varvtal

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (3.3)$$

P = effektbehov (kW)

n = varvtal (rpm)

Effektbehovet är proportionellt mot varvtalet i kubik.

Om man använder sig av b) och c) erhålls ett förhållande mellan effektiv-
behovet och tryckhöjden.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.4)$$

P = effektbehov (kW)

H = total tryckhöjd (m)

Effektbehovet är proportionellt mot tryckhöjden upphöjd till 1,5.

Evakueringsanordningar

En centrifugalpumps konstruktion gör att den inte kan ansuga vatten. Därför utrustas dessa pumpar med en evakueringsanordning.

Evakueringsanordningen, som kopplas till pumpens sug sida, kan evakuera ut luften ur sugslangen. Evakueringen leder till att trycket i sugslangarna sänks, atmosfärstrycket kommer att trycka upp vatten i sugslangen. När sugslangen och pumpen är fyllda med vatten och vatten kan tas ur ett tryckkuttag, kan evakueringsanordningen kopplas ur. Evakueringsanordningar kräver att sugslangen är formfast och inte trycks ihop av det yttre luftrycket när luften evakueras ur den.

Olika typer av ejektorer drivna med avgaser eller tryckluft kan förekomma,

men dessa har blivit ovanligare med åren. Ejektorerna fungerar på samma sätt som en skuminjektor, d v s de sänker trycket i sugslangen genom att luft- eller avgasströmmen har ett högt hastighetstryck. Speciellt på äldre motorsprutor är avgasejektorn vanlig.

De två vanligaste evakueringsanordningarna som används idag är kolv- eller membranpumpar dvs pumpar med tvingad strömning, exempelvis "Membramat" och "Trokomat". Båda dessa har automatisk urkoppling när vattnet når upp till pumphjulet.

Avgasejektor

Avgasejektorn fungerar på så sätt att man i anslutning till avgasröret monterar ett avgasspjäll. Genom att stänga detta spjäll kan avgaserna ej passera genom avgasröret utan tvingas istället gå via ejektorn.

När avgaserna passerar genom ejektorns drivmunstycke ökar hastigheten på avgaserna och därmed skapar ejektorn det undertryck som krävs för att atmosfärstrycket ska klara av att fylla sugslang och pump med vatten.

Tryckluftsejektor

En tryckluftsejektor fungerar på samma sätt som avgasejektorn, med den skillnaden att evakueringen här sker med hjälp av tryckluft istället för avgaser.

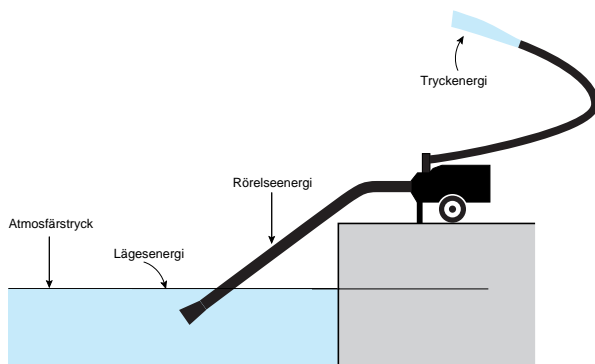


Bild 3.7

Förenklad beskrivning av energiformer och energiomvandling. Atmosfärstrycket trycker på vattenytan (lägesenergi). Vid evakuering sjunker lufttrycket i sugslangen vilket gör att vattnet pressas upp till pumpens centrum (rörelseenergi). Pumpen omvandlar rörelseenergi till tryckenergi.

Membranpump/kolvpump

Ett automatiskt torrevakueringsystem fungerar i princip så att på pumphuset sitter det en cylinder med två stycken helt från varandra fristående fjäderbelastade kolvpumpar (eller membranpumpar), vilka arbetar mot en excenter monterad på pumpaxeln.

När pumpaxeln börjar rotera drar kolvarna (membranen), genom sina fram- och tillbakagående rörelser, ut luft från pumphuset, rör och sugslangar.

När fullt vakuum är uppnått och pumphuset är fyllt med vatten, pressar vattentrycket de fjäderbelastade kolvarna ut i ett ändläge, fritt från pumpaxeln.

Om nu vattentrycket upphör, exempelvis p g a att pumpen av någon anledning tappar vatten, sjunker trycket i pumphuset och fjädertrycket pressar tillbaka kolvarna. Proceduren med evakuering träder åter i kraft med automatik.

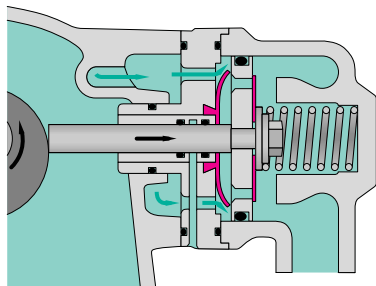


Bild 3.8
Kolven ligger i topp på excentern, trycker ihop fjädern och skapar ett undertryck. Det "inre" membranet ger efter och släpper in luft.

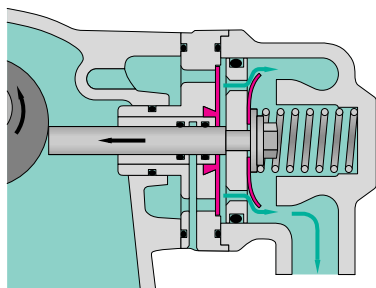


Bild 3.9
När axeln snurrar vidare, sjunker kolven på excentern tillbaka, stänger mot pumphuset och det "inre" membranet tätar. Det "yttre" membranet ger efter och släpper ut luft.

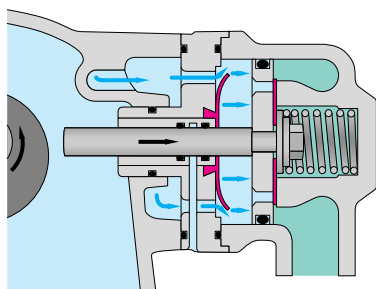


Bild 3.10
Pumpen har ansugit vatten och trycket i pumphuset pressar nu de fjäderbelastade kolvarna ut i ett ändläge. Det "inre" membranet ger efter medan det "yttre" tätar.

Dränkbara pumpar

Fordonsmontage som bara erbjuder öppen seriekörning har inte heller någon monterad evakueringsanordning. Om det ändå finns ett behov av att pumpen skall kunna få vatten från öppet vattentag kan olika typer av förpumpar vara en lösning.

En dränkbar hydraul- eller eldriven pump eller en vattenstrålpump är tre

olika alternativ för att försörja en pump utan evakueringsanordning från öppet vattentag. Alla tre alternativen medför oftast en reduktion av pumpkapaciteten jämfört med om centrifugalpumpen har en evakueringsanordning.

Hydraul- och elpumpen kräver att det antingen finns en hydraulpump eller en generator för driften av pumpen. Båda dessa är oftast utformade som centrifugalpumpar, men även andra varianter finns.

Vattenstrålpumpen använder sig av utgående vatten från pumpen som drivkälla. Pumpen är ett tillförlitligt och enkelt alternativ tack vare att den saknar rörliga delar. Pumpen fungerar genom att en motorspruta eller en fordonsmonterad pump trycker in vattnet i vattenstrålpumpen genom ett drivmunstycke. Vattnet skapar ett undertryck kring drivmunstycket. Undertryck gör att omkringliggande vatten strömmar till och fångas upp i vattenströmmen. Via en diffusor (se, sid 40, Centrifugalpumpens arbetssätt), förs vattnet upp till pumpen alternativt till ytan om pumpen används till läns-pumpning.

Kavitation

Kavitation innebär att en vätska övergår i gasfas p g a att trycket sjunker. Det är i princip samma sak som när en vätska börjar koka vid atmosfärstryck. Skillnaden är att man istället för att höja temperaturen till över vätskans kokpunkt, sänker trycket till under vätskans ångtryck. För vatten är det trycket 2,3 kPa (0,23 m vp) vid 20°C. I båda fallen övergår vätskan i gasform – den kokar!

När trycket sjunker under ångtrycket bildas en gasbubbla. När sedan trycket ökar igen kommer bubblan att implodera, falla ihop, och det kommer lokalt att skapas ett mycket högt tryck. Om bubblan är i kontakt med ytan på t ex pumphjulet eller ett rör så kommer ytan att få ett slag som av en mycket liten hammare.

Att kavitation uppstår märks genom att det hörs ett smattrande ljud inne i pumpen. Kavitation sliter mycket hårt på pumpen.

När ångtrycket på vattnet ökar med stigande temperatur innebär det varmare vattnet att kavitation träder in tidigare. Litet vattentag innebär större risk för kavitation. Kavitation kan hävas genom ökat vattentag (öppna strålrör eller uttag på pumpen). För att förhindra kavitation kan bilarna utrustas med en termoventil.

Svensk standard för motorsprutor

Den nuvarande svenska standarden för motorsprutor, SS3496 har i dag en klassindelning i tre olika klasser, I, II och III, med avseende på kapaciteten hos motorsprutan.

Klass	Flöde (l/min)	Tryck (bar)	Sughöjd (M)
I	400	6	1,5
I	120	6	7,5
II	1200	10	3,0
II	360	10	7,5
III	2400	10	3,0
III	720	10	7,5

Bild 3.11

Motorsprutors klassindelning enligt svensk standard SS3496.

Den svenska standarden kommer så småningom att ersättas av en Europainorm, EN1028, som troligtvis kommer att behandla motorsprutor såväl som fordonsmonterade pumpar. I denna standard kommer det att finnas fler varianter än i dagens svenska standard.

I klassindelningen finns fyra huvudgrupper enligt nedan:

Klass	Nominellt tryck	Nominellt flöde	Nominell sughöjd
I	6 bar	500 l/min	3,0 m
II	10 bar	750 l/min-6000 l/min (sju undergrupper)	3,0 m
III	15 bar	1000 l/min-3000 l/min (tre undergrupper)	3,0 m
IV	40 bar	250 l/min	3,0 m

Bild 3.12

Klassindelning i förslag till standard prEN1028.

Europastandarden kommer att kompletteras med en del för motordrivna brandpumpar. Eventuellt kommer standarden att indelas i bogser- och avbröstbara motorsprutor.

Kapacitetsprovning av pumpar

Provning av pump bör ske med jämna intervaller. Görs detta kommer pumpens kondition kontinuerligt att följas, vilket ger ett bra underlag för planering av underhåll och eventuella reparationer. Det är viktigt att prova pumpen när den är nylevererad för att få riktiga startvärden att jämföra senare provningar med. En liten klass II motorspruta, där hela motoreffekten går åt till att driva pumpen, kommer att visa en kapacitetsminskning när motorns kondition sänks. På en fordonsmonterad pump kommer det däremot inte att märkas lika mycket eftersom inte hela motoreffekten används vid drift av pump. Se även Pumpskötarens ABC i elevhäftet.

Provningsförutsättningar

Enklast sker flödesbestämning med hjälp av ett *enhetsstrålrör*. Enhetsstrålrörets utbytbara munstycken kan ge olika munstycksdiametrar. Känner vi sedan trycket kan vi bestämma flödet genom munstyckssformeln:

$$q = 0,2 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h_m} \quad (3.5)$$

där: q = flödet [l/min]
 d = diameter på strålrörsmunstycket [mm]
 h_m = tryckhöjd i strålrörsmunstycket [m vp]

0,2 är en munstyckskonstant

Munstyckstrycket i rökdykarens strålrör bör vara 60 m vp. Eftersom enhetsstrålrören har en bestämd munstycksarea kan beräkningen av volymströmmar med godtagbar exakthet fastställas genom att införa tumregler.

