

# NORVAR

## Prosjektrapport

57  
1995

NORVAR's faggruppe for vannforsyning

# Trykkreduksjon

Håndbok og veileder



**DRIFTSASSISTANSEN**

FOR VANNFORSYNINGEN I MØRE OG ROMSDAL

Norsk VA-verkforening

# NORVAR-rapport

## Norsk VA-verkforening

Postadresse: Vangsveien 143, 2300 Hamar

Besøksadresse: Vangsveien 143, Hamar

Telefon: 62 52 86 50

Rapportnummer:

57/1995

Dato:

21.06.95

Antall sider (inkl. bilag)

137

Tilgjengelighet:

Åpen: X

Begrenset:

Rapportens tittel:

**Trykkreduksjon. Håndbok og veileder.**

Forfatter(e):

Kåre Kalleberg, Gunnar Mosevoll, Jacob Jacobsen og  
Per Helge Tomren, Asplan Viak Sør AS

Ekstrakt:

Det er et stort behov for informasjon om metoder for trykkreduksjon i ledningsnett. En rekke vannverk har i dag store vannlekkasjer og driftsproblemer på ledningsnett på grunn av for høyt trykk, uhensiktsmessig trykksoneoppdeling, feil type og størrelse på ventiler, dårlige rutiner for kontroll og vedlikehold av ventiler.

Målet er at håndboken skal bidra til å gi kommunene/vannverkene økt kompetanse på metoder og utstyr for trykkreduksjon. Dette forventes å spare vannverkene for betydelige beløp både på investerings- og driftssiden.

Emneord, norske:

Vannverk

Vannforsyning

Ledningsnett

Trykkreduksjon

Emneord, engelske:

Water Works

Water Supply

Distribution system

Andre utgaver:

ISBN 82 - 414 - 0071 - 3

## FORORD

Denne rapporten er et utdrag av rapport nr. 4/94 "Trykkreduksjon og trykkøkning, håndbok og veileder" utarbeidet av konsulentfirmaet Asplan Viak Sør AS på oppdrag fra Driftsassistansen i Møre og Romsdal. Det er betydelig interesse for trykkøkning og trykkreduksjon i fagmiljøet, vi syntes derfor det er viktig at materialet gjøres kjent og distribueres også utenfor Møre og Romsdal. I vår omredigering har vi valgt å utelate kapitlene 3 *Trykkøkning - prinsippløsninger*, 9 *Pumper* og 10 *Pumpesystemer*. Trykkøkning er et omfattende område, vi ønsker derfor å gi ut en egen rapport om dette senere. Vi gjør leseren oppmerksom på dette forholdet, forøvrig er rapportens innhold uendret.

*Driftsassistansen har gjennom sitt arbeid med vannforsyningen i Møre og Romsdal avdekket et stort behov for informasjon om metoder for trykkreduksjon på vannledningsnettet. En rekke vannverk har i dag store lekkasjer og driftsproblemer på nettet på grunn av for høyt trykk, uhensiktsmessig trykksoneoppdeling, feil type og størrelse på ventiler/pumper, dårlige rutiner for kontroll og vedlikehold av ventiler m.v.*

*Som sekretariat for Driftsassistansen har derfor Møre og Romsdal fylkeskommune engasjert Asplan Viak Sør AS til å utarbeide denne håndboken. Målet er at håndboken skal bidra til å gi kommunene/vannverkene økt kompetanse på metoder og utstyr for trykkreduksjon. Dette forventes å spare vannverkene for betydelige beløp både på investerings- og driftssiden slik at abonnentene får en bedre og rimeligere vannforsyning.*

*Målgruppen for håndboken er ingeniørpersonell i kommunenes tekniske etater og driftsoperatører på vannverkene.*

*Håndboken forventes også å ha betydelig interesse i fagmiljøet utenfor fylket. Så langt vi kjenner til, er dette første gang kjent kunnskap om dimensjonering og virkemåte for alle aktuelle ventiltyper for trykkreduksjon er samlet mellom to permer - på norsk.*

*Følgende personer i Asplan Viak Sør AS har deltatt i utarbeidelsen av håndboken:*

- *Kåre Kalleberg*
- *Gunnar Mosevoll*
- *Jacob Jacobsen*
- *Per Helge Tomren*

*Norske leverandører av trykkreduksjonsventiler har hatt håndboken til gjennomsyn.*

Vi takker Driftsassistansen i Møre og Romsdal og Asplan Viak Sør AS for at **NORVAR** kan gi ut materialet knyttet til trykkreduksjon som NORVAR-rapport.

Hamar 19. juni 1995

Asle Aasen

**FORORD**

<b>1</b>	<b>BAKGRUNN - GENERELT</b>	<b>9</b>
1.1	Generelt	9
1.2	Mål med håndboken	9
1.3	Definisjon av trykkbegrepet	9
1.3.1	Enheter	9
1.3.2	Absolutt og relativt trykk	10
1.4	Hva er dagens problemer med trykkreduksjon/trykkøkning	11
1.4.1	Små/store kommuner	11
1.4.2	For høyt trykk	11
1.4.3	Trykksoner - kapasitet av nettet	11
1.4.4	Feil type reduksjonsventiler	12
1.4.5	Vedlikehold	12
1.4.6	Pumpeøkonomi - pumpestasjoner	12
1.5	Forholdet trykk - lekkasjer	13
<b>2</b>	<b>TRYKKREDUKSJON - PRINSIPPLØSNINGER</b>	<b>17</b>
2.1	Generelt	17
2.1.1	Statisk trykk	18
2.1.2	Trykk under tapping	19
2.2	Krav til trykk i ledningsnettet	19
2.3	Trykksoner	21
2.3.1	Trykksoner med små høydeforskjeller	22
2.3.2	Store høydeforskjeller i forsyningsområdene	22
2.3.3	Behov for trykkreduksjon	22
2.4	Metoder for trykkreduksjon	23
2.4.1	Trykkreduksjonsbasseng	23
2.4.2	Trykkreduksjonsventil på ledning	24
<b>3</b>	<b>UTGÅR (Se forordet)</b>	
<b>4</b>	<b>STRØMNINGSFORHOLD I STRUPTE VENTILER</b>	<b>26</b>
4.1	Problemstilling	26
4.2	Trykktap	27
4.3	Ustabil Strømning	34
4.4	Kavitasjon	35
4.4.1	Teori	35
4.4.2	Tiltak mot kavitasjon	46
4.5	Støy og vibrasjoner	50
<b>5</b>	<b>TRYKKREDUKSJONSVENTILER</b>	<b>52</b>
5.1	Orientering	52
5.2	Aktuelle ventiltyper	52
5.2.1	Seteventil	52
5.2.2	Nåleventil	58

5.2.3	Spjeld- og sluseventil	64
5.2.4	Kule- og sylinderventil	65
5.2.5	Flertrinnsventil	68
5.2.6	Membranventil	71
<b>5.3</b>	<b>Oversikt over kavitasjonsfaktorer</b>	<b>74</b>
<b>5.4</b>	<b>Ventilstyring av ventiler på ledningsnett</b>	<b>75</b>
5.4.1	Hovedprinsipper	75
5.4.2	Reduskjonsventil uten hjelpestyring (ventil type 1)	77
5.4.3	Ventiler med hjelpestyring og konstant utgangstrykk (ventil type 2)	79
5.4.4	Ventiler med elektronisk styring og konstant utgangstrykk (ventil type 3)	83
5.4.5	Ventiler med vannføringsavhengig utgangstrykk (Ventil type 4 og 5)	84
<b>5.5</b>	<b>Ventilers funksjonsområde</b>	<b>86</b>
5.5.1	Problemstilling	86
5.5.2	Ventiltester	87
<b>5.6</b>	<b>Valg og dimensjonering av ventil</b>	<b>89</b>
5.6.1	Databehov	89
5.6.2	Valg av ventiltyper	90
5.6.3	Dimensjoneringsregler	91
<b>6</b>	<b>TRYKKREDUKSJONSBASSENG</b>	<b>96</b>
<b>6.1</b>	<b>Reguleringsmåte</b>	<b>96</b>
6.1.1	Trinnløs regulering	96
6.1.2	Av/på regulering	96
<b>6.2</b>	<b>Trykkforhold i ventilen</b>	<b>98</b>
6.2.1	Dykket ventil	98
6.2.2	Fritt utløp fra ventil	99
<b>6.3</b>	<b>Forslag til utforming av reduksjonsbasseng</b>	<b>100</b>
<b>6.4</b>	<b>Valg av ventiltipe</b>	<b>102</b>
6.4.1	Flottørstyrte seteventiler	102
6.4.2	Seteventiler med hydraulisk styring	102
6.4.3	Nåleventiler, flottørstyrte	103
6.4.4	Motorstyrte ventiler	103
6.4.5	Spesialventiler	104
<b>6.5</b>	<b>Sånvirke trykkreduksjonsventil - ledning</b>	<b>104</b>
<b>7</b>	<b>TRYKKREDUKSJON PÅ LEDNING</b>	<b>110</b>
<b>7.1</b>	<b>Reduksjonsventiler som del av ledningssystemet</b>	<b>110</b>
7.1.1	Trykkforhold	110
7.1.2	Ventiler med "fast" utgangstrykk	114
7.1.3	Ventiler med vannføringsmodulert utgangstrykk	114
<b>7.2</b>	<b>Dimensjonering</b>	<b>117</b>
<b>7.3</b>	<b>Utforming av trykkreduksjonskum</b>	<b>118</b>
7.3.1	Prinsippløsninger	118
7.3.2	Steinsamler	118
7.3.3	Sikkerhetsventil	120
7.3.4	Kum med doble ventiler	121
7.3.5	Kum med enkel ventil	121

7.3.6	Hensyn til drift og vedlikehold	122
7.4	Trykkreduksjon i flere trinn	123
7.5	Reduksjonsventil hos abonnent	124
8	<b>IGANGKJØRING, DRIFT OG VEDLIKEHOLD</b>	127
8.1	Igangkjøring, behov for utstyr	127
8.2	Driftsproblemer	127
8.3	Drift og vedlikehold	128
8.4	Kostnader - vurdering	129
9	UTGÅR (Se forordet)	
10	UTGÅR (Se forordet)	
11	<b>LITTERATURHENVISNINGER</b>	130

#### **VEDLEGG**

- A. Definisjoner av noen utvalgte begreper
- B. Symbolliste
- C. Liste over endel norske leverandører av trykkreduksjonsventiler

## 1. BAKGRUNN - GENERELT

### 1.1 Generelt

Gjennom arbeidet med vannforsyningen i Møre og Romsdal er det påvist at en rekke vannverk har altfor stort trykk på ledningsnett. Dette gir store lekkasjer, store belastninger på ledningsnett og ulemper hos forbrukerne.

Reduksjonsventiler er i mange tilfeller bygget inn på ledningsnett uten sikkerhetsventiler og slamsamlere. Det er generelt for dårlige rutiner for kontroll og vedlikehold av ventilene. Dette medfører at ledningsnett utsettes for høye trykk ved driftsfeil på ventilene, og i noen tilfeller kan dette føre til ledningsbrudd.

Dessuten viser det seg at det i mange tilfeller velges feil ventiltipe og feil størrelse på ventilene. Dette medfører slitasje og skader på ventilene, slik at de må skiftes ut relativt ofte.

I utbyggingsplanene tas det ofte ikke tilstrekkelig hensyn til behovet for en hensiktsmessig trykksoneoppdeling. Dette gjør at anleggene blir unødig dyre på grunn av feilaktige ledningstraseer og dårlig utnyttelse av høydebasseng m.v.

Når det gjelder anlegg for trykkøkning (pumpestasjoner) er det avdekket en rekke pumpestasjoner med dårlig driftsøkonomi og driftsproblemer. I mange tilfeller er driftsøkonomien så dårlig at en ny pumpestasjon kan tjenes inn på 1-2 år.

Behovet for en håndbok som dette ble avdekket gjennom prosjektet "Økonomisk betydning av vannlekkasjer i Møre og Romsdal" i 1987-1988. I det videre arbeid med Driftsassistansen på vannforsyningen i fylket, der 28 kommuner deltar, vil det bli satset på å gjennomføre tiltak som er nødvendig for å fjerne problemene med trykkreduksjon og trykkøkning.

### 1.2 Mål med håndboken

Håndboken er ment å være en praktisk veileder i trykkreduksjon og trykkøkning i planlegging og drift av slike anlegg og heve kompetansen på dette området. Målgruppen er ingeniører på teknisk etat i små og mellomstore kommuner samt driftsoperatører på vannverk.

### 1.3 Definisjon av trykkbegrepet

#### 1.3.1 Enheter

De vanligste brukte enhetene i praktisk VA-teknikk er:

Meter vannsøyle (mVS)

Kilopond pr. cm<sup>2</sup> (kp/cm<sup>2</sup>)

Bar

I vanlig tale sier en ofte kilogram pr. cm<sup>2</sup> i stedet for kilopond pr. cm<sup>2</sup>, eller bare kilo. Ofte sier en også bare meter istedenfor meter vannsøyle.

Andre enheter en kan komme borti er:

Newton pr. m <sup>2</sup>	(N/m <sup>2</sup> )
Pascal	(Pa)
Kilopascal	(kPa)
Megapascal	(MPa)
Atmosfære (fysisk)	(atm)
mm kvikksølvhøyde	(mmHg)

Når det gjelder omregning mellom enhetene har en:

$$1 \text{ kp/cm}^2 = 10 \text{ mVS}$$

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 0,102 \text{ kp/m}^2 = 0,102 \cdot 10^{-4} \text{ kp/cm}^2$$

$$1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa} = 0,0102 \text{ kp/cm}^2 = 0,102 \text{ mVS}$$

$$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} = 10,2 \text{ kp/cm}^2 = 102 \text{ mVS}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 100 \text{ kPa} = 10,2 \text{ mVS}$$

$$1 \text{ atm} = 760 \text{ mm Hg} = 1,013 \text{ bar} = 1,033 \text{ kp/cm}^2 = 10,33 \text{ mVS}$$

Trykk kan også oppgis i teknisk atmosfære (at) der  $1 \text{ at} = 1 \text{ kp/cm}^2$

I håndboken vil en kun benytte enhetene mVS, kp/cm<sup>2</sup> og bar.

### 1.3.2 Absolutt og relativt trykk

Trykket i en vannledning kan enten oppgis som absolutt eller relativt trykk, avhengig av om en tar med atmosfæretrykket eller ikke. Normalt benytter en relativt trykk når en snakker om vanntrykk, og en mener da trykket i forhold til atmosfæretrykket. Ved absolutt trykk forstås trykket i forhold til absolutt vakuum. En har da:

$$\text{Absolutt trykk} = \text{relativt trykk} + \text{atmosfæretrykket}$$

Er det relative trykket i en ledning lavere enn atmosfæretrykket, sier vi at vi har undertrykk.

Den minste verdien det absolutte trykket kan ha er 0. Om atmosfæretrykket settes til 10,33 mVS (1 atm), kan en da ha et maksimalt relativt undertrykk på -10,33 mVS.

Når ingenting annet er nevnt, menes relativt trykk når en bare bruker betegnelsen trykk i håndboken.

## 1.4 Hva er dagens problemer med trykkreduksjon/trykkøkning

### 1.4.1 Små - store kommuner

Det er mange små og store vannverk i Norge. For store vannverk der høydeforskjellene i forsyningsområdet er store, er trykkreduksjon/trykkøkning en dagligdags arbeidsoppgave, og vannverket vil ofte håndtere denne oppgaven på en tilfredsstillende måte.

For mange små og mellomstore kommuner er antall anlegg med trykkreduksjon/pumping mindre. Følgelig vil ikke kompensasjonen bli like godt utviklet som i store kommuner og mulighetene for å gjøre feiltrinn vil være større.

I praktisk arbeid med mange vannverk over en årrekke, har vi nedenfor satt opp de forhold som er vanlige problemer. Disse vil bli behandlet i de videre kapitlene.

### 1.4.2 For høyt trykk

Topografien i Norge, og særlig på Vestlandet med store høydeforskjeller i forsyningsområdet, fremtvinger behovet for å dele opp nettet i ulike trykksoner. Ønsket om å ha færrest mulig trykksoner medfører at spranget i trykk mellom trykksonene kan bli svært store.

Mens trykket i andre europeiske land vanligvis ligger fra 30-60 mVS, er trykket i Norge vanligvis fra 60-100 mVS. Dette skyldes dels forskjeller i topografi, dels at vi i Norge har et stort utgangstrykk til rådighet ved høytliggende overflatevannkilder samt at "ekstra" trykk ofte ikke koster penger.

For høyt trykk gir følgende ulemper og problemer.

- Belastningen på ledningsnettets blir store (høytrykkklasse)
- Abonentene må installere reduksjonsventiler
- Høyt trykk fører lettere til lekkasjer
- Lekkasjemengdene blir store

### 1.4.3 Trykksoner - kapasitet av nettet

Inndelingen av nettet i trykksoner kan medføre avstengninger av en rekke ledninger som krysser trykksonegrensene. Dette skjer for å unngå å installere mange reduksjonsventiler med tilhørende store kostnader. Følgen av dette er at ledningsnettets transportkapasitet blir redusert.

Likeledes vil installering av f.eks. trykkreduksjonsventiler i et nett kunne medvirke til å forsterke de flaskehalsene som finnes fra før. Reduksjonsventiler med levering etter nedstrøms trykk innebærer en tvangskjøring av vannet i nettet.

For å unngå at trykksonene skal medføre kapasitetsreduksjon av nettet, er det viktig å analysere nettet med en EDB-basert nettmodell (VANNETT).

Pumpestasjoner kan også være årsak til kapasitetsproblemer i et nett. Dette skjer ofte der pumpene er store og det leveres vann periodevis mot et basseng. Jevn drift på pumpene er oftest løsningen på dette.

#### 1.4.4 Feil type reduksjonsventiler

De vanligste problemene er ofte knyttet til feil valg av utstyr. Det vanligste er:

- For store ventiler i forhold til vannføringen
- Støy og skader (kavitasjon) som følge av for store trykkreduksjoner i forhold til nedstrøms trykk
- Styringen av ventiler er for dårlig gjennomtenkt. Vanligvis installeres unødvendig avansert utstyr
- Manglene opplegg for å håndtere svikt i en reduksjonsventil

#### 1.4.5 Vedlikehold

Manglende drift og vedlikehold av utstyret kan medføre at problemer oppstår.

Problemer som registreres er:

- Reduksjonsventiler er bygget inn uten steinsamler eller sikkerhetsventiler. Driftsfeil fører til sprengning av rørene.
- Mangelfull tilsyn og rengjøring av ventilene med tilstopping av styreledninger som følge.
- Slitasje på utstyret gir ujevn styring og trykkvariasjoner.

Utarbeidelse av driftsrutiner på utstyret er i mange tilfeller løsningen.

#### 1.4.6 Pumpeøkonomi - pumpestasjoner

Store pumper gir kort driftstid og stor friksjon og løftehøyde. Dette resulterer i høy effektavgift (kw) og høyere energiforbruk på levert m<sup>3</sup> i forhold til om en pumpestasjon arbeider jevnt over døgnet.

I mange pumpestasjoner er dette problemet så åpenbart at en ombygging av stasjonen kan spares inn på kort tid.

I en del pumpestasjoner som leverer mot lukket nett, er det ofte en overdreven bruk av turtallsregulerte pumper. Store energikostnader oppstår også der grunnpumpen som går konstant., er for store.

En del pumpestasjoners dårlige driftsøkonomi skyldes mangel på automatikk (en pumpe går hele tiden).

## 1.5 Forholdet trykk - lekkasjer

Stort trykk i nettet gir store lekkasjetap. Det er derfor viktig å holde trykket på et lavt nivå for å hindre vanntap.

Vannføringen,  $Q$ , gjennom en åpning er avhengig av trykket.

Forutsatt at åpningens størrelse ikke endrer seg med trykket, vil vannføringen være proporsjonal med kvadratroten av vanntrykket, dvs. reduseres trykket f.eks. med 50 %, avtar vannføringen med ca. 30 %. Vannføringen gjennom åpningen vil da være gitt av:

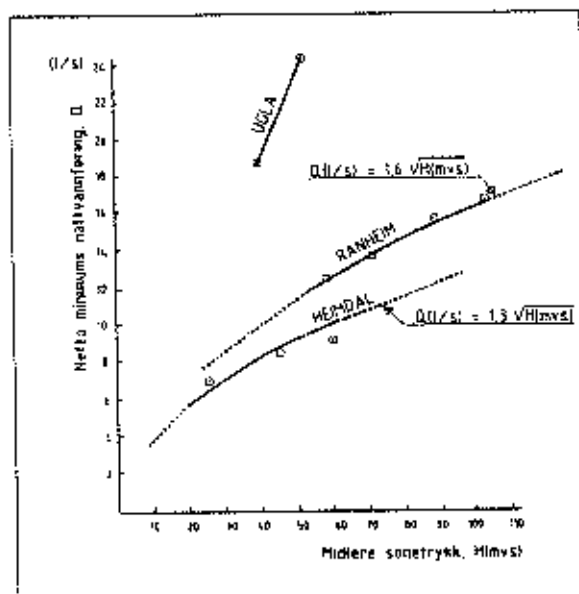
$$Q = C_c \cdot A \cdot \sqrt{2gH} = \text{konstant} \quad (1.1)$$

hvor:

$Q$	= vannføringen	( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$C_c$	= kontraksjonskoeffisienten	(0,5-0,95)
$A$	= åpningens størrelse	( $\text{m}^2$ )
$H$	= vanntrykket	( $\text{mVS}$ )
$g$	= tyngdens akselerasjon	( $9,81 \text{ m/S}^2$ )

Trykket påvirker følgelig lekkasjetapet.

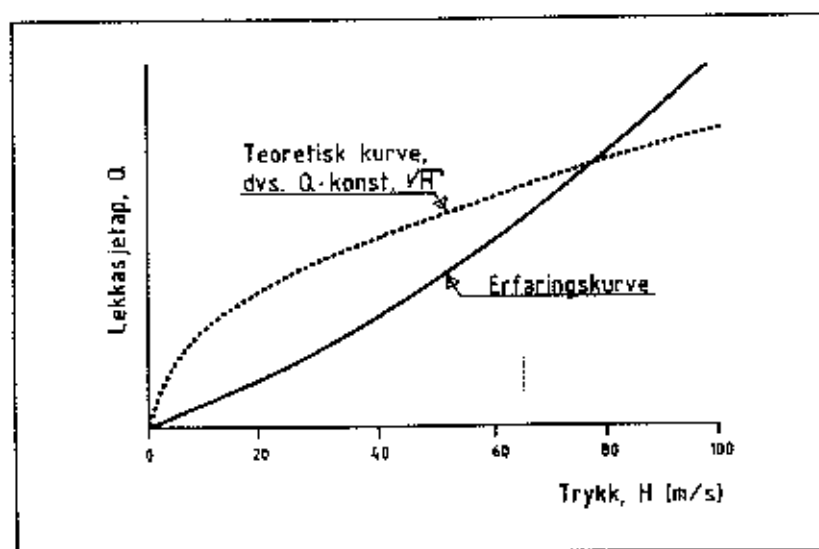
Figur 1.1 viser noen eksempler på hvordan nattforbruket, dvs. summen av legalt nattforbruk og lekkasjetap, i tre boligområder i Trondheim endret seg med trykket. Trykket ble redusert ved å strupe en ventil på tilførselsledningen til det enkelte området. Målingene varte ca. 2 timer for hvert område. De kommunale hovedledningene var hovedsakelig av støpejern. Stikkledningsnettet var en blanding av galvanisert stål, kobber og polyetylen.



Figur 1.1 *Nattforbruk (legalt forbruk + lekkasjetap) i tre boligområder i Trondheim ved forskjellig trykk. Kortvarige målinger i 1984 III. Kurvene angir funksjoner av typen  $Q = \text{konstant} \cdot \sqrt{H}$   
o: målte verdier*

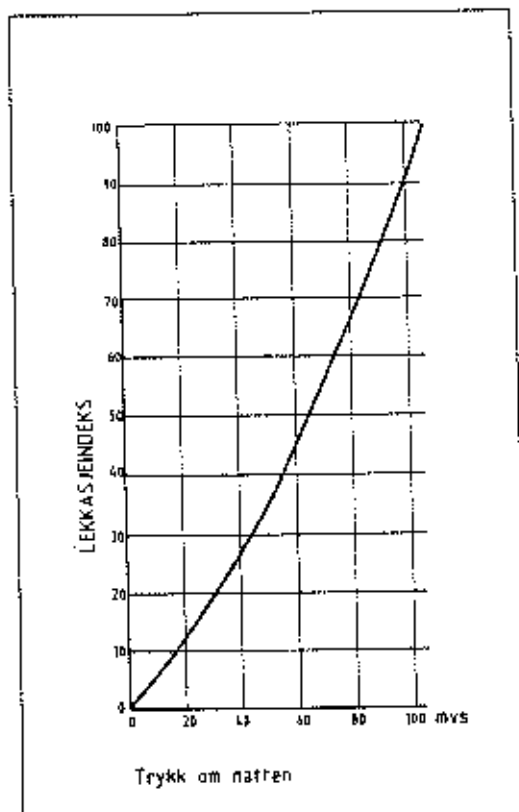
I England ble det på slutten av 1970-tallet foretatt en omfattende undersøkelse av virkningen av trykkreduksjon. Nattvannføringen ble målt i 18 områder over perioder på flere måneders varighet /2/. Denne undersøkelsen viser at virkningen på lang sikt av trykkreduksjon er større enn gitt ved likning 1.1. Figur 1.2 illustrerer dette. Forklaringen på dette kan bl.a. være at:

- Nye lekkasjer oppstår hyppigere ved høyt trykk enn ved lavt trykk.
- Lekkasje hull vokser saktere jo lavere trykket er
- Lekkasjer i skjøter med gummipakninger kan bli mindre når trykket avtar.



Figur 1.2: Lekkasetapet som funksjon av trykket. Erfaringstall fra langvarige forsøk i England sammenlignet med likning 1.1 /2/.

På bakgrunn av de omfattende målingene beskrevet i /2/, er det utarbeidet en metode for beregning av virkningen av trykkreduksjon /3/. Denne metoden er vist i fig. 1.3, der lekkasetapet uttrykkes som en lekkasjeindeks.



Figur 1.3 Lekkasjeindeks for beregning av effekt av lekkasjereduksjon

Bruk av fig. 1.3 kan illustreres med følgende eksempel:

- Målt tap i sonen før reduksjon:  $Q_o = 10 \text{ l/s}$
- Midlere nattrykk for reduksjonen:  $H_o = 90 \text{ mVS}$
- Lekkasjeindeks iflg. figur 1.3:  $I_o = 80$
- Redusert nattrykk:  $H_R = 50 \text{ mVS}$  (dvs. reduksjon på 40 mVS eller 44 %)
- Lekkasjeindeks iflg. figur 1.3 ved trykk 50 mVS:  $I_R = 35$
- Tap ved redusert trykk:

$$Q_R = Q_o \frac{I_R}{I_o} = 10 \times \frac{35}{80} = 4,3 \text{ l/s}$$

Lekkasjetapet beregnet ut fra likning 1.1 etter trykkreduksjonen ville blitt:

$$Q_R = Q_o \cdot \sqrt{\frac{H_R}{H_o}} = 10 \cdot \sqrt{\frac{50}{90}} = 7,5 \text{ l/s}$$

Lekkasjeindeksmetoden gir her en reduksjon på 57 % mens likning 1.1 kun gir en reduksjon på 25 %.

Som regel er trykket lavere om dagen enn om natten. Virkning av trykkreduksjon fordelt over hele døgnet er derfor lavere enn angitt ovenfor.

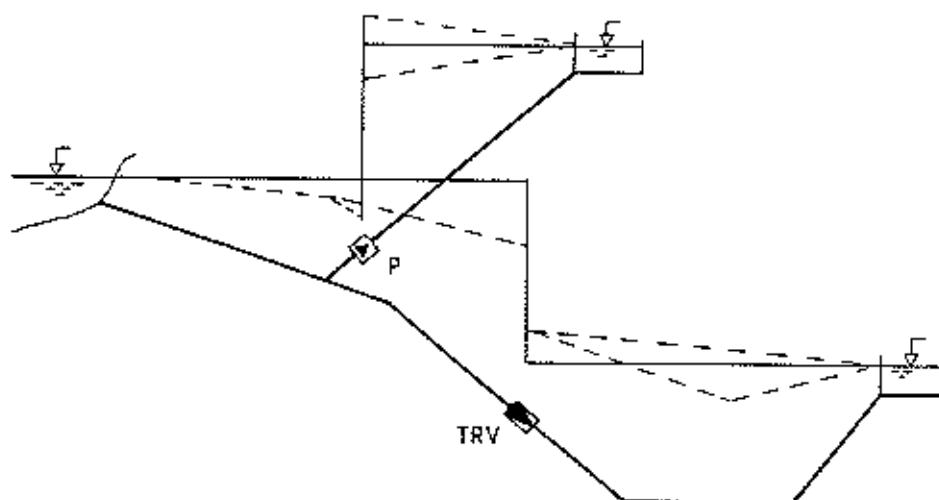
Som en grov tommelfingerregel kan en si at en trykkreduksjon på  $X$  % gir en tilsvarende  $X$  % reduksjon i lekkasjene.

I nett med høyt lekkasjetap vil trykkreduksjon derfor være en effektiv metode for reduksjon av lekkasjetapet.

## 2. TRYKKREDUKSJON - PRINSIPPLØSNINGER

### 2.1 Generelt

Figur 2.1 viser et typisk eksempel på trykkforhold i et vannforsyningsnett. Det statiske trykknivået er vist som heltrukket linje. Stiplet linje viser trykkforhold ved vannføring i rørene.



Figur 2.1 Eksempel på trykkforhold i et vannforsyningsnett

*P* = pumpe

*TRV* = trykkreduksjonsventil

Trykksonegrenser er skillelinjer mellom deler av forsyningsområde med ulike statiske trykknivå.

Der ledninger krysser trykksonegrensene, må ett av følgende forhold gjelde:

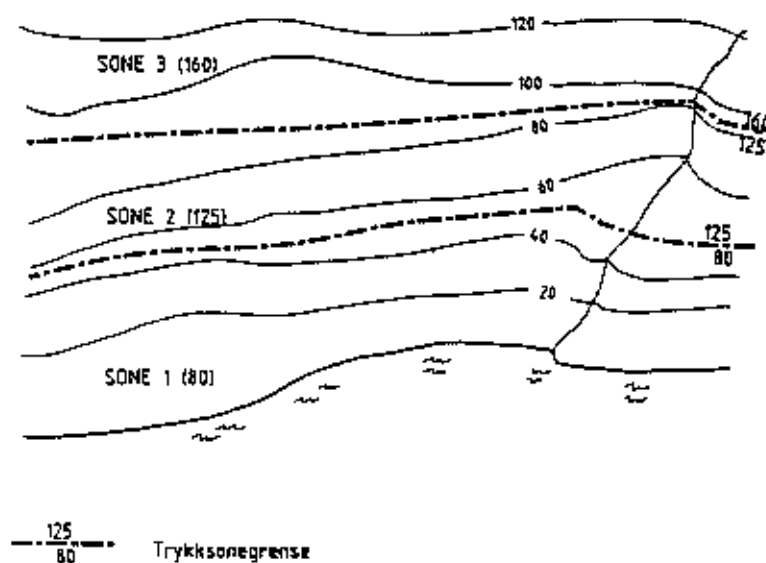
- Ledningen må være stengt
- Det må installeres pumpe
- Det må installeres reduksjonsventil/reduksjonsbasseng

For utbygging av vannforsyningsnettet er det nødvendig å legge en plan for trykksoneoppdeling på hovedplannivå.

I dag lider mange forsyningsystemer av mangler som skyldes feil ledningstraseer og lite gjennomtenkte løsninger for inndeling i trykksoner tilbake i tiden.

Topografien spiller en avgjørende rolle i systemet for trykksoneoppdeling. Likeledes må eksisterende ledninger og nivå på bassenger og vannkilde tas hensyn til. En hovedplan bør inneholde et kart som viser trykksoneene. Dette kartet bør brukes systematisk med tilkobling av nye abonnenter.

Et eksempel på trykksoneoppdeling er vist i figur 2.2. Tallene i parentes angir vannspeil提高ten ved null vannføring i ledningene (statisk trykklinjehvå).



Figur 2.2 Inndeling av forsyningsområde i trykksoner

### 2.1.1 Statisk trykk

Ved etablering av trykksoner må en ta utgangspunkt i trykkforholdene ved null vannforsyningen i alle ledninger. Dette kalles statisk trykk. Statisk trykk oppnås tilnærmet om natten når abonnentene bruker lite vann (se fig. 2.3.)

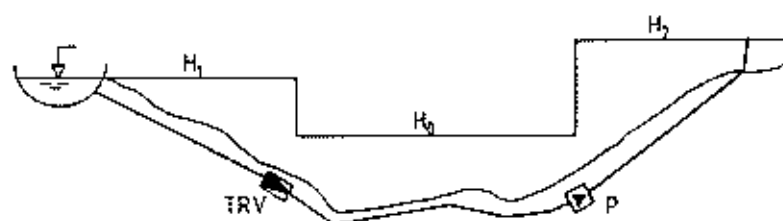


Fig. 2.3 Statisk trykknivå (flatt vannspeil)

Statisk trykk må alltid ligge innenfor grensene for akseptable trykk.

Med statisk trykklinjenivå forstås summen av stedskotehøyden og det statiske trykket.

### 2.1.2 Trykk under tapping

Fig. 2.4 viser trykkforholdene under tapping, der friksjonen i ledningsnett må tas med i betraktning. Det fremgår av figuren at dersom reduksjonsventilen (TRV) holder konstant utgangstrykk, påvirker ikke friksjonen i ledningen oppstrøms ventilen trykket nedstrøms ventilen.

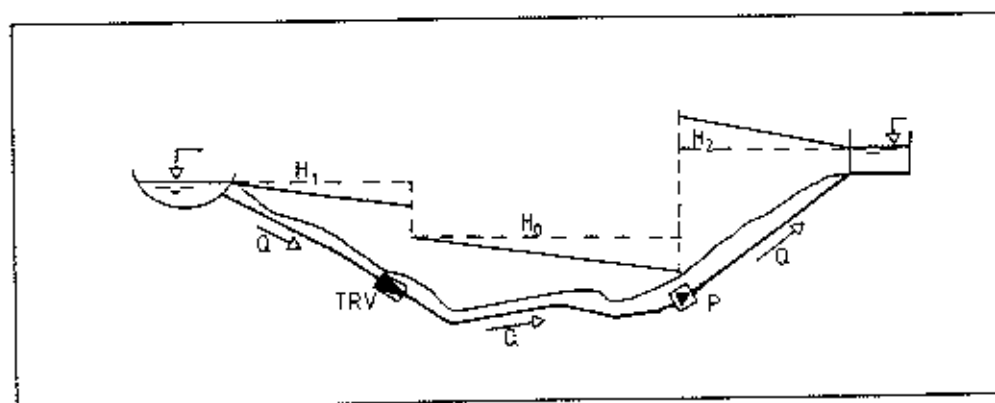


Fig. 2.4 Trykk under tapping

## 2.2 Krav til trykk i ledningsnett

Som beskrevet foran vil trykket i ledningsnett variere med forbruket. Maksimalt trykk eller tilnærmet statisk trykk vil en ha i perioder med lavt forbruk. Minimum trykk vil en ha ved maksimalt forbruk.

Trykksonene må deles inn slik at kravene til maksimalt trykk tilfredsstilles samtidig som en får tilfredsstillende trykk i hele nettet ved stort forbruk.

I "Normalreglementet for sanitæranlegg - Tekniske bestemmelser" heter det at maksimalt tillatt trykk etter hovedstengeventiler ikke skal overskride 60 mVS (6 bar). Ved høyere trykk anbefales innsatt reduksjonsventil. Denne trykkgrensen er i hovedsak vurdert ut fra forsikringsreglene vedrørende fare for vannlekkasje fra oppvaskmaskin som normalt står i rom uten gulvsluk. Når det gjelder varmtvannsbereder er disse utstyrt med egen sikkerhetsventil som normalt er stilt inn på 90 mVS.

Ut fra dette bør en i utgangspunktet tilstrebe å ikke ha høyere statisk trykk ved noe tappested enn 60 mVS. I praksis vil dette imidlertid være vanskelig å få til, særlig der en har store høydeforskjeller i forsyningsområdet og trykkreduksjonsventiler hos lavtliggende abonnenter i forsyningssonen blir da nødvendig.

Når det gjelder minimumstrykket vil forholdene i ugunstigste punkt i forsyningssonen ved maksimalt forbruk være dimensjonerende.

I områder med mye hagevanning vil en normalt ha en situasjon med maks forbruk i hagevanningsperioden. Generelt benyttes maksimalt timeforbruk i døgn med maksimalt forbruk som dimensjonerende vannføring. I tillegg vil en også måtte vurdere eventuell brannvannstapping. Om min. trykk skal tilfredsstilles i en situasjon med samtidig brannvannstapping og maksimalt forbruk for øvrig, må imidlertid vurderes i hvert enkelt tilfelle.

For å oppnå en normal kapasitet gjennom en vanlig tappekran og 2 greps blandebatteri, kreves et trykk inn på armaturen på minst 5 mVS (0,5 bar). Spesialarmatur, f.eks. ettgrepsbatterier og termostatbatterier og armatur for oppvaskmaskin og vaskemaskin, har behov for høyere trykk for å gi tilfredsstillende kapasitet og et trykkbehov på 10-30 mVS (1-3 bar) inn på slik armatur er ikke uvanlig. I kortere perioder kan en imidlertid akseptere noe lavere trykk enn dette.

Et minste trykk i dimensjonerende situasjon (maks. forbruk) inn på armaturen i vanlige boliger på 10-20 mVS, bør som regel være tilfredsstillende. Om tappetrykket i dimensjonerende situasjon settes til  $H_{\min}$  på ledningen i an boringen til en abonnent, må en da ha:

$$H_{\min} \geq H_f + H_g + H_a$$

$H_{\min}$  = Minst trykk på hovedledning ved an boring (mVS)

$H_f$  = friksjonstap og annet trykktap fra an boring og fram til aktuelt tappepunkt (mVS)

$H_g$  = nivåforskjell mellom an boring og tappepunktet (m)

$H_a$  = nødvendig trykk inn på armaturen i tappepunktet (mVS)

I normale boligfelt med lavhusbebyggelse vil et minimums tappetrykk på hovedledning på 20-30mVS være tilstrekkelig.

Klager på for lavt trykk i perioder med høyt forbruk er ikke uvanlig. Dette kan selvsagt ha sin årsak i for dårlig trykk på den kommunale ledningen. En må imidlertid ikke se bort fra at for små dimensjoner på stikkledning og husledning eller gjengroing og lekkasje på stikkledninger kan være hovedårsaken. Det er derfor viktig at en i slike situasjoner måler trykket på ledningen ved an boringen og ved et strategisk tappepunkt inn i huset slik at tapet mellom an boring og tappepunkt kan kartlegges ved normal tapping forøvrig i boligen.

Når det gjelder tap i det private ledningsanlegget, er det en tendens her til lands at rørleggeren dimensjonerer dette noe knapt, da en er vant til å ha høyt trykk på hovedledningen. Det er da viktig at nye anlegg dimensjoneres for mindre trykktap slik at de blir tilpasset en situasjon med lavere trykk.

Situasjonen med brannvannsforsyning må vurderes spesielt. Dette gjelder særlig om det er sprinkleranlegg i området. Ved vanlig brannvannstapping, fra brannventil er anbefalte krav til trykk ved forskjellige uttaksmengder gjengitt i tabell 2.1.

Tabell 2.1 Krav til trykk på vannledning ved uttak av brannvann fra en standard brannventil forutsatt bruk av brannpumpe /4/.

Vannføring gjennom brannvannsventil l/s	Min. anbefalt trykk på vannledningen mVS
6	10
12	15
18	25
24	35

Om det ikke benyttes brannpumper, er trykk-kravet vesentlig større (30-70 mVS ved brannvannsuttak 6-24 l/s).

Når det gjelder sprinkleranlegg, må disse undersøkes spesielt. Slike anlegg skal bygges i henhold til regler utarbeidet av skadeforsikringselskapene i Norge /5/. Krav til trykk og vannføring er avhengig av hvordan det enkelte anlegget er bygget opp og hvilken fareklasse objektet er klassifisert i og hvor stort utløserareal som kreves.

Fareklassene er inndelt i 3 hovedgrupper, L (lav), M (middels) og H (høy). For fareklasse L er krav til vannføring 3,75-7,5 l/s, og trykket ved sprinklerventilen skal minst være 33 mVS pluss høyden opp til høyeste sprinklerhode ( $H_g$ ). For fareklasse M er vannføringene 6,25-35 l/s og trykk-kravet 7-20 mVS pluss høydeforskjellen.

For H-anlegg er krav til vannføring 38-161 l/s. For slike anlegg er det satt krav til trykk på bestemte punkter i sprinklersystemet. Det blir for detaljert å komme inn på disse i denne sammenhengen, men trykkbehovet kan bli betydelig. Bruk av egne pumper kan da være aktuelt.

Når det gjelder sprinkleranlegg, vises det til litt. /5/ for mer detaljer. I tillegg er det gitt en oversikt over det viktigste i litt. /4/.

Når det gjelder dimensjonerende situasjon for brannvannstapping, skal en i prinsippet dimensjonere utfra brannvannstapping samtidig med maks forbruk for øvrig, dvs. maks. timeforbruk i maks. døgn. Dette er svært konservativt og i enkelte tilfeller kan det vurderes om en kan velge noe lavere øvrig forbruk, f.eks. maks forbruk i midlere døgn. Dette må imidlertid vurderes ut fra de lokale forholdene.

### 2.3 Trykksoner

For oppdeling av nettet i trykksoner må en ta hensyn til

- Høydeforskjeller i nettet
- Falltapet i ledningsnettet

Ut fra disse forholdene mener vi det kan legges opp til to alternativer for trykk mellom sonene

- Alternativ for flatt terreng med små høydeforskjeller (35 m sprang)

- Alternativ for bratt terreng med store høydeforskjeller (55 m sprang)

### 2.3.1 Trykksoner ved små høydeforskjeller

Tabell 2.2 viser trykksoneoppdeling ved flatt terreng og få trykksoner.

Tabell 2.2 Trykksoneoppdeling ved flatt terreng/små høydeforskjeller i forsyningsområdet (35 m sprang)

Trykksone		Statisk trykklinj nivå (kt)	Forsyningsområde (kt)	Statisk trykk (mVS)
Nr	Navn			
I	Lavtrykk	70	0-35	35-70
II	Mellomtrykk	105	35-70	35-70
III	Høytrykk	140	70-105	35-70

Minste statiske trykk er satt til 35 m i tabell 2.2. Dette innebærer at det er 5-10 m tillatt friksjonstap i sonen dersom min. tappetrykk settes til 25-30 m på anbringningen til abonnentene.

### 2.3.2 Store høydeforskjeller i forsyningsområde

Oppdelingen i tabell 2.3 er basert på ønsket om så stor forskjell i trykket mellom sonene som mulig. Denne oppdelingen innebærer at det aksepteres at de mest høytliggende hus har lavere tappetrykk enn 30 m pga. friksjonstapet i sonen og at de nederste hus i sonen har trykkreduksjonsventiler. Dette for å unngå urimelig mange trykksoner.

Tabell 2.3 Trykksoneoppdeling ved bratt terreng/store høydeforskjeller i forsyningsområdet (55 m sprang)

Trykksone		Statisk trykklinj nivå (kt)	Forsyningsområde (kt)	Statisk trykk (mVS)
Nr	Navn			
I	Lavtrykk	85	0-55	30-85
II	Mellomtrykk	140	55-110	30-85
III	Høytrykk	195	110-165	30-85
IV	Høytrykk	250	165-220	30-85
V	Høytrykk	305	220-275	30-85

Det er mulig å operere med statisk trykk på 110-120m i nettet i nedre deler av noen trykksoner. Slike høye trykk kan være nødvendig f.eks. på en pumpeledning til et høytliggende område, der abonnentene hovedsakelig er tilknyttet lengst oppe.

