



INJUSTERING MED DIFFERENSTRYCKS- REGULATORER

*Varför och när VVS-system med variabelt flöde
behöver differenstrücksreglering.*



Leeds City Office Park, England

”Injustering med differenstrycksregulatorer” är den fjärde i TAs serie av publikationer om hydronisk konstruktion och injustering. Den första manualen behandlar injustering av reglerkretsar, den andra injustering av distributionssystem och den tredje injustering av radiatorsystem.

Denna handbok är framtagen för en internationell publik. Eftersom språkbruket skiljer sig något mellan olika länder kan du komma att märka att vissa termer och symboler som används inte överensstämmer med dem du är van vid. Vi hoppas att detta inte ska orsaka för mycket besvär.

Skriven av Robert Petitjean. Ett varmt tack till TAs experter inom området: Bjarne Andreassen, Eric Bernadou, Jean-Christophe Carette, Bo G Eriksson och Peter Rees för deras värdefulla bidrag.

Produktion: Sandberg Trygg AB, Sverige.

— version 3 —

Copyright 2002, Tour & Andersson AB, Ljung, Sverige.

Enligt lagen om upphovsrätt av 30 december 1960 är det förbjudet att utan tillstånd av copyrightinnehavaren helt eller delvis mångfaldiga detta arbete. Tryckt i Sverige, mars 2003.

Innehållsförteckning

1- Introduktion	5
2- Olika typer av distributionssystem	6
2.1 Variabelt flöde	6
2.2 Konstant flöde	7
3- Varför differenstrycksregulatorer är nyttiga	9
3.1 Stabil och noggrann modulerande reglering	9
3.1.1 Reglerkretsen	
3.1.1.1 <i>Komponenter i en reglerkrets</i>	
3.1.1.2 <i>Proportionell reglering</i>	
3.1.1.3 <i>Reglerventilens karaktäristik</i>	
3.1.1.4 <i>Reglerventilens auktoritet</i>	
3.1.1.5 <i>Dimensionering av 2-vägs reglerventil</i>	
3.1.2 Egenskaper hos ett distributionssystem med variabelt flöde	
3.1.2.1 <i>Föreskrivna villkor</i>	
3.1.2.2 <i>Vad händer när reglerventilen på apparat "A" stänger?</i>	
3.1.2.3 <i>Totalt genomsnittligt flöde på 50% (80% av föreskriven last)</i>	
3.1.2.4 <i>Användning av varvtalsstyrda pumpar</i>	
3.1.2.5 <i>Användning av lokala Δp-regulatorer</i>	
3.1.2.6 <i>Jämförelse mellan resultat</i>	
3.2 Minimera oljud från reglerventiler	27
3.2.1 Olika typer av oljud	
3.2.2 Vad kan man göra?	
3.3 Förenkla injustering, driftsättning och underhåll	30
3.4 Fördelar med differenstrycksreglering och sammanfattning	32
4- Tillämpningar med STAP	36
4.1 Hur STAP fungerar	36
4.2 Luftkonditioneringsanläggning	39
4.2.1 En STAP på varje stamledning	
4.2.2 En STAP på varje grenledning	
4.2.3 En STAP för varje reglerventil	

4.3	Radiatoranläggning	45
4.3.1	Förinställbara radiatorventiler	
4.3.2	Ej förinställbara radiatorventiler	
4.4	STAP som flödesbegränsare	49
5-	Bilagor	50
5.1	Några frågor och svar	50
5.1.1	Varför hydropisk injustering?	
5.1.2	Vad är kostnaden för bristande komfort?	
5.1.3	Är en rätt beräknad anläggning automatiskt injusterad?	
5.1.4	Är det tillräckligt med en varvtalsstyrd pump för att få de rätta, förskrivna lödena?	
5.1.5	Är en anläggning automatiskt injusterad om 2-vägs reglerventilerna är rätt dimensionerade?	
5.1.6	Ökar injusteringsventiler pumpningskostnaderna?	
5.2	Minimiflöde i ett distributionssystem med variabelt flöde	54
5.3	Olika sätt att reglera en varvtalsstyrd pump	55
5.4	Pumpningskostnader i jämförelse med kostnader för bristande komfort	58

1. Introduktion

I teorin tillfredsställer dagens VVS-system de hårdaste kraven på inomhusklimat och låga driftskostnader. I praktiken kan emellertid de mest avancerade regulatorerna inte alltid uppnå den teoretiskt möjliga prestandan. Resultatet blir att komforten blir lidande och driftskostnaderna högre än förväntat.

Ofta beroende på att konstruktionen av anläggningen inte uppfyller ett eller flera av de tre villkoren:

1. Föreskrivet flöde måste finnas tillgängligt för alla apparater vid behov
2. Differenstrycket över reglerventilerna får inte variera för mycket
3. Flödena måste vara kompatibla vid systemets gränssnitt

Det andra villkoret berör i huvudsak system med variabelt flöde. I dessa system varierar differenstrycket över reglerventilerna. Kretsarna är också hydrauliskt interaktiva. Stora variationer i differenstryck medför instabil modulerande reglering. Eftersom kretsarna är interaktiva, fortplantar sig störningar i en del av byggnaden till andra delar.

För att få noggrann och stabil reglering av system med variabla flöden, är det ofta nödvändigt att stabilisera differenstrycket. Det bästa sättet är att använda sig av differensstrycksregulatorer. De håller differenstrycksvariationerna inom rimliga gränser och gör också kretsarna oberoende av varandra.

Differenstrycksregulatorer ger följande fördelar:

1. Säkerställer stabil och noggrann modulerande reglering
2. Minimerar oljud från reglerventiler
3. Förenklar injustering och driftsättning

Denna handbok förklarar i detalj varför det i system med variabla flöden, är viktigt att använda differensstrycksregulatorer. Handboken anger också metoder för injustering av sådana system.

2. Olika typer av distributionssystem

I VVS-anläggningar kan vattnet distribueras med konstant eller variabelt flöde. Båda typerna av distribution har sina för- och nackdelar.

2.1 Variabelt flöde

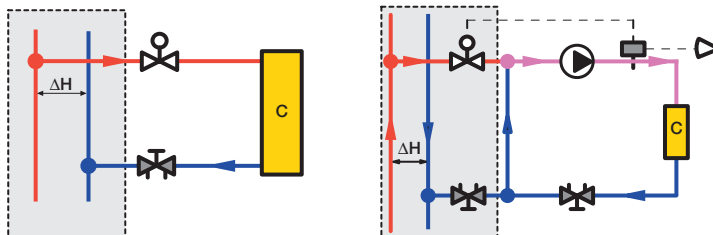


Fig 2.01 Exempel på distributionssystem med variabelt flöde.

I system med variabelt flöde, sker regleringen huvudsakligen med hjälp av 2-vägs reglerventiler.

Fördelar

- Pumpningskostnaderna beror av pumptryck och vattenflödet. Ju mer reglerventilerna minskar flödet, desto mindre energi går det åt. Detta är särskilt intressant i kylanläggningar där pumpningskostnaderna utgör 6 till 12 % av kylmaskinens energiförbrukning vid konstant flöde.
- Anläggningen kan beräknas med en sammanlagringsfaktor. Detta kan vara huvudskalet till att bygga om ett system med konstant flöde till ett med variabelt, så att anläggningen kan byggas ut utan att det befintliga rörsystemet behöver bytas.
- Eftersom den maximala belastningen inträffar mycket sällan kan rören beräknas med högre tryckfall, något som minskar investeringskostnaderna.
- Produktions- och distributionsflödena är kompatibla, vilket ger en konstant framledningstemperatur oberoende av last. Detta är viktigt i kylanläggningar, speciellt för avfuktning.
- Returtemperaturen kan minimeras i värmesystem och maximeras i kylsystem, vilket är viktigt i fjärrvärme- och fjärrkylsystem, liksom när kondensationspannor används.

Nackdelar

- Differenstrycken över kretsarna är i huvudsak variabelt. Detta påverkar reglerventilernas auktoritet och reglerkretsarnas stabilitet vid proportionell eller PI/PID-reglering.
- Dimensioneringen av 2-vägs reglerventiler är svår eftersom den beror av tillgängligt ΔH för kretsen. Detta värde är i de flesta fall okänt och i huvudsak variabelt.

- Kretsarna är interaktiva. När en reglerventil stänger ökar detta differensstrycket över andra kretsar. Dessas reglerventiler måste då stänga för att kompensera. Om en eller flera kretsar är instabila kan reglerproblemen sprida sig till alla övriga kretsar.
- Med en genomsnittlig last av 50 %, minskar flödet till 20 % och det tillgängliga differensstrycket för alla kretsar ökar dramatiskt, vilket kraftigt minskar reglerventilernas auktoritet och ökar risken för pendling.
- Ett minimiflöde måste upprätthållas för att skydda pumpen, vilket kräver speciella lösningar.

2.2 Konstant flöde

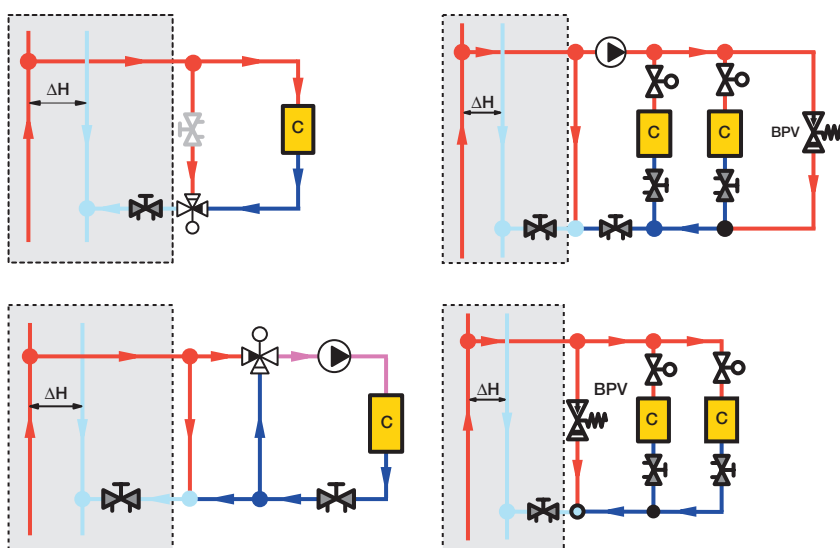


Fig 2.02 Några exempel på distributionssystem med konstant flöde.

Fördelar

- Pumptrycket är konstant, tryckfallen i distributionsrören är också konstanta och kretsarna är inte interaktiva. Följaktligen får varje krets ett konstant differensstryck och stabila arbetsförhållanden upprätthålls oberoende av last, något som är till fördel för reglerkretsarna.
- Dimensionering av reglerventilerna är enkel. En 3-vägsventil i en fördelningskrets dimensioneras för samma tryckfall som apparaten under föreskrivna förhållanden. Detta tryckfall är normalt känt. Reglerventilens auktoritet är konstant och kan i vissa fall vara nära 1.
- Framledningstemperaturen är jämnare i hela anläggningen.

Nackdelar

- Pumpningskostnaderna minskar inte med lasten.
- Hela distributionssystemet måste konstrueras utgående från att samtliga apparater alltid arbetar med maximalt flöde. Det är inte möjligt att konstruera anläggningen med en sammanlagringsfaktor.
- Returtemperaturen minimeras inte i värmesystem och maximeras inte i kylsystem. Fjärrvärme-/fjärrkylbolagen uppskattar inte detta. I värmesystem är en högre returtemperatur till nackdel för kondensationspannor
- När flera produktionsenheter är parallellkopplade blir produktions- och distributionsflödena inte kompatibla vid dellast. Skillnaden i flöden ger upphov till en blandningspunkt och framledningstemperaturen kan inte hållas konstant, vilket är ett problem i kylsystem.

Valet mellan konstant och variabel flödesdistribution beror på hur anläggningen ska användas och vilken betydelse som fästs vid specifika för- och nackdelar.

3. Varför differenstrycksregulatorer är nyttiga

3.1 Stabil och noggrann modulerande reglering

3.1.1 REGLERKRETSEN

3.1.1.1 Komponenter i en reglerkrets

I värme- och luftkonditioneringsanläggningar påverkar reglerkretsarna normalt en temperatur eller ett flöde i syfte att påverka det system i vilket vi vill reglera ett fysiskt värde, t ex temperaturen.

En reglerkrets gör detta mer eller mindre bra beroende på kombinationen av de sex interaktiva element som bildar kretsen.

1. Givaren som mäter det som ska regleras, t ex rumstemperaturen eller framledningstemperaturen.
2. Regulatorn som jämför ärvärdet med börvärdet. Beroende på skillnaden mellan dessa två värden och på regulatorns karaktäristik (on/off, PID, ...) reagerar regulatorn genom att påverka ventilens ställdon.
3. Ställdonet som öppnar eller stänger reglerventilen i enlighet med instruktionerna från regulatorn.
4. Reglerventilen, 2- eller 3-vägs, reglerar flödet och därmed den mängd energi till systemet som behövs för att kompensera störningarna.
5. Apparaten som överför denna energi till det reglerade systemet.
6. Det reglerade system som exempelvis kan vara det rum där givaren sitter.

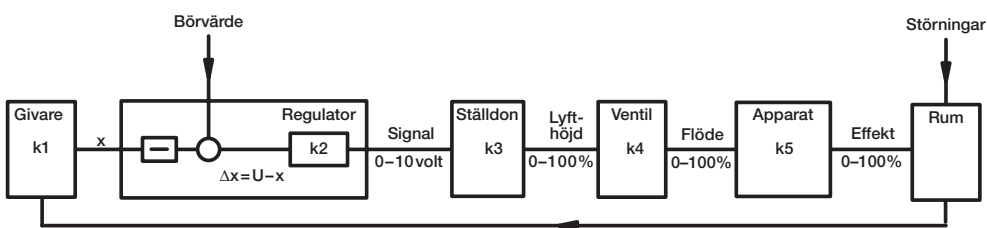


Fig 3.01 De sex komponenterna i reglerkretsen.

Regulatorn är reglerkretsens hjärna. För att få stabila egenskaper, måste reglerprincipen anpassas till systemets konstruktion.

Regulatorer kan indelas i två klasser: diskontinuerliga och kontinuerliga (modulerande). On/off regulatorer tillhör klassen diskontinuerliga regulatorer. I ett värmesystem stängs reglerventilen helt om temperaturen är för hög, respektive öppnas helt om temperaturen är för låg. Oberoende av om ventilen är öppen eller stängd, levereras alltid för mycket eller för lite värme och det reglerade värdet kan inte nå ett stabilt tillstånd. I stället pendlar det ständigt mellan ett

max- och ett minimivärde. Bättre komfort kan uppnås med en modulerande, proportionell regulator, vilken också minskar energiförbrukningen.

3.1.1.2 Proportionell reglering

En proportionell regulator öppnar eller stänger reglerventilen i proportion till skillnaden mellan det reglerade värdet och börvärdet. Reglerventilen hittar stabila tillstånd som motsvarar energibalansen. Därmed stabiliseras tilluftstemperaturen, varvid rumstemperaturen också stabiliseras och komforten förbättras påtagligt.

Figur 3.02 visar en nivåregleringskrets som utnyttjar en proportionell regulator. Nivån H ska hållas konstant med hjälp av tillloppsflödet Y , som ska kompensera för störningen Z .

När nivån H sjunker så sjunker även flottören B och reglerventilen V öppnas i proportion till flottörens sänkning. Systemet når ett jämviktstillstånd när flödena Y och Z är lika.

När $Z=0$ stiger vattennivån till dess att den når nivån H_0 , så att $Y=0$.

När $Z=\max$ uppnås ett jämviktstillstånd när flottören står vid H_m med reglerventilen helt öppen.

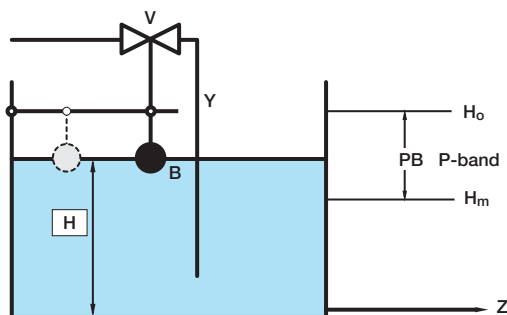


Fig 3.02 Principen för proportionell reglering.

Därmed uppnås stabila värden för nivån mellan gränserna H_0 och H_m .

Variationen mellan H_0 och H_m för det reglerade värdet, som styr ventilinställningen mellan helt stängd och helt öppen position, kallas proportionalitetsbandet, PB. Jämviktstillståndet, beroende på störningen Z , ligger alltid inom detta band.

Genom att flytta flottören mot hävarens vridpunkt, reduceras proportionalbandet. Därmed minskar den nivåvariation som behövs för att öppna ventilen helt. Detta innebär emellertid att en liten nivåskillnad ger upphov till en stor förändring av flödet Y och följaktligen till en reaktion som är kraftigare än störningen. Därmed uppstår en kraftig motriktad störning. Reglerkretsen blir instabil och börjar arbeta on/off, med sämre regleregenskaper som följd.

Systemet enligt figur 3.02 kan jämföras med ett reglersystem för rumstemperatur där:

Z: Värmeförluster/värmetillskott

Y: Avgiven effekt från en apparat

H: Rumstemperaturen

I detta fall är proportionalbandet lika med den variation i rumstemperaturen som behövs för att reglerventilen ska ändra sig från stängt till öppet läge.

Vid kylning, om börvärdet är 23°C och proportionalbandet 4°C kommer rumstemperaturen att vara 25°C vid full last och 21°C vid nollast.

