

Pneumatik

Dimensionering

KONSTRUKTION OCH DIMENSIONERING	3
STATISKA SYSTEM	3
ARBETSTRYCK	3
KOLVAREA	4
AKTIONSKRAFT	4
LUFTFÖRBRUKNING	5
1 Cylinderns slagvolym	6
2 Luftförbrukning per arbetscykel	6
3 Momentan förbrukning	6
4 Genomsnittsförbrukning	6
DYNAMISK BELASTNING	7
TRYCKFÖRLOPP UNDER CYLINDERRÖRELSEN	7
VENTIL- OCH LEDNINGSKAPACITET	8
BELASTNINGSGRAD	8
GENOMSTRÖMNINGSFÖRMÅGA OCH STRÖMNINGSMOTSTÅND I VENTILER OCH LEDNINGAR 11	
EFFEKTSTEG	11
TRYCKFALL OCH FLÖDE	11
FLÖDESSTORHETER	12
KONDUKTANS	12
Q_{MAX} OCH C-VÄRDE	12
FLÖDESKARAKTÄRISTIK	15
C-VÄRDEN FÖR VENTILER	16
C-VÄRDEN FÖR RÖRLEDNINGAR	17
C-VÄRDEN FÖR CYLINDRAR	18
RESULTERANDE C-VÄRDEN I SYSTEM	19
DIMENSIONERING AV EFFEKTSTEG (ÖVERSLAGSMETOD)	21
DIAGRAM OCH TABELLER	23
TRYCKLUFT	27
VAKUUM	33
FORMLER	33
ALLMÄNNA	34
LUFTFÖRBRUKNING	34
DYNAMISK BELASTNING	35
BELASTNINGSGRAD	35
C-VÄRDE KOMPLEMENT	36
TRYCKFALL FÖR CYLINDRAR	36
C-VÄRDEN RÖR	37

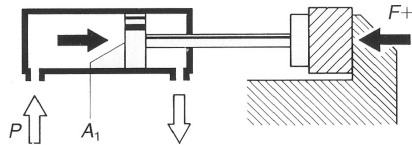
KONSTRUKTION OCH DIMENSIONERING

Med dimensionering avses här att man tar fram underlag för val av cylindrar, ventiler och ledningar till ett optimalt system med avseende på givna förutsättningar.

Statiska system

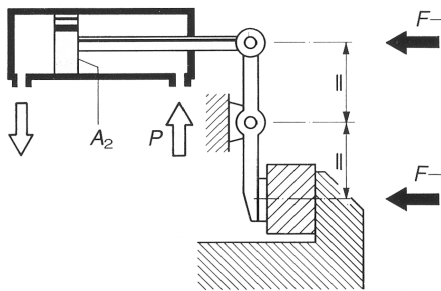
En cylinder som utför sin arbetsuppgift under stillastående sägs arbeta statiskt.

Fastspänning är en mycket vanlig arbetsuppgift för statiska cylindrar och följaktligen är man intresserad av cylinderns press- eller dragkraft.



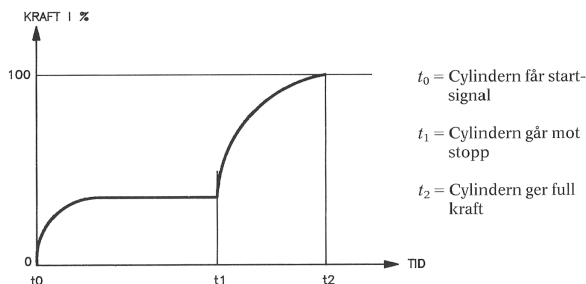
Den teoretiska kraften, (F_{teor}), dvs utan avdrag för friktion och övriga förluster, är en produkt av arbetstrycket (p) och kolvarean (A).

$$F_{teor} = p * A$$



Arbetstryck

I statiska system förutsätter man att trycket i cylindern är samma som det tryck som råder före ventilen. Vi har med andra ord inga tryckförluster genom ventiler och ledningar vilket beror på att där inte pågår någon strömning under själva arbetsfasen. Under ansättningsfasen däremot, dvs då cylindern rör sig fram mot arbetsstrycket eller ändläget, är arbetstrycket begränsat på grund av strömningsförluster. Följaktligen når cylindern sin fulla kraft först efter en viss tidsfördröjning.



Kraftutveckling i ett statiskt system. Grafen visar hur kraften utvecklas under slaget. Tiderna för rörelsen och kraftuppbyggnaden beror på cylindervolymen och kapaciteten hos ventiler och ledningar.

Kolvarea

Med kolvarea avses den effektiva kolvyta mot vilken trycket verkar. För en cylinder med enkelriktad kolvstång är arean i pluskammaren samma som cylinderrörets tvärsnittsarea (A_1).

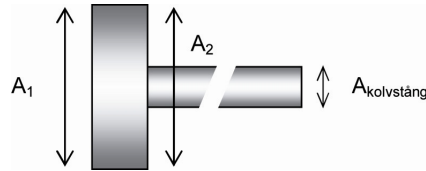
$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$$

D = Cylinderns innerdiameter

Minuskammarens area reduceras med kolvstångsarean.

$$A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

d = Kolvstångens diameter



Observera att alla längdmått inklusive diametrar anges i mm, medan areorna anges i cm^2 .