### 2.3.3 Behov for trykkreduksjon

Er trykket hos abonnentene høyere enn 90 m må det installeres reduksjonsventil for å hindre utblåsing på varmtvannsbeholderen.

Mange kommuner krever reduksjonsventil hos abonnentene når trykket overstiger 60 m. Begrunnelsen for dette er:

- Redusere slitasje på pakninger og armatur
- Redusere vannforbruk hos abonnentene
- Krav fra forsikringsselskapene om maks. trykk på 70 mVS dersom en skal få dekket vannskader i forbindelse med oppvaskmaskiner.

Ved trykk lavere enn 60 mVS, kan det også anbefales å montere reduksjonsventil for å avlaste det interne røropplegget og dermed redusere faren for lekkasjer ytterligere. Som regel vil et trykk på 30 mVS være mer enn tilstrekkelig.

## 2.4 Metoder for trykkreduksjon

Trykkreduksjon kan skje ved følgende type anlegg

- Reduksjonsbasseng
- Høydebasseng
- Reduksjonsventil på ledning

De to første er i prinsipp like og behandles under ett.

### 2.4.1 Trykkreduksjonsbasseng

Et trykkreduksjonsbasseng er i prinsipp som vist i fig. 2-6. Trykkreduksjonen skjer i en ventil som står plassert på tiløpsledningen til bassenget. Trykket på nedsiden av ventilen er lite eller lik atmosfæretrykket, avhengig av ventilens plassering:

- Lavere enn vannspeilet
- Høyere enn vannspeilet

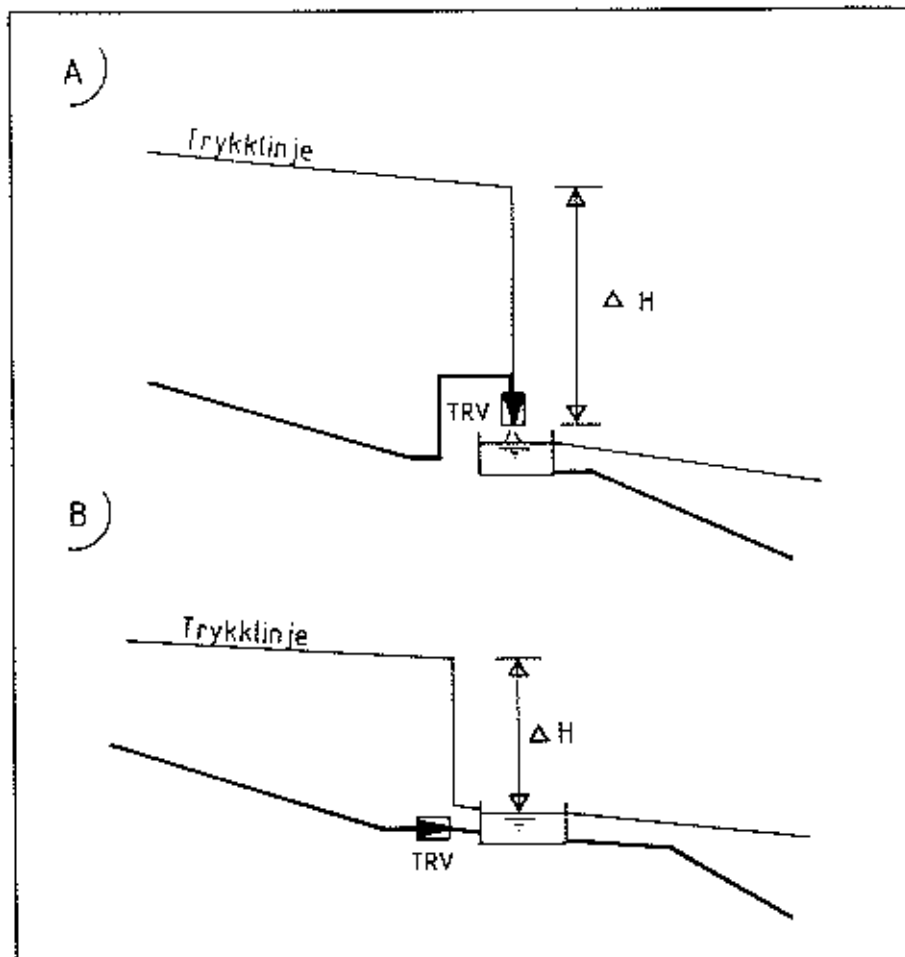


Fig. 2.5 Trykkreduksjonsbasseng med ventilen plassert høyere (A) eller lavere (B) enn vannflaten i bassenget. Trykket reduseres  $\Delta H$

Bassenget kan være relativt lite, der overflaten og volumet dimensjoneres ut fra krav til lukketid/åpningstid for reduksjonsventilen på innløpet. Bassenget kan ofte være kombinert med et høydebasseng for utjevning og sikkerhet for forsyningsområdet.

#### 2.4.2 Trykkreduksjonsventil på ledning

Fig. 2.6 viser prinsipp for trykkreduksjon med en ventil plassert på en ledning. Trykket på innløpssiden,  $H_1$ , kalles primærtrykket og trykket etter ventilen,  $H_2$ , kalles sekundærtrykket eller settetrykket. Ofte benyttes også betegnelsene inngangs- og utgangstrykk.

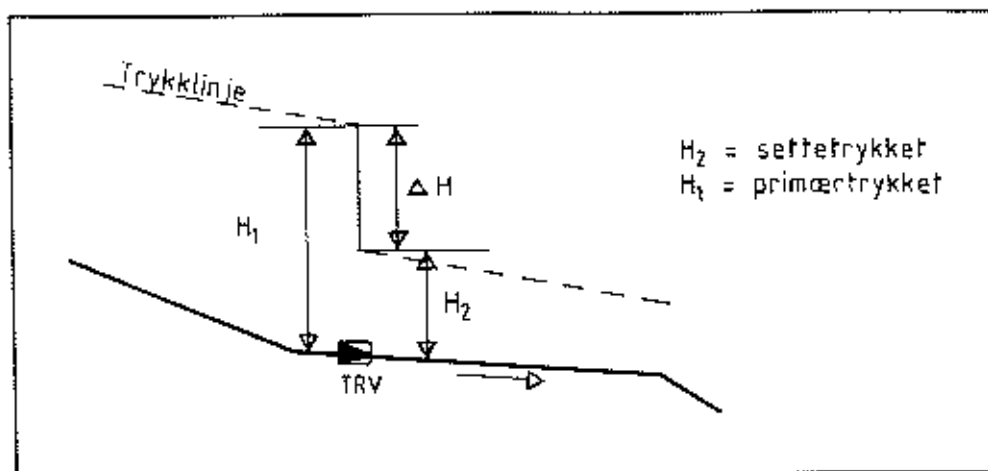


Fig. 2.6 Trykkreduksjonsventil (TRV) på ledning. Trykket reduseres  $\Delta H$

Forskjellen mellom de to trykkreduksjonsmåter er trykklinjens plassering i forhold til ventilen.

For et reduksjonsbasseng er trykket nedenfor ventilen svært lite, noe som innebærer at kavitasjon (koking) i ventilen skjer ved langt lavere trykkreduksjon enn i en ventil ute på en ledning. (Gjelder kun ventillplassering B, jfr. fig. 2.5). I en reduksjonsventil plassert på ledningen kan langt større trykkdifferanser tas uten fare for kavitasjon dersom nedstrømstrykket er stort nok.

## 4. STRØMNINGSFORHOLD I STRUPTE VENTILER

### 4.1. Problemstilling

Trykkreduksjon i ventiler skjer i hovedsak på følgende måte (se fig. 4.1):

1. Strømningsviersnittet reduseres slik at vannhastigheten øker. Det betyr at trykkenergien overføres til bevegelsesenergi (hastighetsenergi, kinetisk energi).
2. Deretter øker strømningsviersnittet brått, dvs. at vannhastigheten avtar. Ved brå tverrsnittøkninger klarer ikke det strømmende vannet å overføre all bevegelsesenergi til trykkenergi igjen. Dermed skjer det et energitap, dvs. trykket er blitt redusert. Energitalpet overføres til varmeenergi gjennom turbulensen i ventilen. Jo glattere strømmingen i ventilen er, desto mindre blir turbulensen og trykktapet over ventilen.

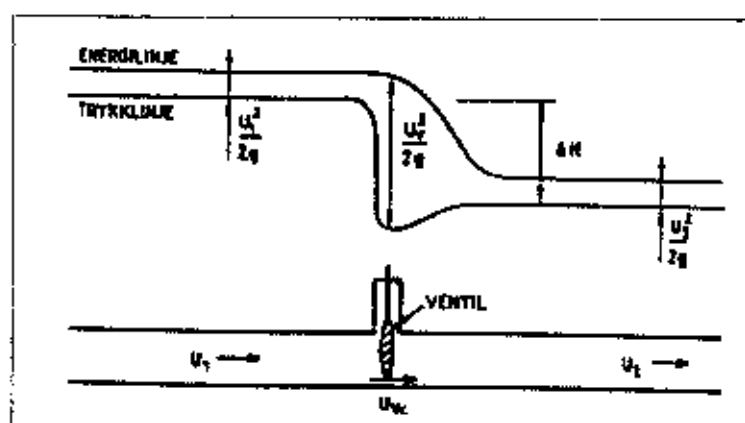


Fig. 4.1: Trykkforløpet i en strupet ventil  
Trykket reduseres  $\Delta H$  m vannsøyle

Bevegelsesenergien uttrykkes gjerne som hastighetshøyde. Ved en vannhastighet på  $U$  (m/s) er hastighetshøyden lik  $U^2/2g$ , der  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ . Hastighetshøyden har da enheten meter.

Den største vannhastigheten i ventilen har en der strømningsviersnittet er minst. Der dette skjer, kalles gjerne vena contracta og den tilhørende hastigheten  $U_{vc}$ . Av figur 4.1 ser en at

$$\Delta H < \frac{U_{vc}^2}{2g} \text{ eller } U_{vc} > \sqrt{2g \cdot \Delta H}$$

hvor

- $\Delta H$  = trykkreduksjon i m vannsøyle (mVS)  
 $g$  = tyngdens akselerasjon ( $9,8 \text{ m/s}^2$ )  
 $U_{vc}$  = hastighet gjennom den strupede åpningen i ventilen (m/s)

En  $\Delta H$  på f.eks. 20 m vannsøyle gir:

$$U_v \approx \sqrt{2g \cdot \Delta H} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 20} = 20 \text{ m/s}$$

Dersom vannhastigheten oppstrøms ventilen,  $U_1$  f.eks. er 0,5 m/s, betyr det at strømningsstverrsnittet i ventilen er mindre enn 1/40 av rørtverrsnittet.

Ut fra eksemplet foran kan en slutte følgende:

- For å oppnå de trykkreduksjoner som er vanlig i norske vannverk, 20-100 m vannsøyle, må en ha svært høye maksimale hastigheter gjennom ventilen (30-50 m/s).
- Strømningsstverrsnittet i ventilen må ofte være mindre enn 5 % av tverrsnittet til rørledningen.

Ved valg av trykkreduksjonsventil må følgende forhold kontrolleres:

- Trykktap/kapasitet
- Grensen for ustabil strømming (ventilen "jager")
- Grense for kavitasjon
- Grensen for sterk støy
- Hvor mye nedstrøms trykk varierer når vannføringen varierer (gjelder for ventiler installert i en ledning).

Disse forholdene er kommentert i kapittel 4.2 - 4.5. Det siste punktet, variasjon av nedstrømstrykk med vannføringen, er beskrevet i kapittel 6.

## 4.2 Trykktap

Trykktapet  $\Delta H$  over en ventil kan skrives

$$\Delta H = \zeta \times \frac{U_{DN}^2}{2g} \quad (4.1)$$

hvor

$\Delta H$  = trykktapet (mVS)

$\zeta$  = trykktapskoeffisient

$U_{DN}$  = nominell vannhastighet, dvs. hastigheten omregnet til nominelt areal (m/s)

Hastigheten  $U_{DN}$  kan da beregnes av:

$$U_{DN} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad (4.2)$$

$Q$  = vannføring (m<sup>3</sup>/s)

$D$  = nominell diameter (m)

$g$  = tyngdens akselerasjon (9,8 m/s<sup>2</sup>)

Ved et gitt trykktap over ventilen finnes da ventilens kapasitet ved å kombinere likn. 4.1 og 4.2:

$$Q = \pi \cdot D^2 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \Delta H}{8 \cdot \zeta}}$$

Trykktapskoeffisienten for en ventil bestemmes ved testing av ventilen i laboratorium under standard betingelser. Den vil variere fra ventiltipe til ventiltipe og ventilens åpningsgrad, men vil være uavhengig av nominell diameter (innen normale dimensjonsområder for ventiler).

Fig. 4.2 viser et eksempel på trykktapskoeffisient  $\zeta$  som funksjon av åpningsgraden for en nåleventil med forskjellige utførelser. Åpningsgraden er her angitt som prosent dreining av drivaksen til ventilen.

Bruken av figur 4.2 kan illustreres med et eksempel:

Gitt:

Nominell diameter  $D = 200 \text{ mm}$

Nåleventil i normal utførelse

Åpningsgrad 30 %

Vannføring  $Q = 60 \text{ l/s} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$

Trykktapet  $\Delta H$  over ventilen skal bestemmes

$$\text{Likn. 4.2: } U_{DN} = \frac{0,06}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} = 1,91 \text{ m/s}$$

Av figur 4.2:  $\zeta = 120$

$$\text{Likn. 4.1: } \Delta H = 120 \cdot \frac{1,91^2}{2 \cdot 9,8} = 22,3 \text{ mVS}$$

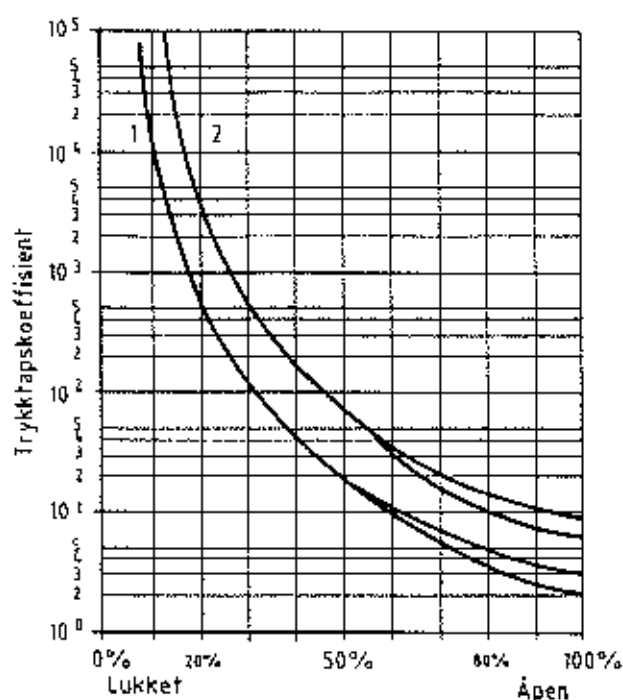


Fig. 4.2 Eksempel på trykktapskoeffisient  $\zeta$  som funksjon av åpningsgrad (%) 171  
 Nåleventil type Erhard  
 1. Normal utførelse  
 2. Med slissesylinder

Det er blitt mer og mer vanlig å angi trykktapet i henhold til den internasjonale standarden IEC 534.1, 1976 (Industrial-Process Control Valves, Part 1: General Considerations).

For en væske med egenvekt  $\rho$  er her kapasiteten gitt ved vannføringskapasiteten  $K_v$ :

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p} \cdot \frac{\rho}{\rho_w}} \quad (4.4)$$

der

- $K_v$  = vannføringskoeffisienten ( $m^3/time$ )
- $\Delta p$  = trykktapet over ventilen (bar)
- $\Delta p_0$  = 1 bar trykktap over ventilen  
 1 bar = 100 kPa = 10,2 mVS
- $\rho$  = egenvekten i væsken ( $kg/m^3$ )
- $\rho_w$  = egenvekten til rent vann = 1000  $kg/m^3$

For ferskvann forenkles da formelen for  $K_v$  til:

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \quad (4.5)$$

Av dette ser en at  $K_v$  angir kapasiteten til ventilen direkte i  $m^3/time$  ved et trykktap på 1 bar over ventilen (dvs.  $\Delta p = 1$  bar).

Ved en gitt vannføring blir trykktapet over ventilen:

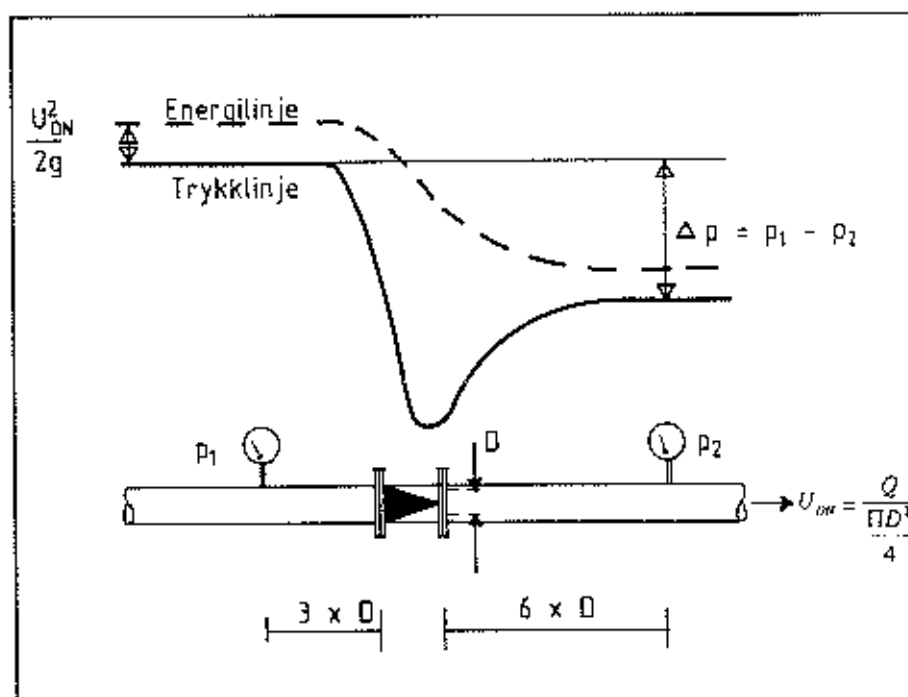
$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \left( \frac{Q}{K_v} \right)^2 \quad (4.6)$$

Ved et gitt trykktap blir vannføringen gjennom ventilen:

$$Q = K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}} \quad (4.7)$$

Enhetene for likning 4.5 - 4.7 er som for likning 4.4. For alle likningene gjelder imidlertid at en egentlig står fritt med hensyn til valg av enhet for trykket bare en velger samme enhet for  $\Delta p$  og  $\Delta p_0$ . Velges f.eks. mVS, settes  $\Delta p_0$  lik 10,2 mVS.

$K_v$  bestemmes ved testing av ventilen på ledning med samme nominelle diameter ( $D$ ) som ventilen under standard betingelser. Trykktapet over ventilen  $\Delta p$  måles som trykkløstet mellom trykket på ledningen en avstand  $2 \times D$  oppstrøms ventilen og  $6 \times D$  nedstrøms. Dette for at ventilen ikke skal påvirke strømmingen i målepunktene. Dette sikrer at hastighetshøyden i målepunktene er på et minimum, dvs. lik  $U^2/2g$ , der  $U$  er den nominelle hastigheten som vist på figur 4.3, og at strømmingen har stabilisert seg.



Figur 4.3 Måling av trykktapet over en trykkreduksjon iflg. IEC-standard 161. Trykkforløpet over ventilen er angitt skjematisk.  $D$  = Nominell diameter

$K_v$  vil både være en funksjon av åpningsgraden til ventilen og ventilens diameter. .

Figur 4.4 viser et eksempel på  $K_v$ -verdien som funksjon av åpningsgraden for en nåleventil med slissesylinder for forskjellige dimensjoner

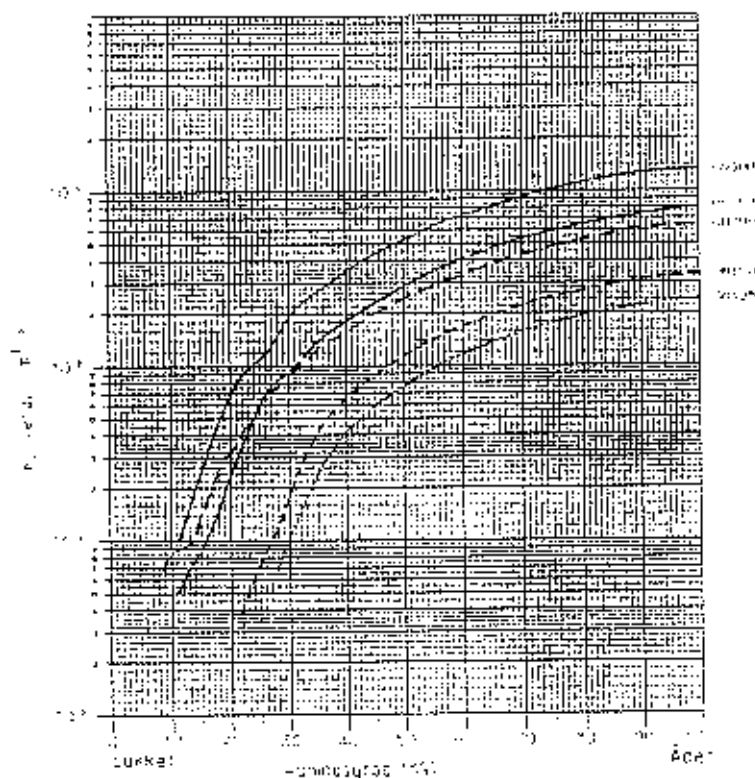


Fig. 4.4 Eksempel på  $K_v$ -verdi som funksjon av åpningsgrad  
Erhard nåleventil med slissesylinder 181

Den relative  $K_v$ -verdien for en ventil,  $r$ , er gitt av:

$$r = \frac{K_v}{K_{vmax}} \cdot 100\% \quad (4.8)$$

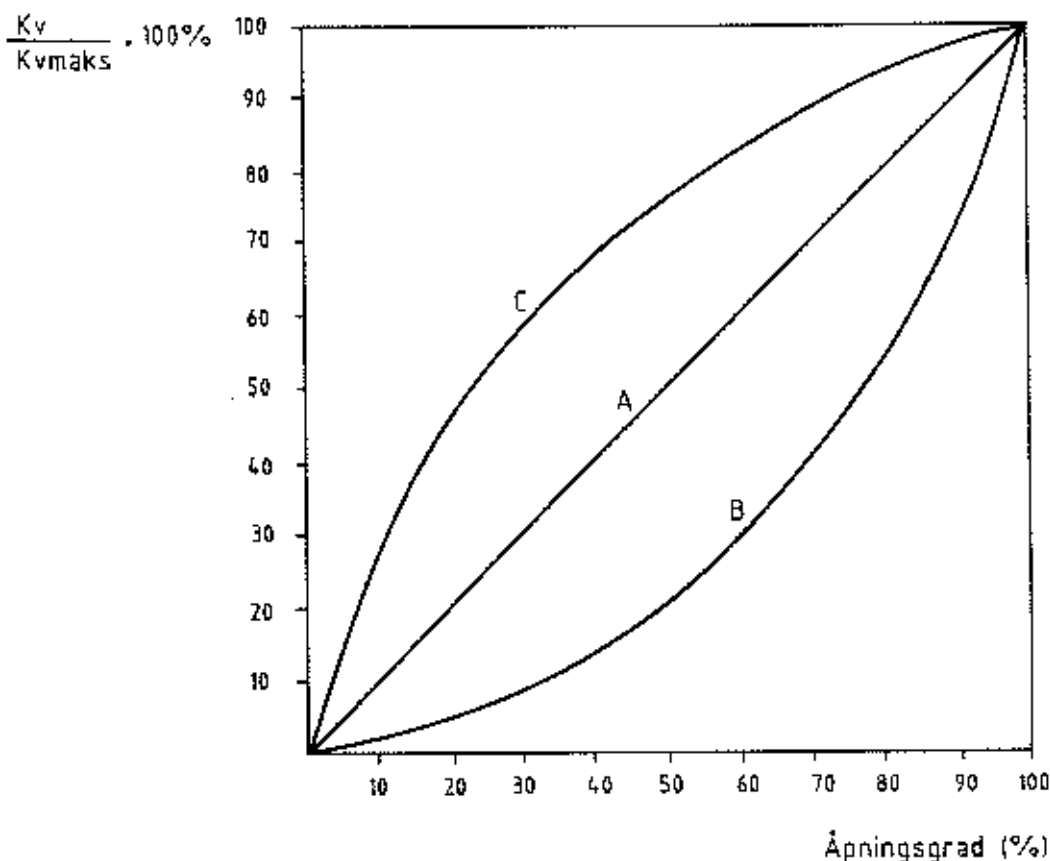
der

$K_v$  =  $K_v$ -verdien ved aktuell åpningsgrad ( $m^3/time$ )

$K_{vmax}$  =  $K_v$ -verdien ved helt åpen ventil ( $m^3/time$ )

For samme ventil er  $r$  tilnærmet uavhengig av ventildimensjonen. En del leverandører angir da den relative  $K_v$ -verdien som funksjon av åpningsgraden samt  $K_{vmax}$ -verdien for de enkelte dimensjonene.  $K_v$ -verdien for den aktuelle ventildimensjonen som funksjon av åpningsgraden, kan da beregnes ut fra dette. (Det gjøres oppmerksom på at leverandørene i sine brosjyrer ofte skriver  $K_v$  når de mener  $K_{vmax}$ ). Om  $K_{vmax}$ -verdien ikke oppgis direkte, kan dette bestemmes ut fra vannføringsdiagram for ventilen. Slike diagram angir trykktapet over ventilen som funksjon av vannføringen gjennom ventilen for helt åpen ventil. Vannføringen i  $m^3/h$  ved trykktap 1 bar er da lik  $K_{vmax}$  for den aktuelle dimensjonen.

Kurven som viser den relative  $K_v$ -verdien som funksjon av åpningsgraden, kalles gjerne ventilkarakteristikken. Figur 4.5 viser typiske ventilkarakteristikker som funksjon av åpningsgraden.



Figur 4.5 Forskjellige typiske ventilkarakteristikker

Karakteristikk A på figur 4.5 kalles lineær karakteristikk. Det betyr at den relative  $K_v$ -verdien øker lineært med åpningsgraden. Det vil si at vannføringen gjennom ventilen er proporsjonal med ventilåpningen ved konstant trykkreduksjon over ventilen. Dette vil gi en enkel regulering av ventilen.

Karakteristikk B gir en ventil som er lite følsom ved små åpningsgrader i det  $K_v$ -faktoren økes mindre enn åpningsgraden opp til en viss åpning. Dette gir en ventil som regulerer bra ved små vannføringer og som ikke behøver å strupes så mye ved små vannføringer. Ventilen gir også rask respons ved bevegelse fra helt åpen stilling, dvs. at en relativ liten endring av åpningsgraden fra helt åpen gir stor reduksjon i vannføringen eller stor reduksjon i trykket. (Karakteristikk B kalles ofte på engelsk «equal percentage»).

Ventil C har en motsatt karakteristikk av B. Den gir rask respons ved åpning fra lukket stilling. Egner seg dårlig som trykkreduksjonsventil.

Det gjøres oppmerksom på at åpningsgraden ikke er et entydig grep fra ventiltipe til ventiltipe, f.eks. kan en åpningsgraden for en seteventil være angitt som avstanden mellom lukkeorganet (pluggen) og sete i prosent av avstanden ved helt åpen ventil.

For en membranventil kan åpningsgraden være den relative oppfyllingen av kontrollvolumet bak membranen i forhold til når dette er helt fullt ved lukket ventil.

For sluseventiler er åpningsgraden som regel gitt som den relative spindelbevegelsen, og ved dreispjeldventiler som den relative dreiningen av spjeldet.

For nåleventiler kan åpningsgraden være angitt som den relative bevegelsen til "nålen" eller som den relative dreiningen av akslen som driver ventilen. Full åpning kan da tilsvare en dreining på f.eks.  $80^\circ$  av akslen fra stengt posisjon.

Det er svært sjelden (tilnærmet aldri) at åpningsgraden angir strømningsarealet gjennom ventilen i forhold til arealet ved helt åpen ventil.

Sammenhengen (tilnærmet) mellom  $K_v$  i  $\text{m}^3/\text{h}$  og  $\zeta$  for vann med egenvekt  $1000 \text{ kg/m}^3$  er gitt av likning 4.9:

$$K_v = \frac{40.000 \cdot D^2}{\sqrt{\zeta}} \quad (4.9)$$

der

$D$  = Nominell diameter (m)

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

Når trykktapet angis i amerikanske enheter, brukes  $C_v$  (US gal/min) istedenfor  $K_v$  ( $\text{m}^3/\text{time}$ )

$$K_v = 0,86 C_v \quad (4.10)$$

Bruken av figur 4.4 skal illustreres med et eksempel:

En nåleventil skal bygges inn i nettet. Innløpstrykket vil være 100 mVS ved maks. vannføring  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$  og 110 mVS ved min. vannføring på  $250 \text{ m}^3/\text{h}$ . Utløpstrykket skal være konstant 40 mVS. Dette gir et trykktap over ventilen på henholdsvis 60 og 70 mVS eller 6 og 7 bar.

Ved dimensjonering bør en normalt bruke så liten ventil som mulig. En bestemmer først den minste ventilen som slipper gjennom maks. vannføring ved full åpning og tilgjengelig trykktap.

Av figur 4.4 ser en at DN150 ventil har  $K_v = 340$  og DN200 ventil  $K_v = 650$  ved fullt åpne ventiler. Ved  $Q_{\text{maks}} = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$  har en da iflg. likningen 4.6 følgende trykktap over ventilene:

$$\text{DN150 : } \Delta p = 1 \cdot \left( \frac{1200}{340} \right)^2 = 12,5 \text{ bar} = 125 \text{ mVs}$$

$$\text{DN200 : } \Delta p = 1 \cdot \left( \frac{1200}{650} \right)^2 = 3,4 \text{ bar} = 34 \text{ mVs}$$

Da disponibelt trykktap over ventilen ved 1200 m<sup>3</sup>/h er 60 mVS, ser en at DN150 ventil blir for liten og en må da følgelig velge DN200.

Reguleringsområdet for denne ventilen ved ønsket trykktap over ventilen må så kontrolleres.

$$Q = 1200 \text{ m}^3/\text{h gir } K_v = 1200 \cdot \sqrt{\frac{1}{6}} = 490 \text{ og åpningsgrad 75 \% iflg. figur 4.4.}$$

$$Q = 250 \text{ m}^3/\text{h gir } K_v = 250 \cdot \sqrt{\frac{1}{7}} = 94 \text{ og åpningsgrad 30 \%}$$

Dvs. at ventilen vil regulere mellom 30 og 75 % og passer følgelig godt til formålet.

### 4.3 Ustabil strømning

Ustabil strømning forekommer hovedsakelig ved:

- Ventiler med bevegelig "stenge-enhet" som f.eks. stempel eller lignende (dette gjelder ventiler som skal holde et bestemt nedstrøms trykk i en rørledning).
- Vannføringer som er små i forhold til den største tillatte vannføring.

Under slike forhold vil stenge-enheten kunne bevege seg betydelig (ventilen "jager"). Ventilen vil da ikke kunne holde et stabilt utgangstrykk.

Figur 4.6 viser et eksempel på grensen for ustabil strømning. Av figuren ser en at en får ustabil strømning ved små vannføringer når trykkreduksjonen over ventilen er større enn en viss verdi ( $P_{1c} - P_2$ ) og at problemene øker ved økende trykkreduksjon over denne verdien.

Problemet med ustabil strømning løses ved å redusere størrelsen på ventilen.

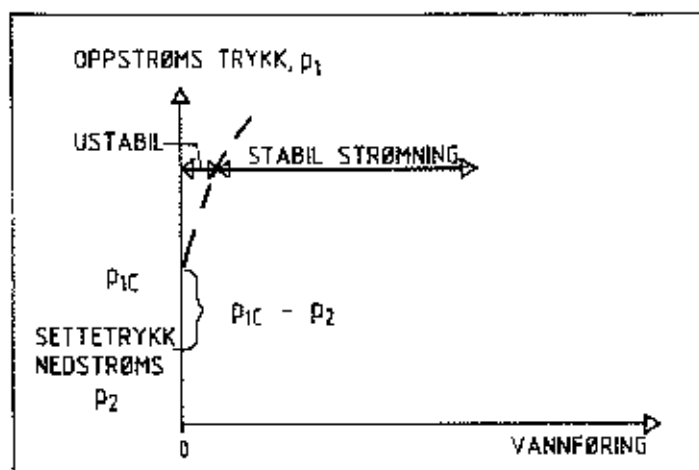


Fig. 4.6: Eksempel på kurve som viser grensen for stabil strømning. Endres nedstrøms settetrykk, vil også grensen for stabil strømning flytte seg.

## 4.4 Kavitasjon

### 4.4.1 Teori

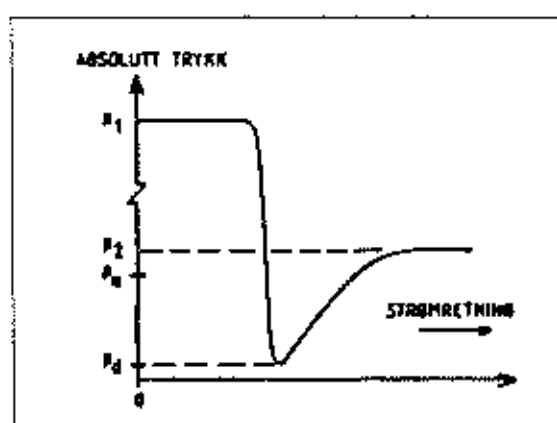
Kavitasjon har med vannets kokepunkt eller damptrykk å gjøre. Vannets damptrykk avtar med temperaturen og vannet koker, dvs. fordampes, ved en gitt temperatur når trykket er lik vannets damptrykk ved denne temperaturen. Dette gjelder alle væsker og ikke bare vann.

Vannets damptrykk ved forskjellige temperaturer går fram av tabell 4.1. Damptrykket er angitt i forhold til vakuum, dvs. som absolutt trykk. Av tabellen ser en at vannet som kjent koker ved 100 °C ved et trykk på ca. 1 bar. Ved lave temperaturer er damptrykket svært lavt, f.eks. ved 10 °C må trykket helt ned til 0,0123 bar eller 0,13 mVS, dvs. nesten ned til vakuum før vann koker. Ved struping av en ventil er det imidlertid ikke uvanlig at trykket i ventilen kan bli så lavt.

Tabell 4.1 Vannets damptrykk  
1) 1 bar = 1,02 kp/cm<sup>2</sup> = 10,2 mVS

Temperatur °C	Damptrykk (P <sub>v</sub> )		
	Bar	kp/cm <sup>2</sup> 1)	mVS 1)
0,01	0,00061	0,0062	0,062
5	0,087	0,0089	0,089
10	0,0123	0,0125	0,13
15	0,0170	0,0173	0,17
20	0,0234	0,0239	0,24
40	0,0737	0,0752	0,75
60	0,1991	0,2031	2,03
80	0,4736	0,4831	4,83
100	1,0132	1,0335	10,3
120	1,9853	2,0250	20,3
140	3,6136	3,6859	36,7

Figur 4.1 foran i dette kapitlet viser et typisk trykkforløp i en strupet ventil. Jo større hastigheten i ventilen er, desto lavere blir minimumstrykket. I figur 4.7 er minimumstrykket gitt som absolutt trykk, falt til vannets damptrykk ved den opp tredende temperaturen. Dette er det laveste trykket vannet kan ha og det vil danne seg dampbobler i ventilen (vannet koker) som vil bli ført med strømmen videre.



Figur 4.7 Trykkforhold i en ventil med kavitasjon

- $p_1$  = trykk oppstrøms ventilen (absolutt trykk)
- $p_2$  = trykk nedstrøms ventilen (absolutt trykk)
- $p_a$  = atmosfæretrykk
- $p_d$  = vannets damptrykk (ved 10°C ca. 0,35 m vannsøyle)

Nedstrøms ventilen vil trykket stige da hastigheten avtar og hastighetsenergien vil gjøres om til trykkenergi og varme. Denne trykkstigningen gjør at dampboblene klapper sammen (imploderer). Dette skjer meget hurtig og medfører enorme lokale trykkøkninger i små punkter under sammenklappingen (flere tusen bar!) Dette fenomenet kalles kavitasjon.

Skjer sammenklappingen i kontakt med gods enten på ventilen eller mot rørveggen nedstrøms, vil dette lett medføre store skader ved at materialet eroderes (kavitasjonstøring). Hvor fort ødeleggende skader oppstår er avhengig av ventilutforming og strømningsforholdene nedstrøms. Noen ventiler vil ødelegges raskt (uker/måneder) mens andre tåler kavitasjon bedre ved at de hydraulisk er utformet slik at sammenklappingen i hovedsak skjer i sentrum av vannstrømmen. Slike ventiler kan da tåle sterk kavitasjon i flere år. Kavitasjonen reduseres også om det er økt strømningsareal der dampboblene kollapser. Dette er f.eks. tilfelle ved utstrømning direkte inn i et basseng.

Kavitasjon medfører sterk støy og vibrasjoner, som øker på fra begynnende kavitasjon til fullt utviklet kavitasjon. Støyen er svært karakteristisk med en knitrende lyd som om det blir ført grus gjennom ventilen. Kavitasjonen er også et velkjent fenomen i forbindelse med pumper med lavt tilløpstrykk.

Kavitasjon vil også virke inn på kapasiteten til ventilen. Dette er vist på figur 4.8, som viser kapasiteten til en fullt åpen ventil som funksjon av kvadratroten av trykktapet  $\Delta p$  over ventilen. Økes trykktapet ved å øke det oppstrøms trykket, vil vannføringen øke iflg likn. 4.6 opp til start kavitasjon.

Om trykkene regnes i bar og  $\Delta p_0$  i likning 4.6 er lik 1 bar, vil denne formelen forenkles til:

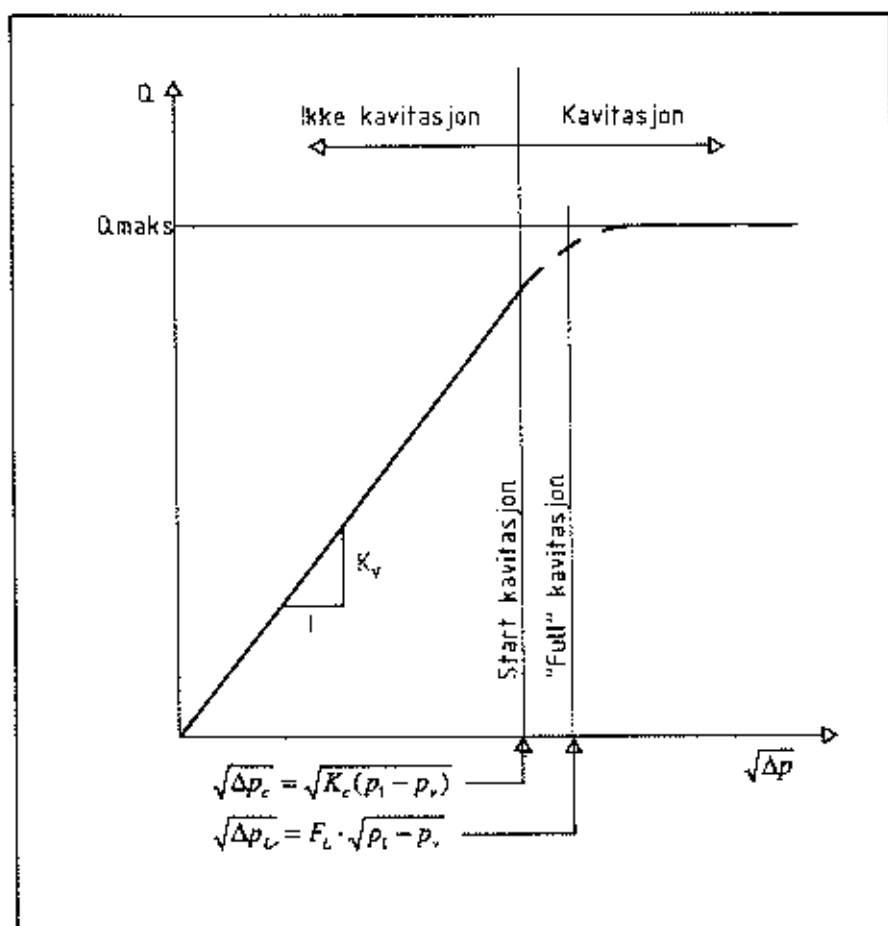
$$Q = K_v \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (4.12)$$

der

- $Q$  = vannføringen ( $\text{m}^3/\text{h}$ )  
 $K_v$  = vannføringskoeffisienten for ventilen  
 $\Delta p$  = trykktapet over ventilen (bar)  
 $\Delta p = P_1 - P_2$

der

- $p_1$  = oppstrøms trykk, absolutt (bar)  
 $p_2$  = nedstrøms trykk, absolutt (bar)



Figur 4.8 Kapasitet,  $Q$ , som funksjon av kvadratroten av trykktapet,  $\Delta p$  over ventilen, ved konstant oppstrøms trykk,  $p_1$  (absolutt) og konstant damptrykk,  $p_v$ .

På figur 4.8 ser en at  $Q$  øker lineært med  $\sqrt{\Delta p}$  opp til start kavitasjon.

Etter start kavitasjon vil ikke vannføringen øke så mye ved økende  $\Delta p$  og ved fullt utviklet kavitasjon vil en ikke få økt vannføringen gjennom ventilen uansett hvor mye  $p_1$  og dermed  $\Delta p$

øker. Ved fullt utviklet kavitasjon kan en også få en tilstand som går under betegnelsen «flashing», der all væske permanent forvandles til dam på nedstrømsiden.