7 mm munstycke	75 l/min.
10 mm munstycke	150 l/min.
14 mm munstycke	300 l/min.
18 mm munstycke	500 l/min.
22 mm munstycke	750 l/min.

Om munstycket bestäms till 60 m vp blir vattenflödet enligt ovan.

Dessa tumregler gäller alltså vid ett munstyckstryck av 60 m vp. Varierar munstycket beräknas ett tillägg/avdrag på 10% per 10 m vp.

14 mm munstycke - 50 m vp = 270 l/min.
14 mm munstycke - 70 m vp = 330 l/min.

Vattenström i l/min vid olika munstycksdimensioner och munstycksstryck

Den ur ett munstycke utströmmande vattenmängden är beroende ej endast av munstycksdimension och munstyckstryck utan även av loppets utformning. Två munstycken med samma diameter men med olika lopp lämnar därför ej samma vattenström. I tabellen nedan är vattenströmmen för de mindre munstycksdimensionerna beräknad enligt formeln $q = 0,2 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h_m}$, som passar för svenska trappmunstycken. För större munstycken är vattenströmmen angiven med ledning av mätningsuppgifter och dessutom avrundade.

Munstycks- tryck i m vp= h_m (kg/cm ²)	10 (1)	20 (2)	30 (3)	40 (4)	50 (5)	60 (6)	70 (7)	80 (8)	90 (9)	100 (10)	110 (11)	120 (12)
Munstycks- diam i mm=d												
5	16	23	28	32	36	39	42	45	48	50	52	54
6	23	32	40	46	51	56	60	64	68	72	76	79
7	31	44	54	62	69	76	82	88	93	98	103	107
8	41	58	70	81	90	99	107	115	122	128	134	140
9	52	73	89	103	114	125	135	145	154	162	170	178
10	64	90	110	127	141	154	167	179	190	200	210	219
12	91	128	158	183	203	222	240	257	273	288	302	315
14	121	170	208	241	272	300	325	348	370	390	409	427
16	157	223	273	316	352	386	418	447	475	502	528	553
18	202	284	349	404	451	496	535	572	606	640	673	705
20	256	360	440	508	564	616	667	714	760	800	839	876
22	320	455	550	630	700	765	830	890	940	990	1040	1080
25	420	595	705	805	895	980	1060	1130	1200	1270	1340	1410
30	560	800	970	1120	1260	1380	1490	1590	1690	1780	1880	1970
40	1060	1480	1800	2060	2300	2510	2710	2900	3080	3250	3400	3540
50	1680	2360	2820	3220	3580	3920	4230	4530	4820	5100	5370	5640

Bild 3.13

Ur Renning. Konstruktions- och arbetsprinciper för brandpumpar (SBF).

d [mm]		7	10	14	18	22
h_m [m vp]	30	54	110	208	349	550
	40	63	127	241	404	630
Utgångs- läge	50	69	141	272	451	700
	60	76	154	300	496	765
	70	82	167	325	535	830
	80	88	179	348	572	890
	90	93	190	370	606	940
	100	98	200	390	640	990

Bild 3.14

Lathund för bestämning av flödet i strålröret vid ett bestämt strålrörstryck.

Trycket bestäms enklast med en kalibrerad manometer placerad i anslutning till munstycket.

Slutligen behövs bara en säker angivelse av varvtalet. Detta fås bäst genom att en separat kalibrerad varvräknare ansluts.

Kapacitetskontroll av pumpar beskrivs i elevhäftet (sidan 32). Vill man göra ett tryckflödesdiagram för pumpen gör man detta på samma sätt som i elevhäftet punkt 1 - 3. Därefter enligt följande:

4. Kör mot stängda ventiler, fullgas (se provnings sätt nedan max 30 sekunder och notera det dämnda trycket och varvtal i ett protokoll. (Se bilaga 4).
5. Öppna tryckkuttagen maximalt och kör pumpen på fullgas. Belasta pumpen gradvis med allt större munstycken. Notera manometerutslag, varvtal och munstycksdiameter vid varje mätning. Fortsätt tills pumpen inte orkar hålla upp något tryck på grund av det stora flödet. Alla värden noteras.
6. Räkna ut eller använd tabell som anger vilket flöde olika munstycken ger vid aktuella tryck. Rita upp ett tryck-flödesdiagram och för in alla värden. Av tabellen kan sedan läsas ut om pumpen håller den så kallade garanti-punkten och övriga tryck vid olika flöden. (Exempel på pumpkurva, se nedan).

Observera att de flöden som tas fram är ungefärliga. Det beror bland annat på avvikelser vid avläsningen av instrumentet på grund av den grova skalindelningen, manometerens felmarginal och att de värden som fås med hjälp av munstycksformeln är avrundande. Önskas en mer exakt flödesbestämning måste man använda sig av annan mätutrustning.

Provnings sätt

För att leveransprova pumpar vid fullt effektuttag från motorn rekommenderas att man sänker varvtalet med ca 5%. Detta bör man göra för att tillåta en marginal för normal förslitning på motorn vid framtida pumpprovningar. Om man inte gör detta, utan provar på högsta möjliga varvtal kommer det i fortsättningen bli svårt att utvärdera pumpens prestanda, eftersom man inte säkert kan veta att motorns slitage inte påverkar mätningen. Det kan vara svårt att veta om man provar pumpen eller motorn. Det är också lämpligt att man försöker bestämma den punkt på pumpkurvan där mest effekt förbrukas. Denna ligger i området kring garantipunkten. Det varvtal som bestämts reduceras på samma sätt som tidigare med 5%, och används sedan vid vidare provningar. Se även Pumpskötarens ABC i Elevhäftet.

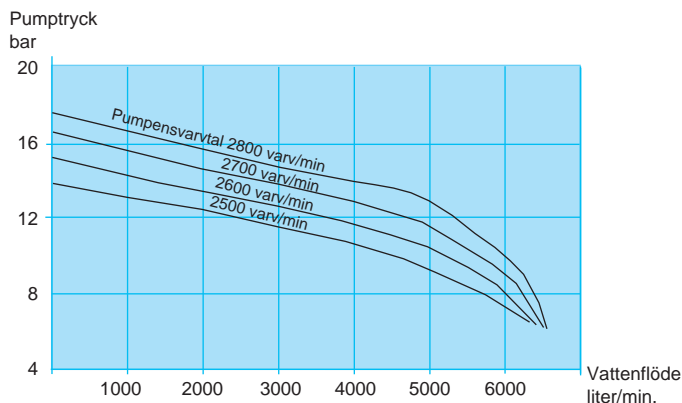


Bild 3.15
Pumpkurva uppmätt vid sughöjd 1,35 meter.

Vid leveransprovning av fordonsmonterade pumpar körs pumpen på ett lämpligt varvtal som motsvarar driftförhållanden. Motorns maxeffekt ligger i allmänhet långt över det behov pumpen har.

Fordonsmonterade pumpar

Placeringen av pumpen gör att vissa problem uppstår. Det finns tre huvudsakliga placeringar front-, mitt- och aktermonterade pumpar.

Rördragningen mellan tank och pump innebär svårigheter på grund av brist på utrymme. Rören skall förbi framaxelbalk, hjulupphängning och motor. Svårigheterna leder bl a till att mindre rör kan behöva användas eller att fler krökar måste sättas in. Mindre rördimension och fler krökar gör att pumpkapaciteten inte kan utnyttjas helt ut p g a att tillflödet är strypt.

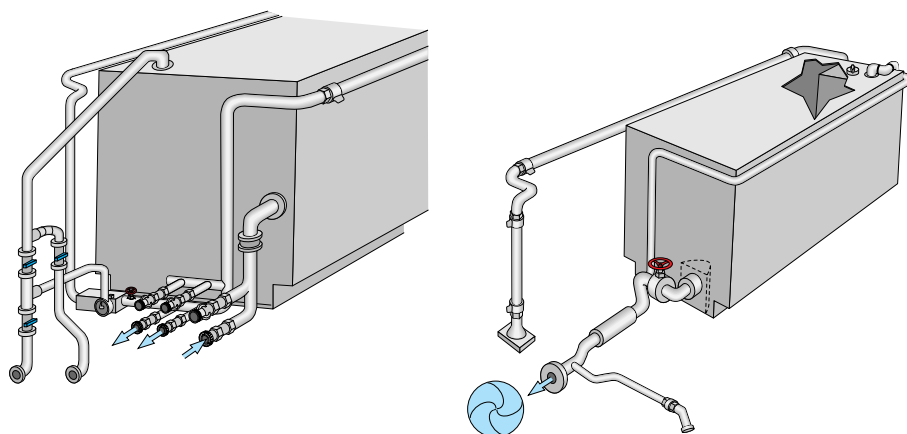


Bild 3.16
Rördragning i ett BASII-fordon.

Frontpumpsmontage är vanligast på äldre fordon. I dag har de flesta slutat med denna placering bland annat p g a det utsatta läget. Pumpen blir lätt nedsmutsad även om den täcks över vid färd. En annan svårighet är att frostskydda pumpen. Om den inte dräneras och/eller fylls med glykol eller liknande vintertid så kommer den att frysa ihop och skadas.



Bild 3.17
Placering av en frontmonterad pump.

Vid frontpumpsmontage kräver övergången mellan tankkörning och extern vattenförsörjning manövrer från en erfaren operatör som måste öppna och stänga ventiler samt justera utgående tryck.

Frontpumpen innebär också att tyngdpunkten förändras. Detta kan ge mindre chassier försämrade köregenskaper.

Kraftuttagen på moderna fordon erbjuder möjligheten att montera pumpen bakom motor och växellåda. Många av frontpumpens nackdelar kan helt elimineras. Den stora fördelen med frontpumpen, överskådligheten, försvinner dock. Den bristande överskådligheten kan kompenseras med enkla flödes-scheman på manöverpanelen.

Både till aktermonterad och mittmonterad pump är ledningsdragningen enklare. Ledningen kan både göras grövre och rören dras rakare utan onödiga förluster i rörkrökar.

Aktermontage har minskat till förmån för midskeppsmontage. Anledning är de långa axlar som aktermontaget kräver för kraftöverföring. Axlarna tar mycket plats och kan medföra oljud. Ett alternativ till axlarna kan vara att driva pumpen på hydraulisk väg.

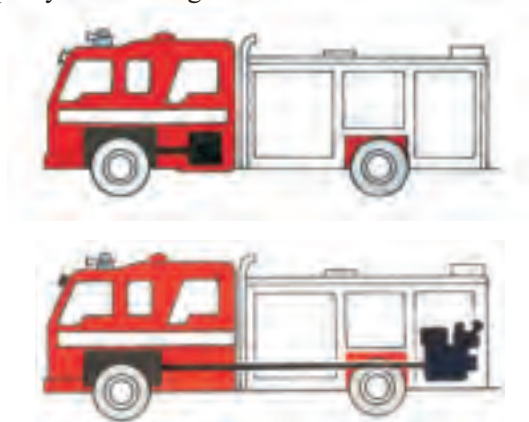


Bild 3.18
Mitt- och aktermonterade pumpar.