Ett proportionalband på 4°C innebär att ventilen öppnar 25 % när temperaturen ökar med 1°C. Förstärkningen k_2 i regulatorn motsvarar då 25 %/°C.

Men, den verkliga fysiska inmatningen till rummet är den effekt som levereras av apparaten. Den effektiva förstärkningen (k) mellan avvikelsen i rumstemperatur och effekten från apparaten är (se fig 3.01):

$$k = k_2 (\text{regulator}) \times k_3 (\text{ställdon}) \times k_4 (\text{ventil}) \times k_5 (\text{apparat})$$

Om denna förstärkning ” k ” är för hög kommer reglerkretsen att bli instabil. Om den är för låg kommer regleringen att inte vara noggrann.

Förstärkningen väljs så hög som möjligt utan att regleringen blir instabil.

Det är viktigt att hålla förstärkningen ” k ” så konstant som möjligt, för att undvika instabilitet under vissa förhållanden och bristande noggrannhet i andra.

Förstärkningen k_4 (fig 3.01) bestäms av förhållandet mellan flöde och ventilens lyfthöjd och beror på:

1. Reglerventilens karaktäristik
2. Dimensioneringen av reglerventilen
3. Differenstrycket Δp över reglerventilen

Som framgår av figur 3.03 nedan, kan olinjäriteten hos apparaten kompenseras med en passande karaktäristik för reglerventilen, i syfte att bibehålla produkten $k_4 \cdot k_5$ konstant.

Emellertid ändrar sig förstärkningen k_4 med differenstrycket över reglerventilen. Det finns ingen kompensation för detta och enda lösningen är att stabilisera differenstrycket med en lokal regulator.

3.1.1.3 Reglerventilens karaktäristik

Förhållandet mellan flödet och ventilens lyfthöjd, vid konstant differenstryck, definierar reglerventilens karaktäristik. Dessa två värden uttrycks i procent av respektive maxvärde. För en ventil med linjär karaktäristik är flödet proportionellt mot ventilens lyfthöjd. Vid låga och medelhöga laster kan en liten öppning av reglerventilen öka värmeövergången kraftigt på grund av apparatens olinjära karaktäristik (fig 3.03a). Därför finns det risk att reglerkretsen blir instabil vid låga laster.

Reglerventilens karaktäristik väljs därför så att den kompenserar för apparatens olinjäritet, vilket medför att värmeövergången från apparaten blir proportionell mot ventilens lyfthöjd

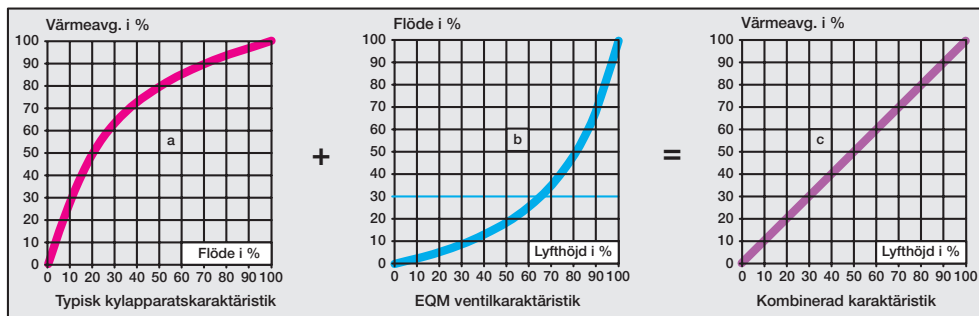


Fig 3.03 Välj reglerventilskaraktäristiken (b) så att den speglar apparatens (a) så att slutresultatet blir ett linjärt förhållande mellan värmeavgivning och lyfthöjd.

Om uteffekten från apparaten uppgår till 50 % av föreskrivet värde när den förses med 20 % av dess föreskrivna flöde, kan ventilen konstrueras så att den endast ger 20 % flöde när den är öppen till 50 %. Detta innebär att 50 % effekt kommer att avges när ventilen är 50 % öppen (fig 3.03 c). Om vi utvidgar detta resonemang till alla flöden får vi en ventil vars karaktäristik kompenserar för olinjäriteten hos den reglerade apparaten. Denna karaktäristik (fig 3.03 b) kallas EQM (Equal Percentage Modified).

För att få denna kompenserande måste två villkor vara uppfyllda:

1. Differenstrycket över reglerventilen måste vara konstant
2. Föreskrivet flöde måste erhållas när reglerventilen är fullt öppen

När reglerventilen har valts och när föreskrivet flöde är känt kan detta konstanta differensstryck över den fullt öppna reglerventilen beräknas med stor noggrannhet.

Om differensstrycket över reglerventilen inte är konstant eller om ventilen är överdimensionerad, förvrängs reglerventilens karaktäristik och den modulerande regleringen kan äventyras.

3.1.1.4 Reglerventilens auktoritet

När reglerventilen stänger minskar flödet och därmed tryckfallet i apparater, rör och övriga systemkomponenter. Detta resulterar i ett högre tryckfall över reglerventilen, vilket förvränger dess karaktäristik. Denna förvrängning av reglerventilens karaktäristik uttrycks i form dess auktoritet β :

$$\beta = \text{Ventilauktoritet} = \frac{\Delta p V_c (\text{tryckfall över helt öppen reglerventil vid föreskrivet flöde})}{\Delta p \text{ stängd ventil}}$$

Täljaren är konstant och beror endast på valet av reglerventil och värdet hos föreskrivet flöde. Nämnaren överensstämmer med tillgängligt ΔH för kretsen. En injusteringsventil installerad i serie med den valda reglerventilen förändrar inte någon av dessa båda faktorer och har följaktligen ingen inverkan på reglerventilens auktoritet.

I ett system med direkt retur (fig 3.04a) är det de längst bort belägna kretsarna som utsätts för de största ΔH -förändringarna. Sämst reglerventilauktoritet uppnås när distributions-systemet arbetar vid låga flöden. Då utsätts reglerventilen för nästan hela pumptrycket.

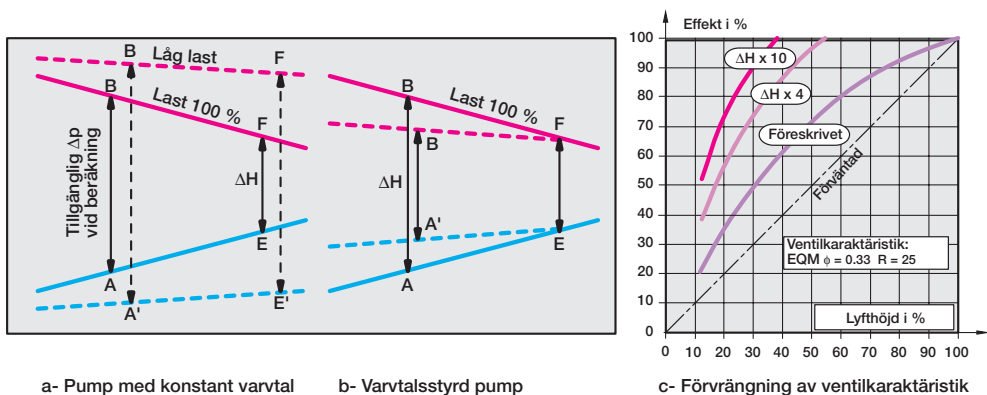


Fig 3.04 Vid maxlast är reglerventilens auktoritet = 25 %. När anläggningens medellast varierar kommer även det tillgängliga trycket ΔH att förändras och förvränga reglerventilens karakteristik.

Om en varvtalsstyrd pump håller differensstrycket konstant vid den sista kretsen (fig 3.04b) kommer problemen med varierande ΔH att flyttas till den första kretsen (mer om detta under avsnitt 5.3).

Figur 3.04c visar förhållandet mellan värmeavgivning och ventils lyfthöjd för en EQM reglerventil. Denna ventil har valts för att, fullt öppen, få föreskrivet flöde med en auktoritet på 0,25. När det ΔH som appliceras över kretsen ökar, minskar reglerventilens auktoritet och dess karakteristik kan bli så förvrängd att reglerkretsen börjar självsvänga.

Som en tumregel dimensioneras 2-vägs reglerventiler för att, fullt öppna och vid föreskrivet flöde, ha ett tryckfall som är minst lika med 25 % av maximalt ΔH (oftast pumptrycket) som kan appliceras över reglerventilen. För att kunna välja högre tryckfall i reglerventilen måste föreskrivet ΔH vara tillräckligt stort. Detta villkor är inte alltid uppfyllt därför att det ökar nödvändigt pumptryck och därmed pumpningskostnaderna.

Exempel: Nedanstående tabell gäller tre olika fall i samma anläggning. Pumptrycket är valt för att täcka den mest krävande kretsen. I första fallet är pumptrycket 180 kPa och minsta auktoritet är bara $45/180 = 0,25$. För att få en auktoritet av 0,5 (andra fallet), måste Δp för både pumpen och reglerventilen öka med 90 kPa! I detta fall blir föreskrivet tryckfall över reglerventilen 135 kPa, vilket ökar risken för oljud. I tredje fallet stabiliserar en Δp -regulator tryckfallet över reglerventilen (fig 4.07). Reglerventilens auktoritet är bättre än 0,7 och det nödvändiga pumptrycket minimalt.

	Reglerventil	Δp -regulator	Apparat	Distribution	Pumptryck	Auktoritet β
1	45	Nej	40	95	180	$45/180 = 0,25$
2	135	Nej	40	95	270	$135/270 = 0,5$
3	20	10	40	95	165	$20/(1,4 \times 20) = 0,71$
	kPa	kPa	kPa	kPa	kPa	Se fig. 4.02a

Är differenstrycksreglering nödvändig i alla system med variabelt flöde?

Differenstrycksreglering kan förhindra åtskilliga driftsproblem i system med variabelt flöde. Följande två är förmodligen de vanligast förekommande:

- När en reglerventil (on/off eller modulerande) utsätts för ett alltför högt differenstryck kan den inte stänga och kan dessutom förorsaka oljud. Differenstrycksreglering begränsar differenstrycket lokalt till lämpliga värden.
- När en modulerande reglerventil utsätts för stora variationer i differenstryck kan ventilauktoriteten bli så låg att temperaturregleringen blir instabil eller onoggrann. Differenstrycksreglering garanterar att reglerventilens auktoritet är tillräcklig för en stabil och noggrann reglering.

Ett sätt att fastställa om differenstrycksreglering behövs för noggrann och stabil reglering är att bestämma sig för en lägsta, acceptabel ventilauktoritet (0,25 t ex). Därefter beräkna ventilauktoriteten för alla reglerventiler och välja differenstrycksreglering om flera av ventilauktoriteterna ligger under miniminivån.

Ett annat och mycket enklare sätt är att jämföra det föreskrivna differenstryck som måste vara tillgängligt för den mest avlägsna kretsen med det föreskrivna pumptrycket. Som en tumregel kan man säga att differenstrycksreglering behövs i ett system med variabelt flöde när faktorn C är lägre än 0,4, där:

$$C = \frac{\text{Föreskrivet tryckfall för den mest avlägsna kretsen}}{\text{Föreskrivet pumptryck}}$$

Exempel: Antag att pumptrycket i en anläggning (under föreskrivna villkor) är 100 kPa, differenstrycket för den mest avlägsna kretsen 40 kPa och av dessa 40 kPa är 25 kPa applicerade över reglerventilen. Den föreskrivna ventilauktoriteten blir då $25/40 = 0,625$. Faktorn C är $40/100 = 0,4$ och föreskrivet tryckfall i rörsystemet är $100 - 40 = 60$ kPa. Vid en första anblick ser detta fall ut att ha tillräcklig ventilauktoritet.

Men, vid ett medelflöde på 20 % (50 % last) ökar pumptrycket till 130 kPa och tryckfallet i rören minskar med en faktor 25 till $60/25 = 2,4$ kPa. Tryckfallet över den mest avlägsna kretsen blir nu $130 - 2,4 = 127,6$ kPa (mer än tre gånger högre än det föreskrivna). Differenstrycket över reglerventilen fullt stängd blir 127,6 kPa, vilket är mer än fem gånger det föreskrivna värdet. Reglerventilens auktoritet faller till $25/127,6 = 0,2$, en tredjedel av auktoriteten vid föreskrivna villkor!

Således, för en anläggning med $C = 0,4$, minskar en bra reglerventilauktoritet (0,625) under föreskrivna villkor till 0,2 när medelflödet är 20 % av det föreskrivna. Detta är skälet till varför 0,4 kan anses som gränsen när lokala differenstrycksregulatorer behövs för en noggrann och stabil reglering.

Vilka blir följderna av en för låg ventilauktoritet?

För en medellast på 50 %, vilket representerar den vanligaste situationen, minskar flödet till 20 % (fig 3.03a). Tryckfallen i rör och tillbehör blir försumbara och differenstrycken över kretsarna ökar dramatiskt. Reglerventilernas auktoritet minskar under sina föreskrivna värden. De tvingas arbeta med små ventilöppningar, vilket gör modulerande reglering ganska svårt.

För en auktoritet på 0,1 är den minsta reglerbara lasten ca 32 % (fig 3.05 högra). Är lasten lägre kommer reglerventilen att arbeta on/off. De flesta VVS-anläggningar världen över, arbetar vid lägre laster mer än 35 % av kyl- respektive värmesäsongen!

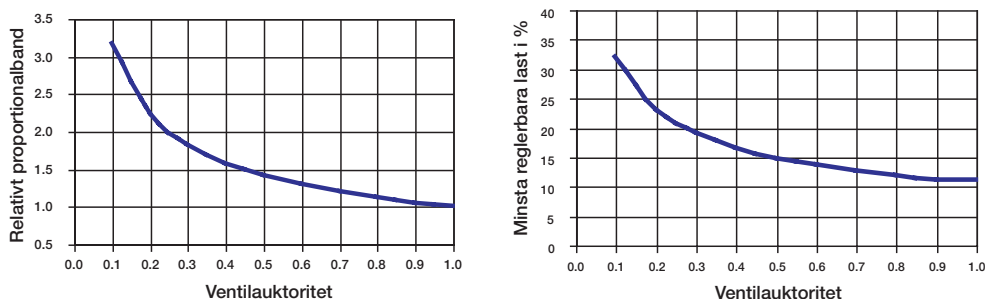


Fig 3.05 För att få stabil reglering, måste det erforderliga relativa proportionalbandet ökas när auktoriteten minskar. Vid lägre laster blir regleringen instabil.

Låt oss anta att det erforderliga proportionalbandet är ett för en auktoritet på ett. Figur 3.05 ovan visar att det erforderliga proportionalbandet ökar när reglerventilens auktoritet minskar. Vid en auktoritet på 0,1 måste det relativa proportionalbandet multipliceras med tre.

Om det erforderliga proportionalbandet är t ex 2°C vid en ventilauktoritet på 1, blir det 6°C vid en auktoritet på 0,1. I detta fall kommer rumstemperaturen att stabiliseras inom $\pm 3^{\circ}\text{C}$ från börvärdet!

Man kan tro att integreringsfunktionen som de flesta regulatorer har, kommer att kompensera för dessa avvikelser genom att sakta återställa den proportionella funktionen. Emellertid kan en integreringsfunktion bara reducera sådana avvikelser till hälften inom ca 30 minuter.

Följande exempel visar varför integreringsfunktionen inte alltid kompenserar för avvikelser. Solen kan skina på fasaden på ett 50-våningshus med upp till 10 000 kW. Om solen försvinner bakom ett moln, kan värmestillskottet snabbt falla till 1 000 kW, för att därefter öka igen till 10 000 kW så snart molnet försvinner. Rumstemperaturen kommer att ändras kraftigt och integreringsfunktionen får inte tillräckligt med tid för att ingripa. Tvärtom, kan integreringsfunktionen skjuta över målet genom att kompensera för den första störningen samtidigt som den andra har inträffat.

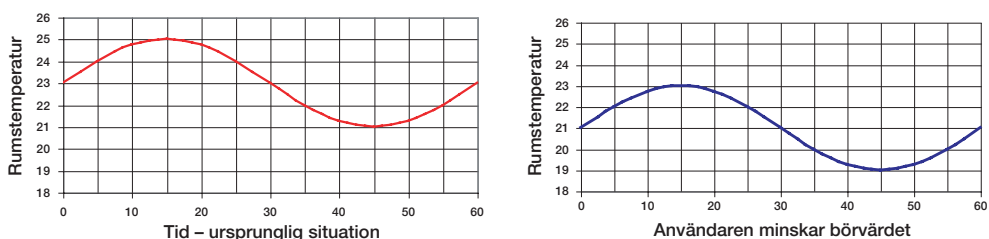
Följaktligen är det angeläget att garantera en hög auktoritet för modulerande reglerventiler. Detta förhindrar sofistikerade PID-regulatorer att endast arbeta on/off.

I system med variabla flöden försäkras man sig om en hög auktoritet genom självverkande differensstrycksregulatorer som stabiliserar differensstrycken över reglerventilerna. Detta ger temperaturregulatorn verklig möjlighet att arbeta modulerande.

Om det erforderliga proportionalbandet inte erhålls kommer reglerkretsen att arbeta on/off. En on/off regulator kan inte stabilisera rumstemperaturen i en kylanläggning om temperaturen varierar mellan t ex 21°C och 25°C. Detta upplevs uppenbart inte som komfortabelt.

Vad gör användaren för att förhindra tillfälliga övertemperaturer?

Han kommer att minska börvärdet på rumstermostaten med 2°C, vilket ökar energiförbrukningen så mycket som 20 till 30 % (se avsnitt 5.4).