Ventilen testes på denne måten i benk under standard betingelser for å bestemme de dimensjonsløse kavitasjonsfaktorene  $K_C$  og  $F_L$  ( $F_L$  benyttes i ISA-standard og tilsvarer  $C_f$  i amerikansk standard).  $K_C$  kalles koeffisienten for start kavitasjon og defineres ut fra:

$$\sqrt{\Delta p_C} = \sqrt{K_C(p_1 - p_v)} \quad (4.13)$$

dvs.

$$\Delta p_C = K_C \cdot (p_1 - p_v) \quad (4.14)$$

eller

$$K_C = \frac{\Delta p_C}{p_1 - p_v} \quad (4.15)$$

$F_L$  kalles trykkgjenvinningskoeffisienten og defineres ut fra

$$\sqrt{\Delta p_L} = F_L \cdot \sqrt{p_1 - p_v} \quad (4.16)$$

dvs.

$$\Delta p_L = F_L^2 \cdot (p_1 - p_v) \quad (4.17)$$

eller

$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta p_L}{p_1 - p_v}} \quad (4.18)$$

der

$\Delta p_C$  = trykkreduksjon ved start kavitasjon

$\Delta p_L$  = trykkreduksjon ved fullt utviklet kavitasjon som definert på figur 4.8

$p_1$  = oppstrøms trykk, absolutt

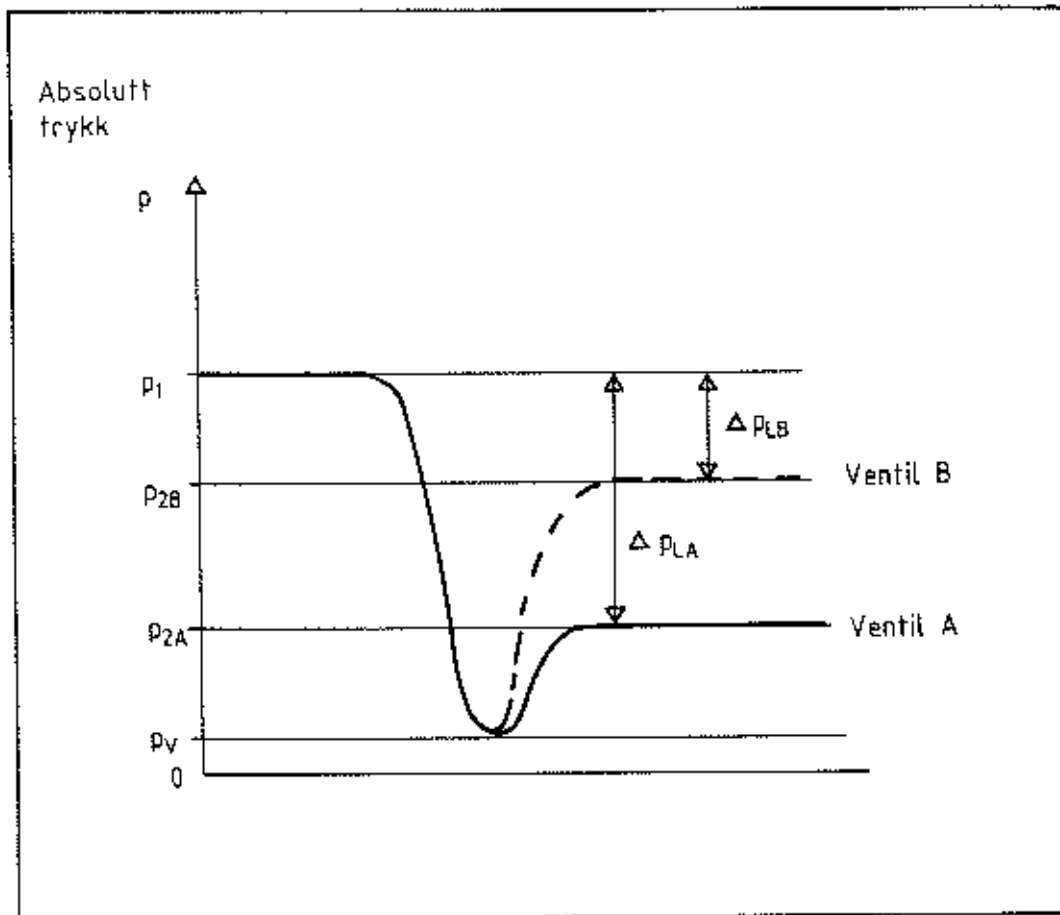
$p_v$  = damptrykket

Da  $F_L$  og  $K_C$  er dimensjonsløse kan en velge benevnning for trykket som en vil i likn. 4.15 og 4.18.

Trykkreduksjonen over en ventil kan aldri bli større enn  $p_1 - p_v$ . Dette medfører at  $K_C \leq 1$  og  $F_L \leq 1$ . En ser også at jo større  $F_L$  (og  $K_C$ ) er, jo større trykkreduksjon kan ventilen ta før kavitasjon.

Trykkgjenvinningskoeffisienten er et uttrykk for hvor stor andel av hastighetsenergien der denne er på det største i ventilen (i "vena contracta"), som gjenvinnes til trykkenergi. Dette ser

en av figur 4.9 som viser trykktapet over to forskjellige ventiler, med samme oppstrøms trykk, der en har nådd full kavitasjon.



Figur 4.9 Trykktapet ved full kavitasjon over to ventiler med forskjellige  $F_L$ -faktorer

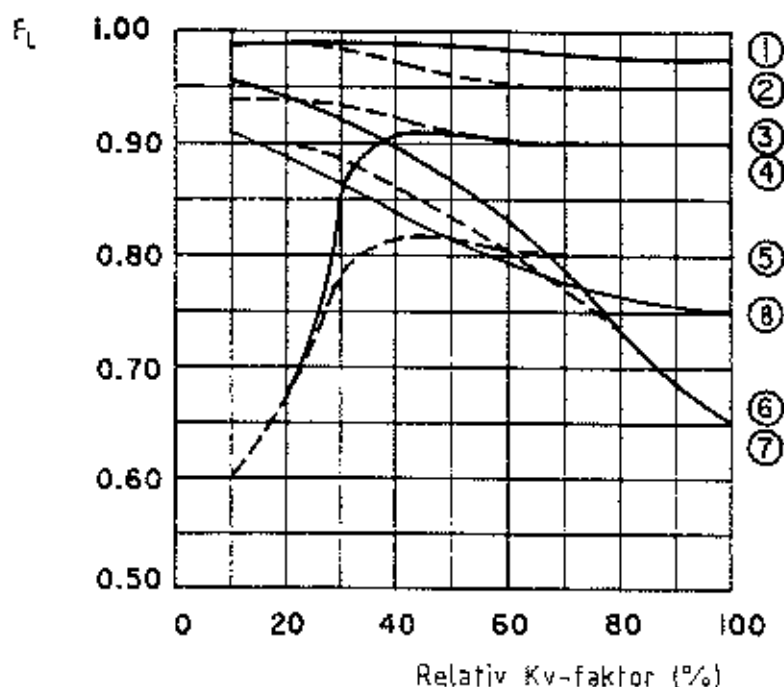
Ut fra likning 4.18 og figur 4.9 ser en at ventil A har større  $F_L$ -faktor enn ventil B. Ventil A tåler da større trykkreduksjon enn ventil B ved samme trykk oppstrøms før kavitering.

En ser også av dette at jo større trykkgjenvinningsfaktor,  $F_L$ , desto mindre trykkgjenvinning i ventilen. Trykktapet over ventilen skyldes tap pga. turbulens etc. Av dette følger at jo bedre strømningsmessig en ventil er utformet, jo glattere den er, desto mindre er trykktapet og  $F_L$ -faktoren.

Verdien for  $F_L$  (event.  $C_c$ ) er ofte oppgitt i ventilspesifikasjonen. Noen ganger er også verdien for  $K_c$  oppgitt.

Både  $F_L$  og  $K_C$  er avhengig av ventilens åpningsgrad. Normalt avtar de ved økende åpningsgrad, dvs. at de største verdiene opptrer mot lukking. Dette betyr at ventilen tåler større trykkreduksjon før kavitasjon når den strupes enn når den er mer åpen.

Figur 4.10 viser eksempler på  $F_L$ -faktoren for noen ventiler. I stedet for åpningsgraden er den relative  $K_V$ -faktor angitt.  $K_V$  lik 100 % betyr da helt åpen ventil (se likn. 4.8).



- 1,2,4,5:     Seteventiler  
 3:           Seteventil med perforert innløpssylinder rundt sete  
 8:           Seteventil med strømlinjeformet lukkeorgan  
 6,7          Spjeldventiler (6 med eksentrisk spjeld)

Fig. 4.10  $F_L$ -faktor for noen ventiler fra Masoneilan [9]

Når det gjelder faktoren for start kavitasjon  $K_C$  (likn. 4.15) har en følgende forhold mellom  $\Delta p_C$  og  $\Delta p_L$  for de fleste ventiler [9].

$$\frac{\Delta p_C}{\Delta p_L} = \frac{K_C}{F_L^2} = 0,7 - 0,8$$

Normalt har en at dette forholdet er høyere jo bedre kavitasjonsegenskaper ventilen har. Av likning 4.14 og 4.17 ser en da at en har start kavitasjon for en trykkreduksjon over disse ventilene på 70-80 % av trykkreduksjonen ved fullt utviklet kavitasjon. Dette kan illustreres med et eksempel:

### Eksempel

For en ventil har en:

$$F_L = 0,8$$

$$K_c = 0,5$$

Damptrykket er svært lite i forhold til de andre trykkene og kan i praksis settes lik null, dvs.  $p_v = 0$  i likn. 4.14 og 4.17.

I følge likning 4.17 har en da fullt utviklet kavitasjon ved en trykkreduksjon lik:

$$\Delta p_L = 0,8^2 \cdot p_1 = 0,64 p_1$$

der

$p_1$  = det absolutte trykket oppstrøms, dvs. vanntrykket pluss atmosfæretrykket.

Dvs. at en har fullt utviklet kavitasjon ved en trykkreduksjon på 64 % av  $p_1$ .

I flg. likning 4.14 har en start kavitasjon ved en trykkreduksjon lik:

$$\Delta p_c = 0,5 \cdot p_1$$

Dvs. at en har start kavitasjon ved en trykkreduksjon på 50 % av  $p_1$ .

Videre har en

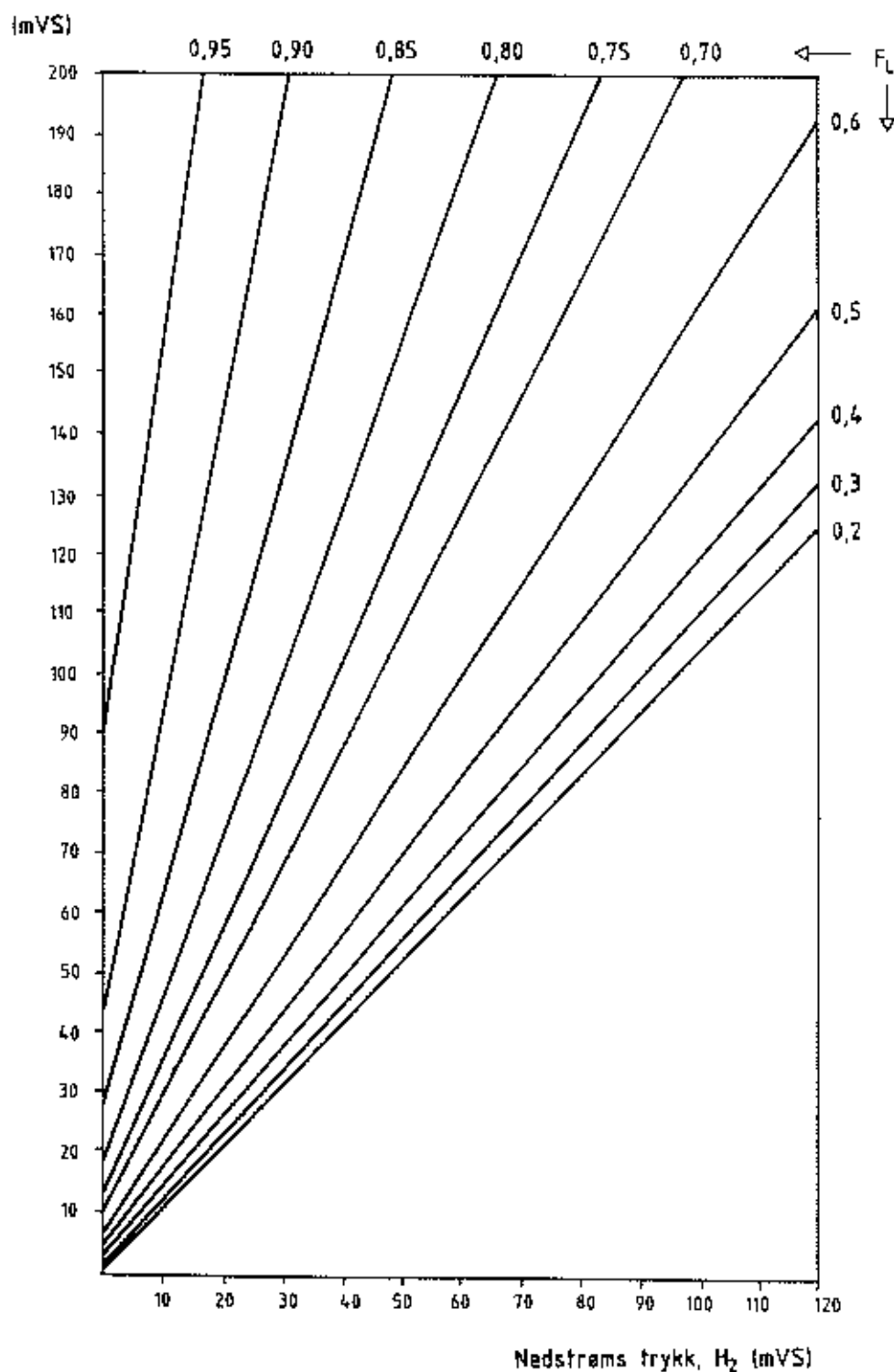
$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_L} = \frac{K_c}{F_L^2} = \frac{0,5}{0,8^2} = 0,78, \text{ dvs } \Delta p_c = 0,78 \Delta p_L$$

Om oppstrøms vanntrykk i ledningen (relativt) er 100 mVS, blir  $p_1 = 100 + 10 = 110$  mVS om atmosfæretrykket er 10 mVS. En har da start kavitasjon ved en trykkreduksjon på  $0,5 \cdot 110 = 55$  mVS over ventilen og fullt utviklet kavitasjon ved en reduksjon på  $0,64 \cdot 110 = 70$  mVS.

På figur 4.11 og 4.12 er oppstrøms trykk ved full kavitasjon som funksjon av nedstrøms trykk beregnet for forskjellige verdier av  $F_L$  ved hjelp av formel 4.17. Trykkene er angitt som absolutte trykk i mVS, og det er benyttet symbolet H istedenfor p for trykket. For øvrig er atmosfæretrykket satt til 10 mVS og damptrykket er satt lik null.

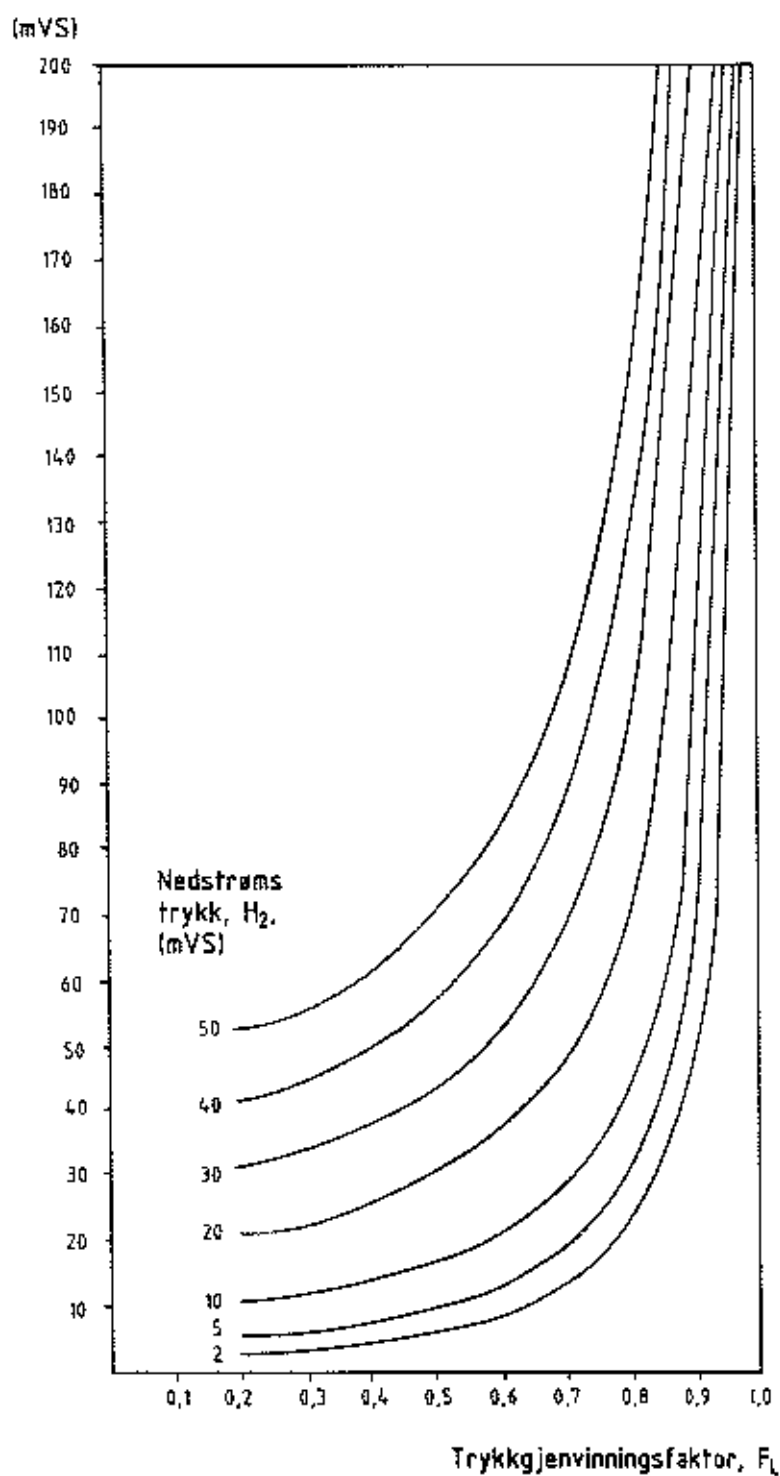
Start kavitasjon vil en, som nevnt, normalt ha ved en trykkreduksjon på 70-80 % av trykkreduksjonen ved fullt utviklet kavitasjon. Noe kavitasjonsstøy kan en imidlertid få ved vesentlig lavere reduksjon enn dette for enkelte ventiler (jfr. fig. 4.16).

Oppstrøms trykk,  $H_1$ , ved  
nådd full kavitasjon



Figur 4.11 Oppstrøms trykk ( $H_1$ ) ved akkurat nådd full kavitasjon som funksjon av trykkgjenvinningsfaktor ( $F_L$ ) og nedstrøms trykk ( $H_2$ ). Oppstrøms trykk over kurvene gir full kavitasjon

Oppstrøms trykk,  $H_1$ , ved  
nådd full kavitasjon



Figur 4.12 Oppstrøms trykk ( $H_1$ ) ved akkurat nådd full kavitasjon som funksjon av trykkjenvinningsfaktor ( $F_L$ ) og nedstrøms trykk ( $p_2$ ). Oppstrøms trykk over kurvene gir full kavitasjon

Noen leverandører oppgir kavitasjonstallet,  $\sigma$ , for sine ventiler i stedet for  $F_L$ .

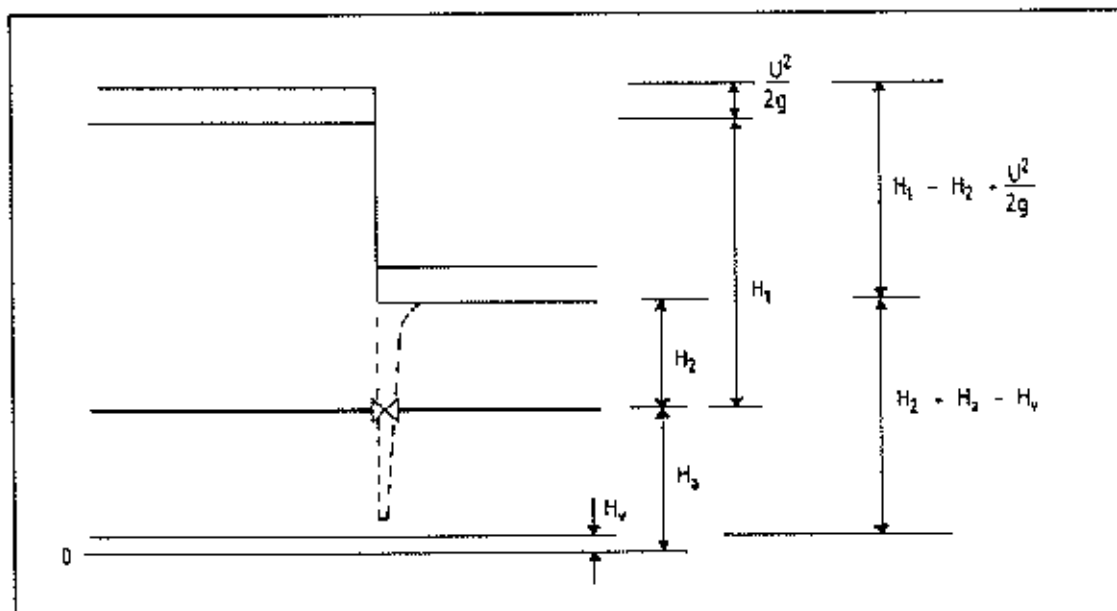
Kavitasjonstallet er gitt av likning 4.19

$$\sigma = \frac{H_2 + H_a - H_v}{H_1 - H_2 + \frac{U^2}{2g}} \quad (4.19)$$

- $H_1$  = trykk oppstrøms ventilen (m vannsøyle, mVS)  
 $H_2$  = trykk nedstrøms ventilen (m vannsøyle, mVS)  
 $H_a$  = atmosfæretrykk (~10 m vannsøyle)  
 $H_v$  = vannets damptrykk (ved 10°C ca. 0,13 mVS)  
 $U$  = vannhastighet i forhold til nominell ventildiameter (m/s)

$H_1$  og  $H_2$  er her angitt som overtrykk i forhold til atmosfæretrykket, dvs. som relative trykkehøyder.

De enkelte størrelsene i uttrykket for kavitasjonstallet er også vist på figur 4.13.



Figur 4.13: De fysiske størrelsene i en ventils kavitasjonstall,  $\sigma$

Den verdien av  $\sigma$  som gir kavitasjon for en ventil, kalles ventilens **kritiske kavitasjonstall**,  $\sigma_{\text{kritisk}}$ .

Dersom  $\sigma$  virkelig  $< \sigma_{\text{kritisk}}$ , har en kavitasjon.  $\sigma_{\text{kritisk}}$  for den aktuelle ventilen kan normalt oppgis av ventilleverandøren.

Ligning 4.17 kan omskrives til:

$$H_1 = \left(1 + \frac{1}{\sigma}\right)H_2 + \frac{1}{\sigma}(H_a - H_v) + \frac{U^2}{2g} \quad (4.20)$$

Ved å sette inn  $\sigma_{\text{kritisk}}$  i denne ligningen, kan  $H_{1\text{kritisk}}$  beregnes for gitte verdier av  $H_2$ ,  $H_a$ ,  $H_v$  og  $U$ . Dersom

$$H_1 > H_{1\text{kritisk}}$$

har en kavitasjon i ventilen.

Da  $H_1 - H_2 = \Delta H = \zeta \cdot \frac{U^2}{2g}$  (lign. 4.1) kan likning 4.20 omformes til:

$$\sigma = \frac{H_2 + H_a - H_v}{\left(1 + \frac{1}{\zeta}\right) \cdot \Delta H} \quad (4.21)$$

For  $\sigma_{\text{kritisk}}$  får en da den kritiske trykkreduksjonen,  $\Delta H_{\text{krit}}$ :

$$\Delta H_{\text{krit}} = \frac{H_2 + H_a - H_v}{\sigma_{\text{krit}} \left(1 + \frac{1}{\zeta}\right)} \quad (4.22)$$

Ved trykkreduksjon  $\Delta H > \Delta H_{\text{krit}}$  har en kavitasjon.

Av likning 4.22 ser en at  $\Delta H_{\text{kritisk}}$  øker med avtakende verdi av  $\sigma$ . Det betyr at jo lavere kavitasjonstallet er for en ventil, desto større trykkreduksjon kan den ta før kavitasjon, dvs. det motsatte av situasjonen for  $F_L$ .  $\sigma_{\text{kritisk}}$  er avhengig av åpningsgraden, men variasjonen er det motsatte av variasjonen for  $F_L$ .

Mange ventilprodusenter presenterer ligning 4.20 på kurveform, se figur 4.12. Slike kurver er gjerne utarbeidet for:

$\sigma_{\text{kritisk}} = \text{konstant}$

$H_a = 10 \text{ mVS}$

$H_v = 0,13 - 0,25 \text{ mVS}$

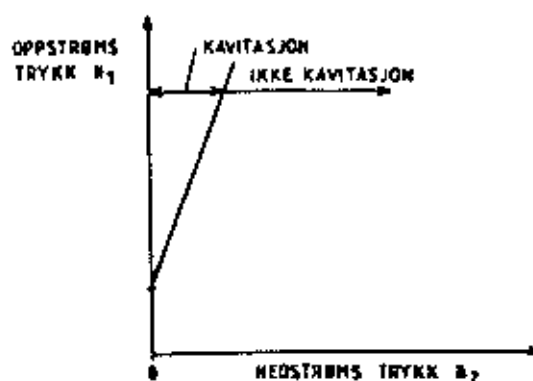
$U_{\text{DN}} < 3-6 \text{ m/s}$ , dvs.  $\frac{U_{\text{DN}}^2}{2g} < 0,5-2 \text{ mVS}$

$U_{\text{DN}} < U_{\text{min}}$

I kurvene er det gjerne valgt en høy verdi av  $\sigma_{\text{kritisk}}$ , dvs. en ugunstig åpningsgrad med henblikk på kavitasjon.

At nominell hastighet,  $U_{\text{DN}}$ , må være større enn en viss verdi kan komme av at en må opprettholde et høyt nok trykktap i eventuelle deler med fast struping (jfr. figur 4.16) eller at en får ustabil strømning ved lavere hastighet.

Dersom en blir liggende nær kavitasjonsgrensen, bør ventilprodusenten kontaktes for nærmere opplysninger.



Figur 4.14: Eksempel på kurve som viser grensen for begynnende kavitasjon.

Om  $H_1 + H_d - H_2$  er vesentlig større enn  $\sigma_{\text{kritisk}} \times \frac{U^2}{2g}$  kan det vises at

$$F_L = \sqrt{\frac{1}{1 + \sigma_{\text{kritisk}}}} \quad (4.23)$$

eller

$$\sigma_{\text{kritisk}} = \frac{1 - F_L^2}{F_L^2} \quad (4.24)$$

$\sigma_{\text{kritisk}}$  er da kavitasjonstallet ved fullt utviklet kavitasjon.

Om  $\sigma_{\text{start}}$  representerer kavitasjonstallet ved start kavitasjon, har en ut fra de samme forutsetningene

$$K_c = \frac{1}{1 + \sigma_{\text{start}}} \quad (4.25)$$

Normalt vil  $F_L$  ligge mellom 0,5 for de dårligste ventilene ( $\sigma_{\text{kritisk}} = 3$ ) og nærmere 1, ( $\sigma_{\text{kritisk}} = 0$ ) for de absolutt beste spesialventilene. Av likning 4.17 ser en at en vil få fullt utviklet kavitasjon ved trykkreduksjon på 25-100 % av det absolutte trykket oppstrøms ( $p_1$ ) for disse ventilene. Damptrykket er da satt tilnærmet lik null.

#### 4.4.2 Tiltak mot kavitasjon

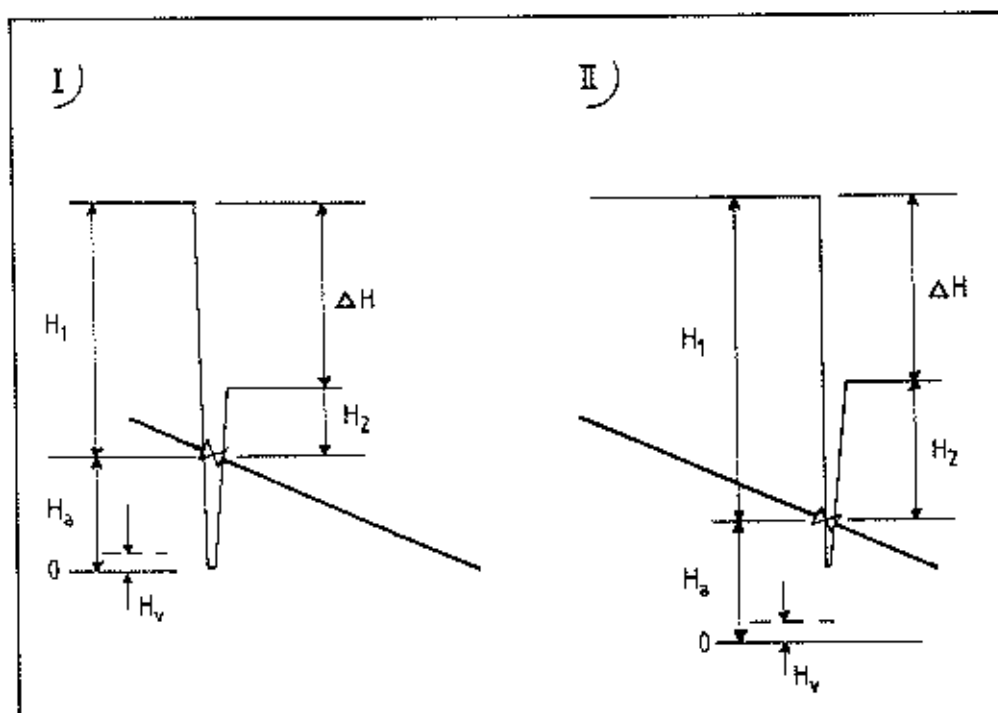
Kavitasjon medfører sterk støy og kan forårsake alvorlige skader på ventilen.

Kavitasjon og/eller kavitasjonsskader kan unngås på flere måter:

- A. Plassere ventilen lavere i terrenget
- B. Foreta trykkreduksjon i flere trinn
- C. Velge ventiler med gode kavitasjonsegenskaper ("støysvake" ventiler)
- D. Montere ventilen med fritt utløp (i forbindelse med basseng)
- E. Økning av strømningsarealet nedstrøms ventiler

#### A. Plassere ventilen lavere i terrenget

Dette øker innløps- og utløpsstrykket like mye mens trykkreduksjonen holdes konstant som vist på Figur 4.15.



Figur 4.15 Trykkforløp gjennom ventilen ved høy (I) og lav (II) plassering av denne

Ved plassering I er

$$\Delta H > F_L^2 (H_1 + H_s - H_v)$$

der

$$H_1 = \text{ledningstrykk oppstrøms i forhold til atmosfæretrykket}$$

$H_a$  = atmosfæretrykket

$H_v$  = damptrykket

Det betyr at kavitasjon inntreffer for denne plasseringen.

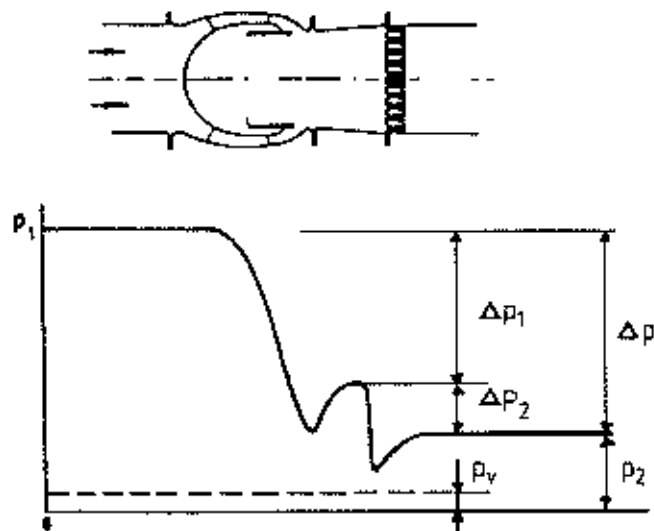
Ved plassering II er oppstrøms trykk økt slik at

$$\Delta H < F_L^2 (H_1 + H_a - H_v)$$

og kavitasjon unngås.

### B. Trykkreduksjon i flere trinn

Dette kan gjøres ved f.eks. å velge en ventil med en fast motstand på nedstrømsiden. Dette kan være en perforert plate eller lignende som vist på figur 4.16. Trykkreduksjonen over ventilen vil da reduseres slik at kavitasjon kan unngås.



Figur 4.16 Trykkforløp i ventil med perforert plate nedstrøms. Trykkene er angitt som absolutte trykk på figuren

Det totale trykktapet  $\Delta p$  blir

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

der

$\Delta p_1$  = reduksjonen over selve ventilen

$\Delta p_2$  = reduksjonen over platen

Trykktapet over den perforerte platen er gitt ved

$$\Delta p_2 = K \cdot Q^2 \quad (4.26)$$

der

$K$  = motstandskoeffisient for platen

$Q$  = vannføring

Tapet over platen reduseres kraftig ved redusert vannføring, og ved forholdsvis små vannføringer vil da virkningen av platen bli liten. Løsningen er derfor mindre aktuell der en har store variasjoner i vannføringen og ofte relativt små vannføringer.

En annen løsning kan være å montere to reduksjonsventiler i serie og fordele reduksjonen over disse. Ved en slik løsning er det viktig at responstiden (innreguleringstiden ved endringer i vannføringer) ikke er for lang for ventilen da ventilen nedstrøms ellers kan få problemer med å regulere seg inn. En god løsning i et slikt tilfelle kan være å montere en ventil som gir konstant utgangstrykk som siste ventil, mens en velger ventiler som reduserer utløpstrykket i et visst forhold til innløpstrykket («proporsjonal trykkreduksjonsventil») for de øvrige. Disse ventilene har normalt relativt kort responstid.

Det finnes også ventiler som baserer seg på trykkreduksjon i flere trinn i selve ventilen (se "Flertrinnsventiler kap. 5.2.5"). Hastighetsenergien kan drepes effektivt i slike ventiler nærmest uavhengig av åpningsgraden slik at trykkgjenvinningskoeffisienten  $F_L$  blir tilnærmet 1,0 for disse ventilene uansett strupningsgrad.

### C. Ventiler med gode kavitasjonsegenskaper

Kavitasjon kan unngås ved å velge en ventil med lav kavitasjonskoeffisient  $\sigma$  eller høy trykkgjenvinningskoeffisient  $F_L$ . Det er da viktig å kontrollere kavitasjonen ved forskjellige aktuelle åpningsgrader for ventiler da disse faktorene som nevnt varierer med åpningsgraden.

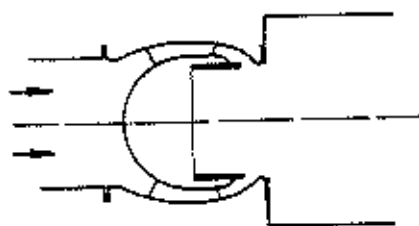
Om kavitasjon ikke er til å unngå, kan det velges en ventil som tåler kavitasjon. Slike ventiler er utformet slik at sammenklappingen av dampblærene i liten grad skjer mot gods, men er konsentrert til senter av vannstrømmen. Eksempler på slike ventiler kan være spesielle utforminger av nålventiler.

### D. Ventiler med fritt utløp

I forbindelse med trykkreduksjonsbasseng kan reduksjonsventilen monteres over vannspeilet med fritt utløp. Utløpet føres da direkte ut i friluft og atmosfæretrykket vil føres inn på nedstrømsiden av ventilen. Dette er nærmere omtalt i kapittel 6.

### E. Økning av strømningsarealet

Kavitasjonsproblemet kan reduseres ved en brå økning av strømningsarealet nedstrøms ventiler som vist på figur 4.17.

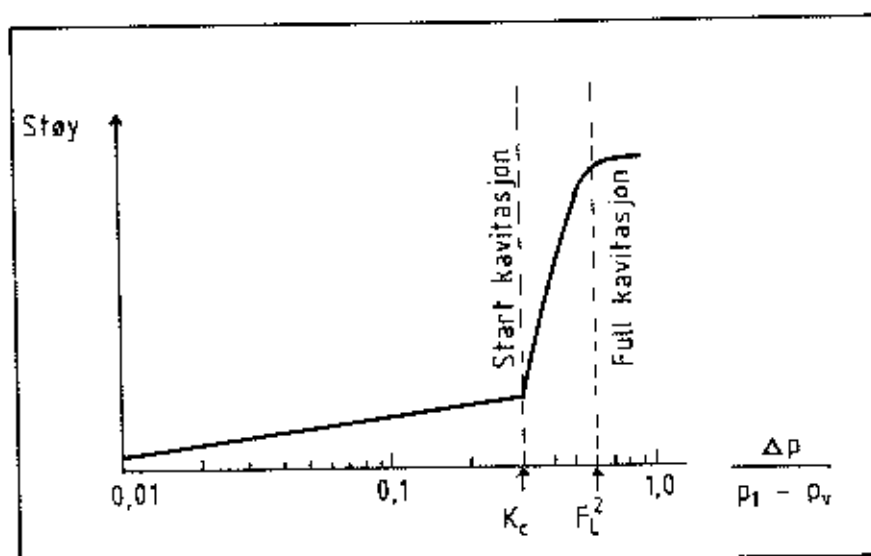


Figur 4.17 Brødtverrsnittøkning nedstrøm ventilen /15/

Kavitasjonsblærene vil i hovedsak falle sammen i vannmassene nedstrøms ventiler og i mindre grad komme i kontakt med gods slik at dette blir skadet. Den samme effekten kan en få ved å la vannet gå ut i et basseng. Det er da viktig at ventilen står tilstrekkelig nær bassenget. Dette kan bli problematisk om bassengveggen er tykk. Plassering så nær veggen som mulig bør imidlertid tilstrebes.

#### 4.5 Støy og vibrasjoner

Det skjer en betydelig energiomsetning i trykkreduksjonsventiler. Dette vil føre til noe støy og vibrasjoner. Sterk og ubehagelig støy inntreffer imidlertid ikke før ventilen kaviterer. Dette er vist på figur 4.18 som viser støyutviklingen for en ventil med konstant åpningsgrad som funksjon av trykkreduksjonen  $\Delta p$  i forhold til det absolutte trykket oppstrøms minus damptrykket,  $p_1 - p_v$  (dvs.  $K_c$  og  $F_L^2$ ).



Figur 4.18 Støynivå som funksjon av kavitasjonsutviklingen (skjematisk) /10/

---

Om  $F_L$  og  $K_C$  -verdiene øker med avtakende åpningsgrad for ventilen i figur 4.18 og innløpstrykket og trykkreduksjonen holdes konstant, vil støynivået kunne reduseres ved økt struping, dvs. ved redusert vannføring i ventilen. Eller sagt på en annen måte. Ventilen tåler større trykkreduksjon ved liten vannføring enn stor før kavitasjon og sterk støy inntreffer.

## 5. TRYKKREDUKSJONSVENTILER

### 5.1 Orientering

I dette kapitlet vil de vanligste typene reduksjonsventiler bli presentert. En komplett reduksjonsventilenhet består av selve ventilen og ventilstyringen. Ventilen kan i prinsippet være en hvilken som helst ventil som lar seg strupe. Noen ventiltyper er imidlertid bedre egnet enn andre, og det er også utviklet spesialventiler som har trykkreduksjon som hovedfunksjon. Andre ventiler kan ha flere anvendelsesområder i tillegg til trykkreduksjon som f.eks. regulering av vannføring og det er da bare i hovedsak styringsfunksjonen som vil variere fra applikasjon til applikasjon.

Når det gjelder selve ventilene, kan disse deles opp i følgende hovedgrupper:

1. Seteventiler
2. Nåleventiler
3. Spjeld- og sluseventiler
4. Kule- og sylinderventiler
5. Fløtrinnsventiler
6. Membranventiler

Når det gjelder ventilstyringen kan en skille mellom tre hovedløsninger:

1. Direktestyring
2. Styring med hjelpestyring
3. Elektronisk styring

I tillegg har en flottørstyring for ventiler til høydebasseng og trykkreduksjonsbasseng.

I det følgende skal de enkelte ventilene og styringen i hovedsak omtales hver for seg. I enkelte tilfeller er imidlertid ventilen og styringen så integrert at det er naturlig å omtale disse to forholdene under ett.

### 5.2 Aktuelle ventiltyper

#### 5.2.1 Seteventil

Figur 5.1 viser en prinsipptegning av en seteventil (eng.: "globe valve" eller "seat valve", tysk: "Kolbenventile")



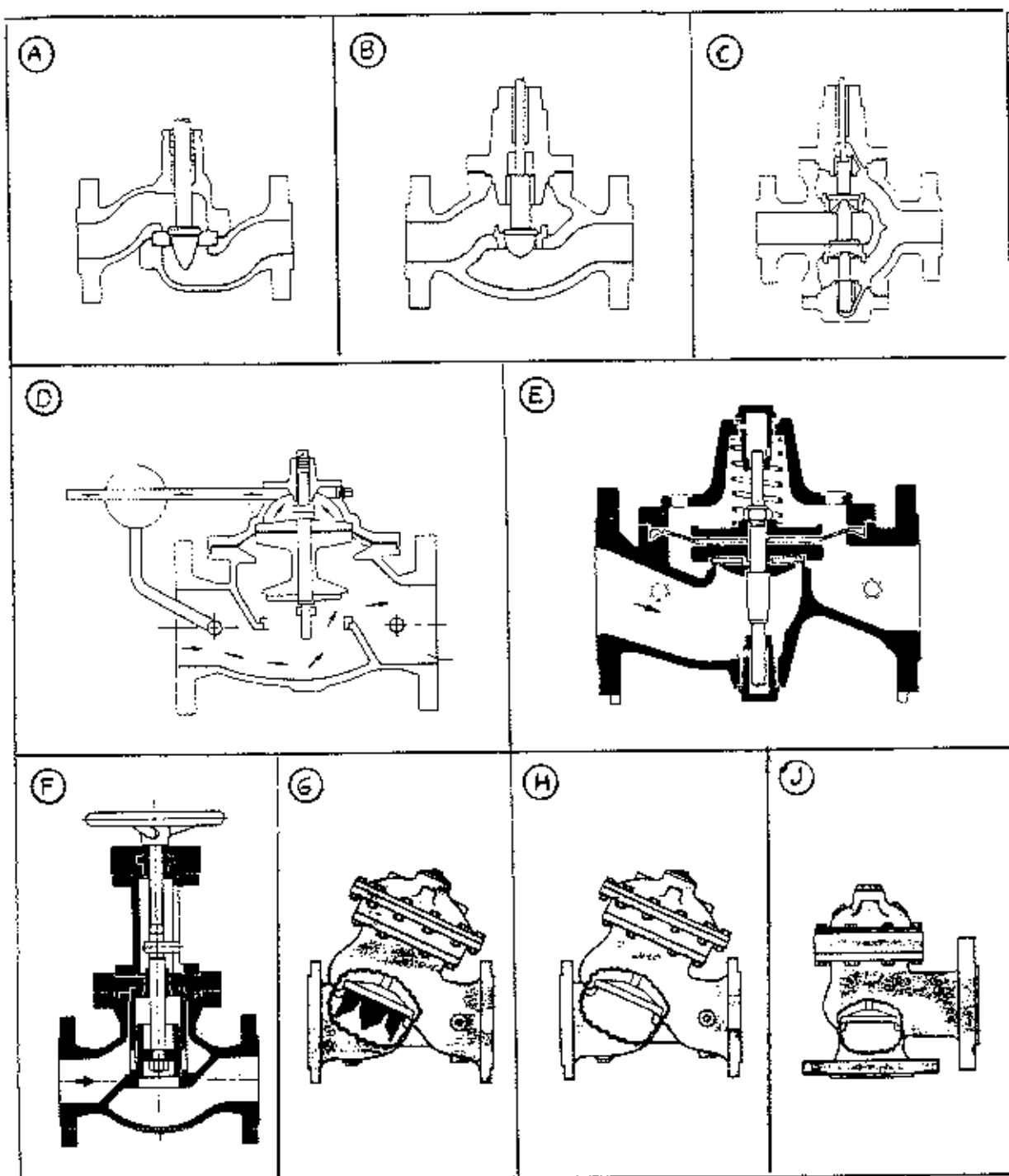
Figur 5.1: Seteventil - prinsipp tegning

Når ventilen er lukket, presses lukkeorganet mot setet. Lukkeorganet kan ha form som en tallerken (seteskeive) eller være konet og betegnes da gjerne som en «plugg». Når ventilen benyttes som trykkreduksjonsventil, utnytt trykktapet over ventilen som oppstår pga. akselerasjon av vannet gjennom setet og tap av energi i turbulensen som oppstår nedstrøms setet. Det oppstår da en netto kraft på lukkeorganet pga. trykkforskjellen over ventilen. Denne kraften må så balanseres mot en motsatt kraft. Dette er f.eks. er fjærkraft, en trykk-kraft i et membrankammer over setet eller en kombinasjon av disse.