Både aktermontage och mittmontage ger ökad driftsäkerhet jämfört med frontmontage. Orsaken är till största delen att pumpen sitter mer skyddat inne i skåpen.

Åtkomlighet för service på pumpen är särskilt god på fordon med dubbelhytt.

Vattentank

Tillopp till pump sker via en kort ledning från tanken, ofta med en tankventil vid tankutloppet. Vid tillkoppling av extern vattenförsörjning sker detta oftast direkt till tanken. Tankens tillopp kan vara utformat med någon auto-

matisk nivåhållning. I och med att vattnet alltid tas via tank är det enklare för pumpskötaren att köra pumpen. Att alltid ta vattnet från tanken utgör också bra driftförutsättningar vid inblandning av skumvätska med en pumpinjektor.

På tilloppssidan kan man tillåta ett tryckfall på upp till pumpens sughöjd, d v s atmosfärstrycket minus tryckförluster och kavitationstryck. Det maximala tryckfallet hamnar runt 8,5 m vp. Tryckfallet över ledningssektionen bestäms för det maximala flöde som pumpen och fordonet projekterats för.

Vid frontmontage tas vattnet ut direkt från pumpen. Rören ut från pumpen blir längre vid mitt- och aktermontage än vid frontmontage. Detta är inget större problem eftersom det går att tillåta större tryckfall på rör ut från pumpen än på tilloppsrör. Även för akter- och mittmonterade pumpar går det att ta vattnet direkt från pumpen om uttagen placeras längst bak resp på bilens sida.

Det finns ingen egentlig fysikalisk gräns för vilka tryckfall som kan tillåtas på trycksidan. Allmänt kan sägas att ett tryckfall över 10-20% av det totala trycket som pumpen skall lämna inte är ekonomiskt försvarbart. Förbrukas så mycket energi i ledningarna kan grövre ledningar vara ett alternativ. Grövre ledningar kan också innebära att pumpen inte behöver vara lika stor.

Nivåhållning i vattentank

Öppen seriekörning kräver någon form av nivåkontroll i tanken, genom handmanövrering eller automatik.

BAS-automatikkonceptet har en nivåanordning som öppnar tilloppsventilen vid en förutbestämd tanknivå och stänger ventilen vid full tank. Detta innebär inte några direkta problem för vattentransporten ut från pump, men det kan påverka parallellt körda pumpar eller matarvattenledningen genom de tryck- och flödesvariationer som uppstår då tilloppsventilen öppnas och stängs.

För att undvika snabba flödesförändringar i VA-nätet kan en tilloppsventil med långsammare stängning användas. Det finns automatiska ventiler som minskar eller ökar vattenflödet in i tanken successivt, beroende på vattennivån i tanken. Flödesförändringarna i VA-nätet kommer då att ske långsammare och inte ge upphov till kraftiga tryckslag. Det finns möjlighet att variera vid vilken vattennivå i tanken tilloppsventilen skall vara helt öppen. Detta ger möjlighet att välja en större eller mindre vattenmängd som buffert i tanken. Om vattenuttaget från tanken förväntas vara stort måste även bufferten vara stor eftersom tilloppsventilen skall hinna öppnas innan tanken tömts.

VATTENTRANSPORT I SLANGSYSTEM

Från pumpen bygger vi upp ett slangsystem som skall se till att vi kan utnyttja den energi som vi via pumpen tillfört vattnet. Ett effektivt slangsystem gör att pumpen inte behöver belastas så hårt och därmed kan få en längre livslängd.

Slangsystemets huvuddelar

Huvuddelarna i ett slangsystem är främst tre: *slang*, *grenrör* och *strålrör*. För att strålröret skall kunna leverera förväntat vattenflöde måste slanglängden, slang-dimensionen och armaturen beaktas vid uppbyggnaden av ett slangsystem. Om vi inte bygger slangsystemet utgående från de krav situationen kräver kan resultatet bli att trycket minskar vid munstycket och vi inte får ut den mängd vatten vi räknar med.

Pumpens utgående tryck skall räcka till för att övervinna förluster i slang och armatur och ändå kunna hålla tillräckligt högt tryck för att strålröret skall fungera som tänkt.

Tidigare användes formeln $P = F + M \pm N$ för att bestämma tryckfallet mellan pump och slangledning.

Numera används formeln:

$$h_p = h_s + h_a + h_m \quad (4.1)$$

där: h_p = pumptrycket [m vp]
 h_s = slangförlusten [m vp]
 h_a = förluster i armaturer [m vp]
 h_m = tryckhöjd i strålrörsmunstycket [m vp]

Den materiel som finns idag har ofta utvecklats för att passa till befintlig äldre materiel. Så är t ex nuvarande grenrör och slangkopplingar utvecklade när vi huvudsakligen använde enhetsstrålrör och inte ställde några större krav på tryck och flöde.

Slang

Den helsyntetiska slang som huvudsakligen används är ur strömnings-synpunkt mycket bra. Slangen har en innervägg som är att betrakta som glatt, dvs ytan har en mycket låg friktionsfaktor. Det som huvudsakligen bjuder det

största motståndet är slangens diameter och slangkopplingarna. Även utläggningen av slang kan orsaka stora förluster. Genom att lägga slang i långa mjuka bågar och undvika skarpa böjar optimerar man genomströmningen och minimerar förlusterna. Givetvis är dessa minst då slang är helt rak.

Traditionellt arbetar vi med slangformeln:

$$h_s = k_s \cdot \left(\frac{q}{100}\right)^2 \cdot \frac{L}{100} \quad (4.2)$$

där: h_s = slangförlusten [m vp]
 k_s = slangens k-faktor (enligt bild 4.1)
 q = flödet [l/min]
 L = slanglängd [m]

I slangformeln är k-värdet bestämt för 100 meter slang vid ett flöde på 100 l/min. Det vi har gjort är alltså att vi har skapat en referenspunkt mot vilken vi jämför förlusten för övriga längder och slangdiametrar. Referenspunkten är förlusten för 100 meter av 63 mm obelagd slang vid flödet 100 l/min, eftersom den förlusten blir 1 m vp.

Slangformeln är uppbyggd på samma sätt som allmänna friktionslagen, där förlusterna beror av vattnets flöde eller hastighet i kvadrat samt slangens eller rörets längd och diameter. Diametern ingår här i k-värdet som är specifikt för varje slangtyp.

Slang	k-värde
38 mm	7,5
42 mm	4,5
51 mm	1,75
63 mm obelagd	1,0
63 mm belagd	0,6
76 mm obelagd	0,4
76 mm belagd	0,25
110 mm	0,03
150 mm	0,005

Bild 4.1

k-värde för olika slangdimensioner. k-värdena är ej exakta, de kan variera beroende på slangtyp/material.

I slangformeln är k-värdet bestämt för 100 meter slang. Detta innebär att om vi använder kortare längd så kommer slangformeln att underskatta tryckförlusten eftersom k-värdet ger ett linjärt samband från uppmätt punkt till origo (inget tryckfall för 0 meter slang). Detta är inte helt överensstämmande med verkligheten eftersom vi har förluster i inloppet som vi inte tar hänsyn till. Startpunkten för 0 meter slang borde starta en bit upp för att vara mer rättvisande (se bild 4.2).

Även slangkopplingens genomsläpp har en betydelse för hur pass bra uppskattning slangformeln ger. Ett relativt stort genomsläpp jämfört med slangens diameter inverkar mindre på k-värdets tillförlitlighet. Är slangkopplingens genomsläpp trångt i förhållande till slangens diameter, så kommer k-värdet att öka vid en kortare slanglängd och minska vid slanglängder över 100 meter. Detta beror på att den första slangen kräver två kopplingspar. Vid påkoppling av fler slanglängder ökar antalet kopplingspar bara med ett per slanglängd.

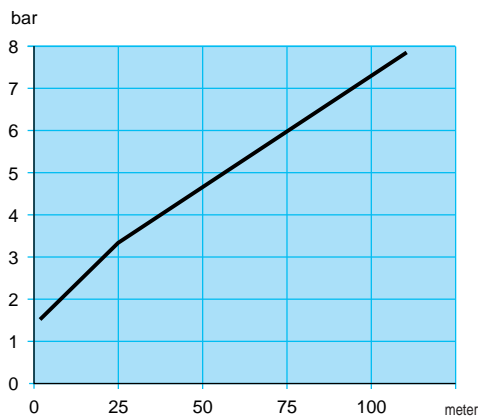


Bild 4.2

Uppmätt tryckförlust i 42 mm slang. Beräkningar enligt slangformeln stämmer för 100 meter slang, men kommer att ge ett för lågt tryckfall för kortare längder. Första längden kommer också att ge ett större tryckfall än övriga längder.

Hur tryckförlusten fördelar sig i slang respektive koppling kan visas genom att göra beräkningar utgående från mätresultat på tryckförlusten över några slanglängder. I bild 4.2 redovisas en mätning av 42 mm slang. Tar vi startvärdet 13 m vp och gör en beräkning av tryckförlusten vid en abrupt minskning från 55 mm till 25 mm och därefter en abrupt ökning till 55 mm igen så kommer resultatet att bli 10 m vp. Startvärdet motsvarar en övergångskoppling 63/38 mm. Sedan kan vi fortsätta och göra motsvarande beräkningar för klokopplingen och jämföra dessa med mätningen. Av resultatet ser vi då att slangen måste ha en väldigt glatt insida. Resultaten visar också att kopplingen kan svara för upp till 1/3 del av slangens totala förlust.

Det som kan förbättras för att minska tryckförlusten i slangen är dels slangens genomströmningsarea, dels kopplingen. Den lilla ökningen av diametern mellan 38 mm och 42 mm slang innebär att arean ökar ca 20%. Enligt k-värdet för slangen innebär denna lilla ökning en minskning av förlusten med 40%. Samtidigt som slangen har minskat sin del av tryckförlusten så har kopplingen fått en större inverkan. Detta beror på att förlusterna i kopplingarna jämfört med slangförlusterna blir större för 42 mm än för 38 mm eftersom man avänder samma typ av koppling till båda dimensionerna. Ett sätt att minimera detta är genom att byta packningar och/eller ersätta befintliga kopplingar med nya.

Flödespotential

Vid en jämförelse mellan olika slangdimensioners k-värde kan man lätt förledas tro att flödespotentialen är direkt kopplad till k-värdet. Hur mycket vatten en slang kan transportera är beroende av slangfriktionen och genomströmningsarean. För att få en rättvisande bild av vad olika slangdimensioner kan transportera måste de jämföras vid lika längder och samma tryckfall.