Figur 3.06 För att kompensera för övertemperatur kommer användaren att minska rumstermostatens börvärde.

Den slutliga konsekvensen av en för låg ventilauktoritet är ett dyrbart och icke komfortabelt inomhusklimat

En reglerventils auktoritet beror huvudsakligen på hur den är dimensionerad. Det är därför viktigt att beskriva hur en 2-vägs reglerventil bör dimensioneras.

3.1.1.5 Dimensionering av 2-vägs reglerventil

En reglerventil ger upphov till ett tryckfall i den hydrauliska kretsen för att minska flödet till erforderligt värde. Detta tryckfall beror på flödet och ventilkoefficienten K_v , vilken indirekt motsvarar ventilens öppning.

För en vätska med en relativ densitet på 1 är relationen mellan flöde, K_v och tryckfall (Δp i kPa) enligt nedan:

$$\text{Flöde l/h:} \quad q = 100 \times K_v \sqrt{\Delta p} \quad \Delta p = \left(0.01 \times \frac{q}{K_v}\right)^2 \quad K_v = 0.01 \times \frac{q}{\sqrt{\Delta p}}$$

$$\text{Flöde l/s:} \quad q = \frac{K_v}{36} \times \sqrt{\Delta p} \quad \Delta p = \left(36 \times \frac{q}{K_v}\right)^2 \quad K_v = 36 \times \frac{q}{\sqrt{\Delta p}}$$

Dimensionering av reglerventilen innebär att man väljer den mest passande ventilen för den specifika applikationen utifrån de kommersiellt tillgängliga K_v -värdena.

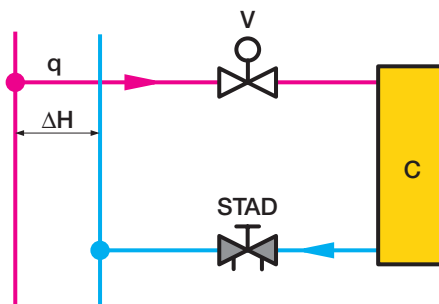


Fig 3.07 En 2-vägs reglerventil.

Valet av K_v för reglerventilen baseras på ett tryckfall Δp_V , där

$$\Delta p_V = \Delta H - \Delta p_C - 3 \text{ kPa}$$

ΔH = differensstrycket över kretsen under föreskrivna villkor

Δp_C = tryckfallet i apparaten och övriga systemkomponenter vid föreskrivet flöde

3 kPa = minsta tryckfall (kPa) för injusteringsventilen för en noggrann flödesmätning

Baserat på det teoretiska föreskrivna värdet på tryckfallet Δp_V , beräknas reglerventilens K_v med hjälp av tidigare nämnda formel. Man väljer sedan det närmast högre K_v -värde som finns kommersiellt tillgängligt.

Reglerventilens auktoritet blir en följd av dess dimensionering och motsvarar förhållandet $\Delta p_{V_c} / \Delta H_{\max}$. Detta värde bör vara $\geq 0,25$. Om det inte är det, måste pumptrycket ökas så att man kan välja en reglerventil med mindre K_v för att uppfylla regeln. Alternativt kan man installera en lokal Δp -regulator (avsnitt 4.2.3) för att lokalt minska ΔH_{\max} för det ursprungliga Δp_{V_c} .

Exempel: Differenstrycket $\Delta H = 55$ kPa och för ett föreskrivet flöde på 500 l/h är tryckfallet i apparaten $C = 10$ kPa (inklusive tryckförluster i rör och andra komponenter).

Vad blir det erforderliga tryckfallet ΔpV över reglerventilen?

$\Delta pV = 55 - 10 = 45$ kPa minus ett minsta tryckfall på 3 kPa för injusteringsventilen, vilket ger $\Delta pV = 42$ kPa.

För detta exempel, $K_{vs} = 0.01 \times \frac{500}{\sqrt{42}} = 0.77$

Tyvärr existerar inte ett sådant K_{vs} kommersiellt utan de följer normalt den sk Reynard-serien:

$$0.1 - 0.16 - 0.25 - 0.4 - 0.6 - 1 - 1.6 - 2.5 - 4 \dots osv.$$

Det närmast högre värdet $K_{vs} = 1$ väljs därför.

Föreskrivet tryckfall i reglerventilen blir då:

$$\Delta pV_c = \left(0.01 \times \frac{q}{K_v} \right)^2 = \left(0.01 \times \frac{500}{1} \right)^2 = 25 \text{ kPa}$$

Reglerventilens auktoritet blir $25/55 = 0,45$.

För att få föreskrivet flöde med reglerventilen fullt öppen, måste skillnaden $55 - 10 - 25 = 20$ kPa tas bort av injusteringsventilen. Detta ändrar inte reglerventilens auktoritet.

Auktoriteten beräknad enligt ovan är den föreskrivna auktoriteten med hänsyn tagen till överdimensioneringsfaktorn ($K_{vs} = 1$ i stället för 0,77). Emellertid kan denna auktoritet minska dramatiskt beroende på högre tillgängligt differenstryck över kretsen när anläggningen arbetar vid små genomsnittliga laster. Detta undviks om man stabiliserar differenstrycket lokalt.

3.1.2 EGENSKAPER HOS ETT DISTRIBUTIONSSYSTEM MED VARIABELT FLÖDE

I ett distributionssystem med variabelt flöde är differenstrycket över kretsarna i huvudsak variabelt. För att ge en uppfattning om vad detta innebär i praktiken ska vi studera olika aspekter i en enkel kylanläggning med 10 identiska apparater.

Vi börjar med en anläggning som arbetar under föreskrivna villkor och med en konstant pump och studerar förändringen av auktoriteten hos en reglerventil när anläggningen arbetar under dellast. Anläggningen förbättras därefter dels genom användandet av en varvtalsstyrd pump och dels med lokala Δp -regulatorer som stabiliserar differenstrycket över reglerventilerna. Följande steg undersöks:

- 1- Föreskrivna villkor
- 2- Vad händer när reglerventilen på apparat "A" stänger?
- 3- Totalt genomsnittligt flöde på 50 % (80 % av föreskriven last)
- 4- Användning av varvtalsstyrda pumpar
- 5- Användning av lokala Δp -regulatorer
- 6- Jämförelse mellan resultat

3.1.2.1 Föreskrivna villkor

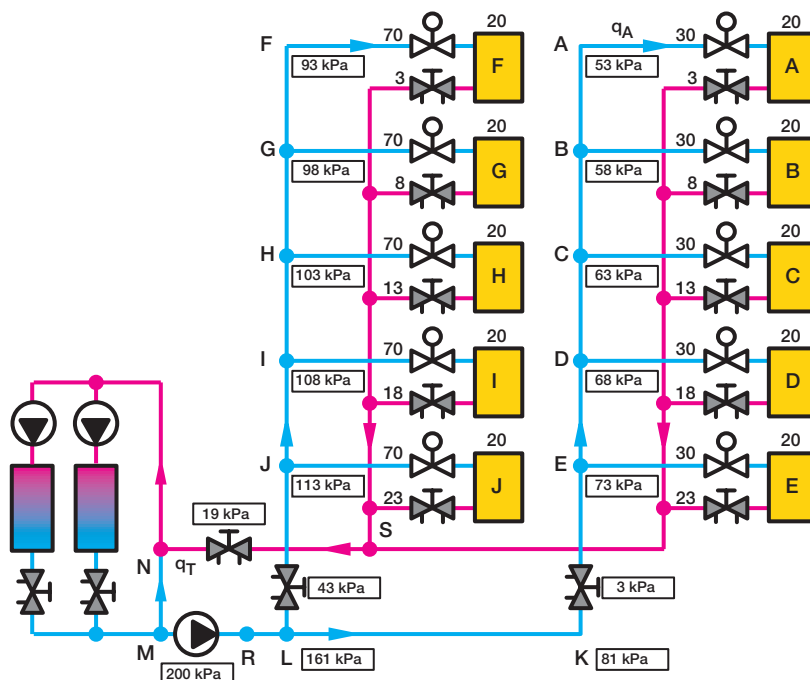


Fig. 3.08 Kylanläggning under föreskrivna villkor.

Två kylmaskiner med varsin pump betjänar en anläggning med två stammar och identiska apparater. Genom en shuntledning MN undviks interaktivitet mellan de två kylmaskinerna och mellan produktionen och distributionen. En konstant pump genererar flödet i distributionen. Det erforderliga flödet genom apparaterna för att hålla rumstemperaturen konstant bestäms av 2-vägs reglerventiler. Den hydroniska balansen har uppnåtts med manuella injusteringsventiler.

Vid föreskrivet flöde har kommersiellt tillgängliga reglerventilerna ett tryckfall på exempelvis 13, 30, 70 eller 160 kPa. Vi antar att konstruktören har valt reglerventilerna med ett föreskrivet tryckfall på 30 kPa för den mest avlägsna stammen medan den första stammen är försedd med reglerventiler som har 70 kPa tryckfall. När alla reglerventiler är stängda ger pumpen 266 kPa.

Med hjälp av injusteringsventiler kan vi få föreskrivet flöde i alla apparater och därmed undvika:

- överflöde i några kretsar, vilket skapar underflöde i andra
- ett generellt överflöde q_T som skulle innebära att distributionsflödet inte är kompatibelt med produktionsflödet. Ett sådant överflöde skulle ge upphov till ett omvänt flöde i shuntledningen MN med en blandningspunkt i M och ökad framledningstemperatur, vilket innebär att maximal installerad effekt inte skulle kunna överföras.

Syftet med injusteringsventiler är att få korrekta flöden under föreskrivna villkor, med garanti för att samtliga reglerventiler får minst föreskrivet flöde oavsett driftvillkor. En injusteringsventil fungerar även som avstängningsventil med ett mekaniskt minne för inställd position och är också ett diagnostiskt verktyg som tillåter flödesmätning.

3.1.2.2 Vad händer när reglerventilen på apparat "A" stänger?

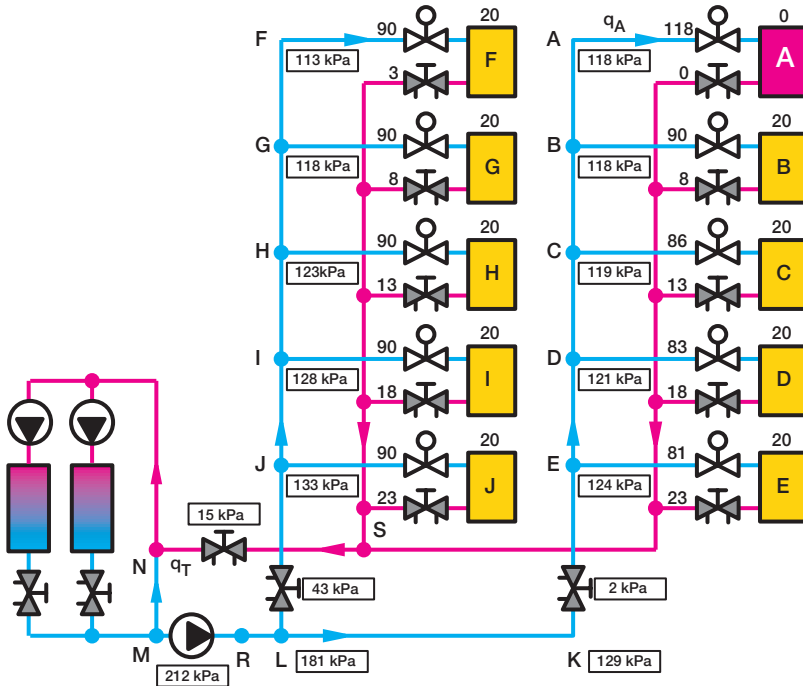


Fig 3.09 Reglerventilen på apparat A stänger.

När reglerventilen på apparat A stänger ökar differenstrycket över A från 53 till 118 kPa. Eftersom Δp för reglerventilen fullt öppen och vid föreskrivet flöde är 30 kPa blir ventilauktoriteten $30/118 = 0,25$ och inte $30/53 = 0,57$ som man kan tro vid en första anblick.

Differenstrycken över övriga apparater ökar dramatiskt, vilket tyder på en stark interaktivitet mellan apparaterna.

Denna interaktivitet är viktig i detta exempel eftersom varje krets representerar 10 % av det totala flödet.

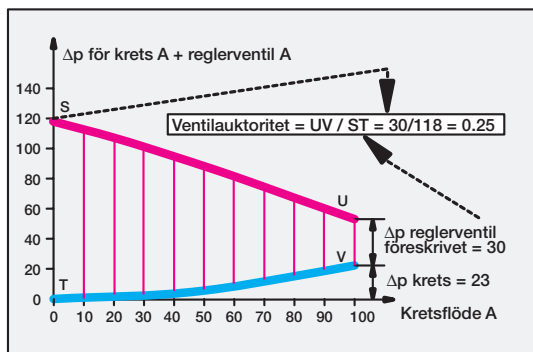


Fig 3.10 När ventilen på krets A stänger (fig 3.09) ökar differensstrycket över kretsen från 53 till 118 kPa medan resten av anläggningen förblir vid föreskrivet flöde.

Med en auktoritet på 0,25 förvrängs förhållandet mellan ventilens lyfthöjd och avgiven effekt. För en linjär ventil som är noggrant dimensionerad blir den avgivna effekten 63 % av föreskrivet värde redan vid lyfthöjd på 20 % av det maximala.

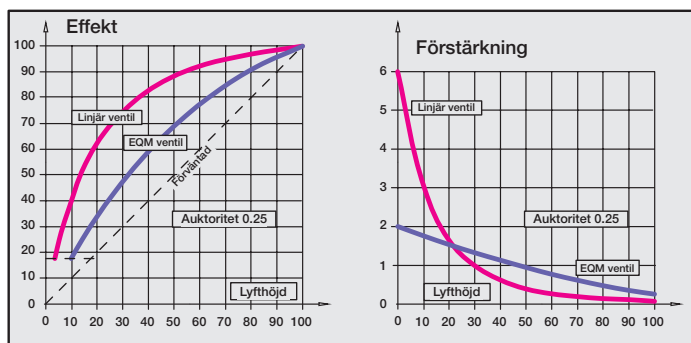


Fig 3.11 Effekt och förstärkning i förhållande till lyfthöjd vid föreskrivna villkor för apparat A.

Den vänstra bilden i figur 3.11 visar förhållandet mellan den avgivna effekten och lyfthöjden. För krets A och en linjär ventil blir den maximala förstärkningen $k_4 \times k_5 = 6$ (se avsnitt 3.1.1.1). För att kompensera för denna höga förstärkning måste regulatorns proportionalband multipliceras med samma faktor (6), något som dramatiskt minskar noggrannheten i regleringen av rumstemperaturen.

EQM-karaktäristiken är mycket bättre, men auktoriteten 0,25 är det lägsta acceptabla värdet eftersom avgivningen är redan 32 % för en lyfthöjd av 20 %. Denna situation försämras när anläggningen arbetar vid låga medellaster. Då ökar differensstrycket över reglerventilerna vilket minskar deras auktoritet ytterligare.

3.1.2.3 Totalt genomsnittligt flöde på 50 % (80 % av föreskriven last)

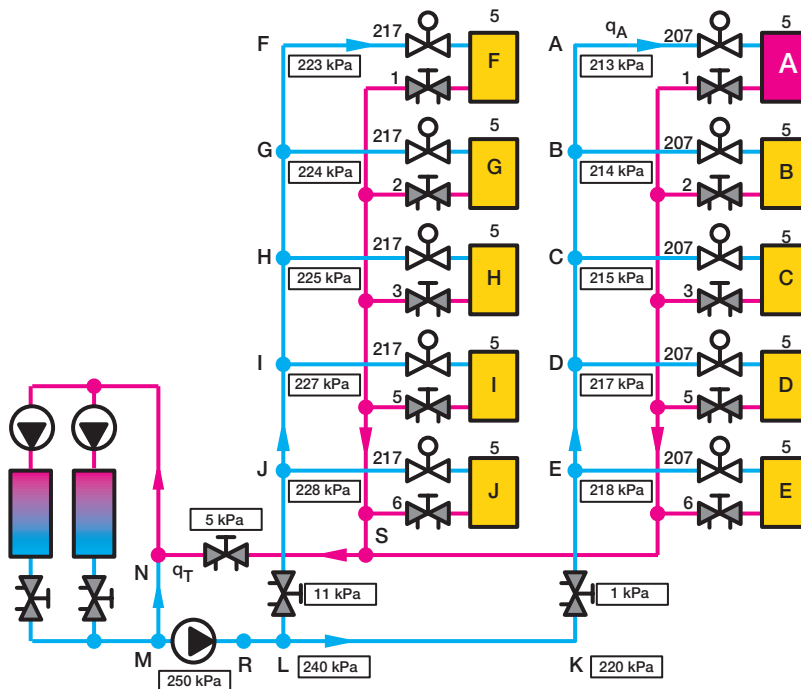


Fig 3.12 Totalt flöde $q_T = 50\%$ av föreskrivet värde.

När anläggningen arbetar med en last som motsvarar 80 % av föreskrivet värde minskar flödet till 50 % av sitt föreskrivna värde (fig 3.03a). Pumptrycket ökar från 200 till 250 kPa och tryckfallen i rör och övriga komponenter minskar med 75 %.

Denna situation illustreras i figur 3.12.

Differenstrycket över reglerventilerna ökar dramatiskt och deras auktoritet minskar. Denna situation framgår för krets A i figur 3.13.