Seteventilen er den mest vanlige reduksjonsventiltypen. En hovedgrunn til dette er at ventilen har en svært robust utforming slik at den enkelt kan konstrueres for å tåle store trykkreduksjoner som medfører store mekaniske belastninger i ventilen. En ulempe med ventilen er at strømningsvegen gjennom ventilen er kronglete og har en dårlig hydraulisk utforming slik at kapasiteten til ventilen blir begrenset. På den annen side medfører dette at energiomsetningen i ventilen blir relativt høy slik at en gitt struping av ventilen gir relativt stor trykkreduksjon i forhold til f.eks. en sluseventil.

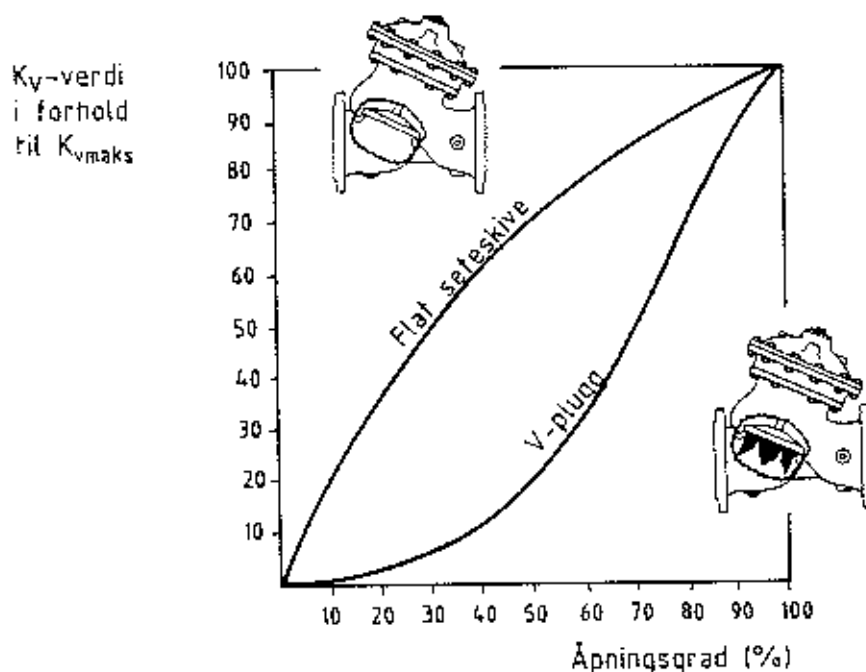
Seteventilen er nærmest enerådende som reduksjonsventil i mindre dimensjoner på innlegg til privatabonmentene. Den er også mye brukt ute på ledningsnettet og brukt som reduksjonsventil inn på høydebasseng og trykkreduksjonsbasseng. Energigjenvinningen over ventilen er imidlertid relativt høy slik at den er mer sårbar for kavitasjon enn mer spesialiserte ventiler. Ved f.eks. dykket montering på innløp til trykkreduksjonsbasseng vil dette vesentlig begrense trykkreduksjonen som kan tas over ventilen. Ved fritt utløp er også ventilen mindre egnet om ikke trykket er moderat, da vannet har relativt lang strømningsvei før det er ute av ventilen.

Seteventilen kan fås i mange forskjellige utgaver. En del av disse er vist på figur 5.2. De enkelte utformingene gir forskjellige ventilkarakteristikker og forskjellige kavitasjonsegenskaper. Dette går fram av figur 5.3 som viser ventilkarakteristikken for ventil G og H som er samme ventil, men der ventil G har en tannet krans montert på seteskeiven («V-plugg» som kan ettermonteres). Av figur 5.3 ser en at kranen medfører bedre regulering (dvs. mindre behov for struping) ved små vannføringer fordi gjennomstrømningsarealet reduseres for samme bevegelsen av seteskeiven. I tillegg bedrer V-plugg ventilens egenskaper ved små vannføringer, noe som reduserer problemene med jaging (pulsering).



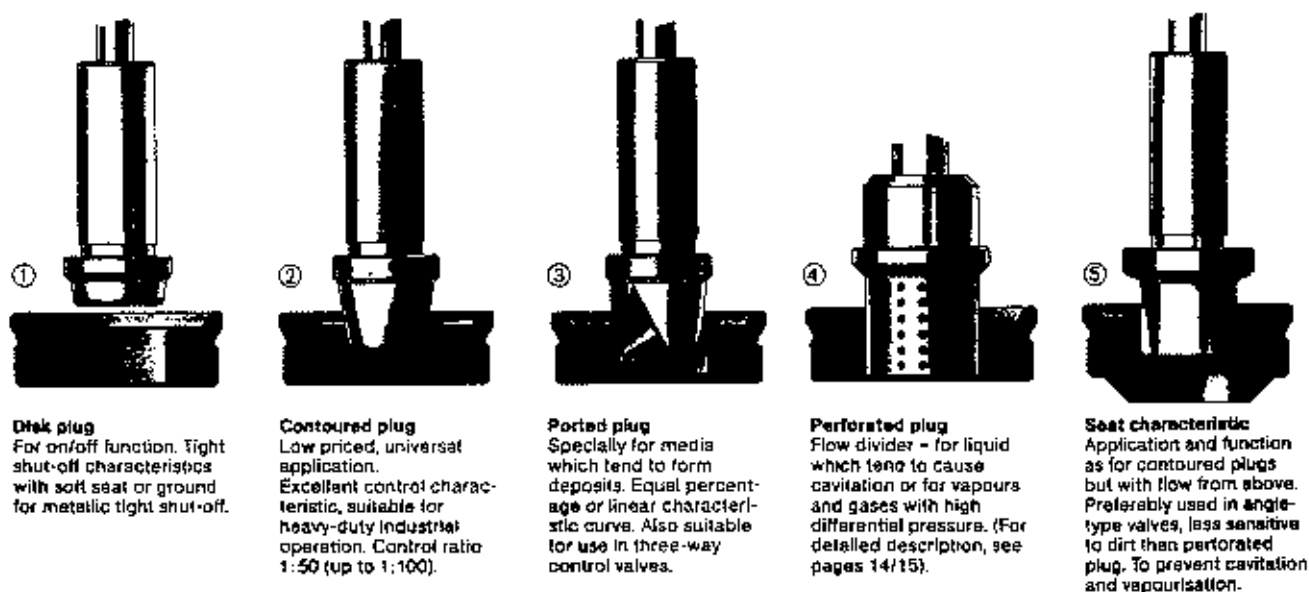
- A,B: Ventiler med strømlinjeformet ("contoured") plugg (Masoneilan)  
 C: Dobbelt-seteventil (Masoneilan)  
 D,E: Membran-fjærstyrte ventiler med flate lukkeorgan. Den ene med tosidig opplagring av spindel (Muesco og Habedo)  
 F: Ventil med perforert sylinder rundt lukkeorganet (Erhard)  
 G,H: Skråstilte seteventiler. Den ene tannet krans (V-plugg) under lukkeorgan (Bermad)

Figur 5.2 Eksempler på seteventiler



Figur 5.3: Ventilkarakteristikken for seteventiler med forskjellige utforminger av seteskiven (Bermad 700)

Fig. 5.4 viser andre utforminger av lukkeorganet (plugg) fra en annen leverandør.



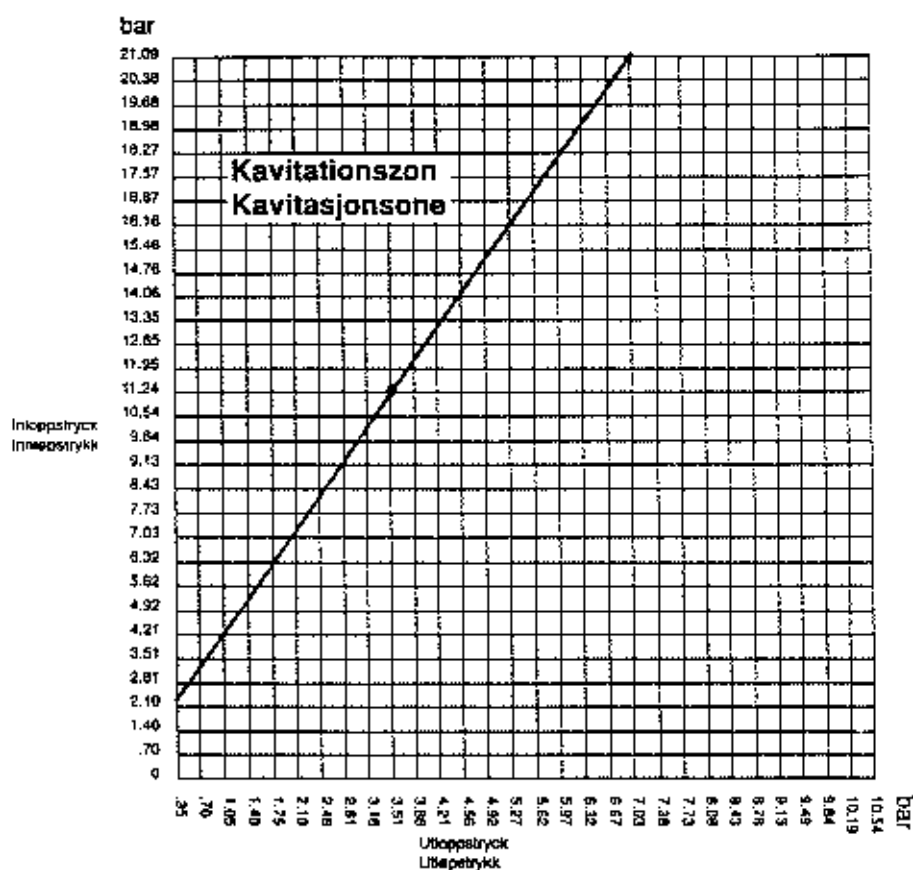
Figur 5.4 Forskjellige utforminger av lukkeorganet for enkelt sete-ventiler fra Schmidt armaturer (Fagerberg Norge) [12]

For seteventiler setter leverandørene ofte en øvre anbefalt nominell hastighet på 5-7 m/s. Dette setter en begrensning på den maksimale kapasiteten til ventilen selv om det disponible trykkfallet over ventilen teoretisk kan gi større kapasitet.

Kavitasjonsegenskapene til seteventilen avhenger av utformingen av setet. Ventiler med dobbelt sete på figur 5.2 har i spesielle utforminger svært gode kavitasjonsegenskaper med trykkjenvinningsfaktor,  $F_L$ , større enn 0,95 over hele reguleringsområdet for ventiler (jfr. figur 4.10).

Ventiler med f.eks. perforert krans på pluggen (se type 4, fig. 5.4) har også svært gode kavitasjonsegenskaper.

For mer standard seteventiler er det vanlig å oppgi i brosjyrene kavitasjonsdiagrammer av typen vist på figur 4.8. Figur 5.5A viser et slikt diagram for ventil D på figur 5.2 (Muesco reguleringsventil).

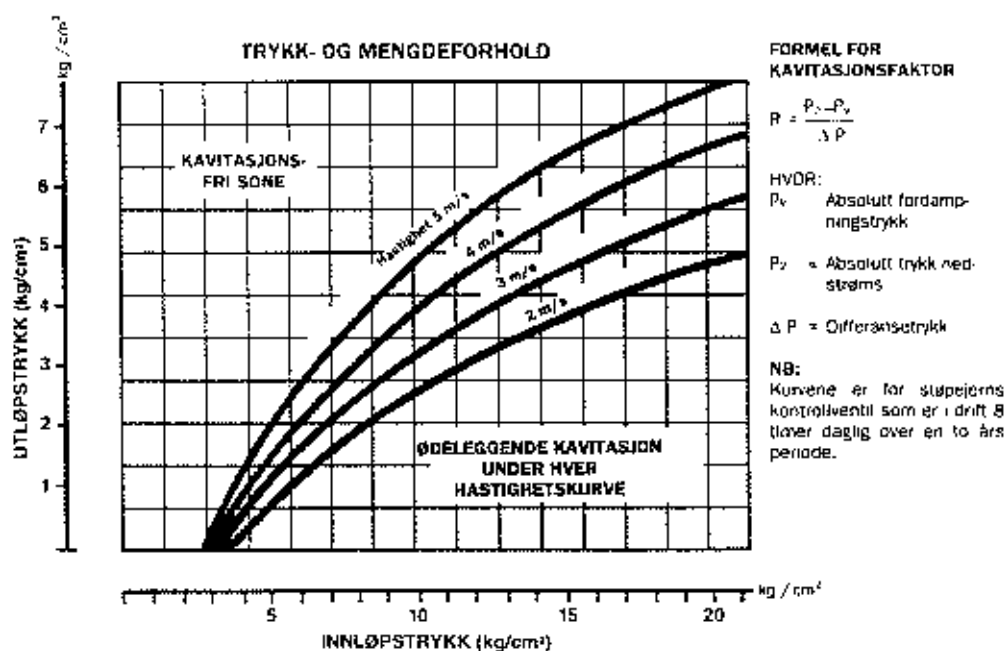


Figur 5.5A Eksempler på kavitasjonsdiagram (Muesco) (11)

Diagrammet over er satt opp for en bestemt nominell hastighet. Vi har tidligere sett at hastighet, dvs. struping av ventilen, har betydning (jfr. figur 4.10).

I diagrammet på figur 5.5B er også den nominelle hastigheten tatt med i diagrammet (ventil type Bernad 700). En ser der at maks. trykkreduksjon over ventil før kavitasjon inntreer er større ved små hastigheter (vannføringer) enn større. Dette er i overensstemmelse med det som

er nevnt tidligere om at kavitasjonsfaktorene  $F_L$  og  $K_C$  øker med økt struping og dermed redusert vannføring gjennom ventilen.



### Instruksjoner

1. Finn innløpsstrykket.
2. Gå rett opp til kurven som passer med hastigheten gjennom ventilen.
3. Gå så rette til venstre og finn minimum tilfatt utløpsstrykk.

### VIKTIG

Ventilen må operere med trykk som er lik eller større enn dette minimum tilfattede utløpsstrykket.

Figur 5.5B Eksempel på kavitasjonsdiagram der det også er tatt hensyn til den nominelle hastigheten over ventilen (Bermad 700).  $R$  tilsvarer  $\sigma_{\text{Hart}}$  (tilnærmet)

Linjen på figur 5.5A viser likning 4.20 (kap. 4.4)

$$H_1 = \left(1 + \frac{1}{\sigma}\right) H_2 + \frac{1}{\sigma} (H_s - H_v) + \frac{U^2}{2g}$$

$H_1$  og  $H_2$  er henholdsvis innløps- og utløpsstrykk i forhold til atmosfæretrykket i mVS.

Om det forutsettes at  $H_s - H_v = 10$  mVs og  $U$  settes lik 3 m/s, får en

$$H_1 = \left(1 + \frac{1}{\sigma}\right) H_2 + \frac{10}{\sigma} + 0,45 \quad (5.1)$$

eller løst med henblikk på  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{H_2 + 10}{H_1 - H_2 - 0,45} \quad (5.2)$$

Om det forutsettes at linjen på figur 5.5A beskriver situasjonen med start kavitasjon, kan da  $\sigma_{\text{start}}$  bestemmes ut fra verdier for  $H_1$  og  $H_2$  tatt fra figuren, f.eks.  $H_1 = 11,24 \text{ bar} = 114,4 \text{ mVS}$  og  $H_2 = 3,51 \text{ bar} = 35,8 \text{ mVS}$ . Innsatt i likn. 5.2 gir dette  $\sigma_{\text{start}} = 0,59$ .

Da  $\sigma_{\text{start}} \times U^2/2g$  er relativt liten, kan da faktoren for start kavitasjon,  $K_C$ , i den aktuelle situasjonen bestemmes av likning 4.25:

$$K_C = \frac{1}{1 + \sigma_{\text{start}}} = \frac{1}{1 + 0,59} = 0,63$$

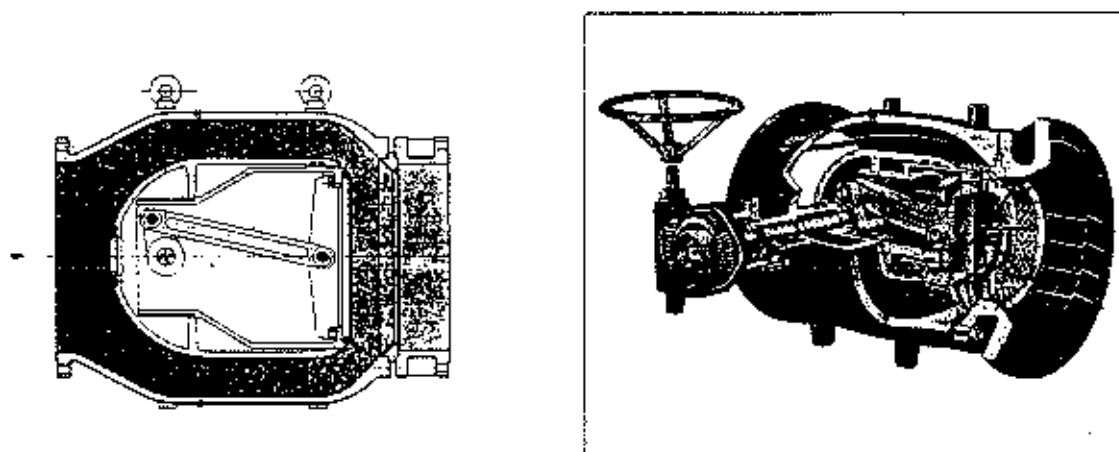
Om linjen på figur 5.5A i stedet beskriver situasjonen ved fullt utviklet kavitasjon, kan trykkgjennvinningsfaktoren,  $F_L$ , bestemmes av likningen 4.23 med  $\sigma_{\text{kritisk}} = 0,59$ .

$$F_L = \sqrt{\frac{1}{1 + \sigma_{\text{kritisk}}}} = \sqrt{\frac{1}{1 + 0,63}} = 0,79$$

Sammenlignet med verdiene fra  $K_C$  og  $F_L$  angitt i tabell 5.1, virker  $K_C$ -verdien på 0,63 noe høy. Det indikerer at linjen på figur 5.5A angir situasjonen ved fullt utviklet kavitasjon. Noe kavitasjon vil da kunne inntreffe ved lavere innløpstrykk enn angitt på figuren. Denne kavitasjonen trenger imidlertid ikke medføre noen skade, men noe støy vil kunne oppstå.

### 5.2.2 Nåleventil

Figur 5.6 viser eksempel på en nåleventil (eng.: "Plunger valve", tysk: "Ringkolbenventile") i normalutførelse.

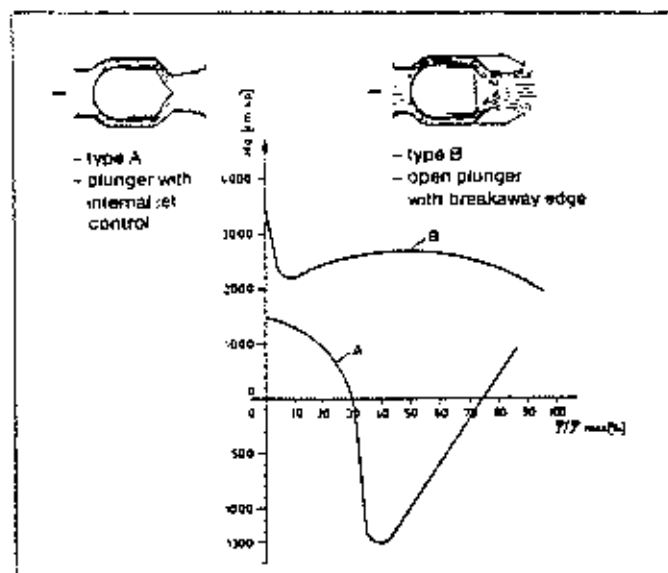


Figur 5.6: Eksempel på nåleventil. Normalutførelse og med hullsylinder

Ventilen fungerer ved at et stempel (nål) beveger seg fram eller tilbake i strømretningen i et fast sentrisk plassert strømlinjeformet hus som står inne i ventilen. Når stempelet eller nålen er i bakre stilling, ligger den an mot det ytre ventilhuset (setet) og ventilen er lukket. Tetting skjer ved en tetningsring rundt periferien av «nålen». «Nålen» beveges ved å dreie en aksel som går

gjennom ventilhuset. Dreibevegelsen overføres til "nålen" ved hjelp av to leddede armer. Akselen kan dreies manuelt ved hjelp av en spindel eller ved hjelp av en aktuator.

Nødvendig moment for å betjene ventilen er avhengig av utformingen av nålen. Dette er vist på figur 5.7. Type A har en strømlinjeformet nål for kontroll av strålen nedstrøms ventilen og type B har en flat avslutning av nålen og skarpe kanter.



Figur 5.7: Betjeningsmoment for nålventiler [13]

Figuren viser nødvendig moment som funksjon av åpningsvinkelen ( $\phi$ ) fra lukket ventil til fullt åpen ventil. Vinkelen refererer seg til dreiningen av akselen. En ser at utforming B gir et tilnærmet konstant moment over hele åpningssekvensen. Utforming A gir et svært varierende moment, og det skifter til og med retning mellom åpningsgrad 30 og 75. Disse forholdene har en stor betydning for valg av aktuator for ventilen om den ikke skal betjenes manuelt.

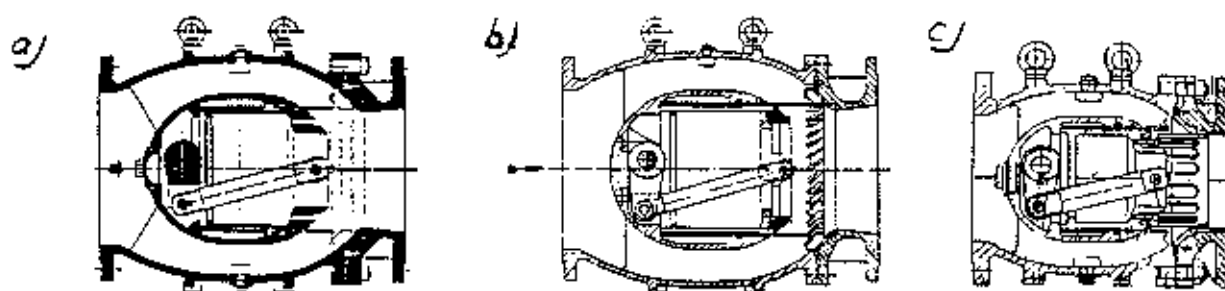
Nålventiler er særlig aktuelt ved:

- Store trykk (>16 bar)
- Store hastigheter (nominell hastighet >5 m/s)
- Trykkreduksjonsbasseng og da særlig montert over vannspeilet slik at ventilen har fritt utløp

Ventilen er svært robust og benyttes opp til svært store dimensjoner (DN100-DN1200).

Av figur 5.6 ser en at strømningsvegen gjennom ventilen er relativt glatt og strømlinjet. Dette gir lite trykktap i ventilen, men stor trykkgjenvinning, dvs. liten trykkgjenvinningsfaktor og dermed større fare for kavitasjon.

For å bedre kavitasjonsegenskapene kan en få spesialutførelser av ventilen, der trykkreduksjonen tas i to trinn (jfr. fig. 4.16). Dette gjøres ved å montere en ekstra strømningsmotstand i form av en skovlekrans rundt utløpet av ventilen eller ved å sette en slissesylinder i forlengelse av selve "nålen" som vist på figur 5.8.



Figur 5.8: Nåleventiler i forskjellig utførelse  
 a) Normal utførelse  
 b) Med skovlekrans  
 c) Med slissesylinder

For gitt vannføring og utgangstrykk vil ventil c) greie større trykkreduksjon enn ventil b) som i sin tur greier større trykkreduksjon enn standardventiler uten at skadelig kavitasjon inntreffer.

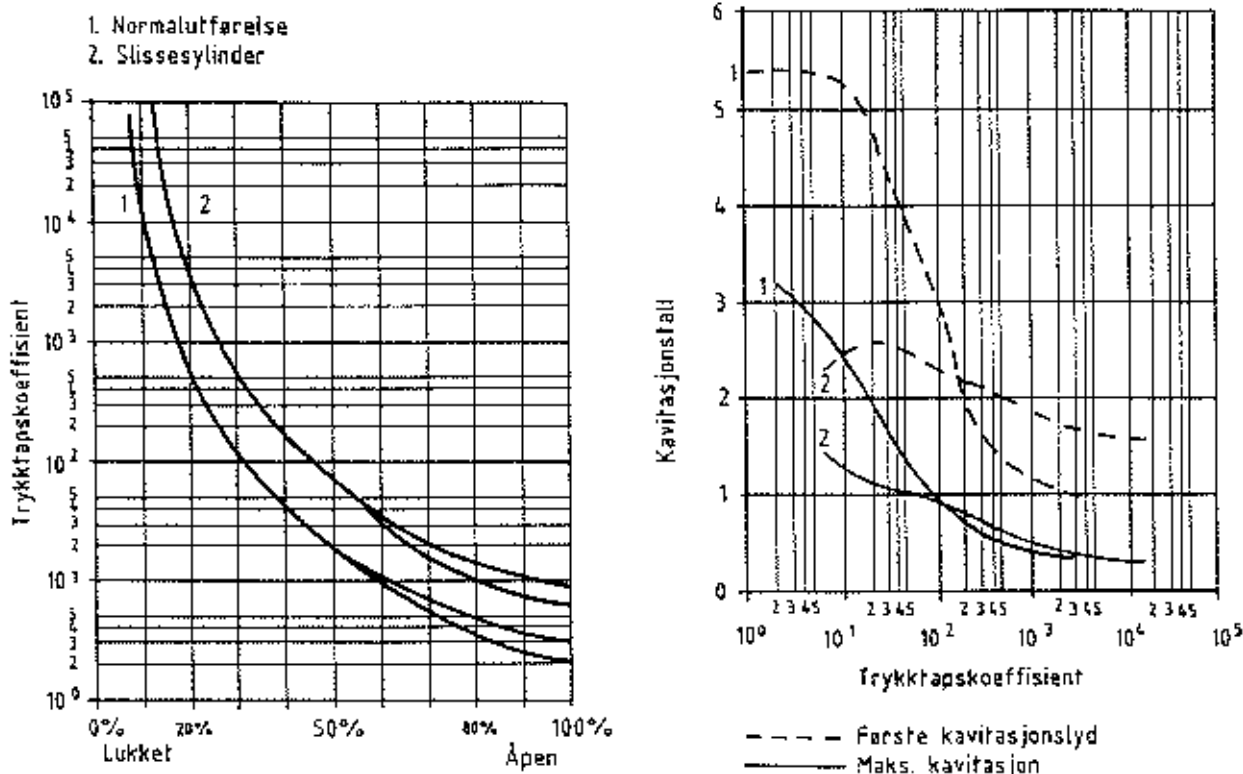
Disse tiltakene medfører imidlertid ikke at kavitasjonsegenskapene for ventilen blir spesielt bra sammenlignet med en del andre ventiler som kan ha  $F_L > 0,95$ . Det som er det spesielle med nåleventilene er imidlertid at selv om kavitasjon inntreffer, behøver ikke dette medføre skader på ventilen, i alle fall tåler de kavitasjon over lang tid. Dette fordi strømningsforholdene i utløpet av ventilen er slik at kavitasjonen i hovedsak skjer inni slissesylinderen eller i vannstrømmen (mot sentrum) og ikke mot gods. Skovlekrans vil ytterligere forsterke denne effekten. Kavitasjonen vil da medføre ingen eller liten skade selv om kavitasjonsstøyen selvsagt vil være der til en viss grad.

Da nåleventilen er svært åpen nedstrøms føres vannet raskt og effektivt ut av ventilen. Ventiltypen egner seg derfor meget godt for montering med fritt utløp. Pga. ventilens gode utforming vil da atmosfæretrykket forplante seg inn mot strupingen i ventilen og dermed være et effektivt hinder mot kavitasjon.

Når en ventil leveres med slissesylinder vil denne være tilpasset en bestemt vannføring. Ved små vannføringer (dvs. sterk struping) vil effekten av slissesylinderen eller skovlekransen være ubetydelig (jfr. kap. 4.5), og disse ventilene vil være like utsatt for kavitasjon som en ventil i normalutførelse.

Figur 5.9 viser trykktapskoeffisienten og kritisk kavitasjonstall for Erhard nåleventil DN100-300, som er en anerkjent ventil av denne typen. For ventil med slissesylinder varierer  $\sigma$  fra 0,3 for sterkt strupet ventil (15 % åpningsgrad) til 1,4 for ca. 85 % åpen ventil. Ut fra likning 4.23 gir dette en  $F_L$ -faktor på 0,87-0,65.

## TRYKKTAP VED MONTERING I RØRLEDNING

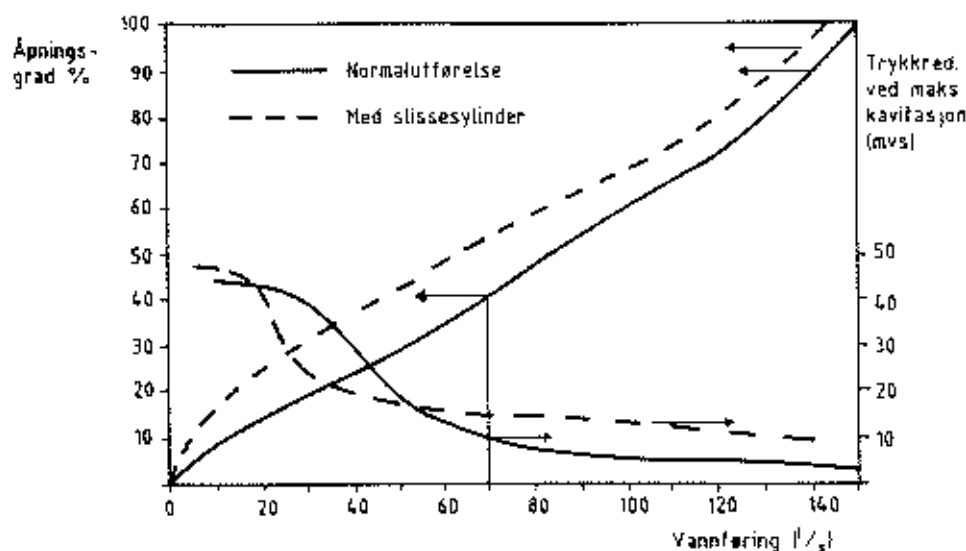


Figur 5.9: Trykktapskoeffisient og kritisk kavitasjonstall for Erhard nålventil DN100-300. Åpningsgraden er angitt som dreining av akselen fra lukket til åpen stilling /8/.

Figur 5.9 gjelder for ventil montert på ledning, dvs. ikke med ikke fritt utløp. Jo lavere kavitasjonstall, jo bedre. En ser da at ventilen med slissesylinder har betydelig bedre kavitasjonsegenskaper fra fullt åpen ventil og ned til 25-40 % åpning (Trykktapskoeffisient 100-200). Ved enda mer struping er det ingen vesentlig forskjell mellom de to ventilene.

Av figuren ser en at kavitasjonstallet varierer med åpningsgraden (dvs. trykktapskoeffisienten). Det er derfor viktig at en kjenner til arbeidsområdet til ventilen når kavitasjonsforholdene skal undersøkes.

Som et eksempel skal en DN200 ventil både i normalutførelse og med slissesylinder beregnes. Ventilen er forutsatt plassert dykket inn på et basseng. Trykket nedstrøms ventilen er satt til 5 mVS. Kritisk trykkreduksjon før start kavitasjon og maks. kavitasjon samt kapasiteten til ventilen i disse situasjonene, er beregnet. Resultatene er gjengitt i figur 5.10. Trykktapskoeffisienten og kavitasjonstall er tatt fra figur 5.9.



Figur 5.10 Trykkreduksjon ved oppnådd maks. kavitasjon og vannføringen ved denne reduksjonen. Nåleventil DN200. Utløpstrykk 5 mVS

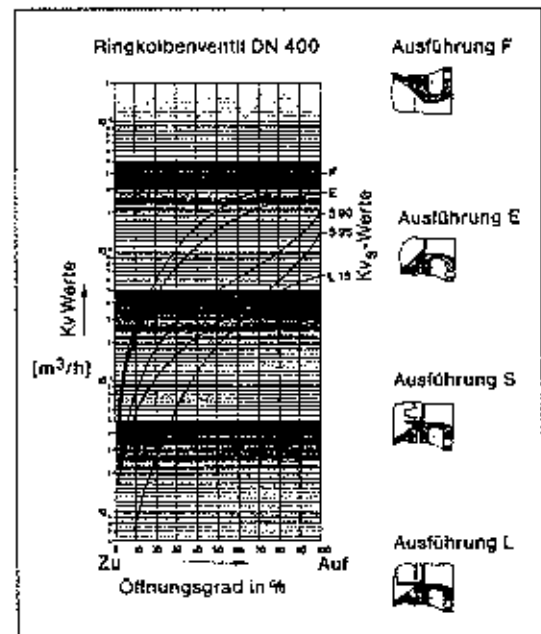
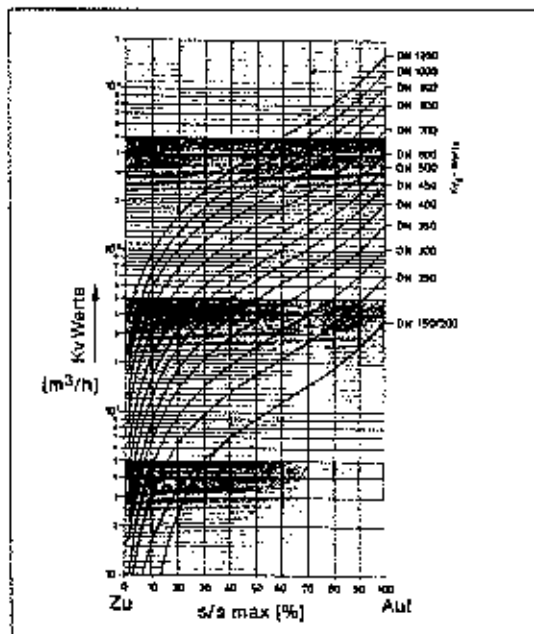
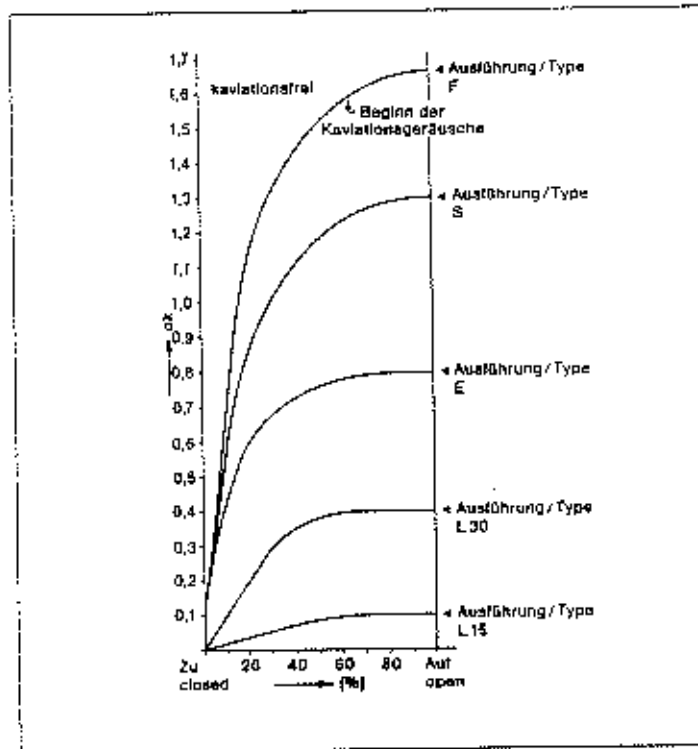
Figuren viser f.eks. at en ventil i normalutførelse har full kavitasjon ved en trykkreduksjon på 10 mVS (oppstrøms trykk 15 mVS) ved en åpningsgrad på 40 %. Vannføringen i denne situasjonen er 70 l/s.

Av figuren ser en at ventil med slissesylinder har lavere kapasitet enn ventil i normalutførelse ved samme åpningsgrad ved oppnådd maks. kavitasjon. En ser videre at ventilen med slissesylinder tillater en større trykkreduksjon enn normalventilen fra fullt åpen ventil og ned til vannføring ca. 55 l/s. Åpningsgraden for normalventilen er da ca. 30 % og ca. 43 % for slissesylinderventilen. Ved lavere vannføringer er maks trykkreduksjon for full kavitasjon større eller lik i normalventilen enn i ventilen med slissesylinder. Det går videre fram at ventilene kaviterer ved relativt beskjedne trykkreduksjoner. Ventilen med slissesylinder greier maks. 10-20 m trykkreduksjon ved vannføringer mellom 140 (100 % åpningsgrad) og 35 l/s (35 % åpningsgrad). Ved sterk struping kan ventilene maks gi 40-50 m trykkreduksjon før sterk kavitasjon opptrer. Det er da hele tiden forutsatt et nedstrøms trykk på 5 mVS.

I praksis vil imidlertid forholdene være noe gunstigere enn i dette eksemplet. Det finnes også andre utgaver av ventilen med lavere kavitasjonstall. Disse forholdene er vist på figur 5.11. Her er kritiske  $\sigma$ -verdi ved start kavitasjon angitt for nåleventiler med forskjellige utforminger. Kv-verdiene for ventilene ved dimensjon DN400 er også angitt. En ser f.eks. at type L15, dvs. med hullsylinder (jfr. fig. 5.6) har en kavitasjonsfaktor på rundt 0.1. Denne ventilen vil kunne greie en reduksjon på ca. 150 mVS ved et nedstrømstrykk på 5 mVS før en får kavitasjonslyd. ( $\sigma = H_2 + H_v / H_1 - H_2$ ,  $H_1 = 10$  mVS,  $H_2 = 5$  mVS,  $\sigma = 0,1$  gir  $H_1 - H_2 = \Delta H = 150$  mVS)

Plasseringen av ventilen har betydning. Plassering av ventilen så nærme bassenget som mulig slik at dampblærene i en viss grad kan klappe sammen ute i vannmassene i bassenget og ikke komme i kontakt med gods, er gunstig og vil medføre at ventilen kaviterer mindre.

Uansett vil en dykket plassering av ventilen lett kunne gi kavitasjon. Fritt utløp er absolutt å foretrekke. Disse forholdene tas opp grundigere i kapittel 6.



Figur 5.11: Kavitasjonsfaktor ved start kavitasjon, her betegnet  $\sigma$  (øverst) og  $K_v$ -verdier for Erhard nåleventil med forskjellige utforminger. Kavitasjonsfaktoren for den aktuelle ventilen må ligge under den beregnede  $\sigma$ -verdien for å unngå kavitasjon [22].

### 5.2.3 Spjeld- og sluseventiler

I trykkreduksjonssammenheng er slike ventiler mindre aktuelt. Dette både fordi de kan være vanskelig å styre og har relativt dårlig egnet karakteristikker, da en vesentlig del av reguleringen og dermed trykkreduksjonen skjer ved sterk struping. En viss anvendelse kan de imidlertid f.eks. ha i spesielle tilfeller i kombinasjon med mer spesialiserte ventiler der trykkreduksjonen kan tas i trinn. En viss del kan da tas over spjeld- eller sluseventilen mens den mer nøyaktige reguleringen skjer over den andre ventilen. Dette kan særlig være aktuelt der det er liten variasjon i vannføringen. Spjeld- eller sluseventilen kan da stilles inn på en konstant struping.

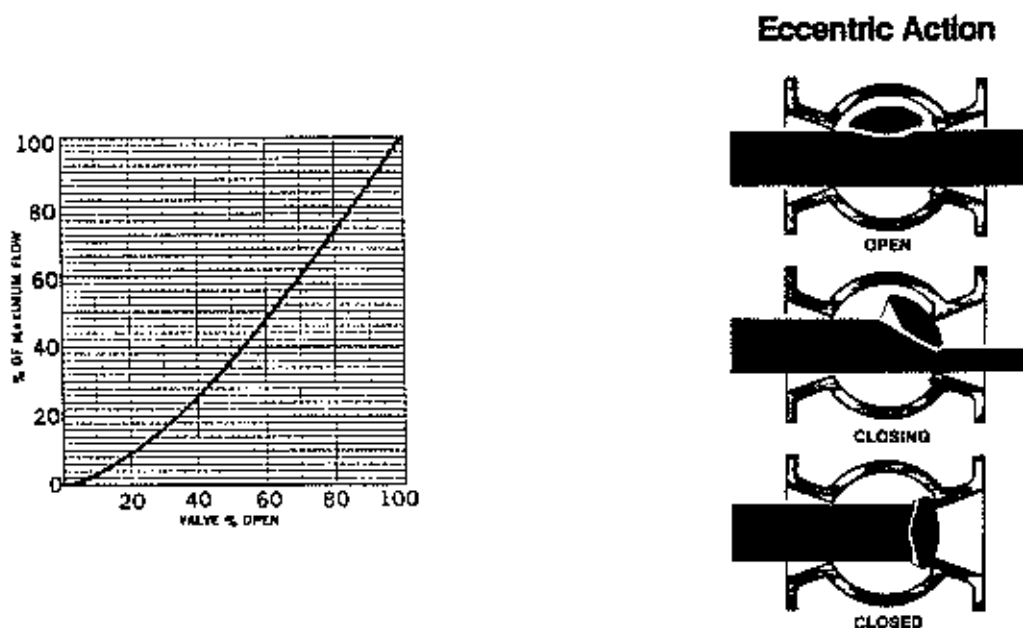
Fordelen med spjeld- og sluseventiler er at de er svært robuste og rimelige i anskaffelse. Det er tilfeller der en lar slike ventiler kavitere og heller skifter de ut etterhvert.

Slike ventiler er imidlertid i hovedsak bygd for enten å være lukket eller åpen. Om spjeldet/slusen blir stående i mellomstilling kan dette medføre skadelige belastninger. Ventiler der spjeldet går i spor på hver side av ventilhuset kan være å foretrekke da dette vil avlaste spjeldet. De fleste skyvespjeldventiler har slik sidestøtte.

Både skyvespjeld, dreispjeld og sluseventiler har relativt dårlige kavitasjonsegenskaper, f.eks. har dreispjeldventiler  $F_L$ -faktorer ned mot  $F_L = 0,65$  og  $K_C$ -faktor ned mot 0,3, dvs. at en har start kavitasjon ved trykkreduksjon på 30 % og fullt utviklet kavitasjon ved ca. 40 % av trykket oppstrøms målt som absolutt trykk.

Spesielle utgaver av skyvespjeldventiler egner seg imidlertid bra til regulering av vannføring. Ventilen utstyres da med en fast strupeplate. Utformingen av denne kan velges slik at en får den ventilkarakteristikken en ønsker seg. Vanlige sluse- og dreispjeldventiler kan og selvsagt benyttes til regulering, men her har en ikke den samme muligheten for å få tilpasset ventilkarakteristikken til applikasjoner.

Som regulerings- og strupeventil kan også eksenterventiler benyttes. Dette er en ventil som i prinsippet fungerer som en dreispjeldventil med eksentrisk spjeld. En eksenterventilen er imidlertid spjeldet erstattet med et sylindarsegment som vist på figur 5.12. På figuren er også ventilkarakteristikken for en slik ventil angitt. Karakteristikken er relativt lineær, noe som ofte foretrekkes for en reguleringsventil. En annen ventil som likner denne er kule kalottventilen («ball segment valve») der lukkeorganet består av en dreibar kulekalott. Den har også en tilnærmet lineær karakteristikk.