Flödespotentialen kan även räknas ut om vi har tillgång till mätresultat på k-värdena för olika slangar och armaturdelar. Genom att lösa ut flödet i resp gren och sätta det lika med ett totalt flöde får vi delflödena.

$$q_{\text{tot}} = q_1 + q_2 \quad (4.3)$$

där: q_{tot} = totala flödet [l/min]

q_1 = delflöde [l/min]

q_2 = delflöde [l/min]

För att kunna beräkna delflöden används formeln 4.2 $h_s = k_s \left(\frac{q}{100}\right)^2 \cdot \frac{L}{100}$

Här måste man sedan stuva om i formeln för att kunna beräkna q , enligt nedan:

$$h_s = k_s \left(\frac{q}{100}\right)^2 \cdot \frac{L}{100} \rightarrow \frac{h_s \cdot 100}{k_s \cdot L} = \left(\frac{q}{100}\right)^2 \rightarrow$$
$$\left(\frac{q}{100}\right)^2 = \frac{h_s \cdot 100}{k_s \cdot L} \rightarrow \frac{q}{100} = \sqrt{\frac{h_s \cdot 100}{k_s \cdot L}} \rightarrow q = \sqrt{\frac{h_s \cdot 100}{k_s \cdot L}} \cdot 100$$

$$q = \left(\sqrt{\frac{h_{s1} \cdot 100}{k_s \cdot L_1}} \cdot 100\right) + \left(\sqrt{\frac{h_{s2} \cdot 100}{k_s \cdot L_2}} \cdot 100\right)$$



Bild 4.3

Flödespotentialen i olika slangdimensioner kan åskådliggöras med parallell utläggning av två olika slangdimensioner med gemensamma kopplingspunkter. Flödet kommer att fördela sig i slanglängderna beroende på slangfriktionen och genomströmningsarean. En jämvikt kommer att inställa sig där förlusterna är lika stora för respektive slangledning.

Exempel 4.1

Två 20-meterslängder 38 mm slang kopplas mellan ett grenrörs smalslangsuttag och ett byxrör, via en övergångskoppling. Parallellt med smalslangen kopplas två lika långa slangar med dimensionen 63 mm mellan grenrörets grovslangsuttag och byxröret. Anta att k-värdet för grenrörets smalslangsuttag och två längder smalslang genom mätning fastställts till 14,5. Man har också bestämt k-värdet för grenröret och två längder 63 mm slang till 0,4. Systemet trycksätts och flödet ut ur byxröret mäts upp till 1000 liter. Hur mycket vatten passerar genom respektive slangledning?

Det totala flödet fördelar sig mellan slangarna enligt sambandet:

$$q_{\text{tot}} = q_{63} + q_{38} \quad (4.3)$$

$$q_{\text{tot}} = \left(\sqrt{\frac{h \cdot 100^5}{k_{63+gr} \cdot L_1}} \cdot 100 \right) + \left(\sqrt{\frac{h \cdot 100^5}{k_{38+gr} \cdot L_2}} \cdot 100 \right)$$
$$1000 = \left(\sqrt{\frac{h \cdot 100^5}{0,4 \cdot 40}} \cdot 100 \right) + \left(\sqrt{\frac{h \cdot 100^5}{14,5 \cdot 40}} \cdot 100 \right)$$

om h löses ut ger detta

$$h = 11,8 \text{ m vp}$$

Om tryckfallet h sätts in i respektive formel blir flödet:

$$q_{63} = 858 \text{ l/min}$$

$$q_{38} = 142 \text{ l/min}$$

Byts 63 mm slang mot 76 mm slang sjunker flödet över 38 mm slang till 116 l/min och flödet genom 76 mm slang blir 884 l/min.

Observera att den sammanlagda k-faktorn på 38 mm och grenrör bara gäller två slanglängder.

Slangvolym

Chaufförer och pumpsötare bör vara medvetna om att lång slangdragning innebär att en betydande del av bilens tankvolym går åt för att enbart fylla slangsystemet.

Den vattenvolym som ryms i en slang bestäms av slangens area och slangens längd. Slangens area bestäms genom formeln:

$$A = \pi r^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.4)$$

där: $A = \text{area [m}^2\text{]}$
 $D = \text{diameter [m]}$
 $r = \text{radie [m]}$

Multiplieras arean [m²] med längden [m] får man fram hur många kubikmeter (1000 liter) slangens innehåller.

Exempel 4.2

Vid en skogsbrand kopplar man upp följande system: två st 76 mm slangar (2 x 25 m) till grenrör. Ut från grenröret kopplas fyra 38 mm slangar (4 x 25 m).

Vilken blir då den totala vattenmängden som går åt för att fylla upp slangarna med vatten?

Lösning: Volymen vatten i en slang är lika med slangens area · längden.

$$V = A \cdot L \text{ där } A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$V_{76} = A_{76} \cdot L_{76} \longrightarrow V_{76} = \pi r^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 25 \text{ m} = 0,113 \text{ m}^3$$

1 m³ = 1000 l vatten. En 25 m lång 76 mm slang rymmer 0,113 · 1000 = 113 l vatten.

På samma sätt räknas volymen för en 25 m lång 38 mm slang ut.

$$V_{38} = A_{38} \cdot L_{38} \longrightarrow V_{38} = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 25 = 0,028 \text{ m}^3$$

En 25 m lång 38 mm slang rymmer alltså 0,028 · 1000 = 28 l vatten.

Vattenmängden som krävs för hela systemet blir:

$$2 \cdot V_{76} + 4 \cdot V_{38} = 2 \cdot 113 + 4 \cdot 28 = 338 \text{ l.}$$

Grenrör

En del av slangsystemet, som innebär stora förluster men som vi hittills inte har räknat med, är grenröret. Mätningar (grenrör SMS 1163) visar på förluster i storleksordningen 25 m vp när vi tar ut 300 l/min vatten via smalslangsuttaget. Denna förlust innebär att vi inte får ut så mycket vatten som vi förväntar oss. Framme vid strålröret kommer tryck och flöde att hamna längre ner på reglerkurvan. Om man förlorar så mycket tryck att strålrörstrycket sjunkit till 30 - 40 m vp så har tryckautomatiken strypt flödet med 30%.

Byxrör/klaffrör

För att ge möjlighet att sammanlänka slangledningar, att mata slangsystem från flera pumpar, eller för att kunna utnyttja dubblerade ledningar kan man använda sig av byxrör och klaffrör.

Klaffröret är helt enkelt ett byxrör som kan matas från båda inloppen samtidigt, eller bara från det ena. Inuti byxröret, mellan inloppen sitter en rörlig klaff. När denna klaff utsätts för vattentrycket från ett påkopplat slangsystem kommer klaffen att svänga med vattnet och stänga det andra inloppet. Vattentrycket kommer att hålla fast klaffen mot inloppsöppningen så att en tätning ges.

Om det lediga inloppet skulle kopplas till en annan pump skulle klaffen förbli stängd till trycket utifrån motsvarar eller överstiger trycket inuti byxröret. Då skulle klaffen öppna och, om tryckskillnaden var stor nog, stänga mot det andra inloppet. Om klaffröret matas i båda inloppen från samma pump, eller med samma tryck från olika pumpar, kommer klaffen att stå i ett mittläge där båda inloppen är öppna.

Om klaffrörets kopplingar är försedda med en s k svivel kommer detta att ge en inkopplad slang möjlighet att vrida sig då den trycksätts, utan att detta påverkar klaffröret, eller den armatur som är kopplad till utloppet.

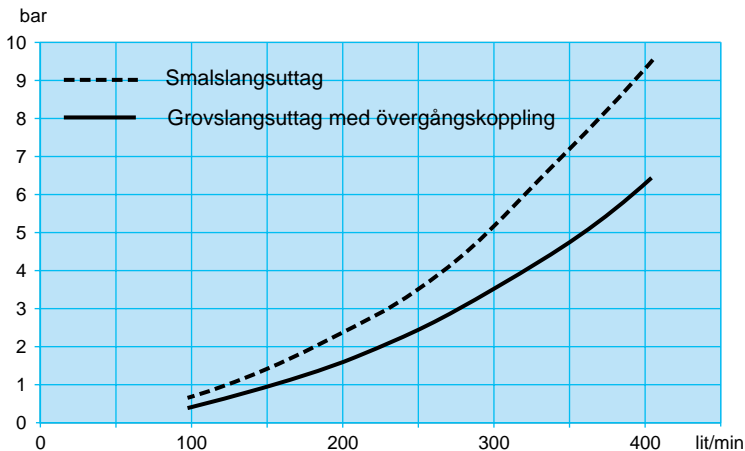


Bild 4.4

Det går att minska tryckfallet över ett grenrör uppkopplat med två smalslanglängder med ca en tredjedel genom att byta till grovslangsuttaget och använda en övergångskoppling.

En praktisk konsekvens av grenrörsförlusterna är att vi aldrig bör använda fler än två smalslanglängder efter ett grenrör. Med mer än två längder blir förlusterna för stora och ett godtagbart munstyckstryck blir svårt att upprätthålla.

På samma sätt som i den klassiska hydrauliken kan tryckfallstermer adderas även i våra slangsystemsberäkningar. Vid bestämning av tryckfallet över ett helt slangsystem kan varierande dimensioner adderas samman med olika armaturer

exempelvis grenrör och övergångskoppling. Det enda som krävs är att man bestämmer en konstant för olika armaturer, precis som vi räknade om munstycksformeln tidigare.

Med hjälp av provningsresultat uppmätta på ett smalslangsuttag på ett grenrör (tryckfall, flöde) kan en konstant bestämmas:

$$k_a = \frac{h_f}{\left(\frac{q}{100}\right)^2} \quad (4.5)$$

För ett grenrör med tryckfallet 45 m vp vid flödet 400 l/min bestäms konstanten till:

$$k_a = \frac{h}{\left(\frac{q}{100}\right)^2} = \frac{45}{\left(\frac{400}{100}\right)^2} = 2,8$$

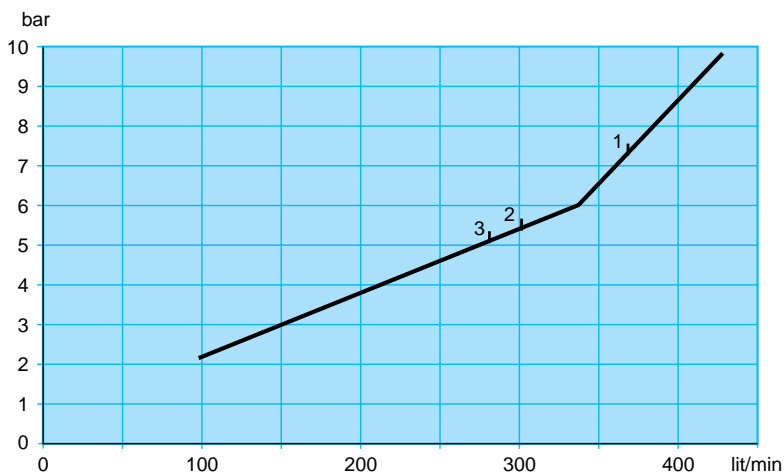


Bild 4.5

Ett bättre utformat grenrör kan ge oss vinster i tryck. Vid 1 har smalslangsdelen på vårt normala grenrör bytts ut mot ett 40 mm rör och kulventil samt en förbättrad slangkoppling. 2 resp. 3 visar tryckflödesförhållandet för 2 slanglängder, 42 resp. 38 mm slang.