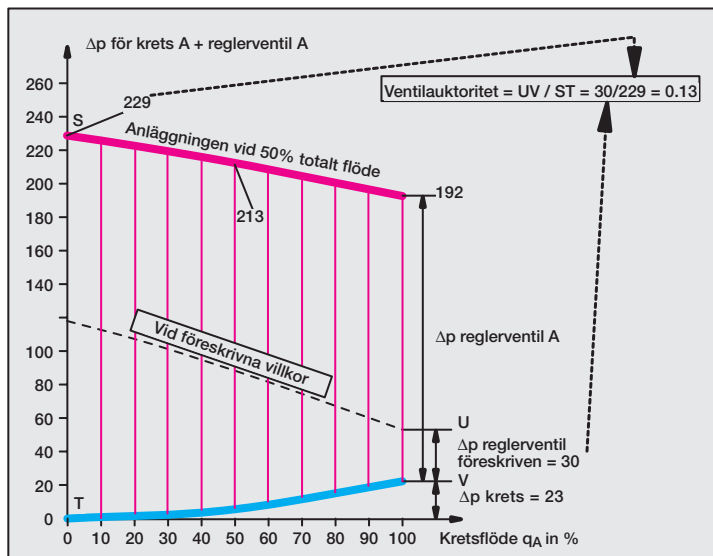


Fig 3.13 Hela anläggningen arbetar likformigt vid 50 % flöde.
Reglerventilen A öppnar från 0 till föreskrivet flöde

Med en linjär ventil når man 78 % av maximal effekt redan vid 20 % lyfthöjd (fig 3.14A).

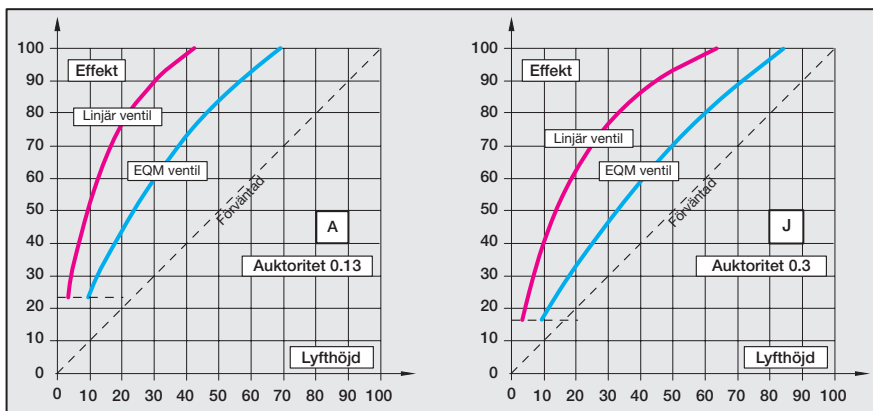


Fig 3.14 Effekt som funktion av lyfthöjd för apparaterna A och J, $q_T = 50\%$.

Med EQM-karaktäristik blir regleringen av apparat A mycket bättre men fortfarande ganska svår, medan apparat J är reglerbar (fig 3.14 högra).

Reglerventilerna har valts på bästa sätt men det förblir ändå svårt att få en stabil reglering utan att öka regulatorernas proportionalband kraftigt. Detta gör att optimal prestanda inte kan nås. Tänk på vad som skulle hända om reglerventilerna inte valts korrekt.

Om alla reglerventiler har lämplig karaktäristik och ett föreskrivet tryckfall på minst 25 % av maximalt pumptryck blir arbetsvillkoren bra och anläggningen kan injusteras vid föreskrivna villkor med hjälp av injusteringsventiler. Eftersom man undviker underflöden vid föreskrivna villkor kan de heller inte uppträda vid dellaster då differensstrycket bara kan öka när lasten minskar. Om en minimaauktoritet på 0,25 inte kan uppnås kan situationen förbättras med hjälp av varvtalsstyrda pumpar.

I många länder är den genomsnittliga kyllasten omkring 50 % av den föreskrivna med ett genomsnittligt flöde på 20 %. I dessa fall är tryckfallen i rör och övriga komponenter bara 1/125 av sitt beräknade värde och således försumbara. Kretsarna utsätts därför direkt för hela pumptrycket och alla reglerventiler försöker modulera flödet, fastän de är nästan helt stängda.

3.1.2.4 Användning av varvtalsstyrda pumpar

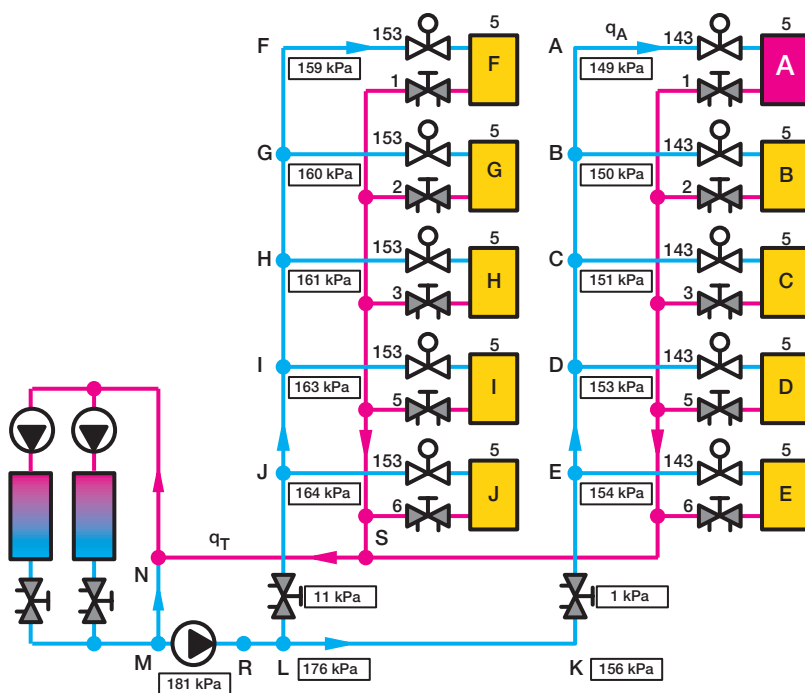


Fig 3.15 Den varvtalsstyrda pumpen arbetar med konstant pumptryck och $q_T = 50\%$.

En varvtalsstyrd pump ersätter den pumpen med konstant varvtal enligt figur 3.08. I detta fall behövs ingen injusteringsventil som huvudventil.

Pumptrycket förändras inte när anläggningen arbetar med ett genomsnittligt flöde på 50 %. Differensstrycket över reglerventilen A fullt stängd minskar från 229 kPa (fig 3.13) till 161 kPa (fig 3.16) vilket ökar reglerventilens auktoritet från 0,13 till 0,19.

Som i de tidigare undersökta fallen är föreskrivet Δp för reglerventilerna 70 kPa för den första stammen och 30 kPa för den andra. I figur 3.17 stabiliseras dessa differensstryck med en lokal, självverkande differensstrycksregulator, STAP. Börvärdet på varje STAP väljs så att man erhåller föreskrivet flöde över varje reglerventil fullt öppen. Eftersom alla reglerventiler då ger korrekta flöden fullt öppna, blir de automatiskt väl dimensionerade.

För att förenkla figuren visa bara kretsarna A och F fullt ut.

Vid låga genomsnittliga laster ökar differensstrycket över reglerventilerna något på grund av proportionalband hos STAP, men reglerventilernas auktoritet bibehålls alltid över 0,7.

Detta är tveklöst den bästa tekniska lösningen när differensstrycken varierar kraftigt med den genomsnittliga lasten. Med en sådan hög auktoritet får en EQM reglerventil praktiskt taget ett linjärt förhållande mellan lyfthöjd och effektavgivning. Proportionalbandet kan justeras till ett minimivärde vilket garanterar ett behagligt inomhusklimat till lägsta möjliga kostnad.

Det är möjligt att ge alla reglerventiler samma föreskrivna tryckfall (t ex 30 kPa eller lägre) utan att nämnvärt förändra resultatet.

Med STAP över alla reglerventiler och modulerande reglering finns det ingen praktisk skillnad ur reglersynpunkt mellan en konstant eller varvtalsstyrd pump. Varvtalsstyrda pumpar minskar dock pumpningskostnaderna.

3.1.2.6 Jämförelse mellan resultat

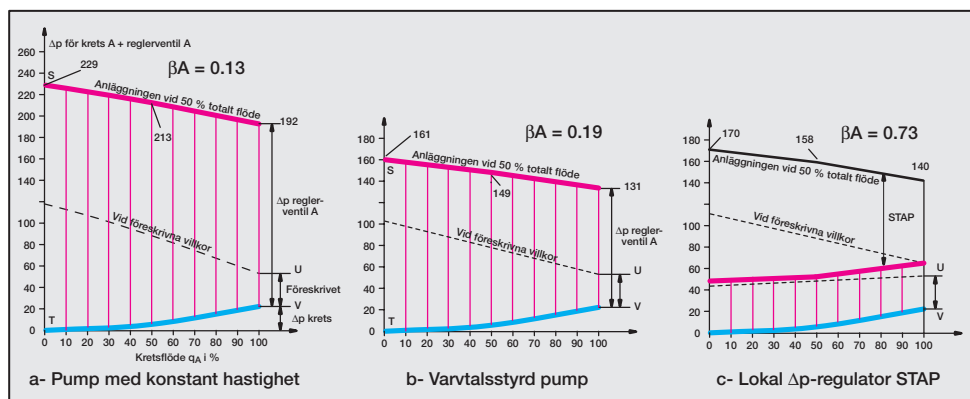


Fig 3.18 Förändring av differensstrycket över reglerventil A när anläggningen arbetar med ett medelflöde på 50 %, motsvarande en genomsnittlig last på 80 %. β_A i figuren betecknar auktoriteten hos reglerventil A.

Med en pump med konstant hastighet ökar differensstrycket över reglerventilen dramatiskt från 30 kPa (UV) vid föreskrivna villkor till 229 kPa (ST) när det genomsnittliga flödet i anläggningen, q_T , är lika med 50 % av föreskrivet värde. Med en varvtalsstyrd pump varierar detta differensstryck från 30 till 111 kPa och med en lokal differensstrycksregulator endast från 30 till 41 kPa.

I VVS-anläggningar där tryckfallen i distributionen motsvarar över 60 % av pumphtrycket är det nödvändigt att stabilisera differenstrycken lokalt med självverkande differenstrycksregulatorer.

Vissa användare påstår att de inte upplever någon förbättring av komforten när de använder modulerande reglering jämfört med on/off. Som framgått av detta avsnitt måste det bero på att modulerande reglerventiler arbetar on/off om de utsätts för stora Δp ändringar.

3.2 Minimera ljud från reglerventiler

3.2.1 OLIKA TYPER AV OLJUD

Ventilen som reglerar vattenflöden åstadkommer ofta ljud när tryckfallet överskrider ett kritiskt värde.

Tryckfallet över 2-vägsventiler i fjärrvärme/-kylanläggningar kan vara avsevärt. Reglerventiler bör vara tysta eftersom de ofta installeras i undercentraler nära lägenheterna.

Oljud i ventiler kan indelas i:

- Mekaniskt ljud
- Flödesljud
- Kavitationsljud

Mekaniskt ljud uppstår när delar av ventilen börjar vibrera på grund av flödet. Hur lätt en specifik ventil har för att vibrera beror på hur väl kägla och spindeln styrs i ventilhuset. Sådana vibrationer kan snabbt förstöra kägla och säte och förorsaka metalliskt slitage på spindeln. Vid konstant differenstryck ökar oljudet när ventilen öppnar eftersom kägla i allmänhet är friare i denna position (med undantag av fullt öppet läge), men också på grund av ökat vattenflöde. Vid konstant ventilöppning ökar oljudet med differenstrycket över ventilen.

Flödesljud är ett väsande ljud som ökar med flödets turbulens genom ventilen. Det ökar uppenbart med vattnets hastighet, beroende både på flödet genom och differensstrycket över reglerventilen. Om ventilen är rätt konstruerad är detta ljud normalt lågt, men flödesljud i rör, böjar, hålrum och andra plötsliga geometriska förändringar är inte försumbart. Ofta bidrar detta till ljudet i ventilen.

Luft i vattnet är också en väldigt vanlig orsak till oljud. När det statiska trycket sjunker, t ex mellan kägla och säte i en ventil, frigörs en del av den i vattnet lösta luften och åstadkommer en speciellt ljudlig emulsion. Mikrobubblor fastnar på metallytor, växer sig samman och förorsakar felaktigheter i flödesmätningar.

Kavitationsljud uppstår i vätskor när tryckfallet över ventilen överskrider ett kritiskt värde. Detta är beroende av vätskan, dess temperatur, ventilens geometriska konstruktion och det lokala statiska trycket.

Det totala trycket i en specifik punkt i systemet motsvarar det konstanta tryck som upprätthålls av expansionskärlet, pumptrycket, tryckfallen i rör och övriga komponenter och höjdskillnaden mellan expansionskärlet och den specifika punkten. När vätskan passerar ventilen ökar hastigheten och följaktligen också det dynamiska trycket, vilket beror på kvadraten på vattnets hastighet. När det dynamiska trycket ökar, minskar det statiska och dess värde kan bli lägre än atmosfärstrycket. Om flödeshastigheten är så hög att det statiska trycket faller till under ångbildningstrycket, bildas ångblåsor och vätskan börjar koka.

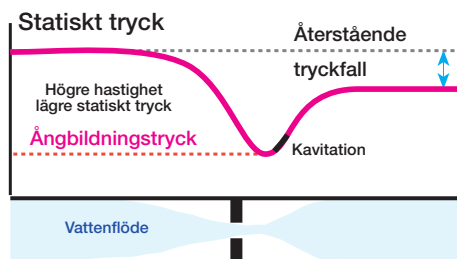


Fig 3.19 När det statiska trycket sjunker till ångbildningstrycket börjar vätskan att koka. När det statiska trycket stiger över ångbildningstrycket imploderar (kollapsar) ångblåsorna och kavitation uppstår.

När vätskan har passerat genom den minsta arean mellan kägla och säte minskar flödes-hastigheten och det statiska trycket ökar. Det statiska trycket når snabbt ångbildnings-trycket och ångblåsorna imploderar (kollapsar).

När ångblåsorna imploderar genereras kraftiga chockvågor, vilka snabbt kan skada ventilen. Förutom att förkorta ventilens livslängd orsakar kavitationen ett ansenligt oljud.

Den kan också förorsaka ett pipande ljud som ibland kan nå upp till 120 dBA med tryck-vågor över 100 bar!

Vid reglerventilens utlopp skulle det statiska trycket teoretiskt komma tillbaka till samma värde som vid inloppet, eftersom vattenhastigheten och följaktligen det dynamiska trycket är de samma som före. Emellertid förloras en del energi som friktion i ventilen. Det statiska trycket vid utloppet är därför lägre än vid inloppet. Skillnaden är tryckfallet i reglerventilen, men energiförlusten beroende på detta tryckfall medför bara delvis oljud.

Vanliga faktorer som minskar risken för kavitation är

- Högt statiskt tryck
- Lågt differenstryck över ventilen
- Låg väsketemperatur
- Lämplig ventilkonstruktion

3.2.2. VAD KAN MAN GÖRA?

Med denna korta bakgrund är det uppenbart att differenstrycken måste begränsas för att undvika för höga vattenhastigheter i reglerventiler.

Risken gör oljud i en reglerventil ökar också med vattenflödet och det är därför viktigt att flödet begränsas till föreskrivet värde genom en korrekt utförd injustering.

Både modulerande och on/off reglerventiler är konstruerade för ett visst differenstryck. Emellertid kan oljud uppstå även vid lägre differenstryck på grund av mediaförhållanden och den specifika konstruktionen av reglerventilen. Detta är speciellt obehagligt när reglerventilerna är installerade nära de boende, vilket ofta är fallet. Radiatorventiler som är konstruerade för ett maximalt differenstryck av 3 bar t ex, kan få oljud redan när differenstrycket är högre än 20 till 30 kPa.

Vid föreskrivna villkor är det inget problem förutsatt att differenstrycken är rimliga. Anläggningarna arbetar dock huvudsakligen vid dellast med en genomsnittlig last på 50 % av föreskrivet värde. Vid denna last är flödet i distributionen endast omkring 20 % av föreskrivet (fig 3.03a). Tryckfallen i rör och andra komponenter är 1/25 av sitt värde vid föreskrivna villkor och differenstrycken över reglerventilerna är mycket högre.

I denna situation kan oljud i reglerventiler öka dramatiskt, särskilt om det finns luft i systemet. I bilaga 3.5 visas att en varvtalsstyrd pump delvis kan avhjälpa situationen men inte lösa problemet helt. En praktisk lösning på ljudproblemet är att använda differenstrycksregulatorer för att ta upp överskottstryck och att dessutom avlufta systemet.

Eftersom överskottstrycket har överförts till differenstrycksregulatorn kan det tyckas att man bara flyttat över ljudproblemet från en reglerventil till en annan. Detta är dock inte fallet på grund av följande skäl:

- 1- Överskottstrycket delas upp på två ventiler
- 2- Differenstrycksregulatorer är konstruerade speciellt för att minska ljud:
 - Tryckbalanserad kägla
 - Stor tidskonstant som förhindrar kägla att hörbart vibrera
- 3- Differenstrycksregulatorerna är oftast belägna långt från de boende och ett eventuellt återstående ljud har liten eller ingen inverkan.

På grund av dessa skäl minimerar differenstrycksregulatorer oljud från reglerventiler som arbetar efter temperaturen.

3.3 Förenkla injustering, driftsättning och underhåll

Utan differenstrycksregulatorer är kretsarna i system med variabelt flöde interaktiva.