Aktionskraft

Med aktionskraft menar man kraften från kolvstången.

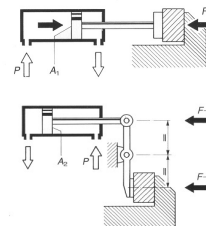
Exempel

En cylinder ska användas för fastspänning enligt de tidigare figurerna.

Cylinderdiameter (D) = 80 mm

Kolvstångsdiameter (d) = 25 mm

Arbetstryck 6 bar (= $6 \cdot 10 \text{ N/cm}^2$) [0,6 MPa]



Beräkna den teoretiska fastspänningskraften för de båda fallen.

$$A_1 = \frac{\pi * 80^2}{4 * 100} = 50,2 \text{ cm}^2 \quad A_2 = \frac{\pi * (80^2 - 25^2)}{4 * 100} = 45,3 \text{ cm}^2$$

$$F_{(+)\text{teor}} = 6 * 10 * 50 = 3000 \text{ N}$$

$$F_{(-)\text{teor}} = 6 * 10 * 45 = 2700 \text{ N}$$

I praktiken bör man räkna med kraftförluster, bl a som en följd av friktioner mellan kolv tätningar och cylinderrör samt mellan kolvstångstätning och kolvstång. För överslagsberäkningar kan man räkna med 5 % förluster, d v s cylindern har 95 % verkningsgrad.

De verkliga krafterna enligt exemplet ovan blir då

$$F_{(+)\text{teor}} = 0,95 * 3000 = 2850 \text{ N}$$

$$F_{(-)\text{teor}} = 0,95 * 2700 = 2565 \text{ N}$$

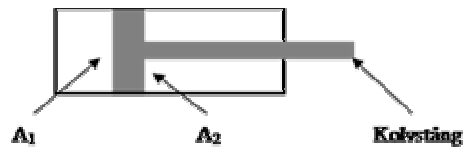
De flesta cylindrarna på marknaden följer ISO-standard med avseende på cylinder- och kolvstångsdiametrar. Tabellen tar upp cylinderdiametrarna 10-100 mm. Serien fortsätter med diametrarna 125, 160, 200, 250 och 320 mm. Även arbetstrycket har standardiserats. Den vanliga serien omfattar 6,3, 10, 16 och 25 bar. Normalt använder industrin 6,3 bar, men flertalet komponenter är dimensionerade för 10 bar.

Cylinder Ø mm	Kolvstång Ø mm	Kolvarea (cm ²)		Teoretisk kraft (N) vid $p(e) = 6,3 \text{ bar (630 kPa)}$	
		$A_{(1)}$ plus	$A_{(2)}$ minus	$F(+)$	$F(-)$
10	4	0,80	0,70	50	44
16	6	2,00	1,73	126	108
20	8	3,14	2,64	200	166
25	10	4,91	4,10	309	258
32	12	8,04	6,91	506	435
40	16	12,60	10,60	793	667
50	20	19,60	16,50	1.234	1.039
63	20	31,00	28,00	1.953	1.764
80	25	50,00	45,10	3.150	2.841
100	32	78,50	70,50	4.945	4.441

Kolvarea

För en cylinder med enkel kolvstång kan A_2 uppskattas till ca. 85% av A_1

d.v.s. $A_2 \approx 0,85 \times A_1$



Luftförbrukning

Med luftförbrukning menas den mängd luft som åtgår exempelvis för en cylinders enkelslag, en arbetscykel eller per tidsenhet. Resultatet används för beräkningar, exempelvis

- Genomsnittsförbrukningen bestämmer kompressorstorleken.
- Största volymflödet i en anläggning bestämmer storleken på anslutande ledningar och gemensamma komponenter.
- Momentana förbrukningen i en cylinder bestämmer storleken på arbetsventil och mellanliggande ledningar.

Exempel

En cylinder har följande data och förutsättningar

Cylinderdiameter (D)	50 mm
Kolvarea (A)	20 cm ²
Slaglängd (s)	250 mm
Kolvhastighet (v)	0,4 m/s
Arbetsstryck (p)	6 bar
Arbetstakt	5 cykler (dubbelslag/min)

Beräkna

1 Cylinderns slagvolym

$$V = A * s$$

$$V = A * s = 20(\text{cm}^2) * 25(\text{cm}) = 500\text{cm}^3$$

2 Luftförbrukning per arbetscykel

$$2 * 500 * (6 + 1) = 7000\text{Ncm}^3 = 7\text{Nl}$$

Kolvstångens area försummas, d v s vi räknar samma cylinderarea i båda riktningarna. Den framräknade slagvolymen är således något större än den teoretiska. I gengäld gör vi inget tillägg för de s k döda utrymmen som finns i exempelvis cylindergavlar och kolvpaket. Arbetscykeln utgörs av en fram- och återgående rörelse d v s ett dubbelslag.