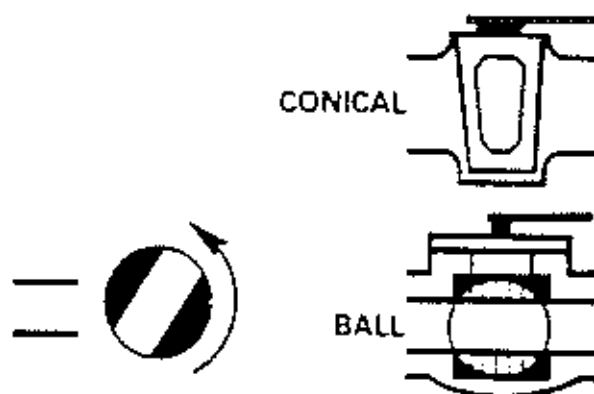
DN	80	100	150	200
$K_{vmax}$	290	480	1000	1800

Figur 5.12 Ventilkarakteristikk  $\left( \frac{K_v}{K_{vmax}} \cdot 100\% \right)$  for eksenterventil type DeZurik. ( $K_{vmax}$  er vannføringskoeffisient i  $m^3/h$  ved helt åpen ventil). Ventilen fås i dimensjon DN15-DN1800

#### 5.2.4 Kule- og sylinderventil

Kule- og sylinderventilen fungerer ved at en gjennomhullet kule eller sylinder dreies inn i ventilhuset.

Figur 5.13 viser en prinsippskisse av disse ventilene.

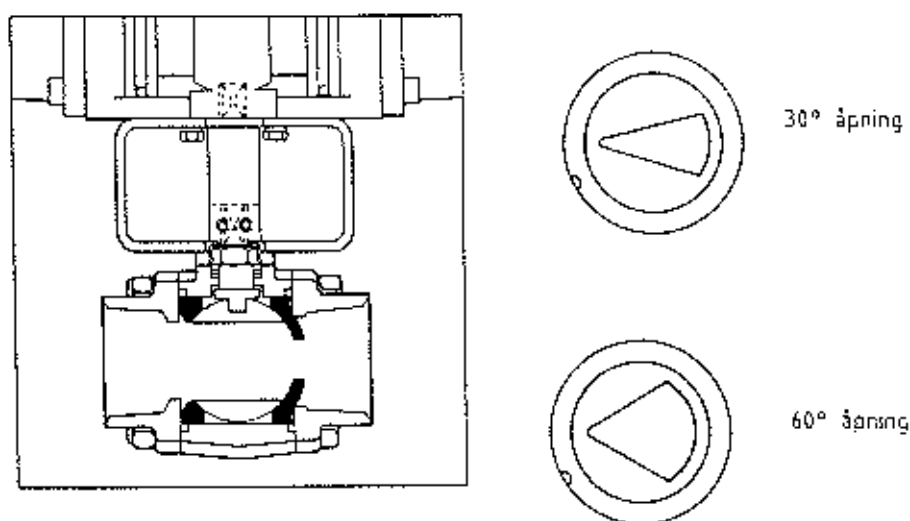


Figur 5.13: Kule- og sylinderventil-prinsipptegning

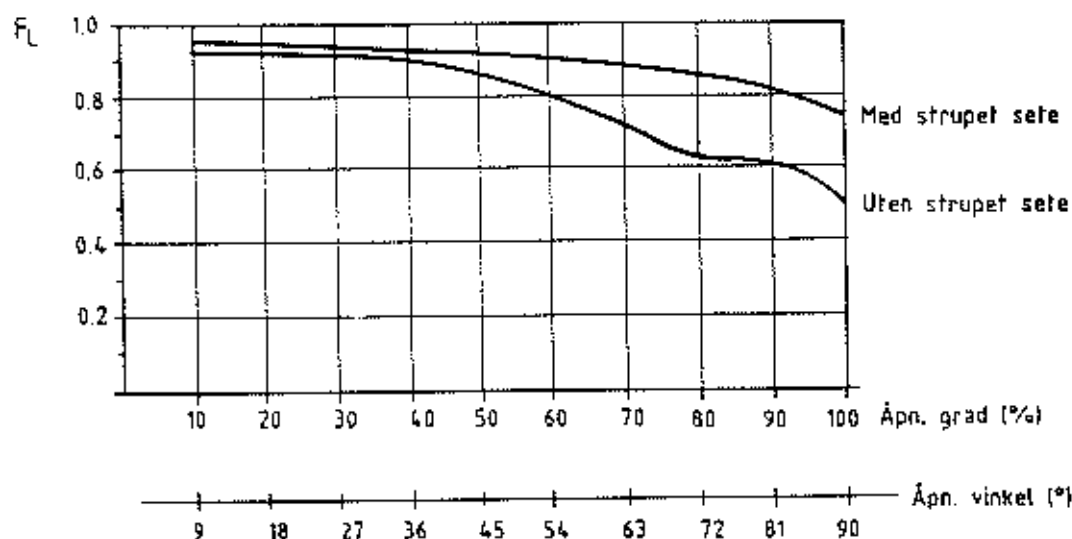
Kule- og sylinderventiler (eng.: "Ball valve" og "Plug valve" kan i prinsippet benyttes til trykkreduksjon som alle andre ventiler. De viktigste fordelene med disse ventilene er at de er enkle, robuste og har fritt gjennomløp og dermed stor kapasitet ved fullt åpen ventil (kuleventil). Hovedfunksjonene til disse ventilene er imidlertid som stengeventiler og for regulering av vannføring (reguleringsventil).

Kule- og sylinderventiler benyttes i hovedsak i mindre dimensjoner (< DN200). For å bedre reguleringsegenskapene er det mulig å benytte ventiler som har et strupet sete nedstrøms kulen. Kulen tetter helt inntil setet som har en fast åpning. Det finnes forskjellige utforminger og størrelser på strupingen slik at ventilen kan tilpasses den aktuelle situasjonen.

Figur 5.14 viser snitt gjennom en slik ventil sammen med noen aktuelle strupeseter.



Figur 5.14: Kuleventil med strupet sete og eksempler på utforming av dette [17]

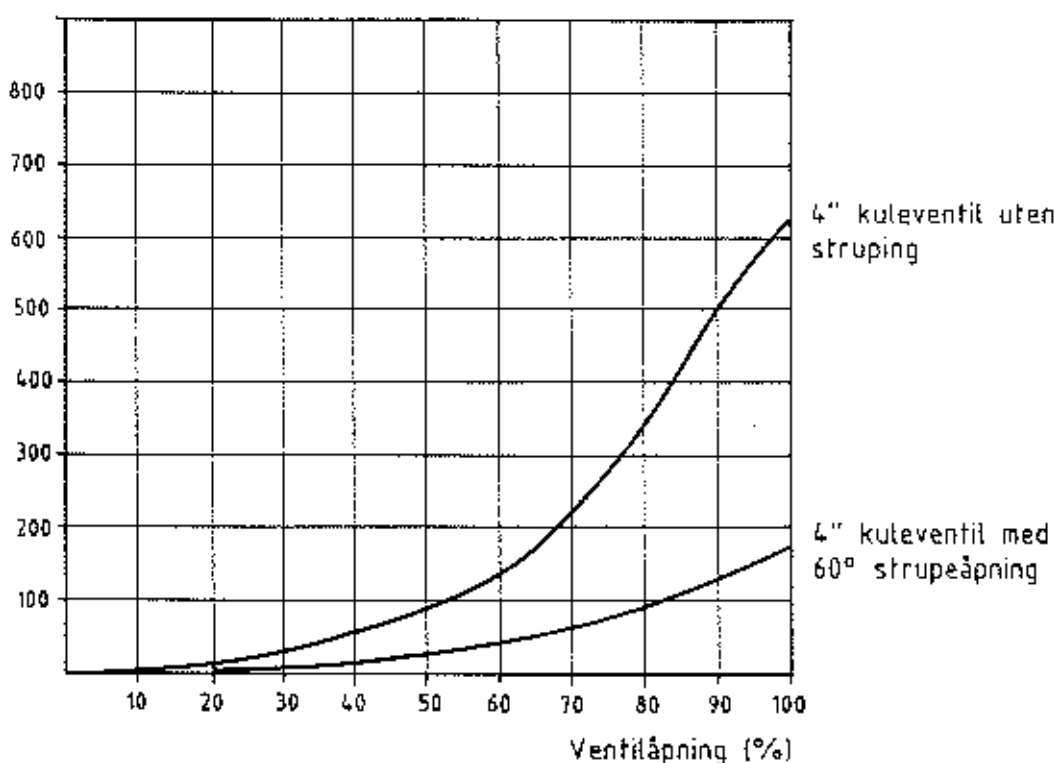


Figur 5.15: Trykkgjenvinningsfaktor for kuleventil type Worcester V-flow (fra [16])

Montering av strupet sete bedrer kavitasjonsegenskapene til ventilen betraktelig som vist på figur 5.15, der  $F_L$ -faktoren for ventil med og uten strupet sete er angitt som funksjon av åpningsgraden. Dette gjelder imidlertid ikke før ved større åpningsgrader enn 50-60 %. Av figuren ser en f.eks. at ventil uten strupet sete kaviterer ved et trykktap lik 25 % av absolutt innløpsstrykk ( $F_L = 0,5$ ) og ventil med strupet sete ved 56 % av dette ( $F_L = 0,75$ ) ved fullt åpen ventil.

Ventil med strupet sete har imidlertid betydelig lavere kapasitet enn ventil uten. Dette går fram av figur 5.16 som viser  $K_V$ -faktoren for 4" ventil med og uten strupet sete.

$K_v$  ( $m^3/h$  ved 1 bar trykktap over ventilen)



Figur 5.16:  $K_v$ -faktor for 4" kuleventil type Worcester V-flow (fra 1171)

### 5.2.5 Fløtrinnsventil

Som omtalt flere ganger i det foregående, reduseres faren for kavitasjon ved å gjennomføre trykkreduksjonen i flere trinn ved f.eks. å sette en ekstra strømningsmotstand nedstrøms ventilen. Dette prinsippet er fulgt opp og perfektionert i det en kan kalle fløtrinnsventiler. En utgave av en slik ventil er vist på figur 5.17. Figur 5.18 viser trykkforløpet over ventilen.

Denne ventilen er av fabrikat Masoncilan type VRT og består av et antall perforerte skiver som omslutter en bevegelig plugg. Posisjonen til pluggen bestemmer hvor mange skiver som vannet må passere, og dette påvirker trykktapet over ventilen.

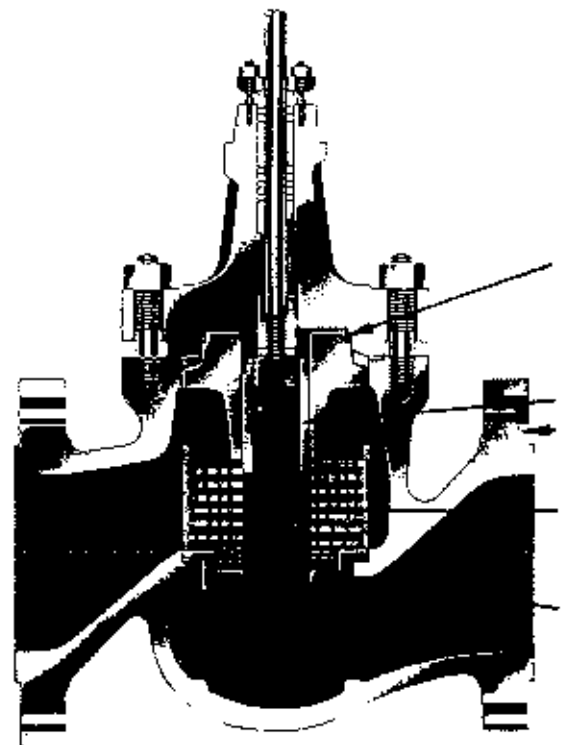
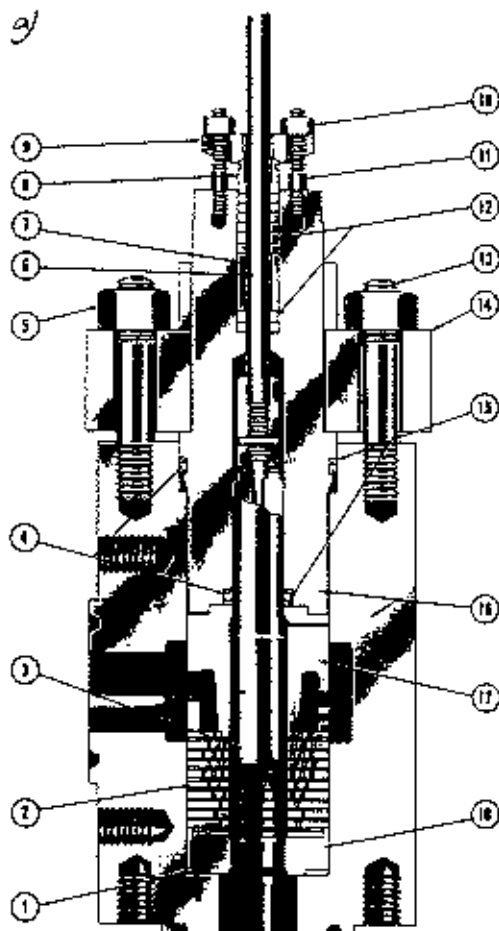
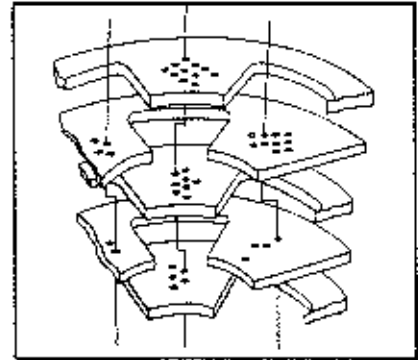
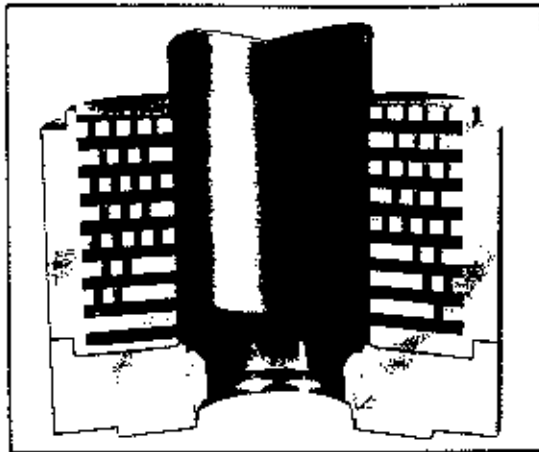
Antall hull hver skive har, øker i strømrørningen slik at trykkreduksjonen er større over de første trinnene i ventilen enn over de siste trinnene ved utløpet av ventilen. Dette fordi det er ved de siste trinnene hvor trykket nærmer seg utløpstrykket at faren for kavitasjon er størst.

Hullarealet pr. skive er avpasset slik at en oppnår svært lav trykkgjenvinning (høy  $F_L$ -verdi). Ventil a) på figur 5.17 har en  $F_L$ -faktor på tilnærmet 1,0 over hele ventilens arbeidsområde. I praksis vil ventilen være helt kavitasjonsfri og er da særlig godt egnet i installasjoner med stort trykkfall. Denne ventilen fås imidlertid kun opp til og med DN150.

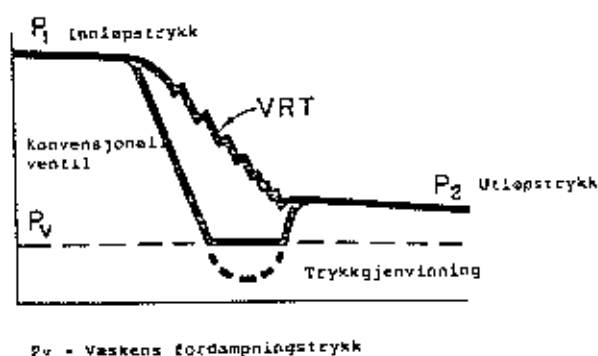
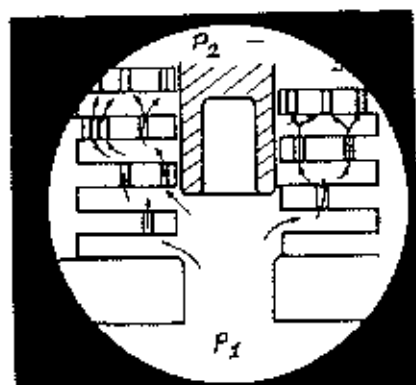
Ventil b) har en  $F_L$ -faktor på minst 0,92 over hele ventilens arbeidsområde og en minste  $K_c$ -faktor på 0,8. Dette betyr at den kan tåle en trykkreduksjon på 80 % av innløpstrykket målt som absolutt trykk før kavitasjon starter og over 85 % av dette før en har fått fullt utviklet kavitasjon ved montering med baktrykk.

Ventilene har et stort reguleringsområde for vannføringen. Innenfor reguleringsområdet kan da  $K_v$ -faktoren varieres innen området 1:50 - 1:100 avhengig av dimensjon og ventilutforming, dvs. at vannføring kan reguleres ned til henholdsvis 2 og 1 % av kapasiteten ved fullt åpen ventil ved samme trykkfall over ventilen.

Pga. utformingen er imidlertid trykktapet over ventilen stort også ved helt åpen ventil, dvs. at kapasiteten til ventilen er relativt liten. Dette gjelder særlig ventil a). Ved f.eks. dimensjon DN150 har ventil a) en  $K_{vmax}$ -verdi på 91 m<sup>3</sup>/h og ventil b) 246 m<sup>3</sup>/h. Til sammenligning har en DN150 Erhard nåleventil en  $K_{vmax}$ -verdi på 340 m<sup>3</sup>/h når den har slissesylinder og 550 m<sup>3</sup>/h når den har turbinkrans. Den kompliserte utførelsen medfører at slike flertrinnsventiler blir relativt kostbare.



Figur 5.17: Flertrinnsventil type Masonzeilan /18, 19/



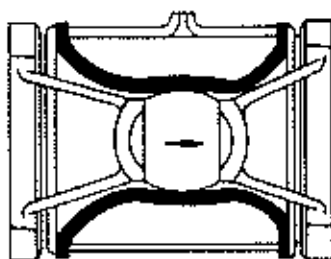
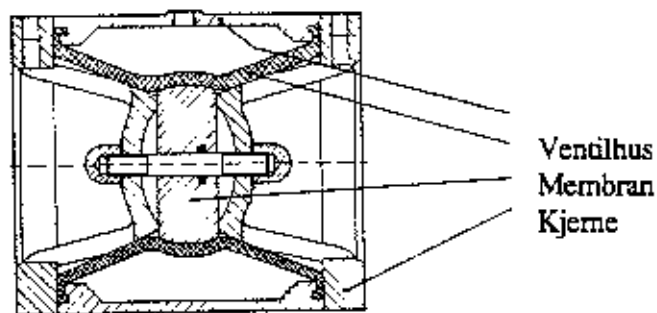
Figur 5.18: Trykkreduksjon over flertrinnsventiler type Masonellan (20)

### 5.2.6 Membranventil

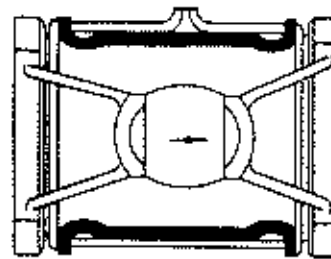
Membranventilen (diaphragm valve) virker ved at en membran av gummi eller kunststoff presses ved hjelp av vanntrykk eller trykkluft fra ventilhusveggen og tetter for vannstrømmen. Figur 5.19 viser skjematisk virkemåten til en utgave av denne ventiltypen (Inbal) der membranene presses mot en kjerne i senter av ventilen. Trykket oppstrøms benyttes for manøvrering av ventilen. Dette kan gjøres ved at membranen har en forspenning som gjør at den lukker om det er samme trykk på hver side av membranen.

Andre utforminger av ventiltypen finnes også, f.eks. utførelse uten kjerne der membranen presses helt sammen ved stengning. Hvordan membranen beveges vil også kunne variere, f.eks. ved lufttrykk eller mekanisk ved hjelp av stempel som presser på membranen.

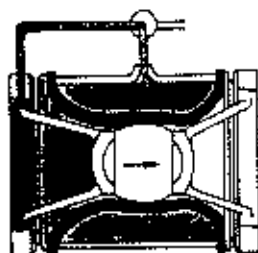
Usymmetrisk utforminger der membranen presses fra en av sidene i ventilhuset er også vanlig.



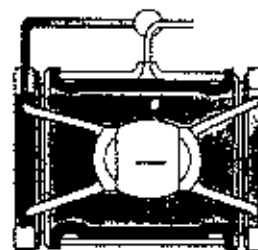
I trykkløs tilstand stenges ventilen pga. egen spenningen i membranen



Settes ventilen under trykk, åpner ventilen



Ventilen lukker når innløpsstrykket føres inn i kontrollvolumet bak membranen



Ventilen åpner når trykket bak membranen fjernes. Et visst minstetrykk i ledningen er nødvendig for å holde ventilen 100 % åpen

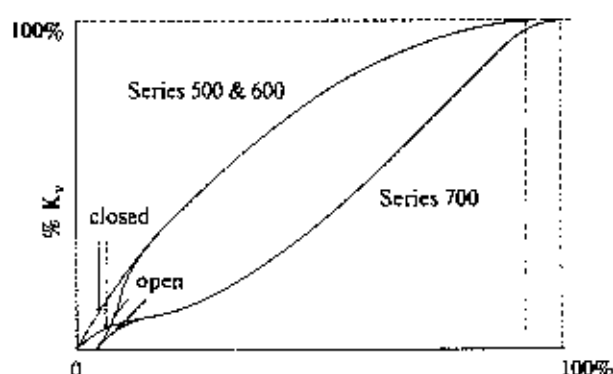
Figur 5.19: Virkemåten til membranventil type Inbal

Flere av utgavene, f.eks. Inbal, har en bred anvendelse både ved regulering av trykk og vannføring.

Felles for alle ventiler av denne typen er at de er særlig godt egnet der en har slitende medium. Pga. den robuste og enkle utformingen har ventilen imidlertid etterhvert også bli mer og mer anvendt i vannforsyningsanlegg.

I det følgende skal ventil av type Inbal beskrives noe nærmere.

Ventilen finnes i to hovedutgaver, serie 500 og 600 og serie 700 som har forskjellige karakteristikk. Dette er vist på figur 5.20, der relativ  $K_V$ -verdi som funksjon av åpningsgraden er angitt (ventilkarakteristikk). Åpningsgraden er angitt ved hvor mye volum bak membranen (kontrollvolumet) er fylt opp.



Figur 5.20: Relativ  $K_V$ -verdi som funksjon av åpningsgraden for Inbal-ventiler (10)

Av figuren ser en at karakteristikk ved små åpningsgrader er forskjellig om ventilen går mot stengning eller skal åpne.

Når det gjelder kavitasjon er trykkgjenvinningsfaktoren ( $F_L$ ) angitt på figur 5.21 som funksjon av åpningsgraden  $n$  som her er definert som:

$$n = 100 \frac{K_V}{K_{V_{\max}}}$$

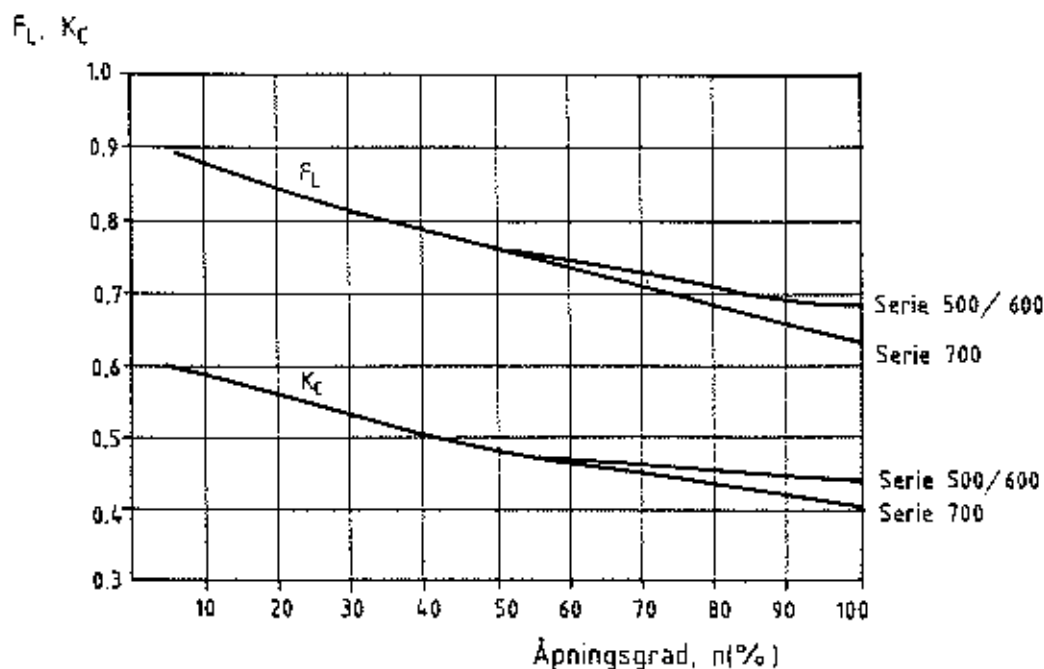
der

$K_V$  = aktuell  $K_V$ -faktor

$K_{V_{\max}}$  =  $K_V$ -faktor for fullt åpen ventil

Av figuren ser en at  $F_L$ -verdien avtar ved økende åpning som normalt. Ved helt åpen ventil ser en f.eks. at  $F_L = 0,63$  for ventil serie 700. Av formell 4.17 ser en da at maks. trykkreduksjon over ventilen i denne driftssituasjonen er 40 % av absolutt-trykket oppstrøms ventilen (forutsatt at damptrykket er tilnærmet lik null). Dette økes til ca. 80 % rett før lukket ventil.

På figuren er også  $K_C$ -verdien angitt. Denne faktoren angir begynnende kavitasjon og er definert av i likning 4.15.



Figur 5.21:  $F_L$  og  $K_C$ -faktorer fra membranventil type Inbal som funksjon av åpningsgraden  $n$

Av figuren ser en at for ventil serie 700 er  $K_C = 0,4$  for helt åpen ventil og 0,6 rett før helt lukket. Dette betyr at en har begynnende kavitasjon ved et trykk på 40 % av absolutt-trykket oppstrøms ventilen ved helt åpen ventil, dvs. at en har tilnærmet full kavitasjon med en gang. Mot lukking har en begynnende kavitasjon ved 60 % av absolutt-trykket oppstrøms og full kavitasjon ved 80 % som vist tidligere.

### 5.3 Oversikt over kavitasjonsfaktorer

I tabell 5.1 gis det en oversikt over faktor for kavitasjon ( $K_C$ ) og faktor for fullt utviklet kavitasjon ( $F_L$ ) for en del ventiler.  $K_C$  og  $F_L$  er definert i likning 4.15 og 4.18.

Der ikke noe annet er angitt, gjelder faktorene for helt åpne ventiler. Ved struping vil de normalt øke noe. Da helt åpne ventiler normalt gir relativt lite trykktap, vil en viss struping være normalt i trykkreduksjonssammenheng.

Det understrekes at tallene i tabellen kun må betraktes som orienterende da datagrunnlaget er forskjellig og spesielle utgaver av de angitte ventiltypene kan ha andre egenskaper (særlig er tallene for  $K_C$  usikre da prøveprosedyrene ikke er klart definert).

En skal heller ikke bare se på kavitasjonsfaktorene alene. Hvordan ventilene tåler kavitasjon, er også en viktig faktor. Dette gjelder f.eks. nåleventiler som har relativt lave kavitasjonsfaktorer, men tåler erfaringsmessig kavitasjon bra, da sammenklappingen av kavitasjonsboblene i liten grad skjer mot gods og skader dette.

Tabell 5.1 Oversikt over  $K_c$ - og  $F_L$ -faktorer for en del ventiltyper. Tallen er kun orienterende og variasjoner kan forekomme, avhengig av fabrikat og utforming. Ventilene med henvisning /19/ er av fabrikat Masonellan

Ventiltipe	$K_c$	$F_L$	Kilde/kommentar
Dobbel seteventil			
"Countered port"	0,5-0,7	0,8-0,9	/19/
"V-port"	0,73-0,8	0,95-0,98	/19/
Enkel seteventil	0,46-0,65	0,75-0,90	/19/
			$K_c$ -verdier ned mot 0,2 observert av WRC (jfr. kap. 5.5.2)
Eksenterventil	0,24	0,60	/19/
Dreiespjeldventil	0,32	0,65	/19/
Flertrinnsventil	0,63-0,8 (0,9?)	0,9-1,0	/19/
Membranventil (Inbal)			
100 % åpen	0,4	0,63-0,68	/10/
30 % åpen	0,53	0,82	/10/
Nåleventil med slissesylinder (Erhard)			$\sigma$ -verdier fra /8/ er omregnet ved hjelp av likn. 4.23 og 4.25
100 % åpen	0,27	0,65	
-30 % åpen	0,35	0,82	
Ditto med hullsylinder	0,7-0,9		$\sigma$ fra fig. 5.11
Kuleventil			
Standard		0,5	/17/
Med strupet sete		0,75	/17/

## 5.4 Ventilstyring av ventiler på ledningsnett

### 5.4.1 Hovedprinsipper

Uansett ventiltipe kan en ventil enten opereres mekanisk eller elektronisk. Mekaniske systemer baserer seg på reaksjonen fra fjærer eller vekter. Elektroniske systemer er avhengig av transdusere, f.eks. trykkmåling nedstrøms, for å få reguleringsdata

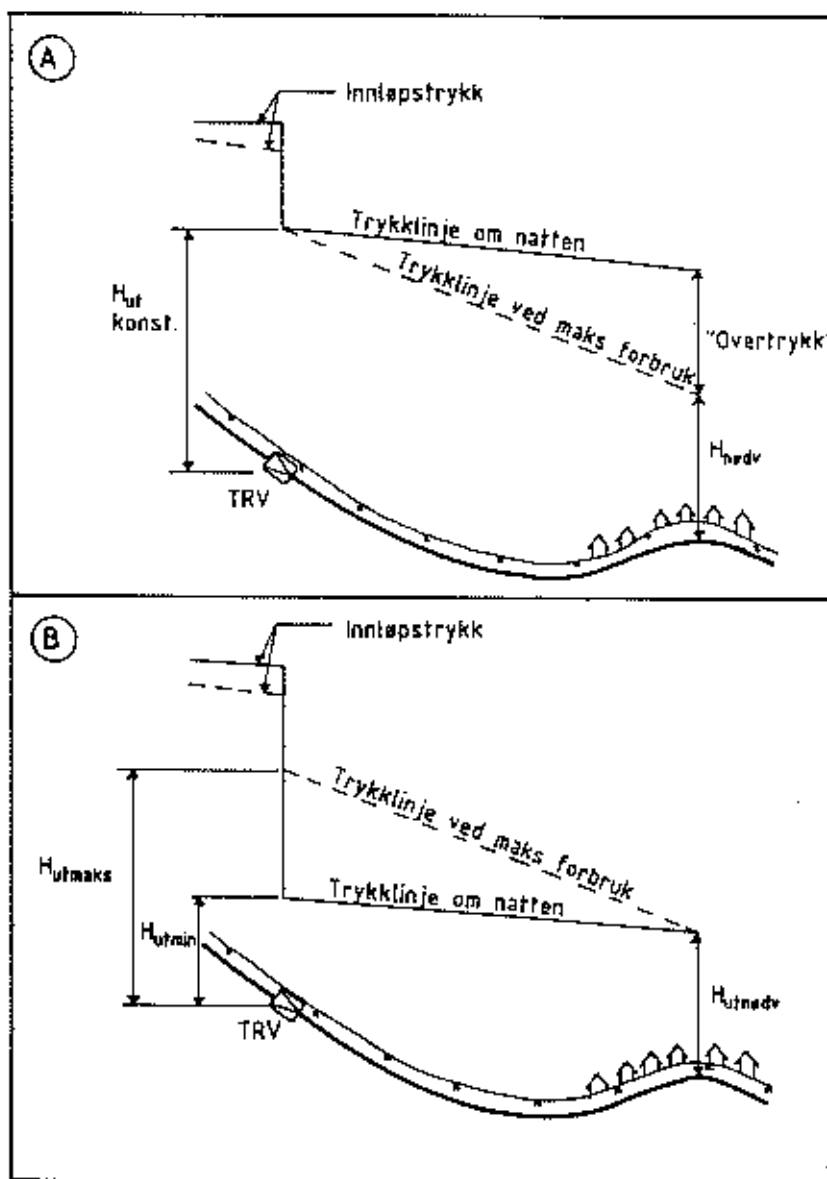
Ventilen kan enten bli regulert ved hjelp av vanntrykket i ledningen eller av en ekstern elektrisk aktuator. Når det gjelder styring av vanntrykket er det i hovedsak 2 hovedprinsipper:

- Styring uten hjelpestyring (direktstyrt)
- Styring med hjelpestyring

I tillegg skilles det mellom

- A. Ventiler med tilnærmet konstant trykk nedstrøms uansett forbruk (Fig. 5.22A)
- B. Ventiler der trykket ned nedstrømsiden styres i takt med vannforbruket (vannføringsmodulert utgangstrykk) (Fig. 5.22B)

I tillegg har en såkalte proporsjonale reduksjonsventiler der forholdet mellom inngangs- og utgangstrykk holdes tilnærmet konstant på en innstilt verdi.



Figur 5.22: Trykkforhold ved bruk av trykkreduksjonsventil (TRV) på nettet  
 A. Med konstant utløpstrykk  
 B. Med utløpstrykk som varierer slik at det er tilpasset forbruket

Ut fra dette kan en i praksis dele inn ventilene i 5 hovedtyper ut fra:

- Utløpstrykkarakteristikk
- Styringsystem
- Aktuatorssystem

Tabell 5.2 gir en oversikt over disse hovedtypene.

Tabell 5.2 Klassifisering av trykkreduksjonsventiler

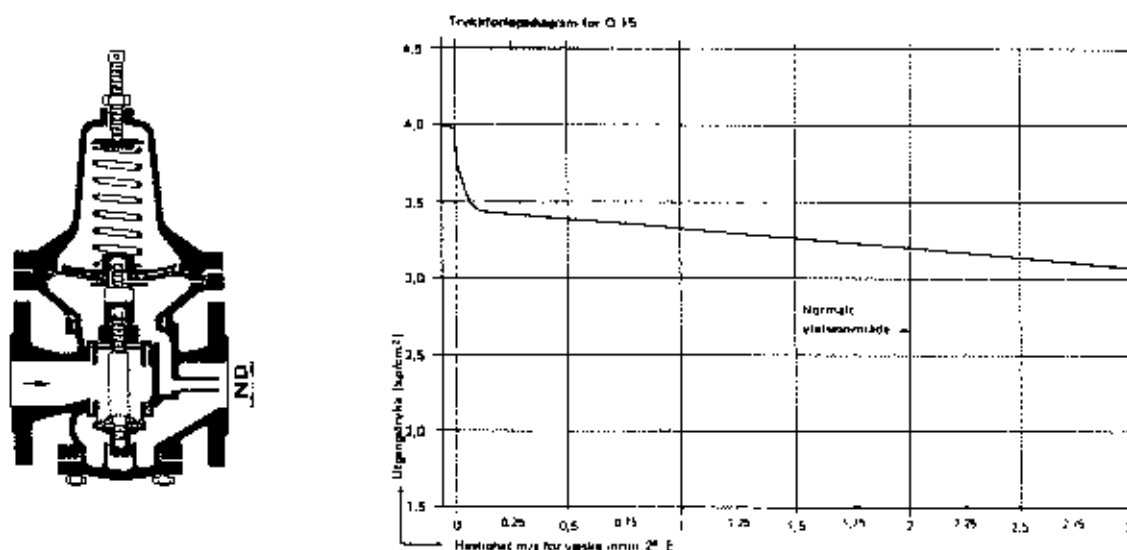
Type	Utløpstrykk-karakteristikk	Styringsystem	Aktuatorsystem
1	Konstant	Direkte	Selvdrevet ved hjelp av vanntrykket
2	Konstant	Hjelpestyring	Selvdrevet ved hjelp av vanntrykket
3	Konstant	Elektronisk	Ekstern aktuator (el.motor el. tilsv.)
4	Vannføringsavhengig	Hjelpestyring	Selvdrevet ved hjelp av vanntrykket
5	Vannføringsavhengig	Elektronisk	Ekstern aktuator (el.motor el.tilsv.)

Ventiler med vannføringsavhengig utgangstrykk har til nå liten eller ingen utbredelse her i landet. Hovedvekten vil derfor bli konsentrert om ventilene med konstant eller tilnærmet konstant utgangstrykk.

#### 5.4.2 Reduksjonsventil uten hjelpestyring (Ventil type 1)

Som direktestyrte ventiler, dvs. uten hjelpestyring, benyttes i hovedsak seteventiler som styres av en fjærbelastet membran. Slike ventiler er selvdrevet av ledningstrykket. De er laget for å holde et konstant utløpstrykk ved varierende inngangstrykk, men i praksis vil de som regel ha et høyere utløpstrykk ved liten vannføring enn ved stor.

Figur 5.23 viser en typisk utførelse av en slik ventil. På figuren er også et eksempel på trykløpsdiagram for ventilen ved en bestemt forhåndsinnstilling av fjæren vist. Av dette ser en at utgangstrykket avtar noe med økende vannhastighet (vannføring). Diagrammet er tegnet for en hastighet (nominell) opp til 3 m/s. Ved større hastigheter vil utgangstrykket reduseres ytterligere og i enda større grad. For ikke å få for store trykkvariasjoner begrenses derfor ofte hastigheten i slike ventiler til 2-3 m/s. Dette medfører ofte at en må benytte en relativt større ventil ved direktstyring enn ved en ventil med hjelpestyring, der en som regel kan akseptere nominelle hastigheter på opp til 5-6 m/s.



Figur 5.23: Trykkreduksjonsventil type Braukmann med direktestyring, samt typisk diagram for utløpstrykket

Ventilen styres av en justerbar fjær. Under fjæren er det et membrankammer som står i kontakt med trykket nedstrøms ventilen. På ventilen på figuren gjøres dette ved hjelp av et lite rør. Andre ventiler kan være utført uten dette røret. Membranen står da i direkte kontakt med lavtrykksiden av ventilen.

Membranen vil virke med en kraft på fjæren, avhengig av hvor stort nedstrømstrykket er.

På seteskiven vil det virke en trykkraft pga. trykkdifferansen over denne. Ved likevekt balanseres denne kraften av summen av fjærkraft og kraften fra membranen.

I prinsippet kan ventilen fungere uten membran i alle fall om vannføringen er relativt konstant. Membranen bidrar imidlertid til å holde et mer konstant utgangstrykk også om vannføringen varierer.

Ved f.eks. en økning i vannføringen vil trykket øyeblikkelig falle nedstrøms ventilen. Dette vil forstyrre likevekten. Trykket fra membrankammeret inn på fjæren vil reduseres og summen av fjærkraft og membrankraft vil bli tilsvarende mindre. Dette gjør at ventilen vil åpne noe. Trykkfallet over ventilen vil da reduseres, og trykket nedstrøms vil stige tilsvarende. Etter relativt kort tid vil en ny likevektssituasjon inntreffe, der sum av fjær- og membrankraft balanserer netto trykk-kraft på seteskiven ved de nye vannføringene.

En reduksjon i vannføringen vil medføre en tilsvarende reaksjon i ventilen, men ventilen vil da stenge noe for å oppnå ny likevekt.

Pga. ventilens enkle styringssystem er det imidlertid selv med membran klare begrensninger med hensyn til hvilke vannføringsvariasjoner ventilene kan fungere under. Særlig vil slike ventiler ha problemer om vannføringen går mot null (jfr. kurven på fig. 5.23). Medfører vannføringsvariasjonene i tillegg store variasjoner i oppstrøms trykk, vil ventilens mulighet til å holde relativt konstant utgangstrykk bli ytterligere forverret.

Ventilen er imidlertid driftssikker og har kort responstid. Der variasjonen i vannføringen er liten og ikke går mot null og innløpsstrykket er relativt konstant eller at en kan tillate relativt store variasjoner i utgangstrykket, vil en direktestyrt ventil kunne brukes med godt resultat. Kort responstid er fordelaktig der en benytter to ventiler i serie for å ta reduksjonen i to trinn. For lang responstid kan her medføre at ventil 2 vil kunne få problemer med å regulere seg inn.

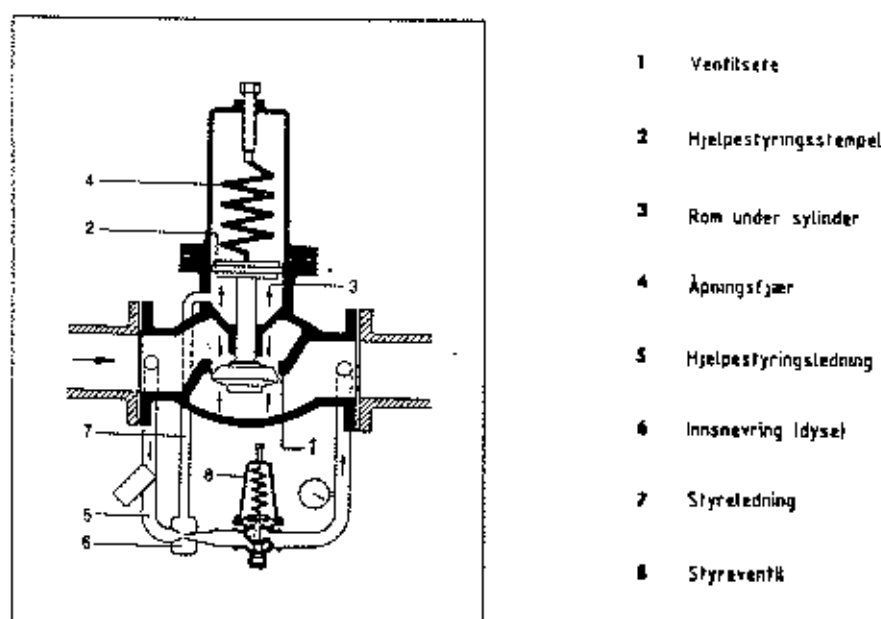
En annen utgave av direktestyrte ventiler, er ventiler som gir et tilnærmet konstant forhold mellom inngangs- og utgangstrykk innen et visst hastighetsområde. En slik ventil kan f.eks. være grunnutførelsen av seteventil type Bermad (se figur 4.3) som styres av membran eller stempel der trykket på lavtrykksiden føres inn på oversiden av stempelet eller membranen direkte via en enkel ledning. Slike ventiler kan være aktuelle der en har tilnærmet konstant inngangstrykk eller som 1. ventil av to i serie, da de har kort responstid og vil være relativt rimelige. En begrensning er imidlertid at forholdet mellom inngangs- og utgangstrykk ikke kan varieres, men er gitt som en fast verdi for den enkelte ventilen.

### 5.4.3 Ventiler med hjelpestyring og konstant utgangstrykk (Ventil type 2)

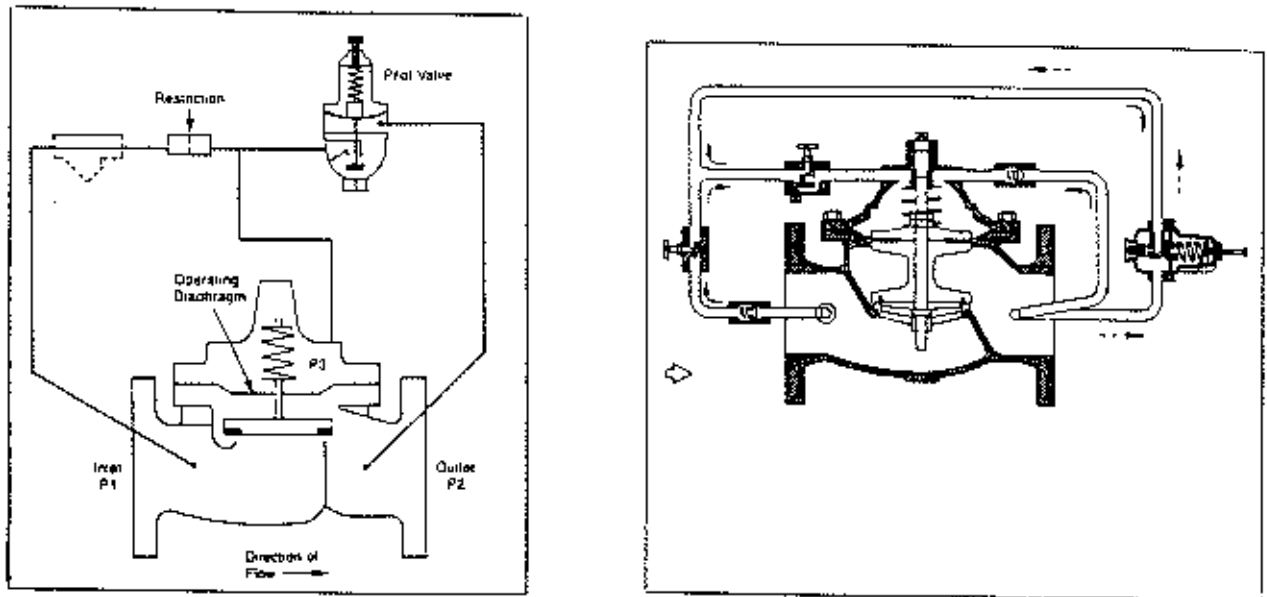
Seteventiler er også den vanligste ventiltypen ved trykkreduksjonsventiler med hjelpestyring. I tillegg benyttes også membranventiler (f.eks. Inbal).