Detta innebär, t ex, att flödesvariationer i en instabil reglerkrets kommer att medföra variabla differenstryck i alla andra reglerkretsar. Regleringen i dessa kretsar kommer då att försöka kompensera för förändringarna i differenstryck, vilket kommer att ge ett intryck av instabil reglering. Att ändra reglerparametrarna (proportionalband, integrerings- och deriveringstider) löser inte problemet. Situationen kan snabbt förvandlas till en mardröm för den driftsansvarige.

Differenstrycksregulatorer frikopplar kretsarna från varandra

När differenstrycksregulatorer skyddar kretsarna i en anläggning, kommer ingen krets att påverkas av störningar som uppstår i andra kretsar. Detta underlättar injustering och driftsättning. I stora lägenhetskomplex t ex är det vanligt att inte alla lägenheter säljs eller hyrs ut samtidigt. När lokala differenstrycksregulatorer skyddar alla enheter, kan nya enheter tas i drift utan att störa de redan inkopplade (fig 3.20).

En annan fördel är möjligheten att injustera en anläggning som är konstruerad med en sammanlagringsfaktor, där man tagit hänsyn till att alla enheter inte samtidigt arbetar vid full last. Om en sådan anläggning är utrustad med manuella injusteringsventiler krävs en ganska speciell injusteringsprocedur och det är inte möjligt att få föreskrivet flöde i alla apparater samtidigt. Att injustera en anläggning med sammanlagringsfaktor är ganska enkelt med differenstrycksregulatorer eftersom de gör kretsarna oberoende.

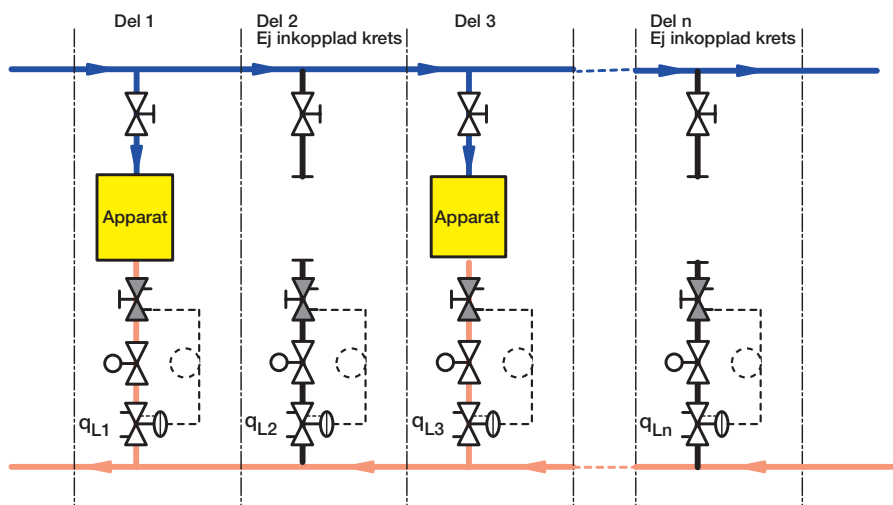


Fig 3.20 När en ny krets tas i drift påverkar den inga andra kretsar.

Att frikoppla kretsarna från varandra ger följande fördelar:

Det behövs inga injusteringsventiler uppströms om differenstrycksregulatorerna (fig 4.05).

Problem med instabil reglering i en krets fortplantar sig inte till övriga reglerkretsar.

Varje krets kan injusteras oberoende av övriga. Befintliga kretsar behöver inte injusteras på nytt om huset byggs ut.

Det är enkelt att injusteras en anläggning som är beräknad med sammanlagringsfaktor.

När man installerar differenstrycksregulatorn tillsammans med en mätventil kan man alltid mäta differenstryck och flöden, vilket är viktigt av diagnostiska skäl.

I ett distributionssystem för fjärrvärme/-kyla kan en ny anläggning tas i drift utan att påverka övriga anläggningar som redan är i funktion. I vissa fall kombineras differenstrycksregulatorn med en flödesbegränsare. Om det erforderliga flödet i en byggnad skulle överstiga den beräknade nivån, kommer flödesbegränsaren att förhindra detta. Tillgängligt differenstryck kommer att minska vilket skapar problem för de boende. Om anläggningen injusteras noggrant kan dessa problem undvikas.

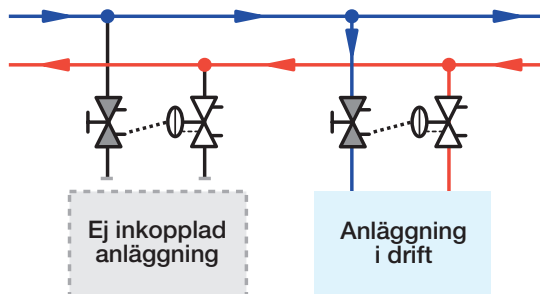


Fig 3.21 En helt ny anläggning kan tas i drift utan att påverka övriga anläggningar.

3.4 Fördelar med differenstrycksreglering och sammanfattning

Symptom som indikerar ett behov av Δp -reglering:	Typiska och oftast försummade grundorsaker:	Vanliga och felaktiga motåtgärder:	Vanliga och dyra konsekvenser:
Modulerande reglerventiler arbetar on/off och rumstemperaturerna svänger.	<p>Variérande differenstryck: Låg ventilauktoritet innebär att reglerventilkaraktäristiken förvrängs.</p> <p>Interaktiva kretsar: När några reglerventiler stänger ökar Δp över alla reglerventiler. De reagerar för att kompensera och rumstemperaturerna svänger.</p>	<p>Bredda p-bandet för att få stabil reglering.</p> <p>Kompensera för svängingarna i rumstemperatur genom att vrida ned (kyla) eller upp (värme) rumstermostaternas börvärde.</p>	<p>Modulerande men instabil reglering. Kravet på komfort uppfylls inte.</p> <p>Medeltemperaturen i fastigheten blir lägre för kyla och högre för värme. Energikostnaderna ökar med 10–15 % per grad (kyla) och med 5–8 % (värme).</p>
Reglerventilerna (on/off eller modulerande) på terminalerna för oväsen.	Differenstrycket över reglerventilerna är för högt.	Minska pumptrycket.	Installerad effekt inte levererad. Målet om komfort nås inte.
Reglerventilerna kan inte stänga.	Differenstrycket över reglerventilerna är för högt.	Installera kraftigare reglerventilmotorer.	Onödig investering.

Korreakta åtgärder:	Egenskaper:	Fördelar:
<ul style="list-style-type: none"> • Stabilisera Δp med differenstrycksregulatorer. 	<ul style="list-style-type: none"> • Stabilt differens-tryck. • Kretsarna är inte interaktiva. • Lägre differens-tryck över reglerventilerna. • Går att använda billigare regler-ventiler. 	<p>I drift:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Stabil och noggrann reglering. • Inget oljud från reglerventiler. • Bättre komfort, lägre energi-kostnader. <p>Vid driftsättning:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Enkelt in-justeringsarbete. • Lätt att driftsätta stegvis. • Lättare att in-justera en anläggning med sammanlagrings-faktor.

SAMMANFATTNING AV DETTA AVSNITT

Differenstrycksregulatorer åstadkommer i huvudsak två saker:

- 1- De stabiliserar differenstrycket över reglerventiler.
- 2- De gör kretsarna oberoende av varandra.

Dessa två funktionsmässiga fördelar kan översättas till tre klara fördelar:

- 1- Δp -reglering säkerställer stabil och noggrann modulerande reglering.
- 2- Δp -reglering minimerar oljud från reglerventiler.
- 3- Δp -reglering förenklar injustering och driftsättning.

Stabil och noggrann modulerande reglering

I anläggningar med variabel flödesdistribution och höga tryckfall i rören är differenstrycksregulatorer nödvändiga för en stabil och noggrann reglering. Utan dem måste man acceptera:

- a- instabil reglering (on/off) fastän man investerat i en dyr PID-reglering, eller
- b- öka proportionalbandet tills man får stabil men onoggrann reglering

Om man väljer alternativ "a" kan inte regulatorn hitta en stabil nivå för rumstemperaturen. I en kylanläggning kommer den kontinuerligt att pendla mellan t ex 21 till 25°C. Vad gör brukaren då? Han, eller hon, minskar börvärdet på rumstermostaten, ofta till lägsta börvärde eller åtminstone till 2°C under den önskade. När alla brukare gör samma sak efter en tid, kommer medeltemperaturen i byggnaden att ligga 2°C lägre än förväntat och energiförbrukningen kommer att öka med 20 till 30 %!

Om man väljer alternativ "b" kan regulatorn hitta en stabil nivå för rumstemperaturen när lasten är över en viss nivå. Men rumstemperaturen kan vara var som helst mellan t ex 19 och 25°C i stället för mellan 21 och 23°C, vilket oftast är den specificerade nivån. Integreringsfunktionen hos moderna regulatorer kommer att försöka få tillbaka den stabila, men inkorrekt, rumstemperaturen till rätt nivå, men det tar tid. Om byggnaden utsätts för snabba lastväxlingar får inte I-funktionen tillräckligt med tid för att justera rumstemperaturen förrän nästa störning inträffat. Solinstrålning kommer att öka rumstemperaturen, vilket påverkar brukaren att minska börvärdet på rumstermostaten. Men så snart solinstrålningen försvinner kommer det att bli för kallt och brukaren kommer återigen att ändra börvärdet och samtidigt klaga på det tokiga luftkonditioneringsystemet!

Differenstrycksreglering är ofta en nödvändighet för stabil och noggrann modulerande reglering och kan förhindra energislöseri i storleksordningen 15–25 %.

Minimerar oljud från reglerventiler

Oljud från reglerventiler ökar med differenstrycket. Detta oljud vid apparaterna kan vara speciellt besvärande eftersom det uppstår nära de boende.

Detta är normalt inget problem vid föreskrivna villkor om differenstrycken är resonabla. Anläggningen arbetar dock vid en medellast på, säg 50 % av maximum och då är flödet bara 20 % av det föreskrivna och tryckfallen i rör och tillbehör bara 1/25-del. Differenstrycket ökar därmed dramatiskt över reglerventilerna vilket medför risk för oljud.

En differenstrycksregulator stabiliserar differenstrycket vid rätt nivå över kretsarna vilket minimerar oljudet från alla typer av reglerventiler.

Förenklar injustering och driftsättning

Differenstrycksregulatorer gör kretsar hydrauliskt oberoende av varandra. Detta faktum är av fundamentalt intresse för driftsättning:

- Inga injusteringsventiler behövs uppströms om differenstrycksregulatorerna.
- Injusteringen förenklas eftersom kretsarna inte är interaktiva.
- En ny del kan tas i drift utan att påverka de som redan är i funktion.

4. Tillämpningar med STAP

För att få en stabil och noggrann reglering får inte differenstrycket över modulerande reglerventiler variera för mycket. En lämplig lösning i ett system med variabelt flöde är självverkande differenstrycksregulatorer, STAP.

STAP kan stabilisera differenstrycket över en reglerventil, över en grenledning med flera apparater, eller över en stamledning med flera grenledningar.

4.1 HUR STAP FUNGERAR

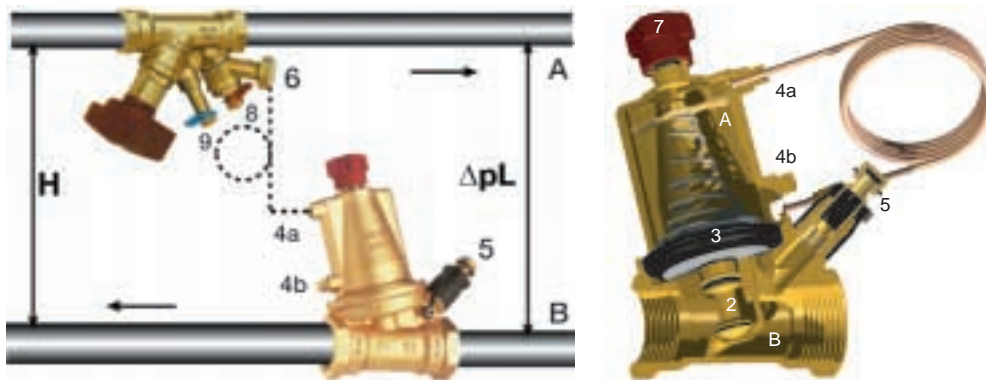


Fig 4.01 STAP stabiliserar differenstrycket på sekundärsidan ΔpL .

Konstruktionen bygger på en kombination av fjäder och membran. Fjädern drar i kägla (2) för att öppna ventilen. Differenstrycket AB appliceras över membranet (3) och skapar en kraft mot fjädern. Trycket A överförs till STAP via en signalledning ansluten till avtappningen (6) på mätventilen STAM. Trycket B överförs internt till den andra sidan av membranet för de mindre storlekarna och via en andra, extern signalledning för storlekar över DN 50.

Mätventilen kan uteslutas och ersättas av ett tryckuttag i tilloppsledningen (rekommenderas ej om flödet inte kan mätas på annat sätt).

När kraften som skapas av differenstrycket AB över membranet överstiger fjäderkraften börja ventilen stänga proportionellt tills den finner ett nytt jämviktsläge. Detta skapar ett extra tryckfall i STAP, vilket begränsar ökningen av differenstrycket över sekundärkretsen (ΔpL).

Den fabriksinställda fjäderkraften kan justeras med en insexnyckel som förs in i centrum av ratten (7). På så vis kan ΔpL justeras till erforderligt värde. Ratten används för att kunna stänga av en krets vid behov.

Flödet mäts med hjälp av STAM. ΔpL kan mätas mellan (5) och (4b), (när 4b är försedd med ett mätuttag som tillbehör) eller mellan (5) och (8).

Eftersom STAP är en proportionell regulator hålls differensstrycket ΔpL inte helt konstant. Det varierar i enlighet med STAPs proportionalband. Figur 4.02 visar ΔpL som funktion av K_v -värdet på STAP (öppningsgraden).

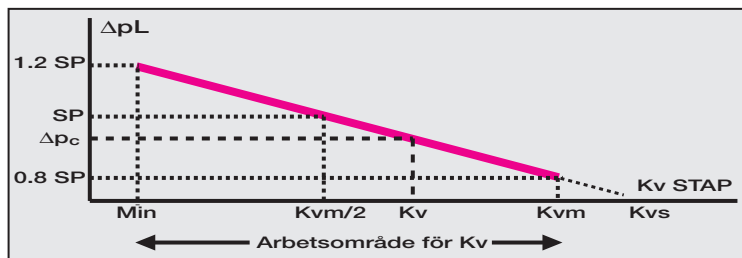


Fig 4.02a Det sekundära differensstrycket beror på öppningsgraden hos STAP.

K_v för STAP varierar mellan 0 och största värdet, K_{vs} . Arbetsområdet ligger emellertid mellan de värden K_{vmin} och K_{vmax} för vilka det sekundära differensstrycket antar stabila värden på $\pm 20\%$ av börvärdet (SP). För att få en stabil funktion är ett proportionalband på 40 till 50 % lämpligt. Låt oss anta att det föreskrivna primära differensstrycket $H = 120$ kPa och att erforderligt $\Delta pL = 30$ kPa. Om H ökar från 120 till 220 kPa kommer ΔpL att öka från 30 till 33 kPa (+10 %). Störningen på 100 kPa har reducerats till 3 kPa på sekundärsidan. Utan differensstrycksregulatorn skulle kretsen utsättas för en differensstrycksökning på 100 kPa. I detta fall reducerar alltså STAP störningen med en faktor 33.

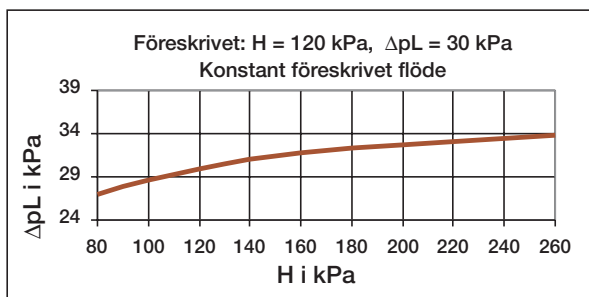


Fig 4.02b Påverkan av störningar på det sekundära ΔpL .

För att hitta rätt börvärde för STAP mäter man helt enkelt flödet med hjälp av mätventilen (under förskrivna villkor) och justerar STAPs börvärde till dess att föreskrivet flöde uppnås.

Inga beräkningar fordras. Om inställningen görs när det primära differenstrycket H är högre än föreskrivet (fig 4.02b), blir börvärdet något lägre än vad som normalt är nödvändigt. Skillnaden är oftast försumbar men kan korrigeras när flödena mäts för injusteringsprotokollet.

Börvärdet motsvarar ett visst antal varv med insexnyckeln. Förhållandet mellan börvärdet och antal varv anges i den tekniska specifikationen. Med dess hjälp kan man snabbt förinställa STAP på erforderligt börvärde, när en mätventil inte är installerad eller när det aktuella differenstrycket H är lägre än H_{\min} . Om H är lägre än H_{\min} kan dock inte föreskrivet flöde uppnås.

Dimensionering av STAP

STAP dimensioneras så att dess K_v är nära, men lägre än $0,8 \times K_{vm}$.

Låt oss, till exempel, betrakta en krets som kräver ett sekundärt differenstryck Δp_L på 30 kPa och det primära differenstrycket är 120 kPa. För ett föreskrivet flöde på 2000 l/h blir tryckfallet i mätventilen t ex 4 kPa. Tryckfallet som ska skapas i STAP blir då $120 - 4 = 86$ kPa. I detta fall blir STAPs $K_v = 0,01 \times 2000 / \sqrt{86} = 2,16$.