Praktiska mätningar utförda på uppkopplat slangsystem

Flöde i liter/minut	Standardgrenrör kopplat via smalslangsuttag	Standardgrenrör kopplat via standard övergångs- koppling på grovslangsuttag	Standardgrenrör kopplat via konad övergångs- koppling på grovslangsuttag	Modifierat grenrör kopplat via smalslang- uttag med kulventil
300	2,5 bar	1,0 bar	0,8 bar	0,9 bar
600	2,3 bar	1,1 bar	1,0 bar	0,8 bar

300 liter/minut motsvarar fullt vattenuttag på rökdykarnas ledning.
600 liter/minut motsvarar fullt vattenuttag på rökdykarnas + rökdykarledarens ledning.

Bild 4.6

Tryckfall uppmätta i grenrör i olika slangkopplingar enligt standardutlägg, steg 1 (Se kapitel 5). Samtliga mätningar är utförda på grenrör utrustade med byxrör på ingående ledningen. Pumpens utgående tryck är satt till 10,0 bar. Mätningarna är gjorda på rökdykarnas ledning.

Som framgår av tabellen ovan kan rökdykarnas ledning kopplas via grovslangsuttaget på standardgrenröret för att minimera tryckförlusterna och ge ett godtagbart munstyckstryck.

Exempel 4.3

Ett slangsystem kopplat till en pump är uppbyggt med två slanglängder 76 mm till ett grenrör. Från smalslangssystemet går två slanglängder 38 mm fram till ett strålrör (en fogfighter). Flödet är 300 l/min. Vad är tryckfallet?

Följande förluster finns i systemet:

1. Friktionsförluster i slang 76 mm och 38 mm (h_{76} , h_{38})
2. Friktionsförluster i grenrör (h_a)

För systemet gäller följande samband:

$$h_{\text{tot}} = h_{76} + h_{38} + h_a \quad (\text{sammanlagda friktionsförluster})$$

$$h_{\text{tot}} = k_{76} \left(\frac{q}{100}\right)^2 \cdot \frac{L}{100} + k_{38} \left(\frac{q}{100}\right)^2 \cdot \frac{L}{100} + k_a \left(\frac{q}{100}\right)^2$$

$$k_{76} = 0,25 \text{ (bild 4.1)}, k_{38} = 7,5 \text{ (bild 4.1)} \cdot k_a = 2,8 \text{ (enligt uträkning sid 62)}$$

$$h = 0,25 \left(\frac{300}{100}\right)^2 \cdot \frac{40}{100} + 7,5 \left(\frac{300}{100}\right)^2 \cdot \frac{40}{100} + 2,8 \left(\frac{300}{100}\right)^2 = 53,1 \text{ m vp}$$

Tryckfallet från pump till munstycke är 53 m vp. Då fogfightern kräver ett munstyckstryck på 60 m vp för att ge 300 l/min krävs ett pumptryck på 113 m vp.

Strålrör

Dagens strålrör har blivit mer allsidiga än tidigare enhetsstrålrör eller dimstrålrör. Tallriksstrålrören ger både en bra dimma och har en bra kastlängd.

Moderna tallriksstrålrör är utrustade med en tryckautomatik som skall hålla trycket uppe. Detta för att få strålröret att fungera så effektivt som möjligt i sin uppgift, t ex att kunna ge så små droppar som möjligt. Tryckautomatiken består oftast av en enkel fjäder som beroende på trycket öppnar munstycksarean olika mycket. Detta syftar till att bibehålla trycket i munstycket genom att variera arean och därmed också flödet.

Tryckautomatiken håller trycket uppe på bekostnad av flödet. En fogfighter med tryckautomatik håller för ett visst slangsystem ett munstyckstryck på 40 m vp och lämnar 220 l/min. Utan tryckautomatik, dvs med konstant munstycksarean, skulle samma strålrör hålla ett tryck på 30 m vp och lämna 240 l/min. Tryckautomatiken har ett regleringsområde som följer en rät linje i förhållandet mellan flödet och trycket istället för den kurva som den vanliga munstycksformeln ger (ekv. 4.3).

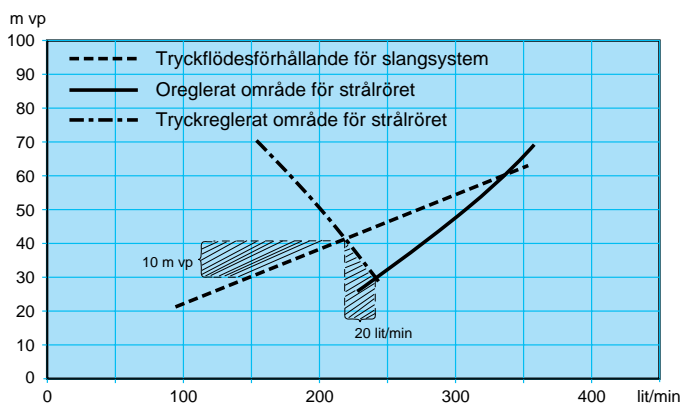


Bild 4.7

Tryckautomatiken gör att det blir ett högre strålrörstryck på bekostnad av flödet. De streckade fälten visar arbetsområde för tryckautomatik. Utanför arbetsområdet gäller andra värden.

Den tidigare beräknade faktorn k_m gäller inte när strålröret arbetar i tryckregleringsområdet. Vi kan inte göra en teoretisk bestämning av flöde och tryck när vi befinner oss i reglerområdet. Fogfighters reglerområde ligger under 60 m vp. I exempel 4.3 ovan är munstyckstrycket 64 m vp.

Var tryckregleringen ligger kan visas genom att mäta förhållandet mellan flöde och tryck. Där kurvan viker av och börjar följa en q^2 -kurva slutar reglerområdet.

Från vårt gamla enhetsstrålrör har vi munstycksformeln (jmf s sid 49):

$$q = 0,2 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h_m} \quad (3.5)$$

där: q = flödet [l/min]

d = diameter på strålrörsmunstycket [mm]

h_m = tryckhöjd i strålrörsmunstycket [m vp]

som ger oss flödet, q , vid ett visst strålrörstryck.

Slangformeln är egentligen bara en förenkling av att flödet Q är lika med hastigheten v , multiplicerat med arean, A .

$$Q = v \cdot A = \sqrt{2gh} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Jämför med formel 1.8, sid 15})$$

där: Q = flödet [m^3/s]

v = hastigheten [m/s]

A = area [m^2]

h = höjden [m]

D = diameter [m]

Löser vi ut alla konstanter, $\sqrt{2g}$ och $\pi/4$ och räknar ut en konstant av dessa fås ett flöde i m^3/s :

$$Q = \sqrt{2g} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{h_m} \cdot D^2 = 3,48 \cdot \sqrt{h_m} \cdot D^2$$

Räknas detta om till ett flöde i l/min blir resultatet:

$$q = \frac{60 \cdot 3,48}{1000} \cdot \sqrt{h_m} \cdot D^2 = 0,209 \cdot \sqrt{h_m} \cdot D^2$$

Detta känns igen som slangformeln.

När det gäller moderna tallriksstrålrör med tryckreglering kräver dessa att vi byter ut faktorn $0,2 \cdot d^2$ mot ett provat värde k_m . Faktorn k_m är specifik för varje strålrörstyp. *De moderna tallriksstrålrören har ett reglerområde där de automatiskt varierar strålrörsöppningen, och därmed flödet, för att bibehålla trycket. Utanför reglerområdet är strålrörets öppning konstant. Därför bör mätningar och beräkningar främst ske utanför detta reglerområde, över eller under.* Det är möjligt att göra mätningar och få ett värde på k_m även inom reglerområdet, men dessa är då specifika endast för det uppmätta flödet, vilket gör dem praktiskt taget oanvändbara för beräkningar.

Faktorn k_m bestäms enligt:

$$k_m = \frac{q}{\sqrt{h_m}} \quad (4.6)$$

där q och h_m ges av mätningar.

Exempel 4.4

En Fogfighter ger enligt mätningar 335 l/min vid 6 bar. Detta ger ett $k_m = 43,2$ enligt ekvation 4.6:

$$k_m = \frac{q}{\sqrt{h_m}} = \frac{335}{\sqrt{60}} = 43,2$$

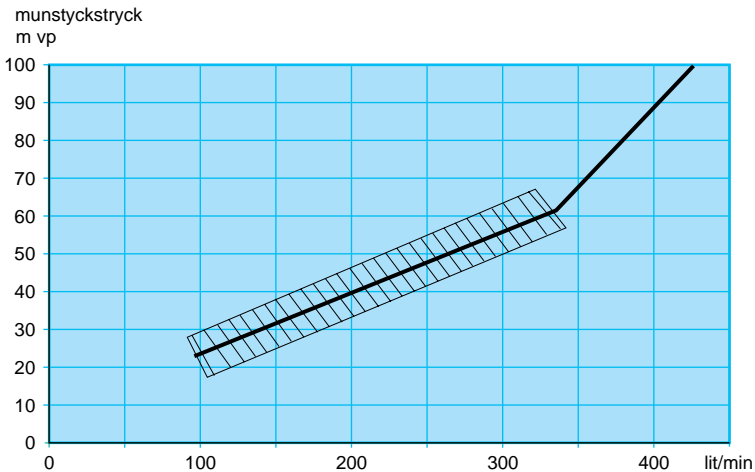


Bild 4.8

Det streckade området markerar reglerområde på ett fogfighterstrålrör.

Fogfighterns reglerområde slutar vid ca 335 l/min och 60 m vp. För att faktorn k_m skall kunna användas beräkningsmässigt för varierande flöden måste flödet och trycket vara högre än detta.

Man kan bestämma flödet ut ur munstycket i ett slangsystem genom att sätta in slangformeln och munstycksformeln i det tidigare sambandet:

$$h_p = h_s + h_a + h_m$$

För att förenkla bortser vi tillfälligt ifrån de förluster som uppstår i armaturer och bukter på slangen. Med denna förenkling beskrivs balansen mellan pumptryck, slangförluster och munstyckstryck på följande vis:

$$h_p = h_s + h_m$$

$$h_p = \left(k \cdot \left(\frac{q}{100} \right)^2 \cdot \frac{L}{100} \right) + \left(\frac{q}{0,2 \cdot d^2} \right)^2$$

eller

$$h_p = \left(k \cdot \left(\frac{q}{100} \right)^2 \cdot \frac{L}{100} \right) + \left(\frac{q}{k_m} \right)^2$$

Exempel 4.5

Vad blir flödet q genom 2 st 20 m slanglängder 38 mm, $k = 7,5$, kopplade till strålröret i exempel 4.2? (Pumpen ger ett pumptryck $h_p = 100$ m vp). Även här bortser vi från förluster från höjdskillnader, bukter och armatur.

Sambandet $h_p = h_s + h_m$ ger följande:

$$h_p = \left(k \cdot \left(\frac{q}{100} \right)^2 \cdot \frac{L}{100} \right) + \left(\frac{q}{k_m} \right)^2$$
$$100 = \left(7,5 \cdot \left(\frac{q}{100} \right)^2 \cdot \frac{40}{100} \right) + \left(\frac{q}{43,2} \right)^2$$

vilket ger flödet, $q = 345$ l/min.

Resultatet är giltigt eftersom det är högre än reglerkurvan ($q = 345$ l/min, $h_m = 64$). Se sid 66.

Seriepumpning

Det är normalt bara seriepumpning som är aktuellt för räddningstjänst-insatser. Parallellpumpning har ingen direkt tillämpning eftersom det inte blir någon vinst att koppla ihop all slangdragning till ett system som matas av flera pumpar. Seriepumpning dyker däremot upp var gång vi transporterar vatten långa sträckor.