Som ved direktestyrte ventiler er ventiler med hjelpestyring også selvdrevne ved at det er vanntrykket i ledningen som driver ventilen. Selve styringen av ventilen gjøres av en fjærbelastet styringsventil (pilotventil) som reguleres ut fra trykket oppstrøms og nedstrøms hovedventilen.

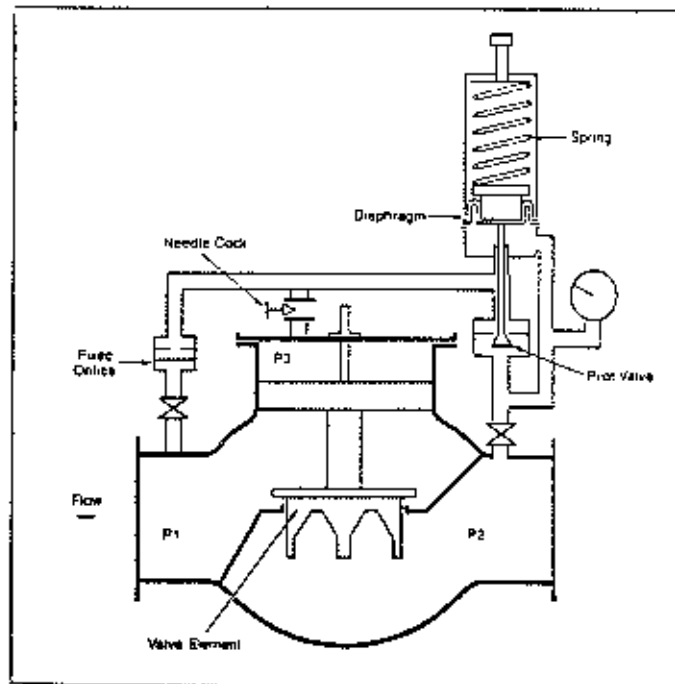
Figur 5.24 - 5.26 viser 3 forskjellige utforminger av slike ventiler. Figur 5.24 - 5.26 viser utgaver der hovedventilen er en seteventil. Styringen av ventilen er imidlertid noe forskjellig fra disse tre ventilene.



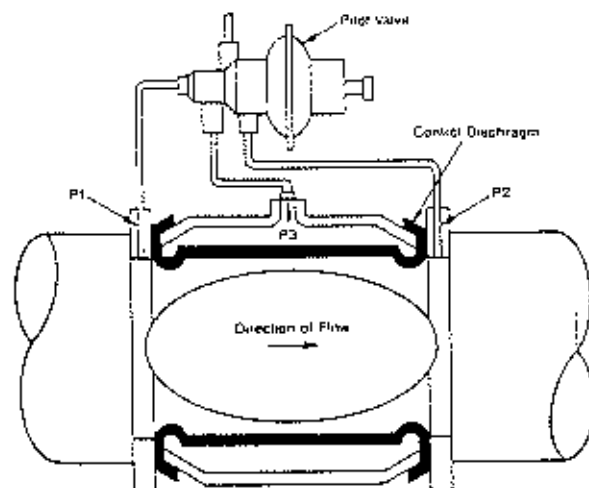
Figur 5.24: Fjærregulert seteventil med hjelpestyring (type Bopp & Reuther)



Figur 5.25: Membranstyrt seteventil med hjelpestyring. Skjematisk tegning til venstre og type Muesco til høyre



Figur 5.26: Stempelstyrt seteventil med hjelpestyring (type Blakenborough eller tilsvarende). Seteskiven er utstyrt med tannet krans på undersiden (V-plug) for å bedre ventikarakteristikken og redusere kavitasjonsstøy [21].



Figur 5.27: Membranventil med hjelpestyring (type Inbal)

I ventilen på figur 5.24 reguleres bevegelsen av lukkeorganet (pluggen) av summen av en fjærkraft og trykket i et hjelpestyringskammer under fjæren. Dette trykket påvirker fjæren via et stempel som fjæren er festet til i ene enden. I ventilen på figur 5.25 reguleres bevegelsen av trykket,  $p_3$  i et membrankammer over lukkeorganet (her en tallerken eller skive) i kombinasjon med en fjærkraft.

I ventilen på figur 5.26 styres ventilbevegelsen av trykket  $p_3$  over et stempel som er festet til ventilspindelen.

Virkemåten er noe forskjellig for de viste ventilene, men de har til felles at alle har et omløp (hjelpestyringsledning) fra høytrykksiden til lavtrykksiden av hovedventilen med en styreventil (pilot valve). Dette er egentlig en liten direktestyrt reduksjonsventil. Virkemåten kan i prinsippet forklares ved henvisning til ventilen i figur 5.24.

Styreventilen (8) stilles inn på ønsket nedstrøms trykk. Den er da lukket ved null forbruk. Ved forbruk vil trykket synke noe nedstrøms ventilen, og styreventilen (8) vil åpne slik at det går en vannstrøm i hjelpestyringsledningen (5). På denne er det en dyse (6), der vannhastigheten vil øke og trykket dermed falle. Dysen står i kontakt med hjelpestyringskammeret (3) under åpningsfjæren (4) i hovedventilen. Fjærkraften vil da trykke ventilspindelen ned og hovedventilen åpnes. Trykkfallet over ventilen reduseres dermed og trykket nedstrøms vil øke. Dette vil redusere vannføringen i hjelpestyringsledningen og trykket i hjelpestyringskammeret vil øke slik at ventilen vil lukke noe. Dette vil fortsette til likevekt har inntruffet og ventilåpningen er tilpasset det aktuelle forbruket.

Ved null forbruk er trykket i hjelpestyringskammeret det samme som på høytrykksiden av ventiletet. Endringen i høytrykket vil ikke forandre denne likevekten. Lavtrykket vil virke på undersiden av seteskiven og denne lukkekraften motvirkes av det innstilte fjærtrykket i åpningsfjæren. Fjæren er innstilt slik at ventilen akkurat lukker ved null forbruk.

Virkemåten for ventilen i figur 5.25 er i prinsippet den samme, men her er det isteden trykket i kammeret over membranen som styrer bevegelsen av ventilen. Ved økt vannføring i hjelpestyringsledningen pga. lavere trykk nedstrøms, vil trykket i kammeret reduseres og ventilen vil åpne. Ventilen på figur 5.26 virker i prinsippet på samme måte.

I membran-ventilen i figur 5.27 er hjelpestyringsventilen utformet som en trevegsventil (3-veis pilot) som sørger for at vann føres inn i membrankammeret i hovedventilen når denne skal stenge eller tapper ut vann når den skal åpne. Det spesielle ved dette systemet er at alle porter er stengt ved stabile forhold slik at det da ikke strømmer noe vann i hjelpestyringssystemet, dvs. at det kun går vann i hjelpestyringsledningen når ventilen skal reguleres.

Alternativt kan ventilen på figur 5.27 utstyres med en to-veis styrepilot med ejetor som tilkobles ventilens kontrollkammer (membrankammer). Når ventilen er i funksjon, vil det da være en kontinuerlig strøm i pilotsystemet og ventilen vil reagere raskere på variasjoner i forbruket enn en ventil med tre-veis pilotsystem. Begrensningene med to-veis styrepilot er at ejetorsystemet trenger et differansetrykk på minst 0,5-1 bar, noe som medfører at ventilen ikke fungerer ved lavere reduksjoner enn dette. I tillegg vil ikke ventilen kunne åpne 100 %, noe som reduserer kapasiteten.

Felles for alle ventilene er imidlertid at de er avhengig av at det går vann i hjelpestyringsledningen hele tiden eller ved regulering. Denne ledningen har relativt liten dimensjon og kan gå tett. For å redusere dette problemet er den ofte utstyrt med en liten sil. Om silen eller ledningen skulle gå tett, vil vannstrømmen i hjelpestyringsledningen stanse. For ventilen i figur 5.25 vil gjentetting av sil eller hjelpestyringsledning medføre at trykket i hjelpestyringskammeret blir for lite, og ventilen vil gå mot lukking. Trykket nedstrøms vil da bli for lite.

For ventilen i figur 5.26 vil gjentetting medføre at ventilen vil åpne og gi for høyt trykk. For å redusere faren for skader pga. for høyt trykk om reduksjonsventilen ikke fungerer som den skal, kan noen av ventilene (bl.a. Inbal) utstyres med en ekstra sikkerhetspilot som vil tre i funksjon og stenge ventilen om det skulle oppstå feil i det ordinære styrepilotsystemet.

Ventiler med hjelpestyring er mer komplisert og kan være mer utsatt for driftsproblemer og har noe lengere responstid enn direktestyrte ventiler. Ventilene er imidlertid stadig blitt forbedret slik at driftsstabiliteten nå stort sett må sies å være god om ventilene får det nødvendige ettersyn og vedlikehold. En del av ventilene med hjelpestyring er også blitt svært konkurransedyktige i pris og kan ofte være rimeligere enn en direktestyrt ventil, i alle fall ved større dimensjoner (DN 100 og større). Fordelen med ventiler med hjelpestyring er at de gir et mer stabilt utgangstrykk ved store vannføringsvariasjoner (jfr. fig. 5.28) og store variasjoner i inngangstrykket samt fungerer også ved vannføringer ned mot null.

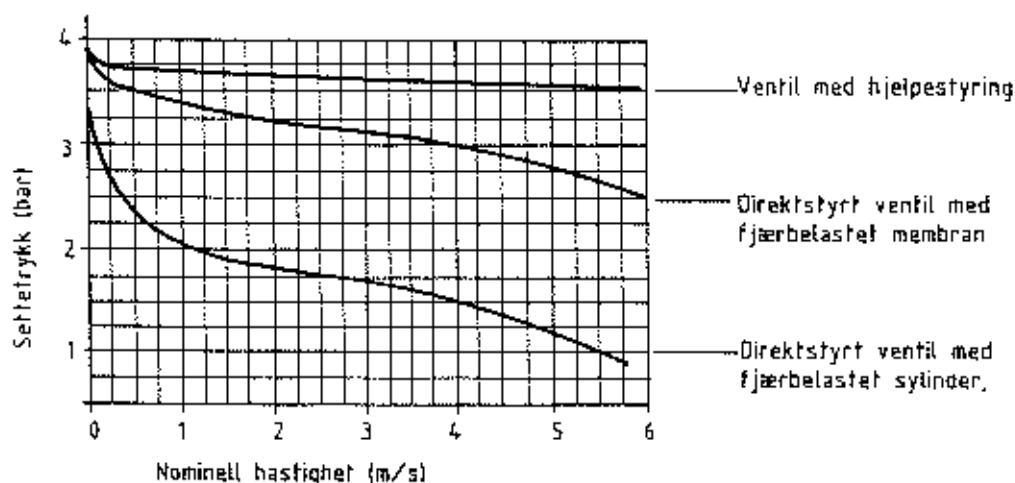
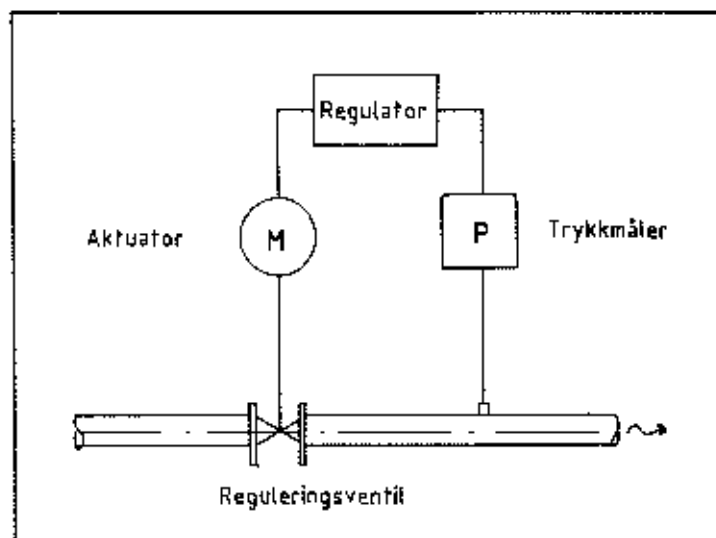


Fig. 5.28 Nedstrøms trykk ved forskjellige typer reduksjonsventiler som funksjon av vannhastigheten ved settestrykk 4 bar ved null vannføring [22].

#### 5.4.4 Ventiler med elektronisk styring og konstant utgangstrykk (Ventil type 3)

Denne utformingen er lite benyttet i vannverkssammenheng og vil kun omtales kort i denne sammenhengen. I utgangspunktet kan hvilken som helst type ventil benyttes, bare den har en passende karakteristikk og tilfredsstillende kavitasjonsegenskapet for den aktuelle applikasjonen.

Figur 5.29 viser en prinsippskisse av opplegget



Figur 5.29: Elektronisk styrt ventil med konstant utgangstrykk. Prinsippskisse

Systemet består av en reguleringsventil med aktuator, f.eks. en elektrisk motoren, trykkmåler og regulator. Som regulator kan benyttes PLS eller en spesiallaget regulator. Regulatoren styrer regulatoren slik at det ønskede settetrykket oppnås.

Systemet er avhengig av strømforsyning og er mindre aktuelt for montering ute på nettet. Om en har behov for trykkreduksjon i forbindelse med behandlingsanlegg, pumpestasjoner eller høydebasseng, kan dette imidlertid være en brukbar løsning.

#### 5.4.5 Ventiler med vannføringsavhengig utgangstrykk (Ventil type 4 og 5)

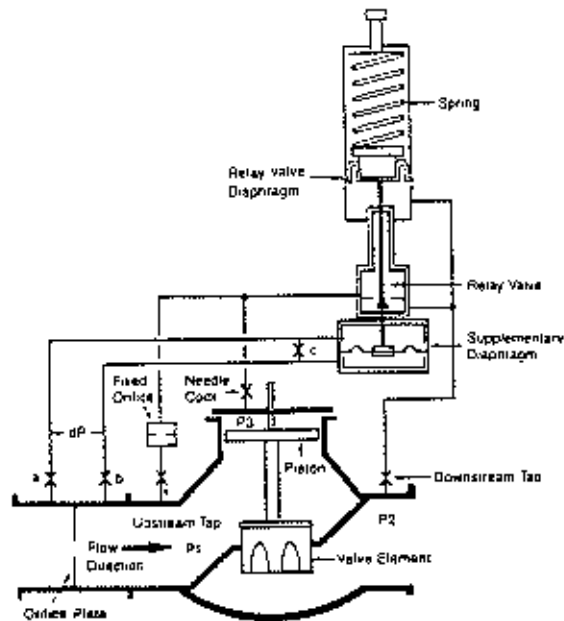
Ved disse ventilene stiger utgangstrykket ved økende vannføring og avtar ved redusert forbruk. Slike ventiler er særlig aktuelt der trykktapet i ledningssystemet er stort. Hensikten med ventiler er da å holde så konstant trykk i distribusjonsnettet som mulig, uavhengig av forbruket. På den måten kan utgangstrykket fra ventilen holdes på et minimum hele tiden, samtidig som trykket hos konsumentene er tilfredsstillende uansett forbruk.

Det finnes to hovedprinsipper for styringen:

A. Styring med hjelpestyringsventil

B. Elektronisk styring

Type A er en videreutvikling av ventil med hjelpestyringsventil for konstant utgangstrykk. Korreksjon for vannføringen får en ved å montere en måleblende på ledningen oppstrøms eller nedstrøms hovedventilen og la trykktapet over denne være med å regulere hjelpestyringsventilen. Dette trykktapet ( $\Delta P$ ) er proporsjonalt med kvadratroten av vannføring ( $Q$ ), dvs.  $\Delta P = \text{konstant} \times Q^2$ , slik at reguleringen vil være vannføringsavhengig. Eksempler på en slik ventil er vist på figur 5.29.

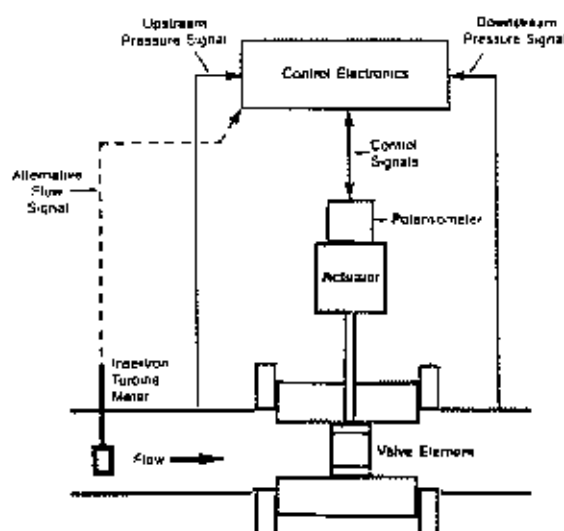


Figur 5.30: Eksempel på reduksjonsventil med vannføringsavhengig utgangstrykk og hjelpestyring [21]

I ventilen på figur 5.30 er måleblenden plassert oppstrøms og er med på å regulere hjelpestyringsventilen via et ekstra membran.

Slike ventiler forhåndsinnstilles da på et maksimalt og minimalt utgangstrykk ved henholdsvis antatt minste og største vannføring. Reguleringen innenfor disse grensene skjer så i henhold til karakteristikkene for den aktuelle ventilen. De opererer uten ekstern energiforsyning.

Type B er i motsetning til type A avhengig av strømforsyningen. Figur 5.31 viser prinsippet for en slik løsning. Løsningen er en videreutvikling av elektronisk styrt ventil med konstant utgangstrykk vist på figur 5.29. Regulatoren (Control Electronics) må da programmeres slik at den tar hensyn til vannføringen. En måte å gjøre dette på er å montere en vannmåler som så gir et signal inn på regulatoren.



Figur 5.31: Elektronisk styrt reduksjonsventil med vannføringsavhengig utgangstrykk [21]

Alternativt kan regulatoren beregne vannføringen ut fra måling av trykkreduksjonen over reduksjonsventilen og ventilkarakteristikken.

En annen løsning kan være å styre ut fra trykk målt på et strategisk punkt ute på nettet slik at trykket i dette punkt holdes konstant, dvs. en løsning som vist i figur 5.29, men med trykkmåleren plassert pr. nettet. Dette medfører at trykksignalet må overføres over en større avstand. Prinsippet er også vist på figur 7.4.

## 5.5 Ventilens funksjonsområde

### 5.5.1 Problemstilling

Ventilens funksjonsområde er noe omtalt i kapittel 5.2, som beskriver de forskjellige ventilene og i kapittel 4, der de teoretiske forholdene er gjennomgått.

I dette kapitlet skal disse forholdene oppsummeres og utdypes nærmere.

De viktigste forhold som bestemmer funksjonsområde til en trykkreduksjonsventil vil være:

- Trykkklasse

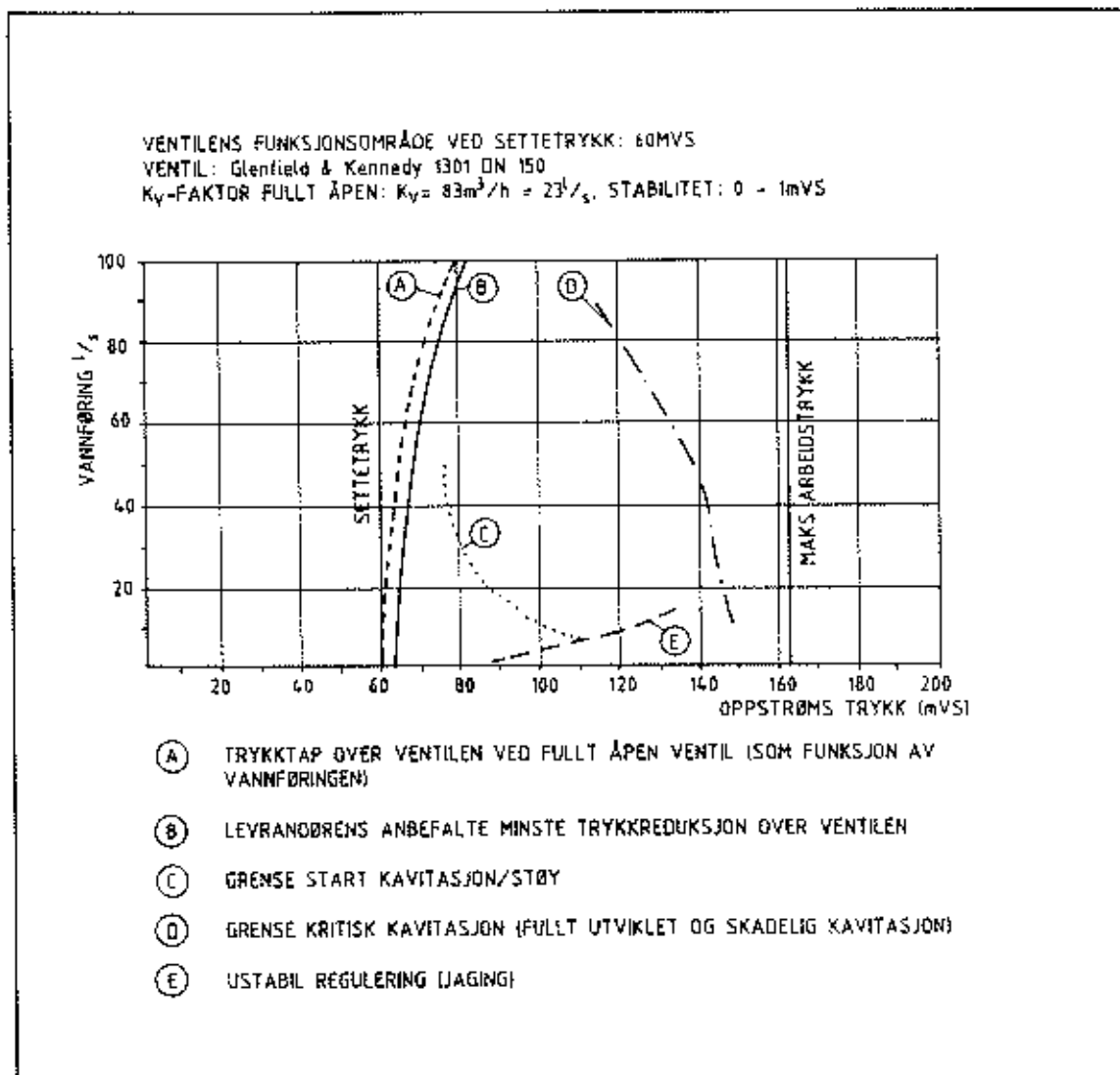
- Min oppstrøms trykk
- Min trykkdifferanse over ventilen
- Maks/min nominell hastighet
- Grense for jaging
- Grense for start kavitasjon
- Grense for skadelig kavitasjon
- Stabilitet, det vil si utløptrykketsvariasjon med vannføringen

### 5.5.2 Ventiltester

For å få enhetlig grunnlag for vurdering av trykkreduksjonsventiler utfra punktene nevnt foran har Water Research Center i England (WRC) laget et test-program for slike ventiler. Dette er beskrevet i rapport TR 238 «The performance and selection of Pressure Reducing Valves» fra WRC/21/. Mange ventiler er etterhvert blitt testet i forhold til dette programmet. For hver ventil foreligger da:

- Funksjonsområdediagram
- Stabilitetsdiagram
- Ventilkarakteristikk

Figur 5.32 viser et eksempel på funksjonsområdediagram for DN 150 seteventil med hjelpestyring (type Glenfield & Kennedy 1301) ved settetrykk 60 mVS. Det er utarbeidet tilsvarende diagrammer for andre settetrykk (20 og 40 mVS).



Figur 5.32 Eksempel på funksjonsområdediagram fra ventiltest ved WRC 1211.

Trykkreduksjonen over ventilen er kurveverdien minus settetrykket. Om kavitasjonsstøy og jaging skal unngås, må ventilens arbeidsområde ligge innenfor området som begrenses av kurvene B, C og E. Om kavitasjonsstøy kan tolereres må en ligge innenfor området som begrenses av kurvene B, D og E. Maks vannføring gjennom ventilen er satt til 100 l/s som tilsvarer en nominell hastighet på ca 6 m/s (DN 150 ventil).

Kavitasjonsfaktorene  $K_C$  og  $F_L$  kan bestemmes tilnærmet ut fra kurve C og D og likning 4.15 og 4.18. For f.eks. start kavitasjon og relativt åpen ventil ( $Q = 50 \text{ l/s}$ ) har en fra kurve C:

$$\text{Oppstrøms trykk} \quad : \quad H_1 = 75 \text{ mVS}$$

Nedstrøms trykk	:	$H_2 = 60 \text{ mVS}$
Trykkreduksjon	:	$\Delta H = 15 \text{ mVS}$

Om damtrykket settes lik null og atmosfæretrykket,  $H_a$ , settes til 10 mVS. har en iflg. likning 4.15:

$$K_c = \frac{\Delta H}{H + H_a} = \frac{75 - 60}{75 + 10} = 0,18$$

For mer lukket ventil, f. eks. ved  $Q = 10 \text{ l/s}$ , får en på tilsvarende måte:

$$K_c = \frac{100 - 60}{100 + 10} = 0,36$$

Faktoren  $F_L$  bestemmes på tilsvarende måte ut fra kurve D. For vannføring 50 l/s får en da:

$$F_L = \sqrt{\frac{140 - 60}{140 + 10}} = 0,73$$

For  $Q = 10 \text{ l/s}$  får en

$$F_L = \sqrt{\frac{145 - 60}{145 + 10}} = 0,74$$

Sammenligninget med verdiene i tabell 5.1 for seteventiler, ser en at  $F_L$ -verdiene stemmer bra, men at  $K_c$ -verdiene er en del høyere i tabellen. Dette behøver imidlertid ikke bety at den undersøkte ventiler er noe dårligere enn ventilene i tabellen, men at definisjonen er stort kavitasjon kan være forskjellig. Dette understreker viktigheten av å ha en kritisk holdning til slike verdier.

Stabiliteten er angitt til 0 - 1 mVS på figuren, det vil si at nedstrøms trykk avvek med maks 1 mVS fra settetrykket på 60 mVS innenfor grensene angitt på funksjonsområdediagrammet. Dette er meget bra. Ut fra testene på forskjellige type ventiler kan en oppnå en stabilitet på normalt 0 - 2 mVs for ventiler med hjelpestyring og 0 - 10 mVs for direktestyrte ventiler.

## 5.6 Valg og dimensjonering av ventil

### 5.6.1 Databehov

Følgende data er som regel nødvendig for valg av ventiltipe og dimensjonering av ventilen.

- Innløpsstrykk (min, maks)

- Vannføringsområde
- Settetrykk ved  $Q_{\max}$
- Settetrykk ved  $Q_{\min}$

Settetrykket må vurderes ut fra trykkbehovet på ugunstigste punkt og trykktapet i ledningssystemet. Vannføringsavhengig settetrykk vil kun være aktuelt i helt spesielle situasjoner der trykktapet i ledningssystemet er stort (større enn 10 - 15 mVS) ved maks vannføring samtidig som en ønsker å optimalisere systemet. Normalt vil en imidlertid kunne velge et konstant settetrykk uavhengig av vannføringen.

For vurdering av nødvendig settetrykk er det, i alle fall for større nett, nødvendig å gjøre EDB-beregning av nettet. Særlig gjelder dette der en mater inn til sonen via to eller flere reduksjonsventiler.

### 5.6.2 Valg av ventiltipe

Valg av ventiltipe gjøres ut fra:

- Plassering av ventilen
- Tilgang på el-strøm
- Vannføringsområde
- Krav til utgangstrykk
- Kavitasjonsforhold/støy
- Pris
- Driftssikkerhet

Med plassering av ventilen forstås plassering på ledning eller i forbindelse med høydebasseng/trykkreduksjonsbasseng. Ved plassering ved basseng må det velges ventil som styres av nivået i bassenget, og som eventuelt kan monteres med fritt utløp for å unngå kavitasjon og redusere støyen.

Er strømforsyningen problematisk er ventiler med elektrisk aktuator uaktuelle. Det velges da ventiltipe som opererer ut fra ledningstrykket.

Når det gjelder vannføringsområde som ventilen normalt skal fungere innenfor, har dette betydning for om direktestyrt ventil er aktuell eller ikke. Ved stor variasjon i vannføringen er direktestyrte ventiler mindre aktuelle. Dette må imidlertid sees i sammenheng med hvor mye utgangstrykket kan tillates å variere. Om vannføringen til tider går ned mot null, vil direktestyrte ventiler være mindre aktuelle.

Om en ønsker så stabilt utgangstrykk som mulig bør en velge en ventil med hjelpestyring. Utgangstrykket bør da kunne holdes innenfor  $\pm 2$  mVS av settetrykket. Om større variasjon kan tillates, kan direktestyrte ventiler være aktuelle. En må imidlertid være klar over at utgangstrykket reduseres når vannføringen for slike ventiler øker, det vil si motsatt av hva normalt som er ønskelig. Ved ikke for store variasjoner i vannføringen, f.eks. variasjonsområde på fra 30/40 % til 100 % og en riktig dimensjonert ventil bør en imidlertid kunne holde fallet i

utgangstrykket innen 5 mVs fra minste til største vannføring ved en slik ventil. Om det er av betydning å holde lekkasjenivået på et minimum og trykktapene er store i ledningssystemet bør det vurderes å montere en ventil med vannføringsmodulert utgangstrykk.

**Kavitasjon og kavitasjonsstøy** er av stor betydning for valg av ventil. Begynnende kavitasjon og dermed start av kavitasjonsstøy, kan for ugunstige ventiler allerede skje ved trykkreduksjoner på 20 - 30 % av det absolutte innløpstrykket (vanntrykk i ledningen pluss atmosfæretrykket), og fullt utviklet kavitasjon vil kunne skje ved trykkreduksjon på 40 - 50 % av dette trykket. For å redusere kavitasjonsproblemene kan en da velge ventiler med gode kavitasjonsegenskaper (høy trykkgjennvinningskoeffisient  $F_L$  eller lavt kavitasjonstall  $\sigma$ ) og som eventuelt tåler kavitasjon om dette ikke er til å unngå.

For vanlige seteventiler som benyttes til trykkreduksjon bør en imidlertid kunne ta en trykkreduksjon på 60-75 % av det absolutte innløpstrykket innen det strupingsområde slike ventiler normalt vil arbeide innenfor (20-80 % åpning) før kavitasjon blir noe problem.

Ventiler med gunstige kavitasjonsegenskaper er imidlertid ofte mer kostbare enn mer enkle ventiler. I visse applikasjoner kan det da være økonomisk gunstig å velge en rimelig ventil som skiftes ut med jevne mellomrom. **Totalkostnaden** må da vurderes ved hjelp av en nåverdieregning over en viss analyseperiode. Støyen kan komme inn som et moment som gjør at en likevel velger den dyre ventilen.

Det siste punktet på listen foran er **driftssikkerheten**. Generelt gjelder at jo mer komplisert en ventil er, desto mer utsatt er den for driftsforstyrrelser (unntak finnes selvsagt). Direktestyrte ventiler er normalt noe mer driftssikre enn ventiler med hjelpestyring og krever normalt noe mindre ettersyn og vedlikehold. Dette forholdet vil særlig kunne ha betydning når atkomsten til ventilen er vanskelig.

### 5.6.3 Dimensjoneringsregler

Dimensjonering av reduksjonsventil kan gjøres manuelt eller ved bruk av dataprogrammer. De fleste ventilleverandører har tilgang på programmer for beregning av sine ventiler (f.eks. BERMAD SOFT).

I det følgende skal hovedpunktene i en manuell dimensjoneringsprosedyre gjennomgås:

#### 1 Framskaffe datagrunnlag

- $Q_{max}$  og  $Q_{min}$
- Innløps og utløpsstrykk ( $H_1$  og  $H_2$ ), eventuelt både ved  $Q_{max}$  og  $Q_{min}$

#### 2 Kontrollere at ventilen har kapasitet til å ta $Q_{max}$

De fleste ventilleverandører oppgir en øvre maksimale nominelle hastighet,  $U_{DNmax}$  for ventilen. Vanlige verdier er:

$$U_{DNmax} = 5 - 6 \text{ m/s over lengre perioder}$$

$U_{DNmax} = 7 - 8$  m/s over korter perioder

Kapasiteten må da kontrolleres både i forhold til hastighetskravet og trykktapet ved  $Q_{max}$ . For det siste har en:

$$f \cdot Q_{max} \leq K_{Vmax} \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{åp}}} \quad (5.1)$$

der

$f$  = er sikkerhetsfaktor (1,1 - 1,4)

$K_{Vmax}$  = er  $K_v$  faktor for fullt åpen ventil ( $m^3/h$  ved 1 bar trykktap)

$\Delta p_{\text{åp}}$  = er disponibelt trykktap over ventilen ved  $Q_{max}$  (bar)

Det vil si at en må velge en ventil der:

$$K_{Vmax} \geq \frac{f \cdot Q_{max}}{\sqrt{\Delta p_{\text{åp}}}} \quad (5.2)$$

I tillegg må hastigheten kontrolleres:

$$\frac{Q_{max}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \leq U_{DNmax} \quad (5.3)$$

eller

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot U_{DNmax}}} \quad (5.4)$$

$D$  = er ventilens nominelle diameter (m)

$Q_{max}$  = er maks vannføring gjennom ventilen ( $m^3/s$ )

$U_{DNmax}$  = er maks nominell hastighet (m/s)

Ofta vil en ha en  $Q_{max}$  ved en normal forsyningssituasjon og en større  $Q_{max}$  ved brann. Som regel vil en da akseptere den høye  $U_{DNmax}$ -verdien (7 - 8 m/s) i denne siste situasjonen, mens en benytter den lavere verdien ved den "normale"  $Q_{max}$ -verdien. Dette må en imidlertid vurdere nærmere i hvert enkelt tilfelle.

Ut fra dette velges en nominell ventildiameter som oppfyller både likning 5.2 og 5.4. Ofta vil en finne at en ventildiameter en dimensjon mindre enn ledningsdimensjonen vil være passe.

Når det gjelder direktestyrte ventiler må en i tillegg vurdere hvor mye variasjon i utgangstrykket en kan akseptere innen variasjonsområdet for vannføringen. Dette kan da sette begrensninger på hastigheten over ventilen. For ikke å få uakseptabelt store trykkvariasjoner, kan det f.eks. være aktuelt å dimensjonere ventilen ut fra en maks. nominell hastighet på f.eks. 3 m/s (jfr. fig. 5.28), noe som vil kunne gi en større ventildimensjon enn ved ventil med hjelpestyring.

### 3 Kontroll av reguleringsområdet

Ventilkararakteristikken ( $K_v$ -kurven) bør foreligge før en velger ventil. Som hovedregel gjelder at ventilen bør regulere innenfor den lineære delen av karakteristikken, f.eks. innen for 30 - 80 % av åpningsgraden.  $K_v$ -faktoren ved  $Q_{min}$  og  $Q_{max}$  må da beregnes:

$$\text{Ved } Q_{\min}: \quad K_{v1} = \frac{Q_{\min}}{\sqrt{\Delta p}} \quad (5.5)$$

$$\text{Ved } Q_{\max}: \quad K_{v2} = \frac{Q_{\max}}{\sqrt{\Delta p}} \quad (5.6)$$

der:

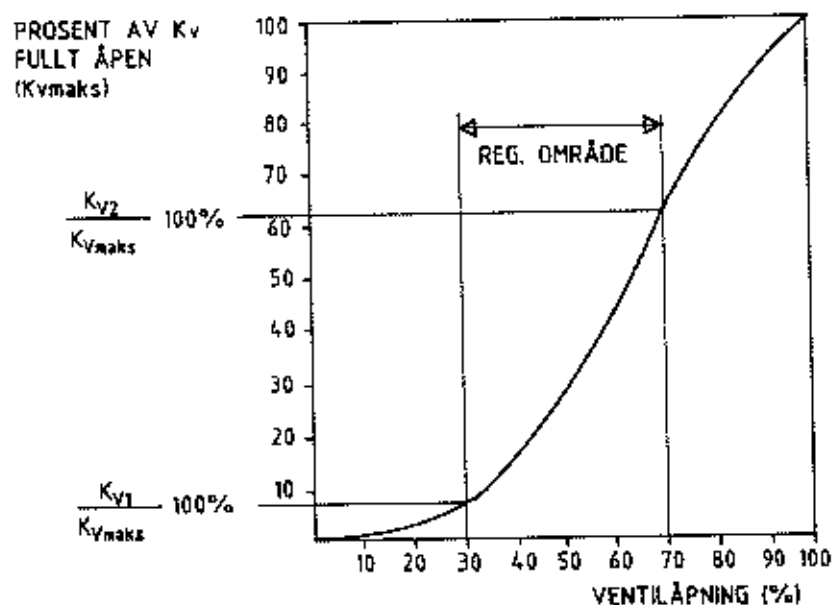
$Q_{\min}$  = er min vannføring ( $m^3/h$ )

$Q_{\max}$  = er maks vannføring ( $m^3/h$ )

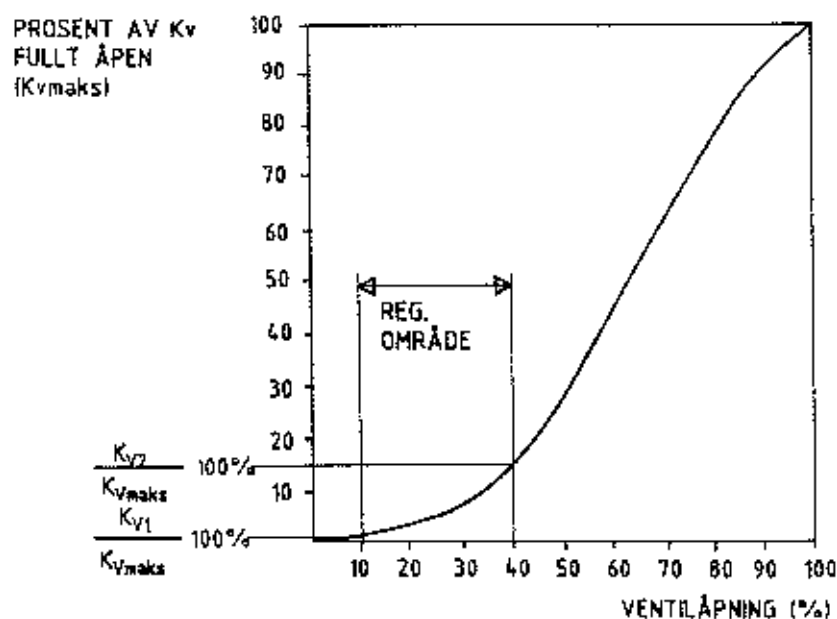
$\Delta p$  = er trykkreduksjonen ved henholdsvis  $Q_{\min}$  og  $Q_{\max}$

Ut fra ventilkaraktistikken og de beregnede  $K_v$ -verdiene kan beregningsområdet for ventilen bestemmes.

Figur 5.33 viser eksempel på en rett dimensjonert ventil der en regulerer innenfor 30 - 70 % av åpningsgraden. Figur 5.34 viser en situasjon med en for stor ventil der en må regulere innen for 10 - 40 % av åpningsgraden. På figuren er  $K_v$ -faktoren angitt i prosent av  $K_v$ -verdien ved fullt åpen ventil og kurvene gjelder for en seteventil.



Figur 5.33 Eksempel på reguleringsområde for en bra dimensjonert ventil (21).



Figur 5.34 Eksempel på reguleringsområde for en ventil med for stor dimensjon [21]

For noen ventiler har en ikke  $K_v$ -kurve. Ofte oppgis da i stedet kun  $K_{vmax}$ -verdi ved fullt åpen ventil, og en  $K_{vmin}$ -verdi som en ikke bør ligge under.

#### 4 Kavitasjonskontroll

Hva som oppgis av parametre for enkel kavitasjonskontroll varierer fra leverandør til leverandør. Eksempel på dette kan være:

- Kavitasjonsdiagram som vist på figur 5.5 eller tilsvarende.
- Faktorer for start kavitasjon ( $K_C$ ) og fullt utviklet kavitasjon ( $F_L$ ) og da helst som funksjon av åpningsgrad.
- Kavitasjonstallet,  $\sigma$ , for start og fullt utviklet kavitasjon og da helst som funksjon av åpningsgraden

Ved bruk av kavitasjonsdiagrammet kontrolleres hvor en ligger på diagrammet ut fra inngangstrykket og utgangstrykket der begge disse trykkene er angitt relativt i forhold til atmosfæretrykket.

Ved bruk av  $F_L$ - og eventuelt  $K_C$ -faktorene eller kavitasjonstallet benyttes likningen 4.14, 4.17, eller 4.19. Da  $F_L$ -,  $K_C$  og  $\sigma$ -verdiene varierer med åpningsgraden samtidig som også trykkreduksjonen  $\Delta p$  vil kunne variere med vannføringen og åpningsgraden, må kavitasjonsforholdene helst beregnes i begge ytterpunktene for ventilens reguleringsområde for ventilen. Om ikke tilstrekkelig data foreligger, bør ugunstigste situasjon beregnes.

I tillegg må en kontrollere:

- at ventilens trykkklasse ikke overskrides
- at oppstrøms trykk er tilstrekkelig til å drive ventilen om ventilen skal drives av dette trykket
- at trykkreduksjonen over ventilen er større enn anbefalt minste reduksjon, om ventilen har en slik begrensning

Om det foreligger test av ventilen fra WRC som vist på figur 5.32 eller tilsvarende benyttes funksjonsområdediagrammet for ventilen til dimensjoneringen. Driftsområdet til ventilen tegnes da inn på diagrammet for det valgte setetrykket og det kontrolleres om en ligger innenfor de begrensninger som diagrammet angir.

## 6. TRYKKREDUKSJONSBASSENG

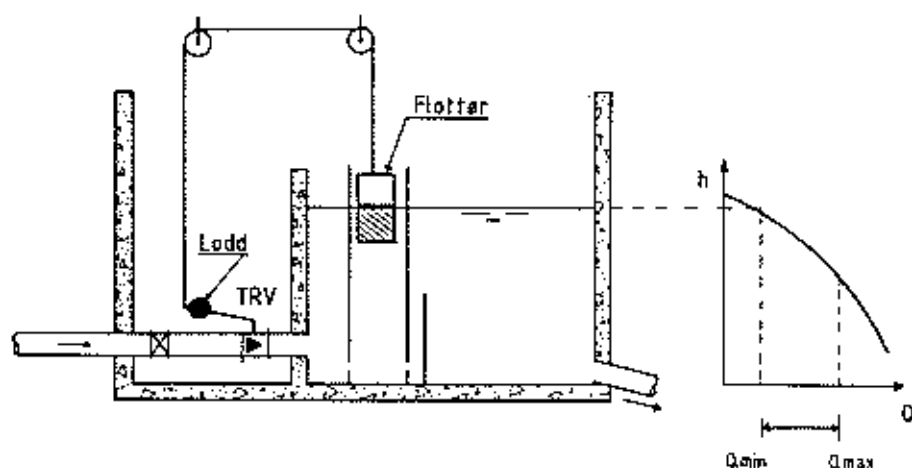
### 6.1. Reguleringsmåte

Vannføringen til et reduksjonsbasseng reguleres av reduksjonsventilen eller innløpsventilen. Reguleringen kan skje på to måter:

- Trinnløs regulering
- Av/på regulering

#### 6.1.1 Trinnløs regulering

Prinsipp for trinnløs regulering er vist i fig. 6.1. Vanligste måte å utføre dette er med en flottør som flyter på vannflaten og en mekanisk forbindelse direkte til ventilens lukkearm.