En STAP med ett K_{vm} på 3,1 är då lämplig för denna applikation.

Dimensionering av STAM

Mätventilen STAM väljs så att den, vid föreskrivet flöde, skapar ett tryckfall på åtminstone 3 kPa, vilket värde är lämpligt med tanke på mätnoggrannheten.

Om indexstammen kräver ett relativt högt primärt differensstryck, måste pumptrycket klara av detta även om övriga stammar förmodligen inte behöver ett så stort pumptryck. Detta ökar pumpningskostnaderna för hela byggnaden. För att minska dessa kostnader kan en separat sekundärpump installeras för indexstammen.

En shuntledning EF (fig 4.04a) undviker all interaktivitet mellan den primära och den sekundära pumpen, men skapar också ett konstant primärflöde. Om man önskar ett variabelt flöde, är en annan lösning att stabilisera differensstrycket uppströms om sekundärpumpen, mellan A och B, med hjälp av en differensstrycksregulator (fig 4.04b). Sekundärpumpens nödvändiga tryck minskas med värdet Δp_{AB} , vilket upprätthålls av Δp -regulatorn.

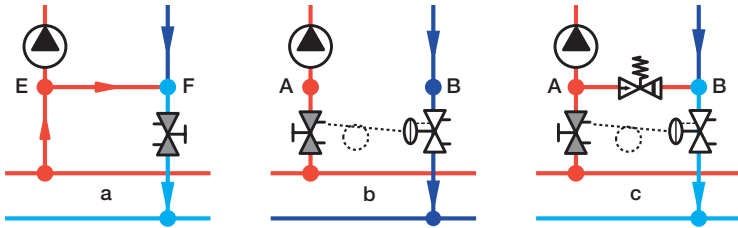


Fig 4.04 Hur man löser interaktivitetsproblemet mellan primär- och sekundärpump.

Om det är nödvändigt (se avsnitt 5.2) kan ett minimiflöde för primärpumpen uppnås med hjälp av en proportionell avlastningsventil BPV, placerad mellan A och B (fig 4.04c). När flödet minskar ökar differensstrycket mellan A och B i enlighet med STAPs proportionalband. Börvärdet på BPV beräknas så att man får erforderligt minimiflöde vid behov. En annan möjlighet är att stänga sekundärkretsen och justera börvärdet på BPV tills man får minimiflödet vilket kan mätas på mätventilen.

4.2.2 EN STAP PÅ VARJE GRENLEDNING

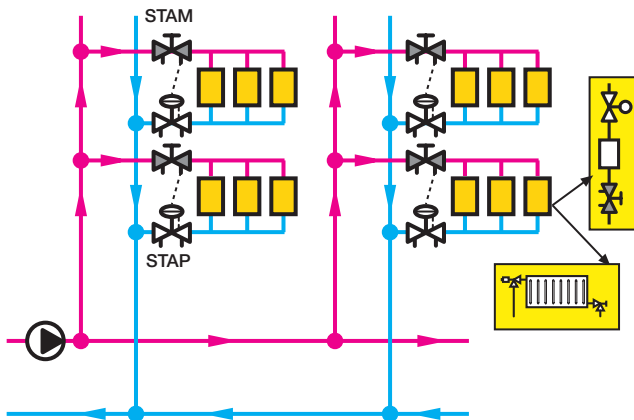


Fig 4.05 En Δp -regulator STAP stabiliserar differensstrycket på varje grenledning.

Om differensstrycket stabiliseras för varje grenledning får apparaterna ett lämpligt differens-tryck. Varje grenledning kan därmed injusteras oberoende av de andra.

Denna lösning är tekniskt sett bättre än den som bygger på en STAP för varje stamledning, eftersom det erforderliga differensstrycket kan variera från grenledning till grenledning. Dessutom kompenseras automatiskt de förändringar i differensstryck som uppstår på grund av att tryckfallen varierar i stamledningarna.

Injusteringsprocedur figur 4.05

Ur injusteringssynpunkt är varje grenledning en modul som kan betraktas helt oberoende. Innan injusteringen av en grenledning påbörjas, ska dess STAP sättas ur funktion och vara fullt öppen så att man tillförsäkras sig om att få erforderligt flöde under hela proceduren. Ett enkelt sätt att göra detta är att stänga avtappningen på STAM i tillloppsledningen och dränera membrankammaren.

- 1- Apparaterna injusteras mot varandra på varje grenledning med TA-metoden eller TA Balance (se handbok 2: Injustering av distributionssystem). Vid TA-metoden fungerar STAM som partnerventil.
- 2- När en grenledning är injusterad justeras STAPs börvärde så att man får föreskrivet flöde, vilket kan mätas på STAM. Man behöver inte injustera gren- eller stamledningarna mot varandra.

Det som sägs i avsnitt 4.2.1 om minimiflöde för stamledningar gäller även för grenledningar.

Exempel: I figur 4.06a är varje apparat C försedd med en injusteringsventil (STAD), alternativt en terminalventil (TBV).

I figur 4.06b är varje apparat försedd med en returventil (TRIM). Eftersom returventilerna inte har några mätuttag och därmed ingen möjlighet till flödesmätning, måste man beräkna förinställningsvärdena för dessa ventiler.

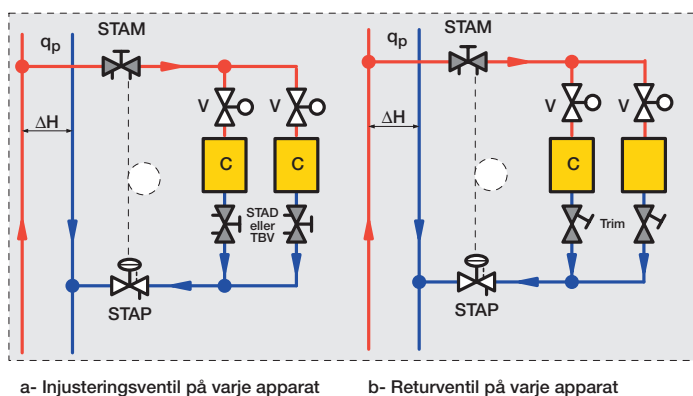


Fig 4.06 En STAP stabiliserar differensstrycket över en grupp apparater.

Injusteringsprocedur figur 4.06a

- 1- Öppna STAP helt.
Reglerventilerna V ska vara helt öppna.
2. Injustera apparaterna i grenledningen med TA Balance, vilken inte är beroende av det tillgängliga differensstrycket ΔH . STAM fungerar som partnerventil.
- 3- Justera börvärdet på STAP för att erhålla föreskrivet totalflöde q_p i STAM.

Injusteringsprocedur figur 4.06b

I följande injusteringsprocedur försummas tryckfallen i distributionsledningarna nedströms STAP.

- 1- För varje krets är erforderligt differensstryck (Δp krets) summan av tryckfallen i kretsen vid föreskrivet flöde: Δp krets = Δp reglerventil + Δp apparat + Δp tillbehör + Δp fullt öppen returventil. Identifiera den krets som fordrar högst differensstryck (Δp krets max).
- 2- Beräkna för varje krets hur stort tryckfall returventilen ska strypa bort: Δp returventil = Δp krets max – Δp reglerventil – Δp apparat – Δp tillbehör. Förinställ varje returventil för att skapa detta tryckfall vid föreskrivet flöde. Använd TA-nomogram för att hitta rätt förinställningsvärde, eller datorprogrammet TA Select
- 3- Justera börvärdet på STAP för att erhålla föreskrivet totalflöde q_p i STAM.

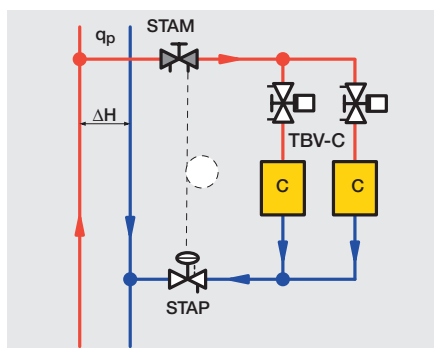
Exempel med små apparater i en grenledning

Fig 4.06c Förinställbara reglerventiler TBV-C på apparaterna.

Figur 4.06c visar ett typiskt exempel på en grenledning med flera apparater som regleras med TBV-C. TBV-C kombinerar fem funktioner i en ventil:

- Reglering
- Steglös förinställning från 0 till K_{vs} , gradering från 0 till 10
- Differensstryckmätning
- Flödesmätning
- Avstängning

Grenledningen skyddas av en differenstrycksregulator som håller differenstrycket stabilt över kretsen. Detta säkerställer stabil och noggrann modulerande reglering. Eftersom differenstrycket hålls på rätt nivå begränsas också risken för oljud från reglerventilerna.

Injusteringsprocedur figur 4.06c

Samma som för figur 4.06a

Som exemplen ovan visar behövs inga injusteringsventiler uppströms om differenstrycksregulatorerna, utom för felsökning och avstängning.

4.2.3 EN STAP PÅ VARJE REGLERVENTIL

Beroende på hur anläggningen är konstruerad, kan det tillgängliga differenstrycket för en krets variera dramatiskt med lasten. För att få och upprätthålla rätt karaktäristik hos reglerventilen och därmed få stabil och noggrann reglering, kan differenstrycket över reglerventilerna stabiliseras med en differenstrycksregulator som i figur 4.07.

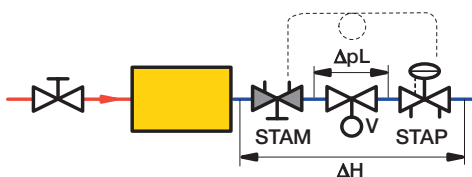


Fig 4.07 En Δp -regulator stabiliserar differenstrycket över reglerventilen.

Märk

- 1- Flödet mäts med mätventilen som också är ett värdefullt verktyg för felsökning.
- 2- Om mätventilen ej är installerad kan den ersättas av ett tryckuttag. Då beräknas inställningen av STAP baserat på reglerventilens K_{vs} .

I fall 2 är de givna värdena dels föreskrivet flöde (q) och dels K_{vs} för reglerventilen. Det teoretiska differenstryck som STAP ska skapa kan beräknas med följande formel:

$$\Delta p = \left(0.01 \times \frac{q}{K_{vs}}\right)^2 \quad (\text{kPa} - \text{l/h})$$

$$\Delta p = \left(36 \times \frac{q}{K_{vs}}\right)^2 \quad (\text{kPa} - \text{l/s})$$

Reglerventilen V blir aldrig överdimensionerad eftersom föreskrivet flöde alltid uppnås vid fullt öppen ventil. Reglerventilens auktoritet är och förblir högre än 0,7.

Eftersom sekundärt Δp_L nästan är konstant kommer allt extra primärt differenstryck att tas upp i STAP.

Injusteringsprocedur figur 4.07

- 1- Öppna reglerventilen V helt.
- 2- Förinställ STAD/M för att erhålla minst 3 kPa vid föreskrivet flöde.
- 3- Justera börvärdet hos differensstrycksregulatorn STAP för att erhålla föreskrivet flöde.

Eftersom flödena därmed är korrekta i varje apparat krävs ingen ytterligare injustering. Om samtliga reglerventiler är försedda med en STAP behövs inga injusteringsventiler i gren- och stamledningar (figur 3.17) utom för felsökning.

Dimensionering av reglerventilen

Dimensionering av reglerventilen är i detta fall enkelt. Det är dock lämpligt att välja ett tryckfall på minst 20 Pa i reglerventilen. Om man inte har STAP och har ett pumptryck på 250 kPa, måste tryckfallet i reglerventilen minst vara lika med $0,25 \times 250 = 63$ kPa. Med STAP kan detta tryckfall reduceras till 20 kPa. Om föreskrivet tryckfall i STAP är 10 kPa kan pumptrycket reduceras med 33 kPa ($63 - 20 - 10$) vilket minskar pumpningskostnaderna med minst 13 %.

Exempel med en reglerventil i injektionsdrift

Vissa distributionssystem arbetar med konstant flöde och variabel framledningstemperatur. Exempelvis krävs konstant flöde i förvärmningsbatterier för att skydda mot frysning. Konstant flöde i en apparat kan också garantera turbulent flöde, därmed konstant värmeövergångskoefficient och i slutändan mer exakt temperaturreglering. I dessa fall används normalt en 3-vägs blandningsventil för att ge variabel framledningstemperatur.

Om distributionssystemet har primärpump bör man inte använda 3-vägs blandningsventil eftersom flödet kan gå åt fel håll i shuntledningen på grund av det primära differensstrycket. Lösningen är då att istället koppla en 2-vägs reglerventil i injektionsdrift, som i figur 4.08a.

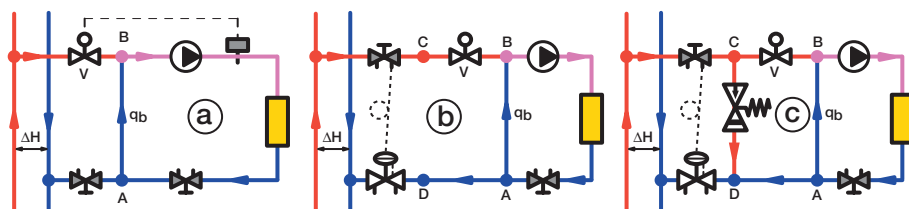


Fig 4.08 En 2-vägs reglerventil i injektionsdrift.

Om det primära differenstrycket ΔH varierar kraftigt, kommer reglerventilens auktoritet att minska drastiskt och äventyra reglerkretsens stabilitet. Bästa lösningen på det problemet är att stabilisera differenstrycket Δp_{CD} över reglerventilen med en differenstrycksregulator (figur 4.08b). Om ett minimiflöde är nödvändigt för att skydda primärpumpen kan ett sådant skapas genom att installera en proportionell avlastningsventil (typ BPV) mellan C och D. Denna lösning är bättre än att använda en manuell injusteringsventil eftersom minimiflödet genereras endast när det behövs. Detta minskar primärflödet och därmed pumpningskostnaderna.

Vissa konstruktörer föreskriver en backventil i ledningen AB för att undvika flöde från B till A. Det finns två skäl till det:

1. I ett förvärmningsbatteri som utsätts för låg lufttemperatur tillåter backventilen primärpumpen att injicera varmt vatten i batteriet om sekundärpumpen skulle haverera. Detta ger en försäkran mot frysning.
2. Om en 2-vägs reglerventil i ett fjärrvärmesystem är överdimensionerad, eller om sekundärflödet är variabelt, kan flödet i shuntledningen gå åt fel håll och öka returtemperaturen. Backventilen förhindrar detta omvända flöde.

4.3 Radiatoranläggning

I en modern värmeanläggning förinställs termostatventilerna för att få erforderligt flöde vid föreskrivna villkor. Dessa förinställningar gäller endast om differenstrycken de är baserade på verkligen erhålls för radiatorventilerna.

När anläggningen arbetar vid små genomsnittliga laster minskar tryckfallen i rören. Tryckfallen över termostatventilerna kan då öka markant och om detta differenstryck överstiger 20 -30 kPa är det risk för oljud, speciellt om det finns luft i vattnet. Det är därför viktigt att stabilisera differenstrycket över termostatventilerna.

Detta avsnitt visar lösningar till några vanliga problem i radiatorsystem:

- Hur åstadkommer man erforderligt differenstryck över termostatventilerna?
- Hur kan man försäkra sig om att detta differenstryck är stabilt vid alla laster?
- Hur gör man när termostatventilerna inte är förinställbara?

4.3.1 FÖRINSTÄLLBARA RADIATORVENTILER

För att göra det enkelt för installatören förinställs normalt termostatventilerna med antagandet att det tillgängliga differensstrycket $\Delta H_0 = 10$ kPa. Detta värde är en kompromiss mellan två krav:

- Inte för högt så att man kan få en tillräcklig ventilöppning för att undvika igensättning och oljud.
- Inte för lågt så att tryckfallen i rören får liten påverkan.

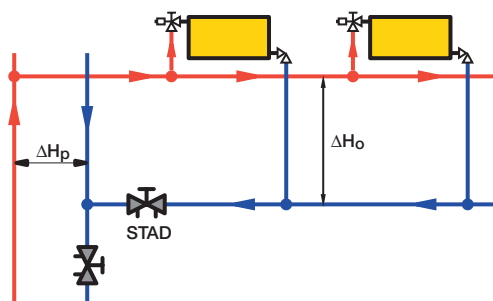


Fig 4.09 Varje radiatorventil förinställs som om den vore belastad med samma differenstryck på 10 kPa.

Under injusteringsproceduren för hela anläggningen ställs grenledningens injusteringsventil in så att man uppnår korrekt totalt flöde för grenledningen. Detta rättfärdigar förinställningen av termostatventilerna och förväntade 10 kPa uppnås mitt i grenledningen när injusteringen är färdig.

I ett distributionssystem med variabelt flöde kan differensstrycket öka markant när anläggningen arbetar vid låga laster. Termostatventilerna kan då föra oljud, framför allt om det finns luft i vattnet. Det kan då vara lämpligt att installera STAP differensstrycksregulatorer som i figur 4.10.

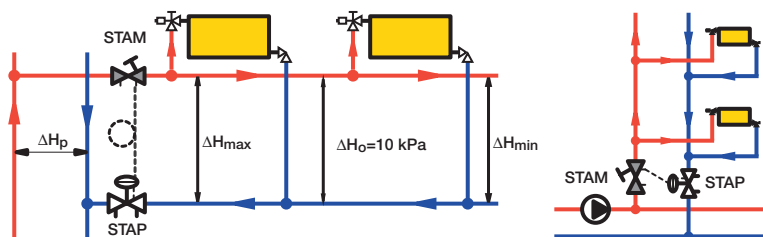


Fig 4.10 En STAP stabiliserar differensstrycket vid kretsens inlopp.