Vid seriepumpning och parallellpumpning av centrifugalpumpar i fasta installationer kan man överlagra pumpkurvorna för att se hur den sammanlagda kurvan kommer att se ut. För två likadana pumpar kommer seriedriftskurvan att ha dubbelt så stort tryck som den enkla pumpkurvan har vid respektive flöde. Paralleldriftskurvan kommer däremot att fördubbla flödet vid konstant tryck.

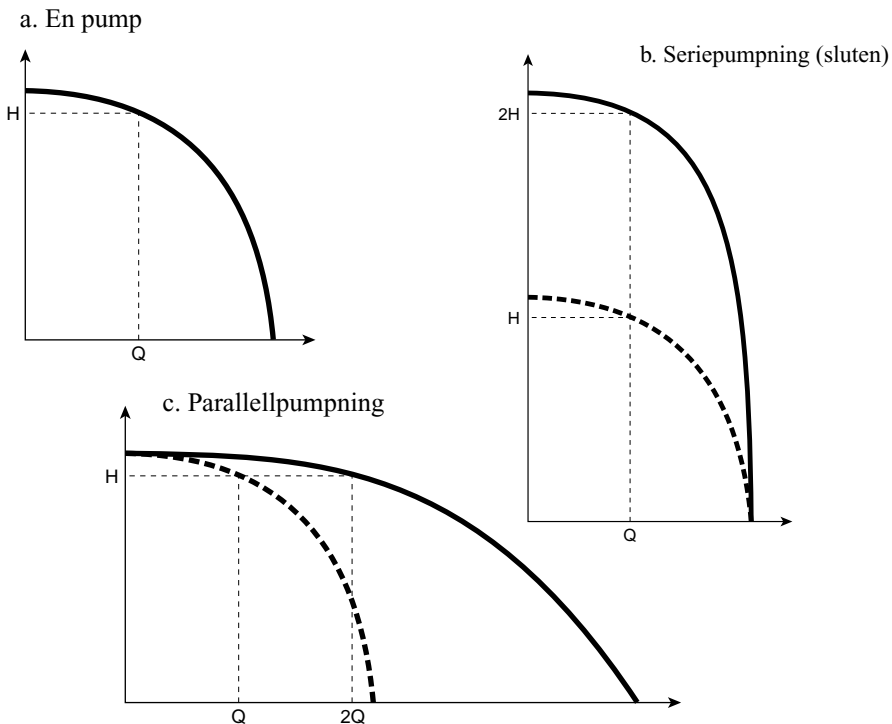


Bild 4.9

Bild a visar en pump med normalkurva bild b visar två pumpar i sluten seriepumpning och bild c visar två pumpar i parallellpumpning.

Seriepumpning (b) gör att det går att få ut ett högre tryck, d v s vi kan transportera vattnet längre. I räddningstjänstens fall sker seriepumpning så att trycket från första pumpen förbrukas innan nästa pump kopplas in. Vid parallellpumpningen (c) kommer trycket att vara detsamma medan flödet ökar, och fördubblas om det är likvärdiga pumpar som parallellkopplas. Indirekt används även parallellpumpning eftersom vi bara kan ta ut så mycket vatten som pumpen är dimensionerad för utan att bli av med trycket.

Reaktionskrafter

När vatten lämnar en ledning och kastas ut som en fri stråle kommer det att bildas en resulterande kraft som påverkar det som håller fast strålröret, oftast en brandman men även en stege eller lavett till en vattenkanon.

Storleken på kraften kan beräknas för strålrör med *fast munstycksdiameter* med formeln:

$$R = 1,6 \cdot d^2 \cdot \frac{h_m}{100} \quad (4.7)$$

där R = reaktionskraften [N]
 d = munstycksdiametern [mm]
 h_m = munstyckstrycket [m vp].

Exempel 4.6

Hur stor blir reaktionskraften om strålrörstrycket är 60 m vp (6,0 bar) i ett 22 mm slätborrat strålrör som lämnar 750 l/min.

$$R = 1,6 \cdot 22^2 \cdot \frac{60}{100} = 464 \quad (4.7)$$

Reaktionskraften 464N motsvarar en tyngd av drygt 46 kg ($F = m \cdot g$).

Siffrorna i exemplet ovan är hämtat ur bild 4.11 nedan.

Strålrör	Flöde [l/min]	Strålrörstryck [kPa] m vp	Reaktionskraft [N]
7 mm	75	60	79
10 mm	150	60	96
14 mm	300	60	188
18 mm	500	60	311
22 mm	750	60	464

Bild 4.10

Resultat av mätningar av reaktionskrafter vid användning av olika strålrör.

Tryckslag ökar trycket och ger därmed större reaktionskraft. En snabb förändring av reaktionskraften kan göra att en strålförare förlorar balansen och eventu-

ellt tappar strålröret. Ett vanligt tallriksstrålrör ger 300 l/min vid ett tryck på 60 m vp, detta ger normalt en reaktionskraft på 190N. Någonstans i systemet stängs en ventil, t ex ett annat strålrör, som ger en tryckvåg på 40 m vp, en storlek som kan uppträda vid pulsationssläckning. När denna når strålröret kommer reaktionskraften att öka till 310N för att sedan omedelbart minska till 60N. Kraften ändrar sig på delar av en sekund från att motsvara ca 30 kg till 5 kg - det blir som att försöka fånga en liten säck cement i luften.

Tryckstötter

Ett problem som är välkänt i räddningstjänstens verksamhet är tryckstötter. En tryckstöt uppstår vid snabba flödesändringar, t ex om ett strålrör öppnas och stängs snabbt. Vid en snabb avstängning skapas en tryckvåg som går tillbaka i ledningen med hög hastighet. För brandslang, som har en liten elasticitetsmodul (= hög elasticitet) och tunna vägar kommer hastigheten som tryckvågen rör sig med att vara högst 100 m/s. En jämförelse mellan brandslang och ett kopparrör i samma dimension visar att utbredningshastigheten i kopparröret kan närma sig ljudets hastighet, ca 1450 m/s.

Pulsationsmätningar har gjorts i Göteborg. Trycksvängningar vid snabb pulsation uppmättes framme vid strålröret till mellan 60 och 150 m vp. Tack vare slangens elasticitet dämpades tryckvågen snabbt och när den nådde tillbaka till pumpen var amplituden som mest +/- 15 m vp.

Vid samma tillfälle gjordes även mätningar på två olika typer av tilloppsventil till tanken. Den ena öppnar och stänger tvärt och har två lägen, öppet eller stängt. Den andra öppnar och stänger successivt, och under en längre tidsperiod. På den senare motsvarade stängnings-, respektive öppningstiden den tid det tog att fylla ca 1000 liter i tanken. Under mätningen togs måttliga flöden ut från släckbilen. Resultatet från dessa mätningar var att stängningen skapade ett tryckslag som gick upp till 90 m vp vid intaget på tanken. Ute vid brandposthuvudet hade tryckvågen dämpats till ca 75 m vp. Det normala trycket i brandposten var ca 50 m vp.

Resultatet tyder på att momentant stängande ventiler kan skapa problem om det blir fråga om större flöden. Stängs ventilen under längre tid kommer inte tryckvågen att bli lika stor. Med längre tid menas för ett strålrör med två längder smalslang ca 1 sek.

Framför allt vid stora flöden ut från pumpen och snabb avstängning av strålrör, skapas stora reaktionstryck som fortplantar sig bakåt i slangsystemet. Om inte slangarna kan utjämna trycket genom sin elasticitet och om inte pumpen är utrustad med backventil, kan reaktionstrycket bli så kraftigt att det överstiger pumpens dämnda tryck och "slår" igenom pumpen. Om pumpen suger vatten i detta läge fortplantar sig trycket ut i sugslangarna. Eftersom det finns backventiler i sugslagarna stänger dessa med påföljd att det finns stor risk att sugslagarna slits av.

5 SLANGUTLÄGGNING SOM SYSTEM

Följande exempel på ett system för slangutläggning bygger på en standardrutin för rökdykarinsats enligt SRVs handbok i rökdykning, som bl a används på Räddningsskolorna.

Tanken är att man skall påbörja insatsen med ett slangsystem som går att bygga på i den händelse insatsen skulle trappas upp.

Observera att i samtliga system som presenteras här används grenrör med byxrör (rör med klaff/kläpp).

Steg ett, standardutlägg

Detta system börjar med en 76 eller 63 mm slang från släckbil fram till ett grenrör. När tillfälle ges kan man även lägga ut en torr slang mellan grenrör och släckbil. Till grenrörets grovslangsuttag, via övergångskoppling, ansluts rökdykarnas slangledning som läggs ut i manöverbågar. Släckbilen försörjs med vatten från brandpost eller dylikt.

Det som skiljer detta utlägg från det normala är att vi genom att använda ett grenrör med byxrör, tillåter oss att ansluta ytterligare en transportslang. Byxröret bör vara utrustat med någon form av swivel på ingångarna så att grenrör och byxrör inte roterar vid trycksättning. Manöverbågarna läggs ut på normalt sätt i lämpliga bukter för att vara smidiga för rökdykargruppen att dra med.

Man kan även göra en första insats med 3 x 42 mm slang direkt från bilen till rökdykarna. Därefter kan man bygga systemet enligt ovanstående beskrivning för att säkra vattenförsörjningen och för att förbereda för en eventuell utveckling av slangsystemet. Bilden nedan visar ett förslag till uppkoppling. Det måste naturligtvis anpassas efter den enskilda räddningstjänstens organisation, fordon, utformning etc.



Bild 5.1

Grunden i vårt slangutläggningssystem. Den ena grovslangen mellan grenrör och släckbil är utlagd torr. (Se även schematisk bild i Elevhäftet).

Med nominellt uttag på 300 l/min och ett strålrörstryck på 55 m vp vid vardera strålröret måste pumpen ge ett utgående tryck på ca 10 bar. Då kommer förlusterna att fördela sig enligt följande (Obs! ungefärliga värden):

25 meter transportslang (grovslang, 76 mm)	1 m vp
50 meter transportslang (smalslang, 42 mm)	20 m vp
Grenrör (via smalslangsuttag)	25 m vp
Grenrör (via grovslangsuttag)	10 m vp*

* Beror på typ av övergångskoppling

Steg två, standardutlägg med förstärkningsstrålrör

Om insatsen kräver en högre skyddsnivå kan det första utlägget enkelt byggas på. Från en annan släckbil (alt. motorspruta) läggs en ny transportledning till ett nytt grenrör. Från grenröret dras en grovslang som manöverslang för ett förstärkningsstrålrör. Samtidigt säkras vattenförsörjningen genom att korsvis försörja grenrören från bil 1 och 2.

Nu har rökdykarna sin vattenförsörjning från två pumpar samtidigt som rökdykarledaren har fått förstärkningsstrålrör med möjlighet till större vattenflöde och längre kastlängd.