Figur 6.1: Trinnløs regulering av tilførsel til reduksjonsbasseng

Reguleringsmåten innebærer at ventilen må arbeide under varierende vannføring. Om natten risikerer en at vannføringen blir liten og at en kan komme utenfor ventilens arbeidsområde.

Mesteparten av trykkreduksjonen vil skje over ventilen, og det stilles derfor store krav til at ventilen skal tåle konstant struping uten at det kan oppstå vibrasjoner og kavitasjon.

Trinnløs regulering er nødvendig når volumet av kammeret er lite eller når forholdene oppstrøms kammeret krever jevn vannføring.

#### 6.1.2 Av/på regulering

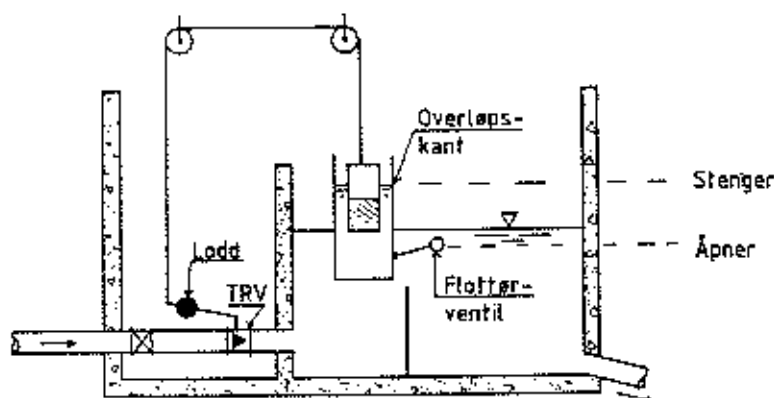
Vi har tidligere sett at en kavitasjonsfaktor  $K_C$  og  $F_L$  begge øker med økende åpningsgrad av en ventil, dvs. at en helt åpen ventil kaviterer ved en lavere trykkreduksjon enn om ventilen er mer lukket.

Normalt vil en imidlertid ha et ikke uvesentlig friksjonstap i tilførselsledningen ved store vannføringer, og vannføringen blir større jo mer åpen ventilen er. Dette betyr at trykkreduksjonen må avta med økende vannføring. Dette medfører videre at en f.eks. ved helt åpen ventil ikke får kavitasjonsproblemer, mens en struping av ventiler medfører kavitasjon til tross for gunstigere kavitasjonsfaktorer for denne situasjonen.

Om forholdene er slik, kan det være gunstig om reguleringen av ventilen er slik at den enten står i helt åpen eller helt lukket stilling. Dermed begrenses den skadelige og farlige driftssituasjonen for ventilen kun til åpne-/ lukkefasen.

En prinsippskisse av et slikt system er vist på figur 6.2. Trykkreduksjonsventilen styres her av en flottør som står i et flottørkammer.

Flottørkammeret er utstyrt med en overløpskant og en liten flottørstyrt ventil. Ved den viste vannstanden i reduksjonsbassenget er denne ventilen stengt. Når vannstanden har sunket ned til vannstand betegnet "åpen" på figuren., vil den åpne. Vannet vil da raskt renne ut av flottørkammeret, og reduksjonsventilen vil åpne raskt. Vannstanden i reduksjonskammeret vil da stige og flottørventilen til flottørkammeret vil stenge slik at det ikke kommer noe vann inn i dette før vannstanden har nådd overløpssterskelen. Flottørkammeret vil da raskt fylles, og reduksjonsventilen vil stenge raskt.



Figur 6.2: Av/på regulering til et reduksjonsbasseng med en styretank

Regulering kan skje med følgende typer ventiler:

- Membranventil styrt av en liten flottørventil på styreledningen (se fig. 6.11).
- Seteventil eller nåleventil med flottør plassert i en flottørtank som vist på figur 6.2.
- Motordrevet ventil styrt av en nivå giver i kammeret

Lukketiden for ventilen må være tilstrekkelig lang slik at en unngår trykkslag i ledningen. Dette må særlig vurderes ved alternativ a), da denne løsningen kan gi relativt kort lukketid.

Kammeret bør videre være så stort at en unngår stadige start/stopp i vannføringen.

Av/på regulering kan være fordelaktig når kammeret er stort og ledningssystemet og evt. behandlingsanlegget ovenfor tillater denne driftsmåten.

Blir åpne/stengetiden for lang, kan det skape skadelige vibrasjoner i ventilen. Dette problemet kan løses ved å erstatte en stor ventil med flere små i parallell. Hver enkelt av de små ventilene får åpne/stengesignal ved forskjellige vannstander. På denne måten kan åpne/stengetiden for hver enkelt ventil reduseres uten at det skapes skadelige trykkstøt.

## 6.2 Trykkforhold i ventilen

I reduksjonsbasseng kan ventilen plasseres på to måter:

- Med dykket utløp, dvs. ventilen står under vannflaten i bassenget
- Med fritt utløp, dvs. ventilen står over vannflaten

### 6.2.1 Dykket ventil

Fig. 6.3 viser basseng med dykket utløp på ventilen.

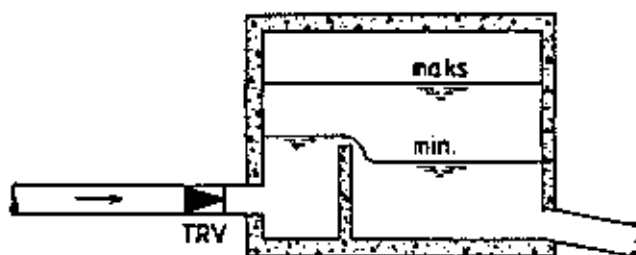


Fig. 6.3 Trykkreduksjonsbasseng. Trykkreduksjonsventilen (TRV) har dykket utløp

Vanndybden i bassenget varierer normalt 1-3 m. Trykket på nedstrømsiden av ventilen vil derfor være svært lavt, og ventilen vil være spesielt utsatt for kavitasjon.

Av figur 4.12 ser en at trykkreduksjonen for ventiler med  $F_L$ -faktor mindre enn 0,8-0,9 må være svært liten for å unngå kavitasjon ved slike lave trykk nedstrøms. Ved f.eks.  $F_L = 0,7$  og trykk 2 mVS nedstrøms ventiler, vil ventilen ha fullt utviklet kavitasjon allerede ved et oppstrøms trykk på 14 mVS, dvs. ved en reduksjon over ventilen på bare 12 mVS. Ved en  $F_L$ -faktor på 0,85 vil en ha fullt utviklet kavitasjon ved oppstrøms trykk 35 mVS eller 33 mVS reduksjon over ventilen.

Ved slike applikasjoner vil da vanlige seteventiler kunne få kavitasjonsproblemer ved reduksjoner over 15-20 mVS om de ikke er sterkt strupet.

Ved større trykktapsreduksjoner må en enten bruke spesialventiler med særlig høy  $F_L$ -verdi, f.eks. flertrinnsventiler, eller ventiler som tåler kavitasjon bra. Slike ventiler kan være nåleventiler der kavitasjon i hovedsak ikke skjer nær gods.

Det er derfor nokså vanlig å bruke nåleventiler i slike anlegg, se figur 6.4.

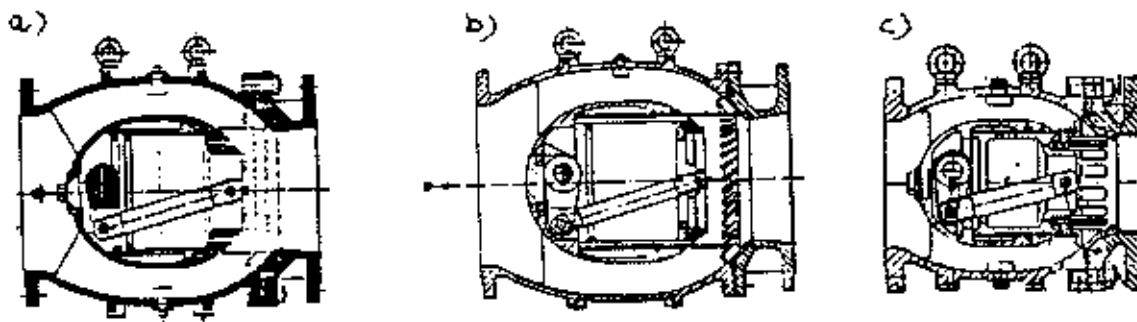


Fig. 6.4 Eksempler på nåleventiler  
 a) Normalutførelse  
 b) Med skovlekrans  
 c) Med slisse-sylinder

For et gitt trykk nedstrøms ( $P_2$ ), har en følgende forhold mellom maks. tillatt trykktap  $\Delta P = P_1 - P_2$  for disse 3 ventiltypene:

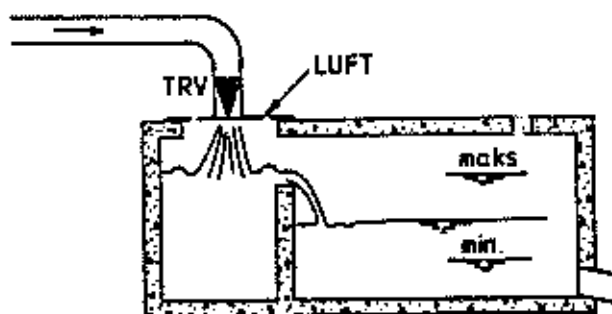
$$\Delta P_a < \Delta P_b < \Delta P_c$$

dvs. at ventil med slissesylinder er minst kavitasjonsutsatt.

Når en nåleventil utføres med en slissesylinder, vil slissesylinderen være tilpasset en bestemt vannføring. Selv en slik ventil vil ikke kunne klare variasjon i vannføringen fra null til maks. uten å få kavitasjonsproblemer når trykkreduksjonen er 40-50 m eller mer ved de lave nedstrømstrykkene en normalt har ved utløp til basseng.

### 6.2.2 Fritt utløp fra ventil

Med store trykkreduksjoner i et reduksjonsbasseng kan en unngå kavitasjonsproblemet med å la ventilen få fritt utløp, se fig. 6.5.



Figur 6.5: Trykkreduksjonsbasseng. Trykkreduksjonsventilen (TRV) har utløp i fri luft

Luft tilføres ventilen i tverrsnittet der vannhastigheten er størst. Trykkenergien vil gå over i bevegelsesenergi i ventilens trangeste snitt og energien drepes i vannmassene.

## 6.4 Valg av ventiltipe

Følgende ventiltyper er aktuelle for reduksjonsbasseng:

- Flottørstyrte seteventiler (ènsetet eller dobbelsetet)
- Nåleventiler, flottørstyrte
- Seteventiler med hydraulisk styring
- Motorstyrt ventil regulert etter nivå i basseng
- Spesialventiler

### 6.4.1 Flottørstyrte seteventiler

"Vanlige" seteventiler kan ha en  $F_L$ -faktor på rundt 0,7-0,8 ved relativt åpen ventil. Iflg. figur 4.12 vil disse kavitere ved en trykkreduksjon på 15-25 mVS ved de nedstrømstrykk som er vanlige ved trykkreduksjonsbasseng (1-3 mVS). Ved større behov for reduksjon er slike ventiler mindre aktuelle.

Kavitasjonsegenskapene er imidlertid svært avhengig av utformingen av ventilene, og da særlig utformingen av lukkeorganet (f.eks. tannet kant, "V-port" eller lignende). En kan da få seteventiler med  $F_L$ -faktor på 0,9 og bedre. Ved  $F_L=0,9$  vil en ikke ha fullt utviklet kavitasjon før ved en trykkreduksjon på 50-60 mVS ved nedstrømstrykk på 2-3 mVS.

Utformingen av seteventilene er ofte slik at kavitasjon lett vil skade ventilen. Normalt bør da ikke seteventiler benyttes ved innløpstrykk større enn 30-50 mVS ved de lave utløpstrykk som en har ved trykkreduksjonsbasseng.

Fig. 6.10 viser eksempel på en flottørstyrt seteventil med dobbelt sete.

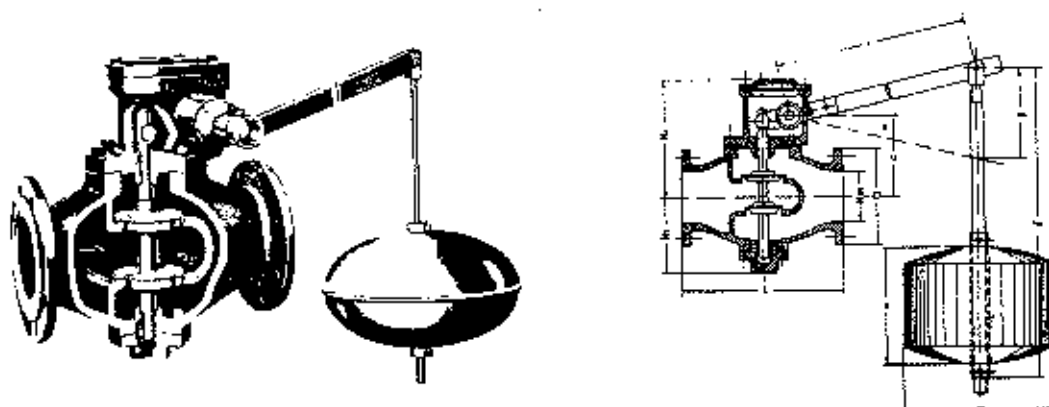


Fig. 6.10: Eksempel på flottørstyrte seteventiler med dobbelt sete. (Krombach fra Gregersen)

### 6.4.2 Seteventiler med hydraulisk styring

Et eksempel på seteventil med hydraulisk styring er vist på figur 6.11. Ventilen lukkes ved å kjøre vanntrykk inn på oversiden av en membran i ventilen. Lukkehastigheten styres ved en

struping på styreledningen. Dersom strupingen reduseres, vil ventilen kunne gå i lukket stilling svært hurtig, og store trykkstøt vil da kunne inntreffe.

Skal en slik ventil brukes til styring av reduksjonsbasseng, må derfor faren for trykkstøt vurderes nøye og en må sikre seg mot driftsuregelmessigheter som kan medføre for kort lukketid. Montering av sikkerhetsventil kan eventuelt være aktuelt.

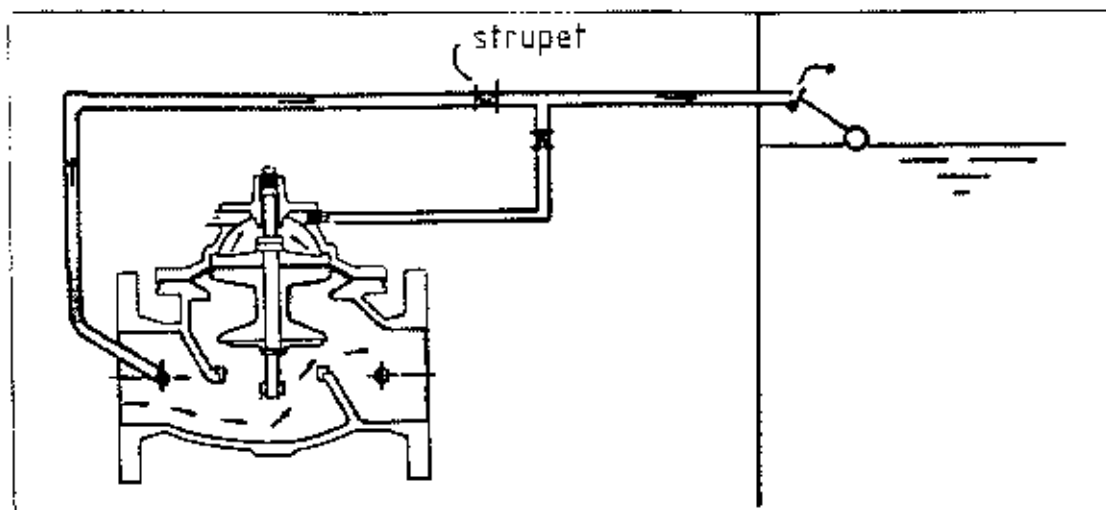


Fig. 6.11: Membranstyrt seteventil, prinsippkisse. Ventilen er i åpen stilling

#### 6.4.3 Nåleventiler, flottørstyrte

Denne ventiltypen er nærmere beskrevet under pkt. 5.2.2. Ventilene kan leveres som flere varianter. Kostnadene for denne ventilen er langt høyere enn en tilsvarende seteventil, men ventilen kan tåle større trykkreduksjoner enn seteventiler uten at det oppstår kavitasjonsskader på ventilen. Dette ikke nødvendigvis fordi de tåler større trykkreduksjon før kavitasjon enn seteventiler, men fordi ventilen er utformet slik at kavitasjonen ikke medfører så lett skade.

#### 6.4.4 Motorstyrte ventiler

Ventilen i et reduksjonskammer kan også styres av en motor som åpnes/stenges etter et målt nivå i kammeret. Nivået måles gjerne med en trykkgiver og omformes til et milliampere signal.

Da mesteparten av reguleringen skjer når ventilen nærmer seg lukking, er det lukketiden i siste forløp av lukkeperioden som ofte blir bestemmende for trykkstøtssituasjonen. En lang lukketid fra åpen til helt lukket vil da ikke være noen garanti for å unngå farlige trykkstøt. For ikke å få urimelige lange lukketider, kan ventil med varierende lukketid over lukkesyklusen være aktuelt, f.eks. rask lukking fra 100 til 25 % åpen og deretter sakte lukking.

Ventilkarakteristikken er også viktig. For å få så myk lukking som mulig, foretrekkes en ventilkarakteristikk med liten respons mot lukking, dvs. karakteristikk type B på figur 4.5. En seteventil med f.eks. V-plugg vil da være bedre enn en ventil med flat seteskive.

Reguleringen er avhengig av at det elektriske utstyret er i orden. Motoren på ventilen må kunne tåle kontinuerlig regulering.

Som hovedregel bør følgende ventiler brukes avhengig av trykkreduksjon

- Spjeldventil 0-15 m
- Sluseventil 15-35 m
- Nåleventil > 35 m

Ved store trykk er det viktig at trykkstøtforløpet under lukking blir beregnet. Til dette finnes det egne EDB-program, f.eks. WATHAM.

#### 6.4.5 Spesialventiler

For å ta store trykkreduksjoner finnes det ulike spesialventiler på markedet som brukes i prosessindustri, kraftverk etc.

Fig. 6.12 viser en slik ventiltipe Masoneilan VRT som er i drift på Fannefjorden vannverk i Molde. (Typen er beskrevet nærmere i kap. 5.2.8).

Trykket reduseres her med 360 m, og vannføringen varierer fra 10-180 l/s.

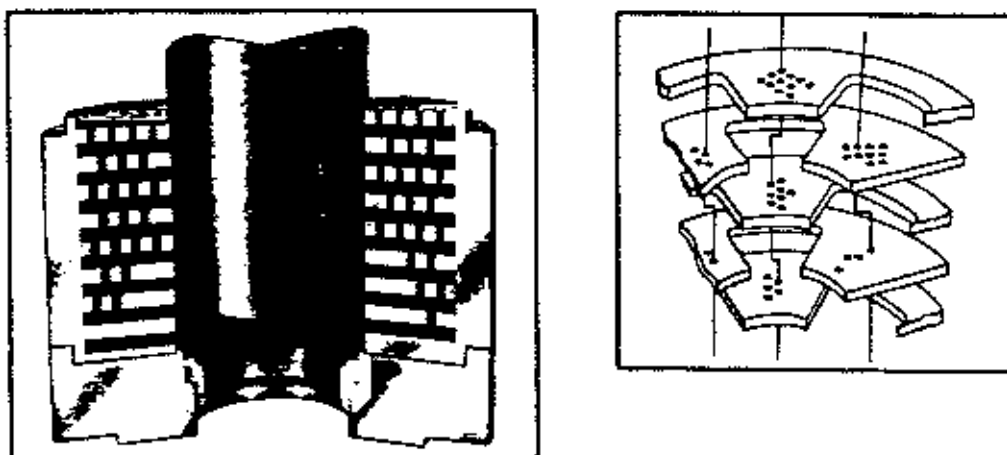


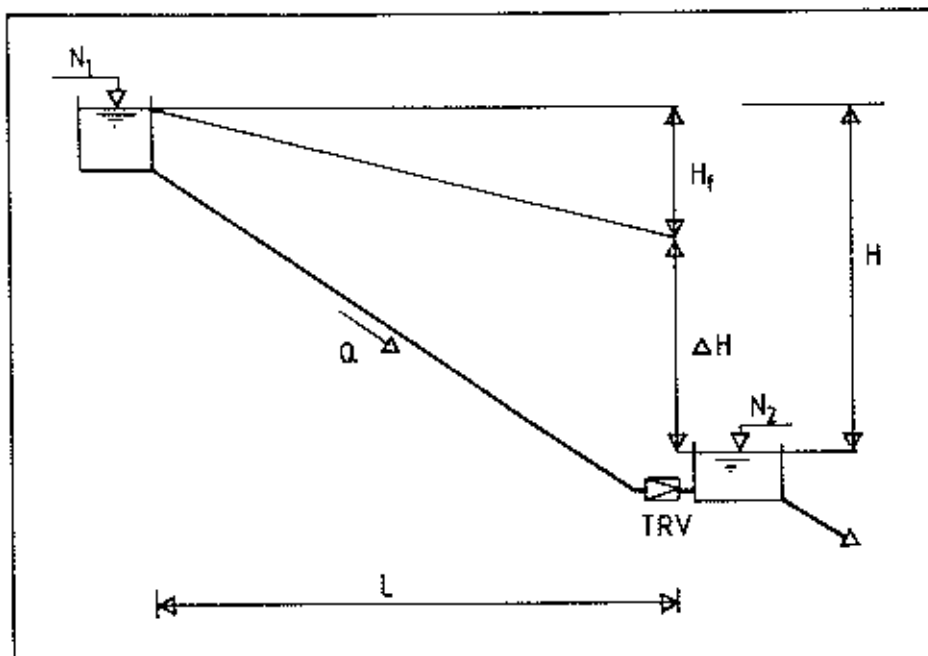
Fig. 6.12: Spesialventil med perforerte skiver og aksial strømning (type Masoneilan VRT)

I denne ventilen skjer trykkreduksjonen i en rekke trinn i en stabel av perforerte segmentplater. Et stempel trekkes opp og ned for å regulere vannføringen og holde trykket nedenfor på ønsket nivå. Stempelet drives med pneumatikk.

Fordelen med ventilen er lavt støynivå pga. at reduksjonen skjer inne i den vannfylte ventilen og at hastigheten er konstant. Kostnadene for ventilen er imidlertid betydelig.

#### 6.5 Samvirke trykkreduksjonsventil - ledning

Hvor mye reduksjonsventilen må redusere trykket vil ikke bare være avhengig av nivåforskjellen mellom oppstrøms reservoar og vannspeilet i reduksjonsbassenget, men også av friksjonstapet i ledningen. Dette er vist på figur 6.13 for en bestemt tappesituasjon.



Figur 6.13 Trykkforhold i en nedføringsledning til trykkreduksjonsbasseng

Om en ser bort fra eventuelle singulærtap utenom trykkreduksjonsventilen har en:

$$H = \Delta H + H_f \quad (6.1)$$

der

$H$  = den totale trykkdifferansen =  $N_1 - N_2$  (mVS)

$\Delta H$  = trykkreduksjonen over ventilen (mVS)

$H_f$  = friksjonstap i ledningen (mVS)

$\Delta H$  er gitt av likning 4.1

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{U^2}{2g} \quad (4.1)$$

der

$\zeta$  = ventilkarakteristikken (trykktapskoeffisienten for ventilen)

$U$  = den nominelle hastigheten for ventilen (m/s)

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

Friksjonstapet er gitt av:

$$H_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{U_L^2}{2g} \quad (6.2)$$

der

$H_f$  = friksjonstapet (mVS)

$f$  = friksjonskoeffisienten for ledningen

$L$  = ledningslengden (m)

$D$  = ledningsdiameter (m)

$U_L$  = hastigheten i ledningen (m/s)

Forholdet mellom  $U$  og  $U_L$  er gitt av:

$$\frac{U_L}{U} = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (6.3)$$

eller

$$U_L = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot U \quad (6.4)$$

der

$d$  = ventilens nominelle diameter (m)

Innsettes likning 4.1, 6.2 og 6.4 i uttrykket for  $H$ , får en:

$$H = \left( \zeta_s + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^4 \right) \cdot \frac{U^2}{2g} \quad (6.5)$$

eller

$$H = (\zeta_s + \zeta_L) \cdot \frac{U^2}{2g} = \zeta_T \cdot \frac{U^2}{2g} \quad (6.6)$$

der

$\zeta_L$  = ledningens tapskoeffisient i forhold til nominell hastighet i ventilen =  $f \cdot \frac{L}{D} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^4$

$\zeta_T$  = systemets tapskoeffisient i forhold til nominell hastighet i ventilen

Friksjonskoeffisienten,  $f$ , også betegnet  $\lambda$  i noen lærebøker, ligger normalt mellom 0,012 og 0,030 fra vannledningen og er avhengig av rørets ruhet, rørdiameter, vannhastighet og vannets kinematiske koeffisient (jfr. lærebøker i hydraulikk eller VA-teknikk).

Bruken av disse formlene kan illustreres ved noen eksempler.

**Eks. 1**

$$H = N_1 - N_2 = 100 \text{ m}$$

$$L = 1000 \text{ m}$$

$$d = 0,1 \text{ m}$$

$$D = 0,2 \text{ m}$$

$$f = 0,020$$

Reduksjonsventil av type nåleventil med slissesylinder.  $\zeta$  bestemmes av figur 5.9.

$$\zeta_L = 0,020 \cdot \frac{1000}{0,2} \left( \frac{0,1}{0,2} \right)^4 = 6,25$$

**A. Situasjon med helt åpen ventil**

Av figur 5.9:  $\zeta = 8$

Innsatt i likning (6.6):

$$100 = (8 + 6,25) \frac{U^2}{2g} \text{ dvs. } \underline{U = 11,7 \text{ m/s}}$$

$$\text{Hastigheten i ledningen: } U_L = \left( \frac{0,1}{0,2} \right)^2 11,7 = \underline{2,9 \text{ m/s}}$$

$$\text{Friksjonstapet: } H_f = 6,25 \cdot \frac{11,7^2}{2 \cdot 0,81} = \underline{43,6 \text{ mVS}}$$

$$\text{Trykkreduksjon i ventilen: } \Delta H = 8 \cdot \frac{11,7^2}{2 \cdot 9,81} = \underline{56,4 \text{ mVS}}$$

$$\text{Vannføringen: } Q = 11,7 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,091 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{91 \text{ l/s}}$$

**B. Situasjon med 40 % åpen ventil**

Av figur 5.9:  $\zeta = 200$

Innsatt i likning (6.6):

$$100 = (200 + 6,25) \frac{U^2}{2g} \text{ dvs. } \underline{U = 3,08 \text{ m/s}}$$

$$\text{Hastigheten i ledningen: } U_L = \left( \frac{0,1}{0,2} \right)^2 \cdot 3,08 = \underline{0,77 \text{ m/s}}$$

$$\text{Friksjonstapet: } H_f = 6,25 \cdot \frac{3,08}{2 \cdot 9,81} = \underline{3,0 \text{ mVS}}$$

$$\text{Trykkreduksjon i ventilen: } \Delta H = 200 \cdot \frac{3,08^2}{2 \cdot 9,81} = \underline{97,0 \text{ mVS}}$$

$$\text{Vannføringer: } Q = 3,08 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,024 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{24 \text{ l/s}}$$

En ser at friksjonstapet utgjør en ubetydelig del når ventilen strupes og mesteparten av trykkreduksjonen må gjøres av ventilen når vannføringen reduseres.

### Eks. 2

Som eks. 1, men samme dimensjon på ledning og ventil, dvs.  $d = D = 0,2 \text{ m}$

$$\text{Dette gir: } \zeta_L = 0,02 \cdot \frac{1000}{0,2} = 100$$

#### A. Situasjon med helt åpen ventil

$$100 = (8 + 100) \cdot \frac{U^2}{2g} \text{ dvs } U = 4,26 \text{ m/s}$$

$$H_f = 100 \cdot \frac{4,26^2}{2 \cdot 9,81} = \underline{95,6 \text{ mVS}}$$

$$\Delta H = 8 \cdot \frac{4,26^2}{2 \cdot 9,81} = \underline{4,4 \text{ mVS}}$$

$$Q = 4,26 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,134 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{134 \text{ l/s}}$$

#### B. Situasjon med 40 % åpen ventil

$$100 = (200 + 100) \cdot \frac{U^2}{2g} \text{ dvs } U = 2,56 \text{ m/s}$$

$$H_f = 100 \cdot \frac{2,56^2}{2 \cdot 9,81} = \underline{33,4 \text{ mVS}}$$

$$\Delta H = 100 - 33,4 = \underline{66,6 \text{ mVS}}$$

$$Q = 2,56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,080 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{80 \text{ l/s}}$$

### C. Situasjon med 25 % åpen ventil

$$\zeta = 1400$$

$$100 = (1400 + 100) \frac{U^2}{2g} \text{ dvs. } U = 1,14 \text{ m/s}$$

$$H_f = 100 \cdot \frac{1,14^2}{2 \cdot 9,81} = 6,7 \text{ mVS}$$

$$\Delta H = 100 - 6,7 = 93,3 \text{ mVS}$$

$$Q = 1,14 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,35 \text{ m}^3 / \text{s} = \underline{35 \text{ l/s}}$$

Av disse eksemplene ser en at det nødvendigvis ikke er fordelaktig å ha mindre dimensjon på ventilen enn på ledningen om vannføringen er relativt stor. Dette fordi en da tar ut mye av trykktapet som friksjonstap og ikke behøver å belaste trykkreduksjonsventilen så mye slik at en reduserer kavitasjonsproblemene, slitasje, støy etc. (En større ventil må strupes mer enn en mindre og vil da arbeide ved en gunstigere  $F_L$ -verdi, dvs. at faren for kavitasjon reduseres).

Har en derimot store variasjoner i vannføringen og lange perioder med relativt liten vannføring, kan det være mer aktuelt å velge mindre dimensjon på ventilen enn på ledningen. Dette fordi mesteparten av tapet da må tas i ventilen uansett, og en mindre ventil vil ha et bedre reguleringsområde enn en større ventil som må strupes kraftigere.

Uansett er det imidlertid viktig at i et system som vist på figur 6.13, ser på nedføringsledning og ventil under ett og utnytter friksjonstapet i ledninger i så stor grad som mulig. Dette medfører at en ikke må velge unødvendig stor dimensjon på ledningen.

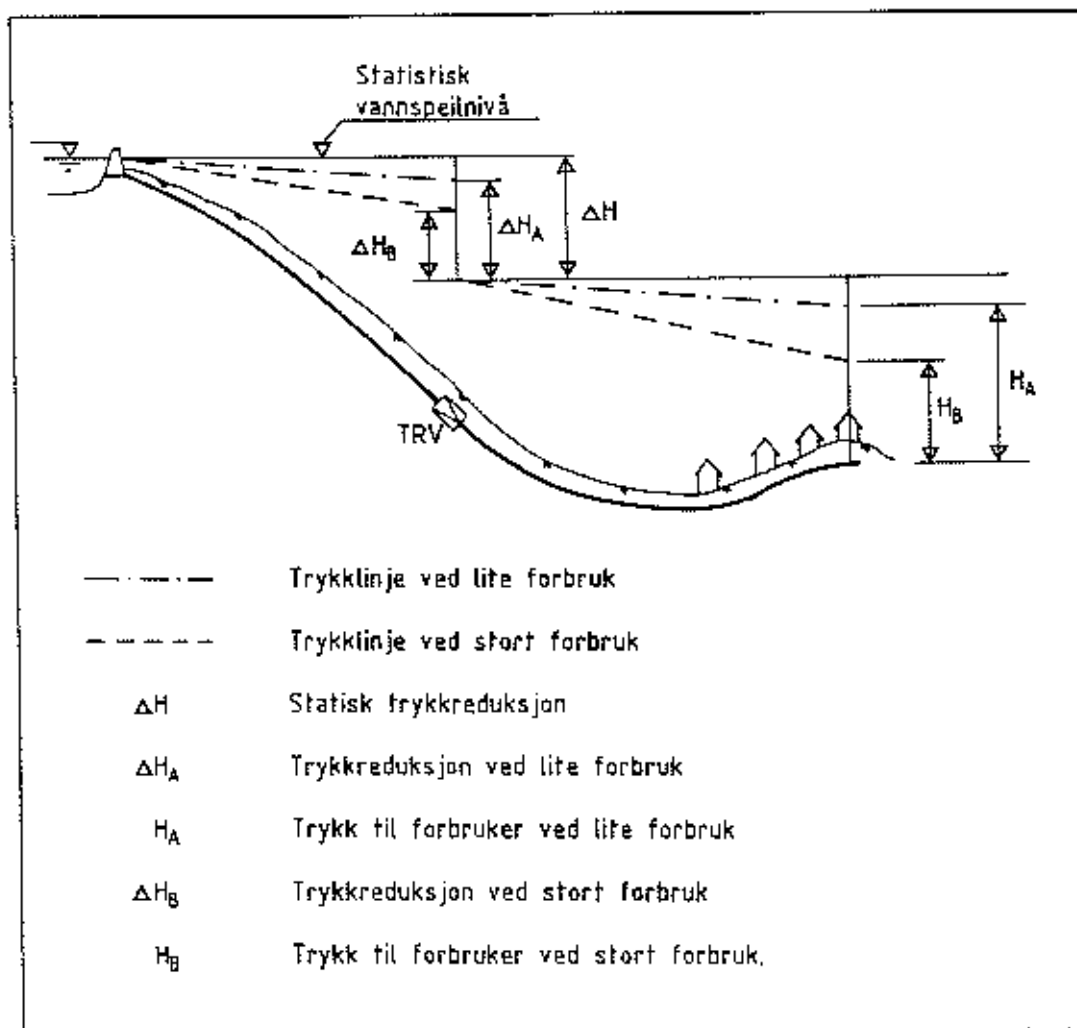
## 7. REDUKSJONSVENTIL PÅ LEDNING

### 7.1 Reduksjonsventiler som del av ledningssystemet

#### 7.1.1 Trykkforhold

Reduksjonsventilen vil inngå som en hydraulisk komponent i samvirke med det øvrige ledningssystemet. Avhengig av forbruket vil en da ha et varierende trykktap i ledningssystemet fram til reduksjonsventilen og videre fra ventilen og fram til forbruker. Tappetrykket hos forbruker vil da være avhengig av summen av trykktapet i ledningsanlegget og i reduksjonsventilen. Dette er vist på figur 7.1 for en situasjon med lite forbruk og en situasjon med stort forbruk, og der en har valgt en reduksjonsventil med konstant utgangstrykk.

Av figuren ser en at trykkreduksjonen over ventilen vil variere med forbruket om utgangstrykket skal holdes konstant pga. friksjonstapet fram til ventilen. En ser videre at trykket hos forbruker også vil variere pga. friksjonstapet i ledningssystemet fra ventilen og fram til forbruker

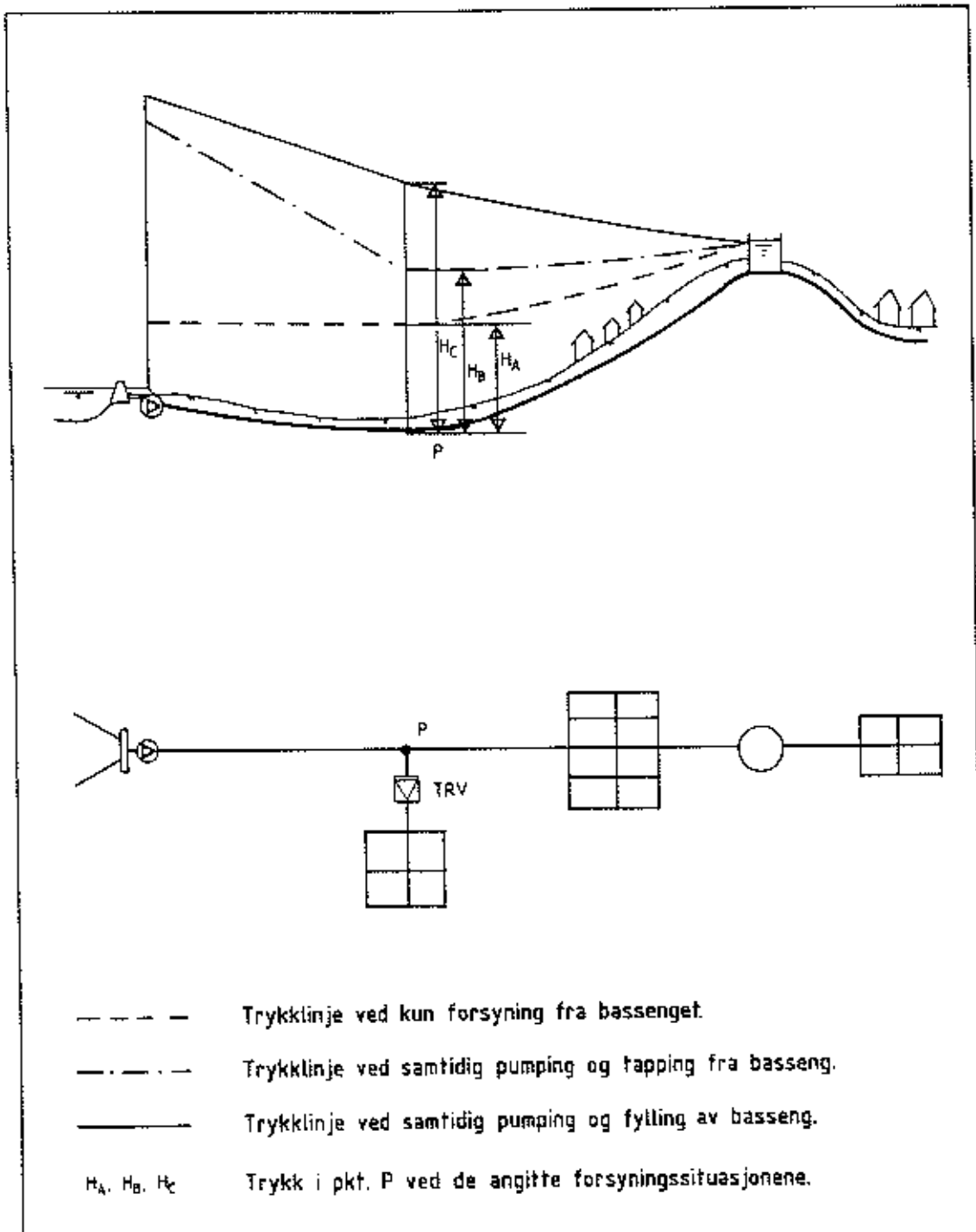


Figur 7.1: Trykkforhold ved varierende forbruk og konstant utgangstrykk fra reduksjonsventiler.

I utgangspunktet ønsker vi så lavt utgangstrykk (settetrykk) fra reduksjonsventilen som mulig. Det vil da være situasjonen ved stort forbruk som bestemmer hvor lavt utgangstrykk en kan velge. Ved stort forbruk opprettholdes et minimumstrykk ( $H_B$  på fig. 7.1) til forbruker. Ved lavere forbruk vil trykket for forbruker stige og bli høyere enn nødvendig. Er friksjonstapene i ledningsanlegget store pga. små dimensjoner, vil en ved å velge ventil med konstant utgangstrykk få et dårlig system sett i relasjon til målet om å holde trykket så lavt som mulig. En aktuell løsning i dette tilfelle vil da være å velge en ventil med vannføringsstyrt ("vannføringsmodulert") utgangstrykk som vist på figur 5.22.

En annen ikke uvanlig situasjon er vist på figur 7.2. En har her pumping mot basseng fra en lav kilde og uttak til et lavliggende forsyningsområde langs traseen. Trykket i forsyningsledningen

til området vil, som vist på figuren, kunne variere kraftig avhøngig av forbruket og om det pumpes eller ikke, og om det tappes fra bassenget eller ikke. En trykkreduksjonsventil pā forsyningsledningen vil stabilisere trykket inn til området. Denne vil da mātte fungere under sterkt varierende inngangstrykk.



Figur 7.2      Aktuell trykksituasjon ved pumping mot basseng

### 7.1.2 Ventiler med "fast" utgangstrykk

Ventiler med såkalt fast utgangstrykk omfattes av ventiler med direktestyring og ventiler med hjelpestyring. For begge ventiltypene gjelder at settetrykket bestemmes ut fra trykkbehovet hos forbruker ved stort forbruk (dimensjonerende forbruk).

Når det gjelder direktestyrte ventiler gir disse et noenlunde konstant utgangstrykk så lenge vannføringen er relativt stor. Ved små vannføringer har trykket en tendens til å stige og jo større oppstrøms trykket er, desto mer vanlig er det at nedstrøms trykk stiger. En stigning på 5-20 mVS er ikke uvanlig, alt avhengig av ventiltipe, trykktap og vannføring. Bruk av en slik ventil i et system med store friksjonstap og store variasjoner i forbruket vil da forsterke problemene med trykkvariasjonen hos forbrukeren som vist på figur 7.1.

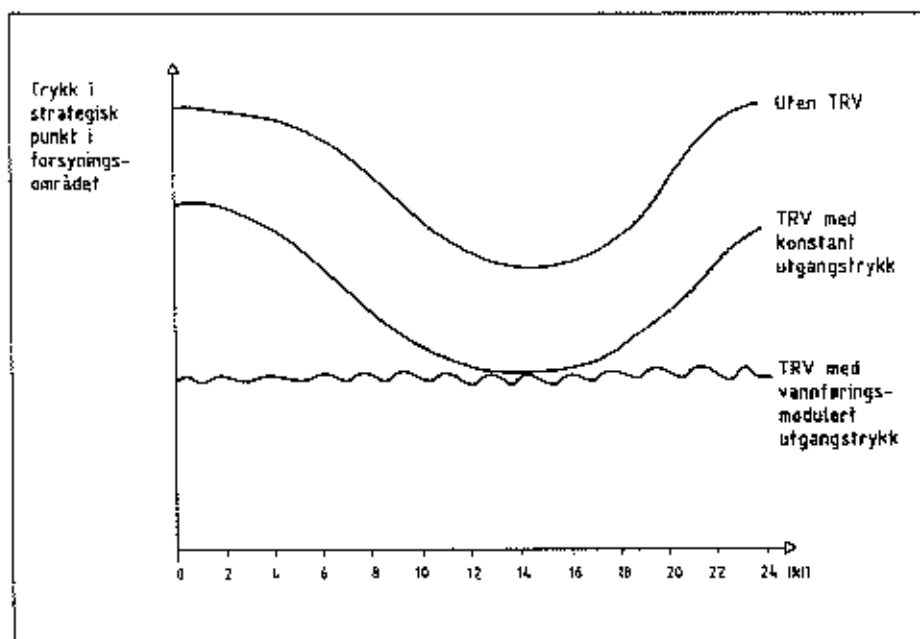
Ventilen med hjelpestyring gir et mye mer stabilt utgangstrykk over hele variasjonsområdet for vannføringen. En variasjon i utgangstrykket på maks. 1-2 mVS fra settetrykket er da vanlig. I praksis vil en da kunne si at utgangstrykket for slike ventiler normalt er konstant, og de vil da fungere som vist på figur 7.1.