I varje grenledning eller mindre stamledning finns en STAP som stabiliserar differensstrycket. Flödet q_s mäts via en STAM.

Injusteringsprocedur figur 4.10

- 1- Öppna samtliga termostatventiler helt, t ex genom att skruva av termostathuvudena.
- 2- Förinställ termostatventilerna för ett differensstryck på 10 kPa minus tryckfallet i returventilen. Utgå från resultatet ΔH för att fastställa det K_v som skall ställas in: $K_v = 0.01 \times q / \sqrt{\Delta H}$, med q i l/h och ΔH i kPa.
- 3- Justera börvärdet på STAP så att man erhåller det totala föreskrivna flödet q_s som mäts i STAM. Det förväntade differensstrycket på 10 kommer då att appliceras mitt i kretsen.

Notera: I verkligheten får den första radiatoren för stort flöde och den sista för litet. Detta kan accepteras om rörlängden mellan STAP och sista radiatoren inte överskrider $L = 2200/R$ (L i m) och där R är det genomsnittliga tryckfallet i rören (i Pa/m). Denna formel baseras på en maximal flödesavvikelse på 10 %. För $R = 150$ Pa/m, $L_{\max} = 15$ meter.

Placering av on/off zonventil och energimätare

I vissa länder förses varje lägenhet med en differensstrycksregulator. Framledningstemperaturen regleras med en central regulator efter utomhusförhållandena. En rumstermostat är ofta placerad i ett referensrum med manuella radiatorventiler. Rumstermostaten styr en on/off-ventil V som visas i figur 4.11.

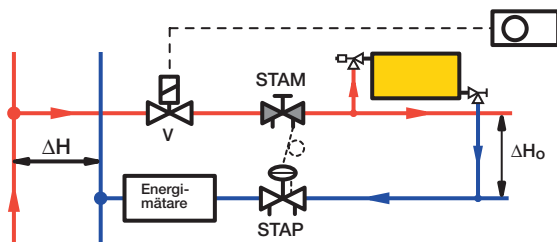


Fig 4.11 En STAP reglerar Δp för varje lägenhet.

On/off-ventilen och energimätaren placeras lämpligen i den del av kretsen där differensstrycket inte regleras. Detta för att förhindra deras variabla tryck att påverka differensstrycket över radiatorerna. On/off-ventilen och energimätaren kan emellertid även placeras nedströms om differensstrycksregulatorn, förutsatt att det erforderliga börvärdet hos STAP då inte överskrider det maximala värde som kan medföra oljud i termostatventilerna.

4.3.2 EJ FÖRINSTÄLLBARA RADIATORVENTILER

I en del befintliga anläggningar är inte radiatorventilerna förinställbara.

Differensstrycksregulatorer kan begränsa differensstrycket för varje krets. Men utan begränsning i radiatorventilerna kan flödet bli flera gånger för högt i en eller flera kretsar och alldeles för lågt i andra, trots differensstrycksregleringen.

Det bästa sättet att lösa problemet är naturligtvis att installera förinställbara radiatorventiler och justera enligt avsnitt 4.3.1.

En annan lösning är att använda STAD som mätventil och ansluta signalledningen från differensstrycksregulatorn till mätuttaget som är placerat före strypningen, figur 4.12. Injusteringsventilen kommer då att ingå i den reglerade kretsen. Jämför figur 4.10 och 4.12 för att se hur signalledningen är ansluten och hur mätventilen är monterad.

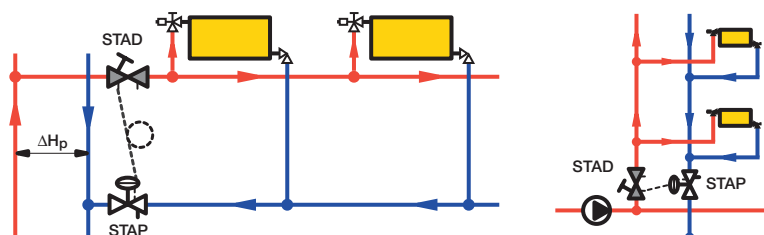


Fig 4.12 Tryckfallet i injusteringsventilen ingår i det totala Δp som regleras av STAP.

STAPs börvärde väljs till 20 kPa. Injusteringsventilen ställs in så att man får det totala föreskrivna flödet när alla termostatventilerna är fullt öppna.

Under uppstart är alla termostatventilerna fullt öppna och det totala flödet är korrekt, eftersom det injusterades till föreskrivet värde med STAD. När termostatventilerna stänger begränsas det tillgängliga differensstrycket automatiskt till STAPs börvärde (20 kPa) plus proportionalbandet.

Denna kombination begränsar det totala flödet och Δp vid acceptabla värden. Med denna metod får man korrekt fördelning av flödet mellan radiatorerna bara om alla radiatorer är identiska och befinner sig nära varandra. Även om så inte vore fallet, förbättrar man dock markant funktionen hos en anläggningen med ej förinställbara radiatorventiler.

4.4 STAP som flödesbegränsare

I vissa applikationer kan flödesbegränsare vara lämpliga. Exempelvis för att hålla ett konstant primärflöde för en 3-vägs fördelningsventil, eller för att betjäna flera kylkretsar för en industri-anläggning. För dess applikationer kan en flödesbegränsare användas.

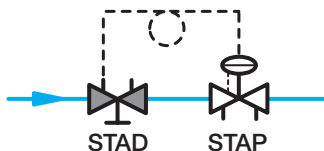


Fig 4.13 STAP som flödesbegränsare.

Börvärdet bör väljas så nära minimivärdet på STAP som möjligt, exempelvis 10 kPa.

Flödet mäts med hjälp av STAD, vars inställning väljs så att man får föreskrivet flöde.

I detta exempel motsvarar tryckfallet i STAD börvärdet på STAP, dvs. 10 kPa. Om flödet tenderar att öka, ökar också tryckfallet i STAD. Detta differenstryck kommuniceras till STAP vilken stänger en aning för att återställa flödet till föreskrivet värde. Beroende på proportionalbandet hos STAP hålls inte flödet absolut konstant. Om differenstrycket för kombinationen STAP – STAD ökar t ex från 100 till 200 kPa, ökar flödet med 7 %.

5. Bilagor

5.1 Några frågor och svar

5.1.1 VARFÖR HYDRONISK INJUSTERING?

Många fastighetsägare spenderar förmögenheter på att ta hand om klagomål om inomhusklimatet. Så kan även vara fallet i nya byggnader som har den modernaste regler-teknologin. Följande problem är ofta förekommande:

- Vissa rum når aldrig önskad temperatur, särskilt inte efter större lastväxlingar.
- Temperaturen pendlar upp och ner, särskilt vid liten och medelstor last, trots att apparaterna är försedda med sofistikerade regulatorer.
- Även om den installerade effekten hos produktionsenheterna är tillräcklig, så kan den inte överföras, särskilt inte vid uppstart efter helg- eller nattsänkning.

Dessa problem är vanligt förekommande beroende på att felaktiga flöden hindrar regulatorerna att arbeta korrekt. Regulatorer kan bara reglera effektivt om föreskrivna flöden finns tillgängliga när det behövs. Det enda sättet att få föreskrivna flöden är att injustera anläggningen. Detta måste göras på grund av tre skäl:

1. Produktionsenheten måste injusteras för att uppnå föreskrivna flöden i pannor eller kylmaskiner. Vidare måste, i de flesta fall, flödet hållas konstant i enheterna. Variationer försämrar verkningsgraden, förkortar enheternas livslängd och försvårar regleringen.
2. Distributionssystemet måste injusteras så att alla apparater kan få föreskrivet flöde, oberoende av anläggningens totala last.
3. Reglerkretsarna måste injusteras för att ge reglerventilerna bra arbetsvillkor och för att göra primär- och sekundärflödena kompatibla.

När anläggningen är injusterad kan en central regulator eller optimeringsfunktion användas eftersom alla rum reagerar på samma sätt. Om rumsmedeltemperaturen avviker från föreskrivet värde pga. avsaknad av injustering, blir följden vanligtvis en kostsam bristande komfort.

Under injusteringsproceduren kan de flesta hydroniska problemen upptäckas och rättas till innan anläggningen tas i drift. Injusteringsventiler som kan mäta differenstryck och flöden fungerar som verktyg för felsökning under byggnadens hela livslängd. Användandet av differenstrycksregulatorer har ytterligare den fördelen att de lokalt stabiliserar differenstrycket och förhindrar interaktivitetsproblem. Dessa två funktionella egenskaper utmynnar i tre klara fördelar:

1. Säkerställer stabil och noggrann modulerande reglering
2. Minimerar oljud från reglerventiler
3. Förenklar injustering och driftsättning

5.1.2 VAD ÄR KOSTNADEN FÖR BRISTANDE KOMFORT?

Under den kalla säsongen är det för varmt nära pannrummet och för kallt på de översta våningarna. Man ökar normalt då framledningstemperaturen i byggnaden. Folket på övervåningarna slutar klaga och de nära pannrummet öppnar fönstren. Under den varma säsongen händer samma sak. Det är bara det att det blir för kallt nära pumparna och för varmt i andra delar.

En grad mer eller mindre i enstaka rum spelar ingen större roll vare sig ur komfort- eller kostnadssynpunkt. Men när den genomsnittliga temperaturen i byggnaden är fel blir det dyrt.

En grad över 20°C ökar värmekostnaderna med minst 5 till 8 %. En grad under 23°C ökar kylkostnaderna mellan 10 och 16 %.

5.1.3 ÄR EN RÄTT BERÄKNAD ANLÄGGNING AUTOMATISKT INJUSTERAD?

Vissa tycks tro att det räcker att ange de föreskrivna flödena på ritningarna för att åstadkomma det i verkligheten. Men för att få de erforderliga flödena måste de mätas och justeras. Det är anledningen till att hydronisk injustering är så betydelsefull.

Är det möjligt att uppnå rätt flödesdistribution genom att dimensionera anläggningen noggrant? Teoretiskt är svaret ja, men i praktiken bara en dröm.

Produktionsenheter, rör, pumpar och apparater är beräknade för att täcka det maximala behovet (såvida anläggningen inte är beräknad med en sammanlagringsfaktor). Om en del i kedjan inte är rätt dimensionerad kan de andra inte heller få optimal funktion. Resultatet blir att det önskade inomhusklimatet inte uppnås och komforten blir lidande.

Man skulle kunna tro att om man beräknar anläggningen med kostsamma säkerhetsfaktorer skulle det förebygga de flesta problemen. Även om vissa problem emellertid kan lösas på detta sätt, skapar det andra, särskilt på reglersidan. En viss överdimensionering kan inte undvikas eftersom enheterna måste väljas från det som är kommersiellt tillgängligt och det stämmer sällan med gjorda beräkningar. Dessutom är inte alla delars karaktäristik känt vid konstruktionstillfället eftersom entreprenören väljer dem vid senare tillfälle. Det är därför nödvändigt att göra vissa förändringar med tanke på den verkliga installationen, vilken oftast avviker något från den ursprungliga konstruktionen.

5.1.4 ÄR DET TILLRÄCKLIGT MED EN VARVTALSSTYRD PUMP FÖR ATT FÅ DE RÄTTA, FÖRESKRIVNA FLÖDENA?

Låt oss anta två identiska apparater med ett föreskrivet flöde på 1 l/s. Den ena får 2 l/s medan den andra bara får 0,5 l/s. Det totala flödet blir 2,5 l/s i stället för 2 l/s. Pumprycket reduceras så att man får rätt totalt föreskrivet flöde, dvs. 2 l/s. När detta är gjort blir flödena i apparaterna 1,6 l/s respektive 0,4 l/s. Anläggningen är fortfarande inte injusterad eftersom apparaterna inte arbetar med föreskrivet flöde.

Detta exempel visar att enbart använda en varvtalsstyrd pump löser inte den hydroniska injusteringen eftersom alla flöden förändras proportionellt när pumprycket ändras. Att försöka undvika för stora flöden på detta sätt kommer bara att göra för små flöden ännu betydelsefullare.

5.1.5 ÄR EN ANLÄGGNING AUTOMATISKT INJUSTERADE OM 2-VÄGS REGLERVENTILERNA ÄR RÄTT DIMENSIONERADE?

Vid en första blick kan det tyckas att det inte finns någon anledning att injusterade ett system med 2-vägs reglerventiler eftersom dessa har som uppgift att reglera flödet efter aktuellt behov. Hydronisk injusterade skulle därmed ske automatiskt. Man finner emellertid, även efter noggrant gjorda beräkningar, att reglerventiler med exakt de önskade Kvs-värdena inte finns tillgängliga på marknaden. Som en följd av detta blir de flesta reglerventiler överdimensionerade.

Att reglerventilerna öppnar fullt kan inte undvikas i många situationer, såsom vid uppstart, när större störningar uppträder, när framledningstemperaturen är för låg i ett värme-system resp. för hög i ett kylsystem, när några termostater sätts på min- eller maxvärden eller när en del apparater är underdimensionerade. I dessa fall och om injusteringsventiler inte finns på plats, kommer det att bli för stora flöden i en del kretsar, vilket skapar för små flöden i andra.

Anläggningen är konstruerad för att ge en beräknad maximal effekt

En VVS-anläggning är konstruerad för en specifik maximal last. Om anläggningen inte kan leverera sin fulla kapacitet till alla kretsar på grund av att den inte är injusterad, kommer inte anläggningens totala investering att komma till nytta. Om denna maximala kapacitet aldrig behövs är anläggningen inte bra konstruerad. Reglerventiler är fullt öppna när maximal kapacitet behövs. De är generellt överdimensionerade och kan inte bidra till injusterade. Hydronisk injusterade är således nödvändig och representerar typiskt mindre än 2 % av VVS-systemets totala investering.

Hydronisk injusterade, som utförts vid föreskrivna villkor, garanterar att varje apparat kan få sitt erforderliga flöde under alla förhållanden. Vid delaster, när en del reglerventiler stänger, kan det tillgängliga differensstrycket för kretsarna bara öka. Om för små flöden undviks vid föreskrivna villkor kan de heller aldrig uppträda under andra förhållanden.

Sammanfattningsvis kan man säga att hydronisk injusterade möjliggör att man uppnår de erforderliga flödena. Den installerade maximala effekten kan överföras vilket rättfärdigar gjorda investeringar.

Uppstart efter nattsänkning

Varje morgon, efter en nattsänkning, krävs full kapacitet för att återgå till komfortnivån så snabbt som möjligt. En väl injusterad anläggning gör detta snabbt. Om en kylanläggning startar 30 minuter tidigare än vad som normalt skulle behövas, ökar detta energiförbrukningen med 6 % per dag, vilket ofta motsvarar mer än hela pumpningskostnaden. Tänk på vilka extra kostnader det skulle bli om anläggningen måste starta 2 timmar tidigare.

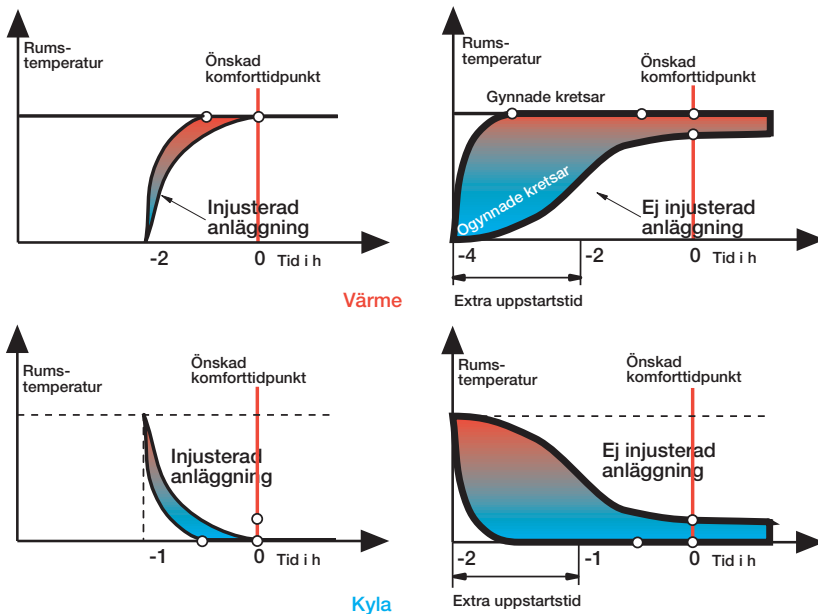


Fig 5.01 En ej injusterad värme-/kylanläggning måste startas upp tidigare, vilket medför ökade energikostnader.

Under uppstarten på morgonen tvingas de flesta reglerventiler i ett variabelt flödessystem att öppna fullt. Om anläggningen inte är injusterad kommer överflöden att uppstå. Detta medför oförutsägbara tryckfall i delar av röret, vilket i sin tur medför att missgynnade apparater inte får tillräckliga flöden. De missgynnade kretsarna kommer inte att få tillräckligt flöde förrän de gynnade områdena nått sina börvärden (förutsatt att dessa är realistiska) och deras reglerventiler börjat strypa flödena. Dessutom är inte produktions- och distributionsflödena kompatibla och föreskriven framledningstemperatur kan inte uppnås. Detta ökar den erforderliga tiden för alla kretsar, även de gynnade, att nå sina föreskrivna rumstemperaturer. Uppstarten blir därför svår och tar längre tid än förväntat, vilket är kostsamt ur energisynpunkt. En icke likformig uppstart omöjliggör i praktiken reglering och optimering som är styrd från en central reglercentral. I ett distributionssystem med konstant flöde kommer över- och underflöden att bestå både under uppstart och efteråt, vilket ytterligare förvärrar problemet.