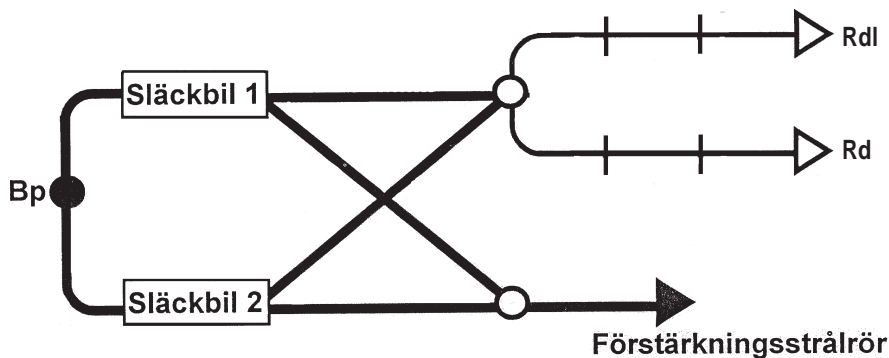


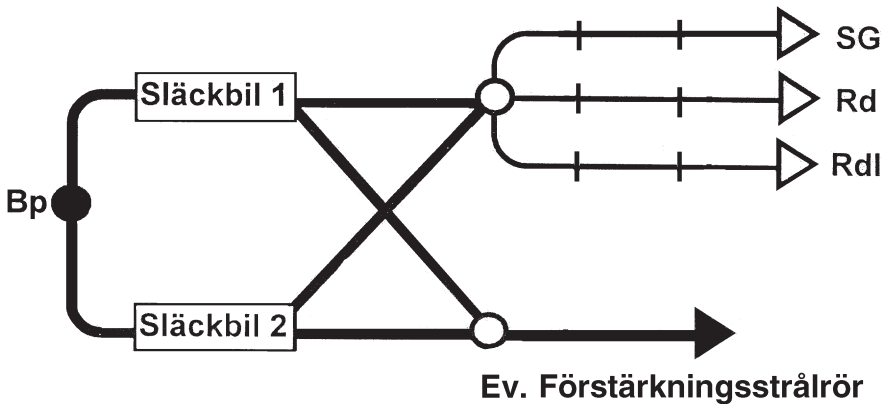
Bild 5.2

Vattenförsörjningen till rökdykarna säkras och rökdykarledaren får ett förstärkningsstrålrör.

Förstärkningsstrålröret behöver ca 75 m vp munstyckstryck för att ge 1000 l/min. Med två slanglängder 76 mm och ett grenrör plus en längd 76 mm till förstärkningsstrålröret har uppmätts en förlust på 2,8 bar. Detta innebär att pumpen måste lämna 10,5 bar. Viss skillnad finns på olika förstärkningsstrålrör avseende munstyckstryck.

Steg tre, hög riskmiljö

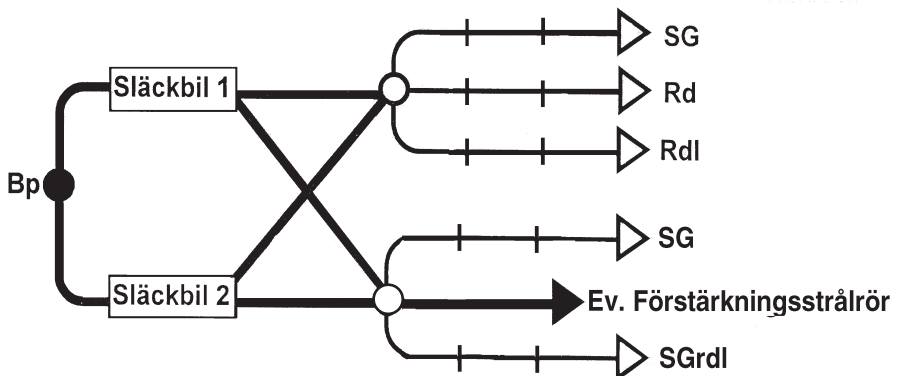
Om räddningsledaren gör bedömning att en skyddsgrupp behövs för att trygga rökdykarnas säkerhet, kopplar denna grupp in sin manöverslang via smalslangsuttaget på samma grenrör som rökdykarna. I detta system används 42 mm slang som manöverslang och 76 mm (63 mm) som matarledning. Man lägger ut 3 x 25 m 42 mm på samtliga manöverslangar och jobbar sig in 75 m från baspunkten.



Vid "hög riskmiljö" kan det även finnas ett behov av ett nödlägesgrupp.

Två alternativ är då tänkbara:

- vattenförsörjning via standardutlägg från egen pump
- uppkoppling enligt nedan



Genom att det ligger två längder transportslang mellan grenrören, har en säkrare vattenförsörjning uppnåtts jämfört med enbart en slangledning. Nedanstående exempel bygger på att släckbilarna ger olika tryck, vilket innebär att den ena levererar vatten medan den andra endast har en säkerhetsfunktion, för ev. slangbrott etc.

Detta system byggs på två släckenheter (1+4) det vill säga 10 man. Utav dessa 10 bildas:

RL

Chaufför

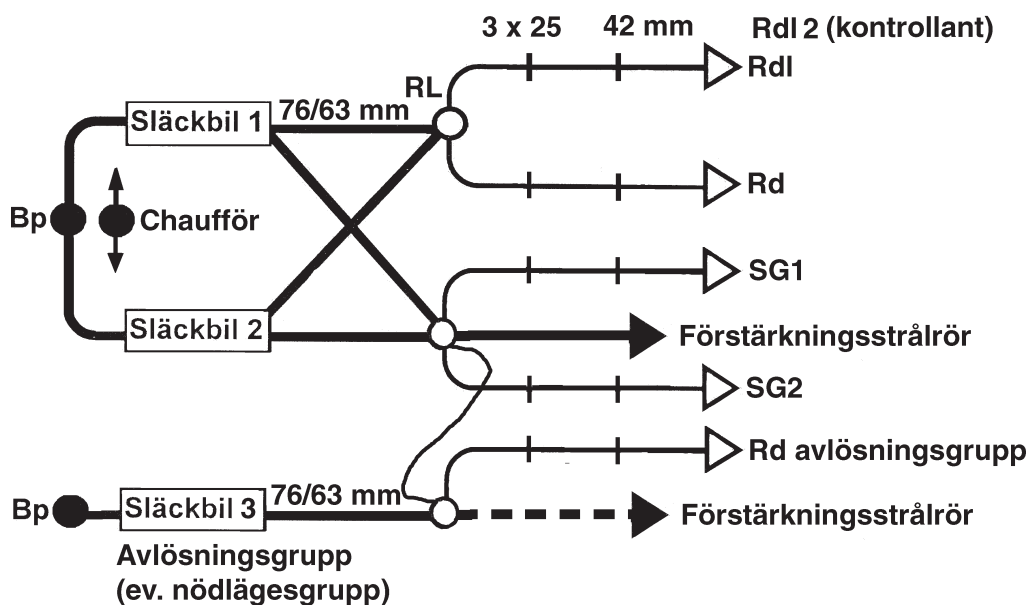
Rdl

Rdl 2 (alternativ Rd kontrollant beroende på var han behövs)

1 rökdykargrupp

2 skyddsgrupper (SG1, SG2)

Nästa släckenheter (1+4) som kommer bildar avlösningssgrupp och tar även hand om luftdepån. R1 på denna bil kan bli rökdykarbefäl. Släckbil 3 kan även stå "stand by" som nödlägesgrupp.



NOMENKLATUR

A	=	area [m ²]
C _v	=	kompensations faktor (avsnitt om venturimätare)
D	=	inre diameter på röret [m]
F	=	kraft [N], alt. slangförlust
H	=	total tryckhöjd [m]
L	=	rör eller slanglängd [m]
P	=	effekt [kW]
Q	=	flödet [m ³ /s]
V	=	volymen [m ³]
d	=	diameter [mm]
f	=	friktionsfaktor för insidan på röret [-]
g	=	tyngdaccelerationen [9,81 m/s ²]
h	=	höjd [m]
h _f	=	tryckförlust [m vp]
h _{bp}	=	tryckhöjd i brandpost [m vp]
h _p	=	pumptrycket [m vp]
h _s	=	slangförlusten [m vp]
h _a	=	förluster i armaturer [m vp]
h _m	=	tryckhöjd i strålrörsmunstycket [m vp]
h _{stat}	=	statiska tryckhöjden [m vp]
h _{hast}	=	dynamiska tryckhöjden [m vp]
h _{geo}	=	tryckhöjden p g a. höjdskillnad [m vp]
k _a	=	tryckförlustkonstant för armatur
k _m	=	strålrörskonstant till munstycksformeln
k _s	=	k-värde slang
m	=	massa [kg]
n	=	varvtal [rpm]
p	=	tryck [N/m ²]
q	=	flödet [l/min]
v	=	hastigheten [m/s]
z	=	höjd [m]
ε (epsilon)	=	sandråhet [mm]
μ (my)	=	dynamisk viskositet [Pa s]
ν (ny)	=	kinematisk viskositet [m ² /s]
ρ (ro)	=	densitet [kg/m ³]
ζ (zeta)	=	förlustkoefficient

KÄLLFÖRTECKNING

Boverket. (1993). Boverkets byggregler -94 (föreskrifter och allmänna råd), BBR 94, BFS 1993:57, Stockholm:Fritzes.

Vennard, John K., & Street, Robert L. (1982) Elementary Fluid Mechanics. New York, N Y; John Wiley & Sons, Inc.

Nystedt, C., (1994). Mätning av tryckslag, Räddningstjänsten. Göteborgs Vatten och avloppsverk.

Regan, James J., (1993). 1 3/4 - The booster line of the 90's. Fire Engineering, efter september, sid 46-52.

Renning T., - Konstruktions- och arbetsprinciper för brandpumpar. SBF.

Sjölin, V., (1977) Brandvattentag och vattentransport med tankbilar i Västerås, (FOA rapport C 20207-D5(A3)). Stockholm: Försvarets forskningsanstalt, Huvudavdelning 2

Statens planverk (1974) Svensk Byggnorm 1975 (SBN 75). Stockholm: Allmänna Förlaget.

Svenska vatten- och avloppsverksföreningen. (1979). VAV- P38 Allmänna vattenledningsnät, Anvisningar för utformning och beräkning. Stockholm: Svensk Byggtjänst.

Svenska vatten- och avloppsverksföreningen. (1988). VAV- P58, Tryckslag i VA-anläggningar, Orsaker-beräkningsmetoder-skyddsåtgärder-mätningar. Stockholm: Svensk Byggtjänst.

BILAGOR

Bilaga 1 Lokala förlustkoefficienter

Alla förluster grundar sig på ekvationen,

$$h_f = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

där: h_f = tryckförlust [m vp]
 ζ (zeta) = förlustkoefficient (ζ är en dimensionlös förlustkoefficient vilken kan jämföras med $f \frac{L}{D}$ i allmänna friktionslagen (se sid 19).

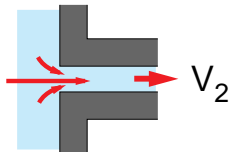
v = hastigheten [m/s]

g = tyngdaccelerationen [9,81 m/s²]

ζ varierar med vad det är för något som ger förlusten enligt nedan.

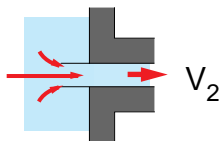
Hastigheten v är hastigheten på vattnet i röret före inloppet, om inget annat anges.