### 7.1.3 Ventiler med vannføringsmodulert utgangstrykk

Slike ventiler er omtalt i kapittel 5.4.5. En prøver å styre ventilen slik at trykket på et strategisk punkt i forsyningsområdet holdes så konstant som mulig, uavhengig av forbruket.

Utgangstrykket fra ventilen må da øke ved økende vannføring for å kompensere for det økte friksjonstapet som vist på figur 5.22.

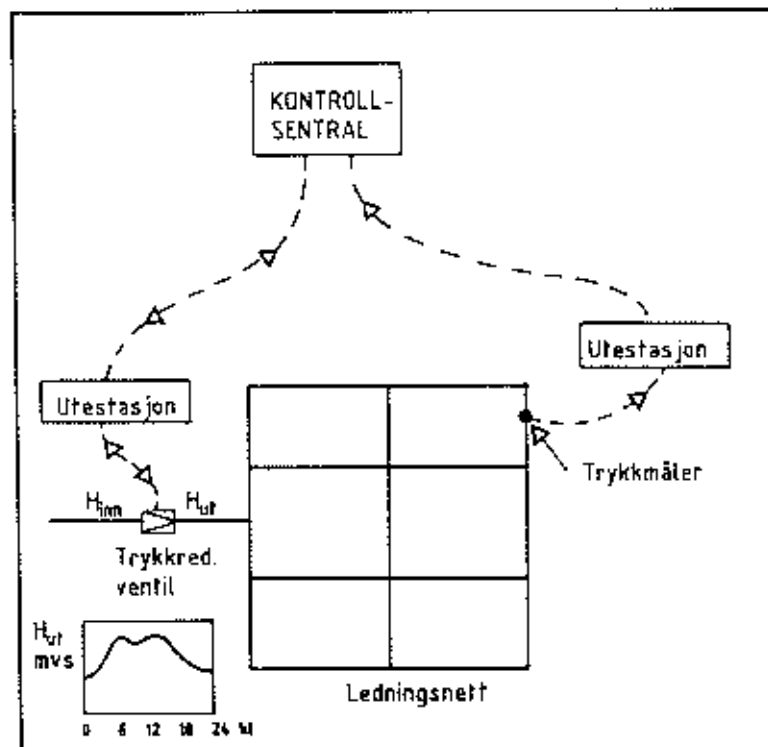
Figur 7.3 viser hvordan trykket i et punkt i nettet i prinsippet vil variere over f.eks. døgnet med lavt nattforbruk og høyt dagforbruk uten trykkreduksjon, ved bruk av ventil med konstant utgangstrykk og ved bruk av ventil som gir vannføringsmodulert utgangstrykk.



Figur 7.3 Trykkforhold over døgnet ved lavt nattforbruk og høyt dagforbruk

Utgangstrykket kan i prinsippet reguleres på to måter:

- A. Vannføringen gjennom ventilen registreres og utgangstrykket reguleres i forhold til dette.
- B. Trykket på et strategisk punkt ute i nettet registreres og ventilen reguleres etter dette som vist på figur 7.4.



Figur 7.4 Trykkreduksjon som reguleres etter målt trykk et sted ute på nettet

Regulering etter vannføring direkte forutsetter at en har tilstrekkelig kunnskap om tapet i ledningssystemet som funksjon av vannføringen. For et ledningssystem har en generelt at:

$$h_f = r \cdot Q^2$$

der

- $h_f$  = friksjonstapet i systemet
- $Q$  = vannføringen gjennom ventilen
- $r$  = rørmotstanden for hele systemet

I prinsippet består da oppgaven i å bestemme rørmotstanden,  $r$ , for systemet. Dette kan gjøres ved trykkmålinger på nettet i forskjellige forbrukssituasjoner. Dette kan være tilstrekkelig i enkle systemer. I mer kompliserte nett vil imidlertid også fordelingen av forbruket i nettet kunne variere og påvirke trykkforholdene så mye at det er vanskelig å angi trykktapet ut fra denne enkle relasjonen. En bør da foreta EDB-beregning av nettet for å bestemme trykkforholdene i nettet.

Uansett vil imidlertid regulering ut fra vannføring vanskelig kunne bli helt optimal, selv om en kan få et vesentlig bedre resultat enn ved en ventil med konstant utgangstrykk.

Regulering ut fra trykkmåling i nettet vill teoretisk sett være bedre enn styring ut fra vannføring i det en da regulerer direkte ut fra den parameteren en ønsker å holde konstant. Et slikt system

er imidlertid sårbar, da det forutsetter signaloverføring over lengre avstander og at det er avhengig av et mer komplisert elektronisk kontroll- og styringssystem. Ved etablering av EDB-baserte driftsovervåkingssystemer på vannverkene i kommunene, vil imidlertid et slikt system for trykkreduksjon bli mer aktuelt.

## 7.2 Dimensjonering

Dimensjoneringen av trykkreduksjonsventil på ledning følger hovedprinsippene i kapittel 5.5. Hovedpunktene er:

- Oppstrøms- og nedstrøms trykklinjenivå bestemmes
- Det kontrollerer for:
  - Trykktap/kapasitet
  - Grense for ustabil strømming
  - Grense for sterk støy
  - Grense for kavitasjon

Nedstrøm trykk bestemmes ut fra trykk-krav i strategiske punkter ved dimensjonerende vannføring ved hjelp av EDB-beregning for kompliserte nett eller manuell trykktapsberegning for enklere situasjoner.

Kontrollen gjennomføres både for min. og maks. vannføring. Medfører kontrollen at en får uønsket høy støy og kavitasjon i ventilen kan, som nevnt i kapittel 4.4, en lavere plassering av ventilen i terrenget vurderes for den på den måten å få økt utgangstrykket fra ventilen (se for øvrig fig. 4.15.)

Når det gjelder kapasiteten, begrenses denne av maksimale tillatte nominelle hastigheter gjennom ventilen fastsatt av de enkelte ventilleverandørene.

Ved kontinuerlig belastning settes det gjerne en grense på 5-6 m/s. For en ventil med nominell diameter DN100, som er en vanlig dimensjon, tilsvarer dette en vannføring på 40-50 l/s. For kortvarige belastninger tillates høyere nominelle hastigheter, 7-8 m/s, noe som gir en kapasitet på 55-65 l/s for en 100 mm ventil.

Det understrekes at den teoretiske kapasiteten ved fullt åpen ventil normalt er større enn disse vannføringene beregnet ut fra maks. tillatt hastighet ved de trykkreduksjonene som er normale over slike ventiler. Kravet til maks hastighet blir da dimensjonerende.

Ved direktestyrt ventil må en i tillegg vurdere variasjonen i utløpstrykket innen variasjonsområdet for vannføringen. At utløpstrykket faller relativt mye med økende nominell hastighet kan begrense den dimensjonerende nominelle hastigheten (jfr. kap. 5.4.2, fig. 5.28 og kap. 5.5.3).

Vannføringer på 30-50 l/s vil ved normal dimensjonering av ledningsnettet medføre ledningsdiameter på minst 200 mm. Som regel velges derfor mindre dimensjon på reduksjonsventilen enn ledningsdimensjonen. På en 200 mm ledning er det sjelden nødvendig med større ventil enn 100 mm. Ved å redusere størrelsen på ventilen, oppnår en to ting:

- Stabil strømming selv ved minimum vannføring
- Billigere anlegg

Dersom det er svært store variasjoner i vannføringen, kan det være aktuelt å montere to ventiler i parallell. Dette kan f.eks. være tilfelle der kravet til brannvannsforsyning er høyt i forhold til forbruket for øvrig.. For at bare en ventil skal være i drift ved lave vannføringer, settes settetrykket på den andre ventilen noe lavere enn for den første. Hvor mye lavere, må vurderes ut fra trykktapene i nettet nedstrøms og vannføringene, men rundt 5 mVS er ofte benyttet. Faller trykket så mye under settetrykket for den første, åpnes den andre ventilen, og samlet gir de den ønskede kapasiteten.

Den samlede kapasiteten inn til en trykksone vil også øke om en har flersidig matring inn i sonen over reduksjonsventiler på hver mateledning. Forsyning via flere ledninger kan imidlertid være lite ønskelig om en legger opp til lekkasjekontroll via permanente sonemålere. Mating via en ledning vil da være å foretrekke. Dette kan løses ved at settetrykket for ventilene settes slik at en normalt kun har forsyning gjennom en ventil. Ved stort forbruk, f.eks. ved branntapping eller sterk hagevanning, faller trykket i sonen og de andre ventilene åpner og forsterker matingen inn i sonen. Som regel bør en foreta en EDB-analyse av nettet om å fastsette riktige utgangstrykk fra de forskjellige ventilene slik at systemet fungerer etter hensikten.

### 7.3 Utforming av trykkreduksjonskum

#### 7.3.1 Prinsipløsninger

Følgende forhold må tas hensyn til ved utforming av en trykkreduksjonskum

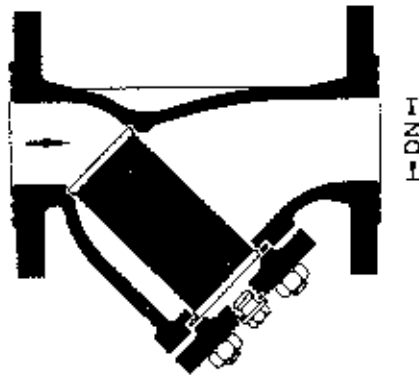
- Behov for steinsamler foran ventil
- Sikkerhetsventil - vurderes om oppstrømstrykket kan sprengne nettet ved en feilfunksjon av reduksjonsventilen
- Behov for omløp eller hjelpeventil - er det mer enn en ventil som mater trykksonen

Steinsamler bør installeres foran ventilen dersom den står i et nett med påkoblinger/aktivitet på oversiden. Erfaring viser at fremmedlegemer vil kile seg fast under setet på ventilene og føre til at trykket ikke reduseres nok ved lave vannføringer.

Dersom steinsamler sløyfes, må det alltid være minst en sikkerhetsventil i sonen. Sikkerhetsventilen stilles normalt ca. 10 mVS over settetrykket på ventilen.

#### 7.3.2 Steinsamler

Steinsamlere leveres som kombinerte stein- og slamsamlere. Disse består av en skråstilt avgrening med en sylinder sil som vist på figur 7.5. Silinnsatsen er normalt utført i rustfritt stål, og vanlige maskevidder er 0,5-3 mm. Om funksjonen hovedsakelig er å holde tilbake stein, er de tilstrekkelig å velge groveste siltype.

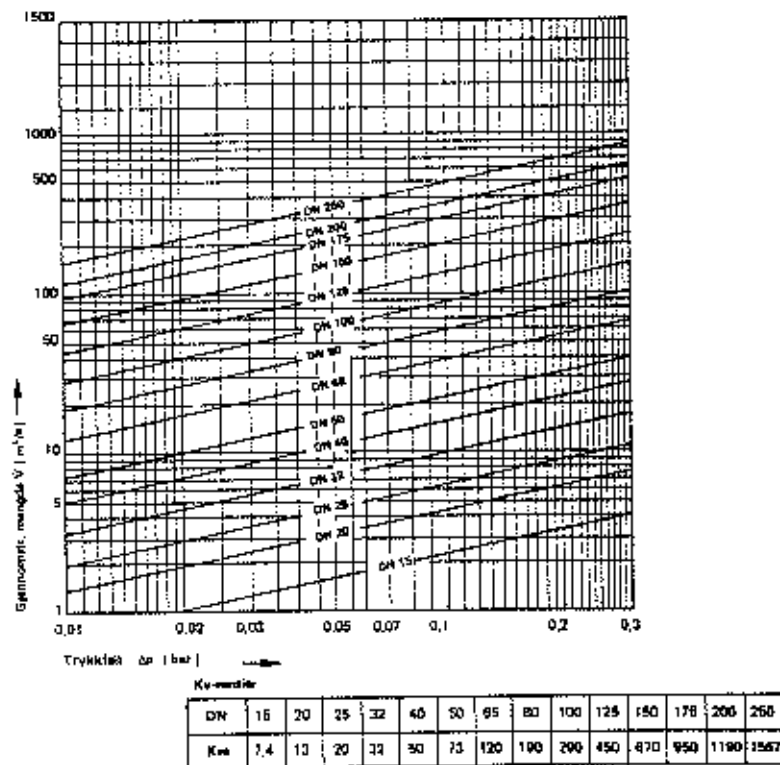


Figur 7.5 Vanlig stein- og slamsamler. DN15-200 (250)

Silen må renses med jevne mellomrom. Den tas ut via et lokk i bunnen av avgreningen.

Stein- /slamsamler medfører et ekstra singularøstap. Dette øker med avtakende maskevidde.

Eksempel på trykktapet for slamsamler med 0,5 mm maskeåpning er vist på figur 7.6.



Figur 7.6 Trykktapsdiagram for stein-/slamsamler med 0,5 mm maskeåpning i silen (type Habedo)

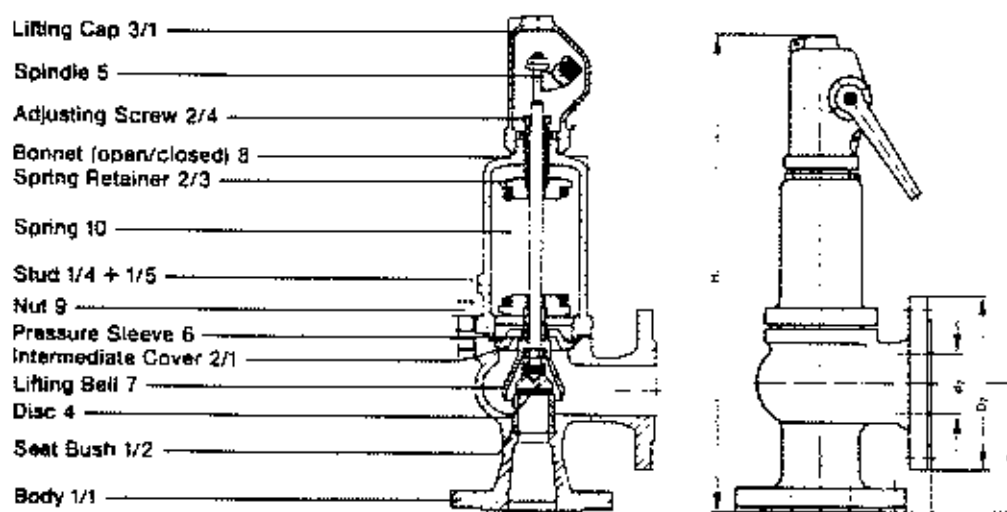
Normalt vil det være naturlig å ha samme dimensjon på stein-/slamsamlere som på trykkreduksjonsventilen. Av figur 7.6 ser en at trykktapet for dimensjon DN100 er ca 0,3 bar eller 3 mVS ved en vannføring på ca. 50 l/s (180 m<sup>3</sup>/h) for en (ren) sil med maskeåpning 0,5 mm. Oppstrøms en reduksjonsventil er imidlertid trykkreservene gode slik at det ekstra trykktapet ikke medfører problemer.

### 7.3.3 Sikkerhetsventil

Som regel bør en ha minst en sikkerhetsventil i hver trykksone.

En vanlig sikkerhetsventil er vist på figur 7.7. Selve ventilen er her utformet som en fjærregulert seteventil. Ventilen har fritt utløp til atmosfæren.

Alternativt kan det benyttes sikkerhetsventiler med hjelpestyring. Slike ventiler er nå blitt mer og mer vanlig i bruk.



Figur 7.7 Sikkerhetsventil - vanlig utførelse (Bott og Reuther)

Sikkerhetsventilen stilles slik at den åpner når trykket nedstrøms reduksjonsventilen overskrides ved en viss størrelse, f.eks. 10 mVS som nevnt tidligere. Sikkerhetsventilen monteres da nedstrøms reduksjonsventilen, enten i selve reduksjonskummen eller i en egen kum.

Det er viktig å være klar over at sikkerhetsventilen i seg selv ikke reduserer trykket når den trer i funksjon. Det er kun det økte friksjonstapet og de økte singularertapene i ledningssystemet oppstrøms sikkerhetsventilen pga. den økte vannføringen, som virker trykkavlastende.

Sikkerhetsventilens kapasitet må vurderes ut fra hvor mye friksjonstap en må oppnå i ledningen fram til reduksjonsventilen for at trykkavlastningen skal bli tilstrekkelig stor. I tillegg må avløpet fra sikkerhetsventilen ha kapasitet til å ta unna den nødvendige vannføringen.

Ut fra dette er plasseringen av sikkerhetsventilen av stor betydning for hvordan den skal fungere, og hvor mye vann som må gå gjennom den. F.eks. vil avstanden opp til en eventuell

hovedledning med stor dimensjon ha avgjørende betydning. Om sikkerhetsventilen står på en avgrening nært til en slik hovedledning, må vannføringen gjennom ventilen bli betydelig for at den ønskede trykkavlastningen skal oppnås.

Ved dimensjonering av sikkerhetsventilen bør en ta utgangspunkt i den mest kritiske situasjonen. Dette vil normalt være at reduksjonsventilen blir stående i fullt åpne stilling. Er reduksjonsventilen overdimensjonert, vil trykktapet over denne bli relativt lite og en vesentlig del av trykkavlastningen må da tas som friksjonstap. Vannføringen ut fra sikkerhetsventilen kan bli betydelig større enn den maksimale vannføringen anlegget for øvrig er dimensjonert for.

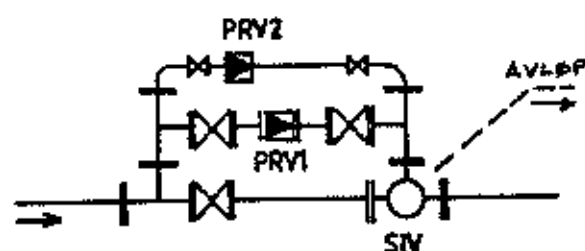
Av dette forstår en at dimensjonering og plassering av sikkerhetsventil lett kan bli relativt komplisert og at det er viktig at dette gjøres nøye, slik at sikkerhetsventilen kan fungere etter hensikten når uhellet først er ute.

#### 7.3.4 Kum med doble ventiler

Figur 7.8 viser prinsipputforming av trykkreduksjonskum der ventilen er den eneste som forsyner en trykksone.

I denne kummen er det to reduksjonsventiler; en stor hovedventil og en liten hjelpeventil. Trykkreduksjonsventiler må av og til demonteres for rengjøring og mindre reparasjoner. Når hovedventilen tas ut, forsynes hjelpeventilen trykksonen. En hjelpeventil DN50 har gjerne en kapasitet på 10-15 l/s, og det er mer enn nok til å dekke vanlig forbruk til et mindre område.

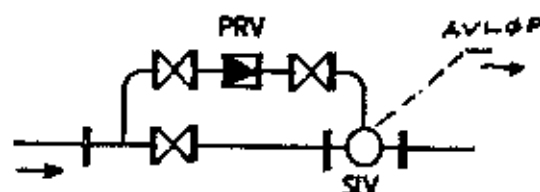
Enkelte kommuner har standardisert sine trykkreduksjonsanlegg og har en ventil ekstra av hver type på lager. Når en hovedventil tas ut for ettersyn, settes den ekstra ventilen inn.



Figur 7.8: Eksempel på utstyr i trykkreduksjonskum (noe forenklet). Eneste forsyning til en trykksone. Steinsamler ikke vist  
 PRV1 : Hovedventil  
 PRV2 : Hjelpeventil  
 SIV : Sikkerhetsventil

#### 7.3.5 Kum med enkel ventil

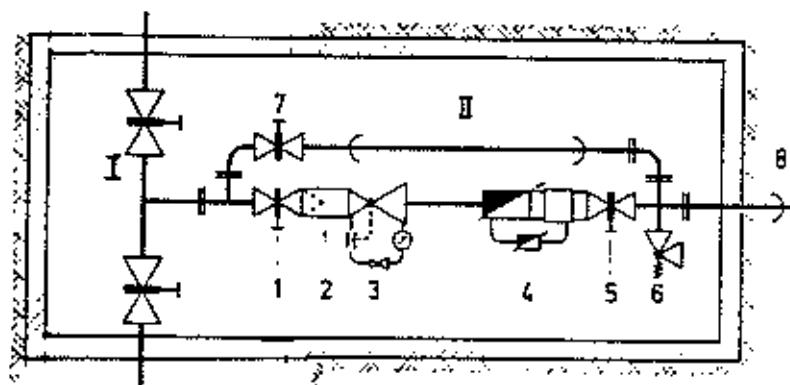
Dersom en trykksone har to eller flere tilførselsledninger, kan hjelpeventilen sløyfes, se fig. 7.9.



Figur 7.9: Eksempel på utstyr i trykkreduksjonskum (noe forenklet. Trykksonen forsynes fra minst to slike reduksjonskummer. Steinsamler ikke vist  
 PRV : Trykkreduksjonsventil  
 SIV : Sikkerhetsventil

Sikkerhetsventilen kan i dette tilfelle sløyfes i den ene installasjonen dersom de to tilførslene ligger nær hverandre slik at den ene sikkerhetsventilen fungerer ved driftsfeil for begge ventilene.

Om vannføringen inn til trykksonen skal måles, kan det være hensiktsmessig å ha vannmåler og trykkreduksjonsventil i samme kum. Figur 7.10 viser eksempel på en slik løsning.



- 1,5,7: Stengeventiler
- 2: Stein-/slamsamler (event.)
- 3: Reduksjonsventil
- 4: Sonemåler
- 6: Sikkerhetsventil

Fig. 7.11 Eksempel på løsning med kombinert trykkreduksjon og sonemåling

### 7.3.6 Hensyn til drift og vedlikehold

En reduksjonsventil er et element i forsyningssystemet som medfører regelmessig drift og tilsyn. Dette innebærer at det må være tilstrekkelig plass i kummen til å kunne komme til ventilen. Likeledes må det alltid være mulighet for å få ventilen ut for revisjon.



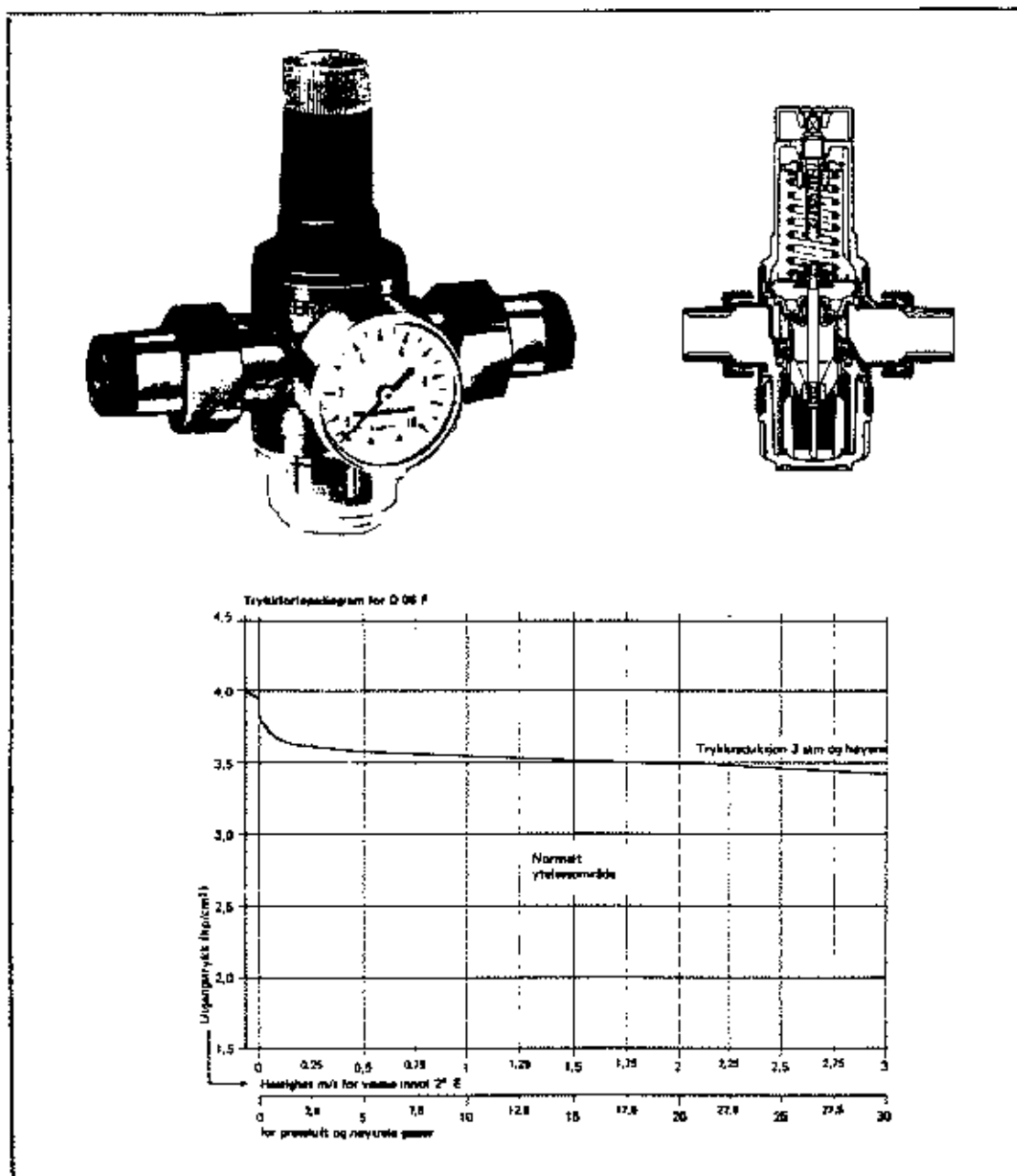
systemet pga resonans ved den avstanden en har mellom ventilene i dette anlegget. Problemet ble i dette tilfellet løst ved å sette inn direktestyrte seteventiler som har raskere responstid. At disse ventilene ikke gir samme stabile utgangstrykk som ventiler med hjelpestyring, har ingen betydning i denne sammenhengen.

Ventilene ligger absolutt på grensen når det gjelder kavitasjon, og en må regne med noe kavitasjon i de mest anstrengte ventilene.

## **7.5 Reduksjonsventil hos abonnentene**

Ved trykk større enn 60 mVS forlanger de fleste kommuner montert reduksjonsventil på innlegget til abonnentene. Som regel vil det også være fornuftig for den enkelte å redusere trykket også ved lavere trykk enn dette.

Figur 7.12 viser eksempel på en vanlig hus-trykkreduksjonsventil og trykløpsdiagram ved et bestemt innstilt settestrykk. Ventilen er en seteventil med direktestyring. Den er utstyrt med filter på høytrykksiden og manometer på lavtrykksiden.



Figur 7.13 Eksempel på husreduksjonsventil med trykkforløpsdiagram, Dim R 1/2"-2" (Type Gregen (Habedr) reduksjonsventil)

I store deler av døgnet vil vannforbruket i en bolig være lik null. Trykkreduksjonsventilen skal også fungere i denne situasjonen. Dette setter ekstremt store krav til tettheten til ventilen. Kun en ubetydelig lekkasje vil medføre at trykket nedstrøms ventilen vil stige over noe tid. Avleiringer på ventilsettet vil medføre at ventilen får mangelfull tetting. For å redusere dette problemet er reduksjonsventilen utstyrt med filter på oppstrømsiden. For å kontrollere funksjonen til ventilen, er det da montert et manometer på lavtrykksiden.

---

Filteret kan gå tett og må da tas ut for rengjøring. I tillegg kan korrosjon etc. i ventilen medføre dårlig tetting. Ventilen må da installeres slik at den og filteret enkelt kan demonteres for vedlikehold. Helst bør det være et omløp med nødvendige stengeventiler for enkel demontering av trykkreduksjonsventilen.

## 8. IGANGKJØRING, DRIFT OG VEDLIKEHOLD

### 8.1 Igangkjøring - behov for utstyr

Selv om et anlegg er planlagt til å fungere tilfredsstillende under drift, er det ofte nødvendig å ta hensyn til igangkjøringsfasen. Luften som står i ledningssystemet skal ut, og rørene fylles opp kontrollert og anlegget kjøres i gang.

Fig. 8.1 viser et eksempel på trykkreduksjonsanlegg på en nedføringsledning.

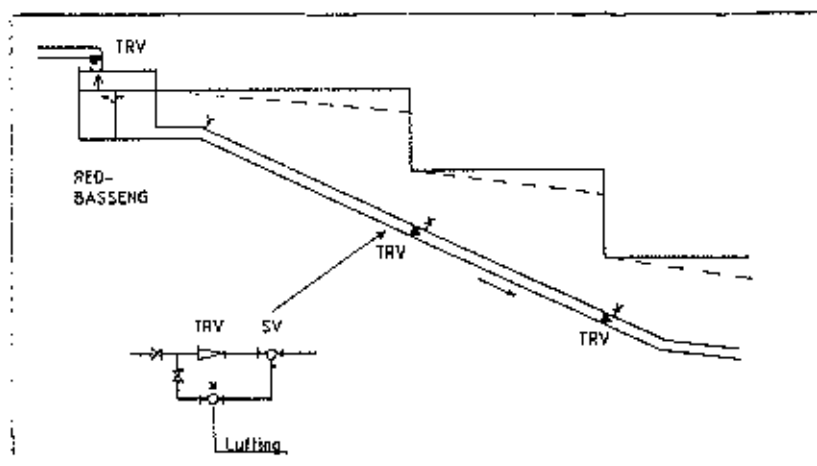


Fig. 8.1: Trykkreduksjon på nedføringsledning

For systemet i fig. 8.1 er det behov for lufning nedstrøms hver ventil for å kunne få luften ut ved oppfylling.

Det er i tillegg viktig å lufte ut reduksjonsventilene for seg da luft under ventildekslet (seteventiler) medfører driftsproblemer for ventilene.

Likeledes er det fordelaktig å ha et omløp slik at en kan få en kontrollert oppfylling av ledningen ovenfor.

Ved oppfylling innstilles først nederst reduksjonsventil, deretter går en oppover. Ved igangkjøring av et slikt system er det en stor fordel å ha manometer på begge sidene av ventilen.

### 8.2 Driftsproblemer

Reduksjonsventiler medfører driftsoppgaver.

Typiske problemer med reduksjonsventiler er opplistet nedenfor med forslag til løsningsmetode:

- a. Sterk støy i ventilen:  
Ventilen har kavitasjon og bør flyttes lenger ned i nettet.

- b. Ujevn regulering/slag i ledningsnett:  
Ventilen er for stor og vannføringen er lavere enn minste vannføring for ventilen. Skift til mindre ventiler
- c. Hjelpestyringen fungerer ikke:  
Silen på reduksjonsventilen på hjelpestyringen er tett og må renses. Dersom vannet har mye partikler, bør det installeres en ekstra sil på styreledningen. Silen på reduksjonsventilen bør renses hver måned.
- d. Ventilen henger seg opp - sikkerhetsventil har utløp om natten:  
Det er kommet fremmedlegeme i ventilsettet. Ventilen må tas ut. Slamsamler settes evt. inn.
- e. Flottørventil heger seg opp:  
Slitasje på ventilspindel. Ventilen må tas ut for revisjon.

### 8.3 Drift og vedlikehold

For reduksjonsventiler bør det legges opp til rutinemessig kontroll ca. 1-2 ganger pr. år. Særskiilt utsatte og viktige ventiler kan eventuelt kontrolleres oftere. Følgende bør inngå i kontrollen:

- Rense sil på styreledningen
- Kontroll at sikkerhetsventil fungerer. Manøvrere armen
- Kontroll at hjelpestyring fungerer ved å justere settetrykket fram og tilbake litt.
- Kontroll at bevegelsen på flottørstyrte ventiler er tilfredsstillende
- Lufte ventildeksel

Ved manuell operering av ventilens lukkebevegelser må dette skje med stor forsiktighet for å unngå trykkstøt.

Trykkstøt er avhengig av:

- Hastigheten på lukkingen i forhold til ledningslengden
- Hastigheten på vannstrømmen i ledningen

Det er observert at driftspersonell setter foten på armen til en flottørventil og lukker denne momentant uten tanke på trykkslag. Advarselsskilt bør settes opp ved ventilen der dette er mulig.

Etter en driftsperiode på anslagsvis 10-15 år bør en vanlig ventil tas ut og kontrolleres. Evt. grader på ventilspindel eller sete slipes bort og styreledninger og trykkuttak rengjøres.

Membraner bør skiftes jevnlig f.eks. hvert 5. år.

Det bør i størst mulig grad legges opp til å bruke en og samme type ventil i kommunen for å kunne forenkle vedlikehold og reservedelelager/ekstra ventiler.

## 8.4 Kostnader - vurdering

Årsaken til mange dårlige og mangelfullt utførte trykkreduksjonsanlegg kan være:

- Manglende kunnskaper om trykkreduksjon
- Ønske om å redusere kostnaden

Det første punktet skal dette kompendiet søke å bidra til å avhjelpe.

Kostnadene for reduksjonsventil for små dimensjoner opp til 150 mm med kapasitet fra 40-100 l/s ligger i størrelsen 15-25.000 kr for seteventiler og opp mot 60.000 kr for en nåleventil. I tillegg kommer kummen med røropplegg.

Disse kostnadene kan synes høye i utgangspunktet, men ved å legge penger i en skikkelig utførelse, kan en spare det mangedobbelte i form av å

- forhindre brudd på ledningsnett
- forhindre slitasje og stadig utskiftninger av ventil
- redusere driftsproblemer og ulempene med driftsstopp

Det er derfor svært kortsiktig tenking ikke å foreta en skikkelig planlegging og utførelse av et trykkreduksjonsanlegg.

## 11. LITTERATURHENVISNINGER

- /1/ Jacobsen, J, Mosevoll, G:  
"Overvåking og kontroll av lekkasjetap". Prosjektrapport 29/85. NTNF-Program fra VAR-teknikk. ISBN 82-7337-031-3, Trondheim mai 1985
- /2/ Goodwin. S.J.:  
"The result of the experimental programme on leakage and leakage control". Technical Report 154, Water Research Center, Swindon. Nov. 1980.
- /3/ Department of the Environmental National Water Council:  
"Leakage Control Policy and Practice". Standing Technical Committee reports number 26. ISBN 0 90456195x, London., July 1980
- /4/ Jacobsen, J:  
"Vannforsyning til brannsløkking. Krav til og konsekvenser for vannforsyningssystemet". Prosjektrapport 20/84. NTNF-Program for VAR-teknikk. ISBN 82-7337-022-4, Trondheim juni 1984.
- /5/ Skadeforsikringssekskapene i Norge:  
"Regler for automatisk sprinkleranlegg".
- /6/ International electrotechnical commission:  
"Industrial-process control valves. Part 2: Flow capacity - test procedures". IEC-Standard, Publ. 534-2-3, Genève 1983
- /7/ Erhard:  
"Erhard Ringkolbenventile". Brosjyre 212 RH 111/89 E111
- /8/ Erhard:  
"Erhard Ringkolbenventiles DN125-300 PN40.  $K_v$ -Werte". Datablad 4.120612
- /9/ Masoneilan:  
"Handbook for Control Valve Sizing", USA, 1987
- /10/ MIL LTD:  
"Inbal Valve Sizing Handbook Liquid Service", Bulletin 155, Holon, Israel, des. 1989
- /11/ Ta Incentive Group:  
"Watts Arc/Muesco Reguleringsventiler S-2400" VA-4-5-5, 1993.08

- 
- /12/ Schmidt Armaturen:  
"Valves for Industrial Processing" Print-No. Sc/04, 8/89 (Fagerberg Norge)
- /13/ Mannheim, R.H.:  
"Plunger Valves in Water Supply Systems" 3R international, 15 th year of publication, 8 th issue, Vulkan-Verlag, Essen
- /14/ Heidenham, S.F.:  
"Was ist Kavitation?. Ursachen der Entstehung und Massnahmen zur Vermeidung im Wasserrohrnetz", ndz Deliwa-Zeitschrift 7/79
- /16/ DeZurik:  
"Series 100 eccentric valves", Bulletin 12.00-1. juli 1982
- /17/ Worcester controls:  
"New V-Flow Control Valves for High Performance Application", PB 30 ISSPH (Fagerberg Norge)
- /18/ Masoneilan:  
"High Pressure Anti-Cavitation Valves featuring Variable Resistance Trim", Spes. Data SD 386E (Ing. firma Sigurd Sørum A/S)
- /19/ Masoneilan:  
"High Pressure Anti-Cavitation Valves featuring Variable Resistance Trim", bulletin No 386E
- /20/ Sig. Sørum A/S:  
"Informasjonsblad ang. Masoneilan VRT"
- /21/ Ratcliffe, B:  
"The Performance and Selection of Pressure Reducing Valves. Part 1." Water Research Center, TR238, Swindon febr. 1986.
- /22/ Heiler, R:  
«Armaturen in der Wasserversorgung und in der Abwasserentsorgung» VAG-Armaturen, Mannheim 1994.
- /23/ Teknisk Forlag  
Pumpe Ståbi 2. utgave, København 1991

- /24/ The SIHI Group  
Basic Principles for the design of Centrifugal Pump Installations, Ludwigshafen 1980
- /25/ Hallstrøm, Fosbæk  
Vekselstrømsmotorer 1. utgave. El forlaget, Oslo 1991

**A. DEFINISJONER AV NOEN UTVALGTE BEGREP**

ABSOLUTT TRYKK	Trykk i forhold til vakuum
RELATIVT TRYKK	Trykk i forhold til atmosfæretrykket. Relativt trykk = absolutt trykk - atmosfæretrykket Om ikke annet nevnes, menes relativt trykk når det bare står trykk.
STATISK TRYKK	Trykk i en vannledning når vannføringen er lik null.
STATISK TRYKKLINJENIVÅ	Statisk trykk + kotehøyden på vannledningen
TAPPETRYKK	Trykk på ledningen ved forbruk
TRYKKSONE	Forsyningsområde med samme statiske trykklinjenivå
TRV	Trykkreduksjonsventil
PRIMÆRTRYKK	Oppstrøms trykk eller inngangstrykk til en TRV.
SETTETRYKK	Innstilt sekundærtrykk eller utgangstrykk fra reduksjonsventilen
NOMINELL DIAMETER (DN)	Avslutningsdimensjon for en enhet. For f.eks. en flenseventil er dette innvendig diameter i flensen.
NOMINELL HASTIGHET	Vannhastigheten beregnet ut fra et sirkelareal med diameter lik nominell diameter og den aktuelle vannføringen.
VENA CONTRACTA	Der vannet har sitt minste strømningsstverrsnitt.

## SYMBOLLISTE

Symbol	Forklaring	Enhet, f.eks	Henvisning
Q	Vannføring	m <sup>3</sup> /time, m <sup>3</sup> /s, l/s	
U	Vannhastighet	m/s	
U <sub>vc</sub>	Hastighet i vena contracta	m/s	Bilag A, kap. 4.1
U <sub>nc</sub>	Nominell hastighet	m/s	Bilag A
A	Areal	m <sup>2</sup> , dm <sup>2</sup> , cm <sup>2</sup>	
D	Diameter (ofte nominell diameter)	m, mm	Bilag A
g	Tyngdens akselerasjon (9,81)	m/s <sup>2</sup>	
ρ	Egenvekt	kg/m <sup>3</sup>	
ρ <sub>w</sub>	Egenvekt rent vann (1000)	kg/m <sup>3</sup>	
H	Vanntrykk angitt som trykkehøyde, dvs. meter vannsøyle, i forhold til atmosfæretrykk Indeks 1 angir oppstrøms og indeks 2 nedstrøms trykk	mVS	
ΔH	Trykking (trykkreduksjon) mVS angitt som trykkehøyder	mVS	
H <sub>a</sub>	Atmosfæretrykk angitt som trykkehøyde (~10)	mVS	
H <sub>v</sub>	Vannets damptrykk angitt som trykkehøyde	mVS	Tab. 4.1
p	Trykk (relativt om ikke annet er angitt) Indeks 1 angir oppstrøms og indeks 2 nedstrøms trykk	bar, kPa, N/m <sup>2</sup> (evt. mVS)	Bilag A
Δp	Trykktap (trykkreduksjon)	som p	
Δp <sub>0</sub>	En bar trykktap	1 bar (10,2 mVS)	
Δp <sub>c</sub>	Trykkreduksjon ved start kavitasjon	som p	Likn. 4.13
Δp <sub>L</sub>	Trykkreduksjon ved fullt utviklet kavitasjon	som p	Likn. 4.16
p <sub>v</sub> , p <sub>d</sub>	Vannets damptrykk	som p	Tabell 4.1
p <sub>a</sub>	Atmosfæretrykk	som p	
ζ	Trykktapskoeffisient	Dim. løs	Likn. 4.1
K <sub>v</sub>	Vannføringskoeffisient	m <sup>3</sup> /time (m <sup>3</sup> /h)	Likn. 4.4
K <sub>vmax</sub>	Vannføringskoeffisient ved helt åpen ventil (kan også i brosjyter bare betegnes som K <sub>v</sub> )		
r	Relativ K <sub>v</sub> -verdi i forhold til K <sub>vmax</sub>	%	

---

$C_v$	Vannføringskoeffisient ved bruk av amerikanske enheter	USgal/min	Likn. 4.10
$K_c$	Faktor for start kavitasjon	Dim.løs	Likn. 4.15
$F_L$	Trykkgjennvinningsfaktor (faktor for fullt utviklet kavitasjon) (ISA-standard)	Dim.løs	Likn. 4.18
$C_f$	Trykkgjennvinningsfaktor (USA-standard)	Dim.løs	Likn. 4.18
$\sigma$	Kavitasjonstall	Dim.løs	Likn. 4.19
$\sigma_{start}$	Kavitasjonstall ved start kavitasjon	Dim.løs	
$\sigma_{kritisk}$	Kavitasjonstall ved fullt utviklet kavitasjon	Dim.løs	Likn. 4.22, 4.24

### C LISTE OVER ENDEL NORSKE LEVERANDØRER AV TRYKKREDUKSJONSVENTILER

Lista tar ikke sikte på å være fullstendig.

Leverandør	Tlf.	Produktnavn	Ventiltipe
Gregersen	22 73 68 00	Gregen DO6F (Habedo)	Hus-trykkred. ventil
		Brauchman D22	Hus-trykkred. ventil
		Brauchman D15	Seteventil - direktestyrt
		Gregen D205 (Habedo)	Seteventil med hjelpestyring
		Kromback	Seteventil med dobbelt sete og flottørstyring
TA	32 73 29 00	Muesco S-2400	Seteventil med hjelpestyring
M.R.&Co	33 31 88 60	Bermad	Seteventil med hjelpestyring
H. Lindflaten	22 42 39 90	Bopp & Reuther Re	Seteventil med kolbe/fjær og hjelpestyring
		HALIN DRV-P	Seteventil med kolbe og hjelpestyring
		HALIN E2001	Seteventil med membran og hjelpestyring
		VAG-Ringkolbenv.	Nåleventil med manuell, elektrisk eller hydraulisk styring
		VAG-Regelv. DURA	Stempelventil med flottør eller manuell, elektrisk eller hydraulisk styring
Scanarmatur	67 90 61 20	Bayard	Seteventil med hjelpestyring
Fagerberg	69 26 50 44	Schmidt	Seteventiler diverse utgaver
Vannprodukter	33 45 94 20	Inbal	Membranventil med hjelpestyring
Sig. Sørum	67 54 17 50	Masoneilan	Flertrinnsventiler
		De Zurik	Eksenterventiler
Nordic Valves	22 35 32 52	Erhard Regelventile	Seteventil med el. aktuator, trykk eller flottørstyrt, men også direkte flottøperert
		Erhard Ringkolbenv.	Nåleventil med el. aktuator, trykk eller flottørstyrt, men også direkte flottøperert.

De fleste ventilene ovenfor kan også leveres med flottørstyring.

Når det gjelder ventiler med vannføringsmodulert utgangstrykk, kan nevnes:

- Inbal Modulator (Vannprodukter)
- DTS de Zurik (Sig. Sørum)
- Claval
- Blakeborough Variducer Golden Anderson
- Blakeborough/DTS
- Glenfield 1350
- Bermad 720-07