5.1.6 ÖKAR INJUSTERINGSVENTILER PUMPINGSKOSTNADERNA?

Om injusteringsventilerna är korrekt inställda tar de bort lokalt övertryck som uppstår på grund av att anläggningen icke är homogen och garanterar föreskrivna flöden vid föreskrivna villkor. Om injusteringsventilerna är fullt öppna tvingas reglerventilerna att stänga för att kompensera. Friktionsförluster kan inte undvikas på detta sätt, de kommer bara att flytta sig från injusteringsventilerna till reglerventilerna. Det är således ganska uppenbart att injusteringsventiler inte skapar onödiga tryckfall. Tvärtom, injusteringsventiler förhindrar överflöden och minskar därmed pumpningskostnaderna.

5.2 Minimiflöde i ett distributionssystem med variabelt flöde

I ett variabelt flödessystem med modulerande reglerventiler minskar flödet till 20 % av föreskrivet värde när lasten minskar till 50 %, vilket är en ganska vanlig situation. Pumpen kan inte arbeta under ett minsta flöde och dess storlek beror på pumpens konstruktion.

För att skydda pumpen kan en avlastningsventil installeras direkt efter pumpen, som i figur 5.02. Men detta är inte den bästa placeringen.

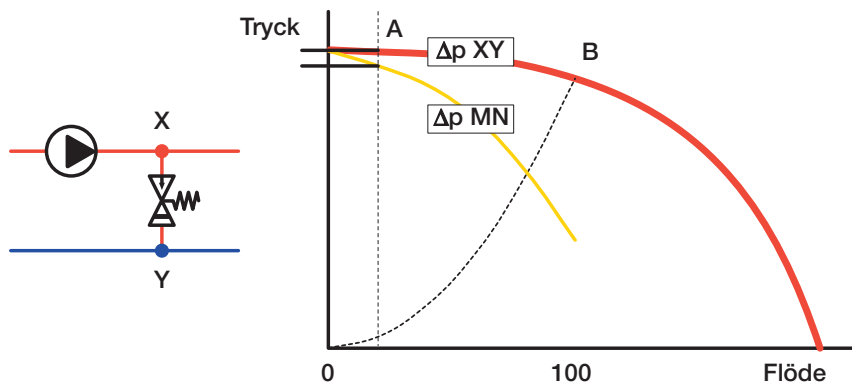


Fig 5.02 Avlastningsventilen är installerad nära pumpen (XY) eller vid en avlägsen krets (MN).

I detta fall måste avlastningsventilen ställas in så att den öppnar när totala flödet minskar till exempelvis under 20 % av föreskrivet värde. Motsvarande tryck finns vid punkt A på pumpkurvan.

Om avlastningsventilen ställs in på lite högre värde än A kommer den aldrig att öppna. Om den ställs in lite lägre än A kommer den att öppna redan när anläggningens totala flöde är tillräckligt högt. Det är bara möjligt att hitta ett korrekt börvärde om pumpkurvan är tillräckligt brant. Denna inställning kan dock behöva ändras efter en viss tid, eftersom äldre pumpar inte har samma pumpkurva som nya!

Om avlastningsventilen är installerad långt från pumpen varierar differenstrycket snabbt med flödet, eftersom detta differenstryck också beror på det variabla tryckfallet i rör och tillbehör. Börvärdet på avlastningsventilen är följaktligen lättare att hitta (kurva $\Delta p MN$).

Vissa konstruktörer föreskriver en avlastningsventil (BPV) i slutet på varje stamledning (eller varje grenledning) för att få ett minimiflöde när alla reglerventiler är stängda. En annan metod är att förse vissa apparater med en 3-vägs ventil i stället för en 2-vägs reglerventil.

Att uppnå detta minimiflöde ger flera fördelar:

1. Flödet i pumpen blir inte lägre än minimivärdet.
2. När flödet är för lågt skapar värmeförlusterna/-tillskotten ett större d_T och de kretsar som fortfarande är i funktion kan inte leverera sin fulla kapacitet om det skulle behövas. Detta beroende på att deras framledningstemperatur är för låg i en värmeanläggning respektive för hög i en kylanläggning.
3. Om alla reglerventiler på en stamledning i en värmeanläggning stänger kommer differensstrycksregulatorn STAP också att stänga. Det statiska trycket kommer att minska i denna stamledning eftersom vattnet kyls ned i en slutet utrymme. Differensstrycket över reglerventilerna kommer att bli mycket högre och som en konsekvens därav kommer den reglerventil som först åter öppnar tillfälligtvis att föra oljud. En avlastningsventil BPV kan skapa ett minimiflöde för att förhindra detta problem.

5.3 Olika sätt att reglera en varvtalsstyrd pump

För en pump med konstant varvtal ökar pumstrycket när det totala flödet minskar.

Med en pump som har konstant varvtal och som är installerad i ett distributionssystem med direkt retur (figur 5.03a) ska reglerventilen närmast pumpen beräknas utgående från föreskrivet tillgängligt differensstryck (AB) i kretsen. När hela anläggningen arbetar vid låga eller genomsnittliga ökar pumstrycket och tryckfallen i rören minskar. Följaktligen ökar det tillgängliga differensstrycket för kretsen från (AB) till (A'B'). Denna ökning påverkar inte reglerventilens auktoritet i någon högre grad. Situationen blir helt annorlunda för den sista apparaten som utsätts för en stor förändring av differensstrycket, från föreskrivet värde (EF) till (E'F'), vilket dramatiskt minskar dess reglerventilauktoritet, med risk för självsvängning.

Ett distributionssystem med omvänd retur (figur 5.03b) löser inte problemet eftersom alla apparater kommer att utsättas för stora förändringar i differensstrycket.

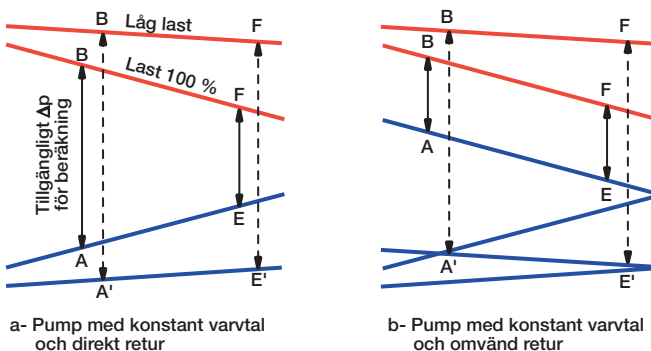


Fig 5.03 Pump med konstant varvtal i ett distributionssystem med direkt retur och i ett med omvänd retur.

Går det att minska pumptrycket i en varvtalsstyrd pump när det totala flödet minskar?

Det är inte logiskt att öka differenstrycket när reglerventilerna försöker reducera flödet. Med en varvtalsstyrd pump kan man uppnå ett konstant pumptryck, alternativt minska pumptrycket när flödet minskar. Det totala flödet kan minska till 50 % antingen beroende på att alla apparater behöver 50 % av föreskrivet flöde eller därför att 50 % av apparaterna arbetar vid föreskrivet flöde och resten är stängda. I det första fallet kan pumptrycket minskas, medan pumptrycket i andra fallet normalt inte kan minskas eftersom en del apparater kräver föreskrivet flöde. Det är därför viktigt hur man reglerar en varvtalsstyrd pump.

Att upprätthålla konstant differenstryck nära den sista apparaten.

En del konstruktörer fäster oproportionerligt stor vikt vid pumpningskostnaderna, så stor att anläggningens konstruktion primärt styrs av denna aspekt, utan hänsyn till vilka konsekvenser detta får på komforten. Det är sant att pumpningskostnaderna kan beräknas med relativt hög noggrannhet, vilket kan vara ett gott skäl att ta dem i beaktande. I ett injusterat distributionssystem med konstant flöde uppgår pumpningskostnaderna, i procent av produktionens enheternas genomsnittliga energiförbrukning, till omkring 2 % i en värmeanläggning och 6 till 12 % i en kylanläggning. Dessa värden bli lägre i ett distributionssystem med variabelt flöde.

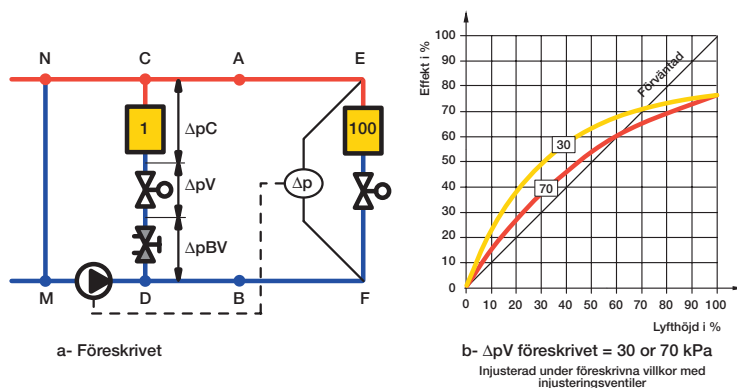


Fig 5.04 Konstant Δp upprätthålls nära den sista apparaten. Vad händer när alla apparater arbetar vid 50 % last, medan apparat 1 måste arbeta vid full last?

Figur 5.04a visar vad som händer i en anläggning med 100 identiska apparater. Vid föreskrivna villkor är $\Delta p_{CD} = 87$ kPa och $\Delta p_{EF} = 25$ kPa. Det föreskrivna tryckfallet för reglerventilen i apparat EF är 12,5 kPa (ventilauktorit $12,5/25 = 0,5$). För den första apparaten är det bästa möjliga valet 70 kPa (ventilauktorit $70/87 = 0,8$).

Om alla apparater arbetar vid 50 % last, förutom apparat 1 som kräver fullt flöde, minskar tryckfallet Δp_{CD} från 87 till 27 kPa. Föreskrivet flöde kan inte uppnås i apparat 1 (figur 5.03b). Det sjunker till:

$$100 \times \sqrt{\frac{27}{87}} = 56 \% \text{ och effekten till } 78 \%$$

Om detta fall betraktas som exceptionellt och en minskning av effekten i apparat med 22 % kan accepteras, då är den beskrivna konstruktionen korrekt.

Anta nu att denna situation inte accepteras, vilket vanligtvis är fallet.

För att försöka lösa detta problem väljs föreskrivet tryckfall för reglerventil 1 till 12,5 kPa och injusteringsventilen tas bort. Kretsen kan då uppnå sitt föreskrivna flöde med bara 27 kPa tillgängligt. Under uppstart är emellertid reglerventilen fullt öppen och med ett tillgängligt differensstryck på 87 kPa. I detta fall når flödet i krets 1 187 % av sitt föreskrivna värde.

Pumpen kommer att arbeta med maximalt varvtal och kan inte upprätthålla de förväntade 25 kPa vid den sista kretsen, vilken kommer att få ett kraftigt underflöde. Överflöden skapar underflöden i andra delar av anläggningen, vilket innebär klagomål från hyresgästerna.

Dessutom skulle ett generellt överflöde få flödet i shuntledningen MN att gå åt fel håll och därmed skapa en blandningspunkt vid M och öka framledningstemperaturen i en kylanläggning. Detta gör varje morgons uppstart komplicerad.

En lösning för denna krets är att upprätthålla ett konstant Δp på 12,5 kPa över reglerventilen med en lokal differensstrycksregulator. I så fall begränsas flödet alltid till sitt föreskrivna värde och reglerventilauktoriteten är och förblir omkring 0,7 (se figur 4.07).

Reglering av Δp mitt i anläggningen

Differensstrycket i en anläggning som i figur 5.04a kan också hållas konstant i mitten av anläggningen (AB i stället för EF). Om vi tar samma exempel som tidigare skulle börvärdet bli 56 kPa. När medellasten ligger nära noll skulle maximala flödet för den första apparaten bli 80 %, vilket minskar maximala effekten med 6 %. För den sista apparaten skulle reglerventilens auktoritet minska från 0,5 till 0,22. Detta kan vara acceptabelt men besparingen av pumpenergi blir lägre jämfört med att reglera Δp nära den sista apparaten.

Att reglera pumpen genom användande av flera givare

En varvvalsstyrd pump medger att man kan minska pumptrycket vid låga laster och därmed pumpningskostnaderna. Om Δp -givaren är rätt placerad kan man förbättra reglerventilernas auktoritet vid delaster avsevärt, vilket medför bättre reglering av rumstemperaturen.

Frågan är: Var placerar man lämpligast differensstrycksgivaren?

Låt oss titta på anläggningen enligt figur 3.08.

I detta fall kan regleringen av den varvvalsstyrda pumpen optimeras genom att använda två givare, och den med högst krav reglerar pumpen.

Den ena givaren ställs in på 113 kPa och styr inloppet vid kretsen J och den andra styr inloppet vid kretsen E med 73 kPa.

När anläggningen arbetar vid 50 % last får man ett pumptryck på 130 kPa i stället för 250 kPa vilket man skulle få med en konstant pump (figur 3.12).

Denna lösning tillåter en rejäl minskning av pumpningskostnaderna utan att några kretsar skulle få för litet flöde under vissa förhållanden. Reglerventilernas auktoritet förbättras dessutom vid låga och medelhöga laster.

5.3 Pumpningskostnader i jämförelse med kostnader för bristande komfort

Utgående från typiska värden, för ett korrekt injusterat distributionssystem med konstant flöde, kan de relativa pumpningskostnaderna uppskattas med följande formel:

$$C_{pr} = \frac{1,42 \times H}{S_c \times \Delta T_c} \quad \%, \text{ där}$$

H = pumptryck i meter vattenpelare

ΔT_c = föreskrivet ΔT i K

S_c = genomsnittlig årstidsbunden last/föreskriven last

Vid kylning: För $\Delta T_c = 6K$, $S_c = 0,8$ och $H = 20$ mVp, blir $C_{pr} = 6\%$. Om $S_c = 0,4$ blir $C_{pr} = 12\%$.

Vid värmning: För $\Delta T_c = 20$ K, $S_c = 0,4$ och $H = 10$ mVp, blir $C_{pr} = 1,8\%$.

I ett injusterat distributionssystem med konstant flöde blir de verkliga pumpningskostnaderna, i procent av produktionsenheternas årstidsbundna förbrukning, cirka 2 % vid värmning och 6 till 12 % vid kylning. Dessa värden blir lägre i ett distributionssystem med variabelt flöde.

På liknande sätt blir den tillkommande energikostnaden pga. en konstant avvikelse av rumstemperaturen:

Vid kylning: 1°C för låg temperatur: mellan 10 och 16 %

Vid värmning: 1°C för hög temperatur: mellan 6 och 10 %

I de flesta fall kostar en avvikelse från rumstemperaturen på 1°C mer än hela pumpningskostnaderna för distributionssystemet. Slutsatsen av detta är att varje åtgärd för att minska pumpenergiförbrukningen måste väljas så att den inte på ett negativt sätt påverkar driften av apparaternas reglerkretsar.

De relativa pumpningskostnaderna kan minskas genom att man ökar ΔT_c . Vid värmning till exempel är vissa anläggningar beräknade för $\Delta T_c = 10$ K, medan i vissa länder är $\Delta T_c = 30$ K ganska vanligt.

Även proportionell reglering ger möjlighet att minska pumpningskostnaderna. Vid on/off-reglering nås en last på 50 % med ca 50 % flöde, medan man vid stabil proportionell reglering når 50 % last redan vid 20 % flöde (figur 3.03a).

Vissa framhåller att med en varvtalsstyrd pump är potentialen för energibesparingen beroende på flödet i kubik. Detta är ett alltför optimistiskt antagande. Pumpenergin är beroende av produkten $H \times q$ (pumptryck \times flöde). Δp (= H) för anläggningen är beroende av $R \times q^2$ (anläggningens motstånd \times flödet i kvadrat), men R är inte konstant. Det ökar för att minska flödet och därmed är H inte proportionellt mot q^2 .

En bättre uppskattning av pumpenergin med varvtalsstyrda pumpar ges nedan:

$$W = \frac{50 \times (2 - a) \times \lambda \times (a + C + \lambda^2 - C\lambda^2) \times \eta_d}{\eta}$$

Med W = pumpningskostnader i % av föreskrivet värde

$$C = \frac{\text{Föreskrivet } \Delta p \text{ nära den sista kretsen}}{\text{Föreskrivet pumptryck}}$$

λ = flödesförhållande η = elektrisk verkningsgrad \times pumpverkningsgrad

η_d = η vid föreskrivna villkor

$a = 0$ när Δp hålls konstant vid den sista apparaten

$a = 1$ när Δp hålls konstant mitt i anläggningen

Exempel: $\lambda = 0,5$ (50 % flöde), $C = 0,2$, $\eta = 0,6 \times 0,67 = 0,4$, För $a = 1$, blir $W = 57$ %.



Tour & Andersson AB
TA Support Center
Försäljningskontor

Telefon 020 81 00 22, telefax 031 338 73 69, E-post: supportcenter@tourandersson.com.
BODEN 0921 539 30, GÄVLE 026 10 00 60, GÖTEBORG 031 338 73 60, HELSINGBORG 042 36 61 20,
KARLSTAD 0565 303 72, MALMÖ 040 724 03, NORRKÖPING 011 39 13 25, STOCKHOLM 08 775 42 80,
UMEÅ 090 13 44 42, VÄXJÖ 0470 391 10, ÖREBRO 019 16 13 80
www.tourandersson.com