Rätvinklig inlopp:/1/



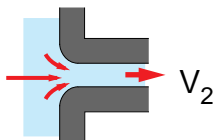
$$\zeta=0,5; v=v_2$$

Rätvinkligt indraget inlopp:/2/



$$\zeta=0,8; v=v_2$$

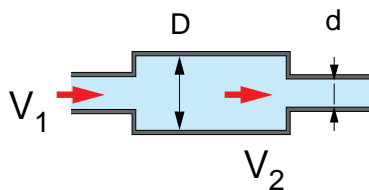
Rätvinklig rundat inlopp: /2/



$\zeta=0,1; v=v_2$

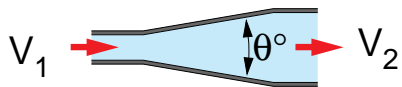
om radien på inloppet $\geq 0,14d$ så är $\zeta=0$

Abrupt ökning resp minskning: /1/



d/D	ζ_1	ζ_2
0,3	0,5	5,5
0,4	0,4	2,5
0,5	0,3	1,3
0,6	0,2	0,9
0,7	0,1	0,5
0,8	0,06	0,3
0,9	0,03	0,1

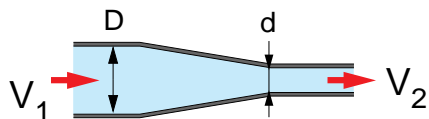
Konisk ökning: /2/



$$h_f = \zeta (v_1 - v_2)^2 / 2g$$

θ	ζ
10	0,2
20	0,4
40	0,9
60	1,15
80	1,15
100	1,1
120	1,05
140	1,05
160	0,99
180	0,98

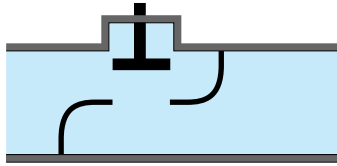
Konisk minskning: /2/



$\zeta = 0,04$ för kort, strömlinjeformad förträngning

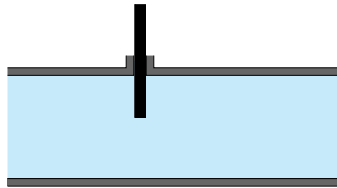
$$v = v_2$$

Kägelventil: /1/



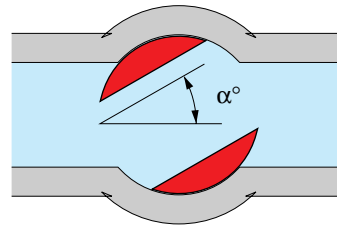
$\zeta=5$

Slidventil: /1/



$\zeta=0,2$

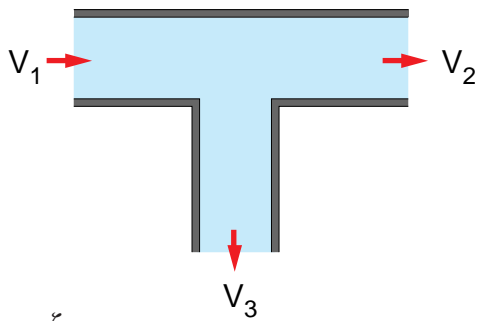
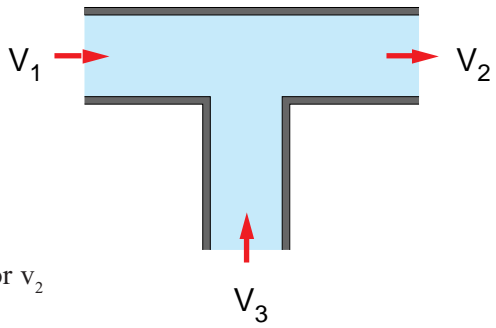
Kulventil: /3/



α° ζ

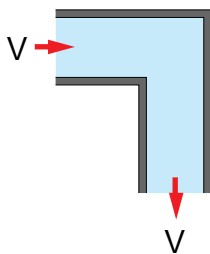
5	0,05
10	0,3
20	1,6
30	5,5
40	17
50	53
60	206
70	485
80	∞

Förgreningar: /1/



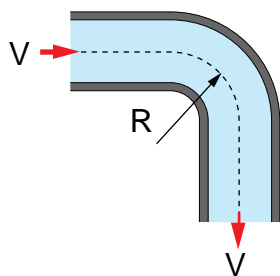
q_1/q_2	ζ_3	ζ_2
0,4	0,1	0,3
0,6	0,5	0,4
0,8	0,7	0,5
1,0	0,9	0,6

Skarp Böj: /2/



90° $\zeta=1,5$
45° $\zeta=0,4$

Mjuk Böj: /2/



R/d	ζ_{90}	ζ_{45}
2	0,19	0,13
5	0,21	0,15
10	0,33	0,20
15	0,47	0,28

- /1/ Dahlvig, G. (1975). Energi. (Fjärde upplagan). Stockholm: Liber.
- /2/ Vennard, John K., & Street, Robert L. (1982) Elementary Fluid Mechanics. New York, N Y; John Wiley & Sons, Inc.
- /3/ Titus, John J. (1988). Hydraulics. I P.J. DiNenno & C.L. Beyler (Eds.), SFPE Handbook of Fire Protection Engineering. Quincy, MA: NFPA.

Bilaga 2

Formelsamling

1.1 Sambandet mellan dynamisk och kinematisk viskositet

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

μ (my) = dynamisk viskositet [Pa s]
 ν (ny) = kinematisk viskositet [m²/s]
 ρ (ro) = densitet [kg/m³]

1.2 Densitet

$$\rho = \frac{m}{V}$$

ρ (ro) = densitet [kg/m³]
 V = volymen [m³]
 m = massa [kg]

1.3 Tryck av en yttre kraft

$$p = \frac{F}{A}$$

p = tryck [N/m²]
 F = kraft [N]
 A = area [m²]

1.4 Tryck på visst djup i vätska

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

p = tryck [N/m²]
 ρ (ro) = densitet [kg/m³]
 g = tyngdaccelerationen (9,81 m/s²)
 h = höjd [m]

1.5 Hastighet på fritt utströmmande vätska (eller hastighetshöjd)

$$v = \sqrt{2gh} \quad (\text{eller} \quad \frac{v^2}{2g} = h)$$

v = hastigheten [m/s]

g = tyngdaccelerationen (9,81 m/s²)

h = höjd [m]

1.6 Kontinuitetsvillkor för bevarande av massa

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2 = \text{konstant}$$

ρ (ro) = densitet [kg/m³]

A = area [m²]

v = hastigheten [m/s]

1.7 Förhållandet mellan area och hastighet

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \text{konstant} = Q$$

där Q = vattenflöde [m³/s]

1.8 Samband mellan hastighet och flöde i ett rör

$$v = \frac{Q}{A}$$

v = hastigheten [m/s]

Q = flödet [m³/s]

A = area [m²]

1.9 Reynolds tal

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

v = hastigheten [m/s]

D = diameter [m]

ν (ny) = kinematisk viskositet [m²/s]

1.10 Bernoullis ekvation

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = H = \text{Konstant}$$

p = tryck [N/m^2]

ρ (ro) = densitet [kg/m^3]

g = tyngdaccelerationen ($9,81 \text{ m/s}^2$)

v = hastigheten [m/s]

z = geometrisk höjd [m]

H = total tryckhöjd [m]

1.11 Bernoullis ekvation - förenklad form

$$h_{\text{stat}} + h_{\text{hast}} + h_{\text{geo}} = \text{konstant}$$

(tryck + rörelse + läge = konstant)

$$h_{\text{stat}} = \frac{p}{\rho g} = \text{tryckenergi}$$

$$h_{\text{hast}} = \frac{v^2}{2g} = \text{rörelseenergi}$$

$$h_{\text{geo}} = z = \text{lägesenergi}$$

1.12 Allmänna friktionslagen (Darcy-Weisbachs ekvation)

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

h_f = tryckförlust [m vp]

f = friktionsfaktor (dimensionslös)

L = rör(slang)längd [m]

D = inre diameter på röret [m]

v = hastigheten [m/s]

g = tyngdaccelerationen ($9,81 \text{ m/s}^2$)

1.13 Lokal förlust

$$h_f = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

h_f = tryckförlust [m vp]

ζ (zeta) = förlustkoefficient

v = hastigheten [m/s]

g = tyngdaccelerationen [$9,81 \text{ m/s}^2$]

2.1 Kapacitet på tankbilskörning

$$\text{Kapacitet} = \frac{\text{Tankvolym}}{\text{Omloppstid}}$$

Kapacitet = Vattenavgivningskapaciteten [l/min]

Tankvolym = Fordonets tankvolym

Omloppstid = Summan av angöringstid, fyllningstid, körtid (2ggr), tömningstid

3.1 Affintetslag, samband mellan flöde och varvtal

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

Q = flödet [m³/s]

n = varvtal [rpm]

3.2 Affintetslag, samband mellan tryckhöjd och varvtal

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

H = total tryckhöjd [m]

n = varvtal [rpm]

3.3 Affintetslag, samband mellan effekt och varvtal

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

P = effektbehov [kW]

n = varvtal [rpm]

3.4 Samband mellan effekt och tryckhöjd, av 3.2 och 3.3

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{H_2}{H_1} \right)^{3/2}$$

P = effektbehov [kW]

H = total tryckhöjd [m]

3.5 Munstycksformel

$$q = 0,2 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h_m}$$

q = flödet [l/min]

d = diameter [mm]

h_m = tryckhöjd i strålrörsmunstycket [m vp]

0,2 är en munstyckskonstant

4.1 Pumpformel

$$h_p = h_s + h_a + h_m$$

där: h_p = pumptrycket [m vp]

h_s = slangförlusten [m vp]

h_a = förluster i armaturer [m vp]

h_m = tryckhöjd i strålrörsmunstycke [m vp]

4.2 Slangformeln

$$h_s = k_s \cdot \left(\frac{q}{100} \right)^2 \cdot \frac{L}{100}$$

h_s = slangförlusten [m vp]

k_s = k-värde slang

q = flödet [l/min]

L = rör eller slanglängd [m]

4.3 Flödespotential

$$q_{\text{tot}} = q_1 + q_2$$

q_{tot} = totala flödet [l/min]

q_1 = delflöde [l/min]

q_2 = delflöde [l/min]

4.4 Slangens area

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

A = area [m²]

D = diameter [m]

r = radie [m]

4.5 Förlustkonstant för armatur

$$k_a = \frac{h_f}{\left(\frac{q}{100}\right)^2}$$

k_a = tryckförlustkonstant för armatur

h_f = tryckförlust [m vp]

q = flödet [l/min]

4.6 Förlustkonstant för tryckreglerat strålrör

$$k_m = \frac{q}{\sqrt{h_m}}$$

k_m = strålrörskonstant till munstycksformeln

k_m är giltig ovanför tryckregleringsområdet

q = flödet [l/min]

h_m = tryckhöjd i strålrörsmunstycket [m vp]

4.7 Reaktionskraft på strålrör

$$R = 1,6 \cdot d^2 \cdot \frac{h_m}{100}$$

R = reaktionskraften [N]

d = munstycksdiametern [mm]

h_m = munstyckstrycket [m vp]

Bilaga 3

Vattenhastighet i rör