3 Momentan förbrukning

$$Q_{v_{mom}} = A * v * p$$

$$Q_{v_{mom}} = A * v * p = 20(\text{cm}^2) * 40(\text{cm}) * (6 + 1) = 5600\text{Ncm}^3 / \text{s} = 5,6\text{Nl} / \text{s}$$

Vi tänker oss här att kolven rör sig med hastigheten v under 1 s, d v s 0,4 m.
A•v representerar Genomslagen slagvolym/s.

4 Genomsnittsförbrukning

$$Q_{v_{gen}} = \frac{\text{Nl} / \text{arb.cykl}}{\text{cykeltid}}$$

Man beräknar förbrukningen under en arbetscykel och dividerar luftmängden med cykeltiden. Enligt beräkning 2 förbrukas 7 Nl/arbetscykel. Cykeltiden är 12 s.

$$Q_{v_{gen}} = \frac{7}{12} = 0,58\text{Nl} / \text{s} \quad \left(\frac{60\text{s}}{5\text{cykler}} = 12\text{s} / \text{cykel} \right)$$

Dynamisk belastning

En cylinder som utför ett arbete under rörelse sägs arbeta dynamiskt.

Beräkningsmässigt innebär detta att man förutom friktionsförlusterna även måste ta hänsyn till strömningsförluster i ventiler och ledningssystem samt till det kvarvarande trycket (mottrycket) som finns på cylinderns utloppssida.

Tryckbalansen i systemet består alltså av

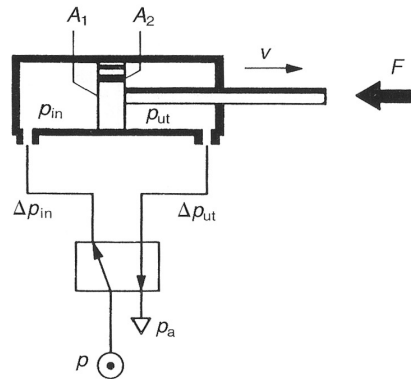
$$\Delta p_{\text{last}} = \frac{F}{A} \quad \text{effektivt tryck (tryck för att övervinna belastningen F)}$$

$$\Delta p_{\text{frik}} \quad \text{friktionsförlust}$$

$$\Delta p_{\text{in}} \quad \text{strömningsförlust in}$$

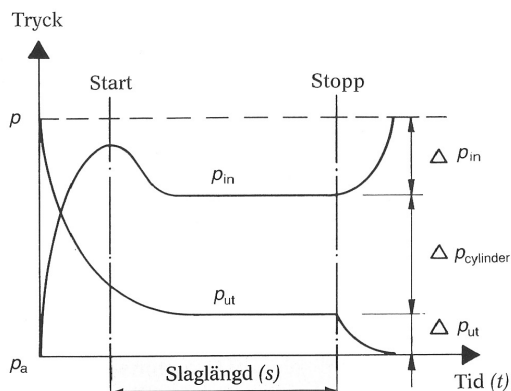
$$\Delta p_{\text{ut}} \quad \text{strömningsförlust ut}$$

$$\Delta p \quad \text{disponibelt arbetstryck 6,0 (6,3) bar}$$



Tryckförlopp under cylinderrörelsen

Tryckbalans i en dubbelverkande cylinder



Diagrammet visar hur trycket varierar under tiden cylindern gör ett arbetsslag.

En kort tid, starttid, går åt till att fylla drivkammaren och tömma mottryckskammaren, tills tryckskillnaden blir tillräckligt stor för att övervinna startmotståndet.

I startögonblicket ska Δp_{cyl} vara tillräckligt stor för att klara belastningen inklusive accelerationskrafter och vilofriktioner i cylinder och tillkopplade mekanismer.

Efter start kommer friktionskrafterna sannolikt att minska.

När systemet accelererat upp till transporthastigheten faller accelerationskraften bort och vi får ett stabilt jämviktsförhållande mellan inloppstrycket på ena sidan och utloppstryck och belastning på den andra.

I exemplet visas en cylinder utan ändlägesdämpning, varför cylindern går med full hastighet fram till ändläget. Δp_n som är en ren förlust.

Ventil- och ledningskapacitet

Förutsättningen för att en cylinder eller annat verkställande don ska klara sin arbetsuppgift på ett optimalt sätt är att den matas med tryckluft i tillräcklig mängd och med rätt tryck.

Tryckluften tillförs genom ett system av ledningar och ventiler.

Transporten genom systemet sker på bekostnad av ett tryckfall, d v s trycket på utgångssidan blir lägre än på ingångssidan. Tryckfallet varierar med strömningshastigheten och den geometriska utformningen hos de ingående komponenterna.

Tryckfallet är en förlustfaktor, som ökar kostnaden för tryckluften och minskar prestandan hos de verkställande donen. Ett för stort tryckfall kan således resultera i att man måste öka cylinderdiametern, vilket i sin tur kan kräva större ventiler och grövre ledningar. Sammantaget innebär det att ett ökat tryckfall ger upphov till ökade drifts- och investeringskostnader, d v s sämre totalekonomi.

För att komma till rätta med de här problemen krävs ett visst beräkningsarbete. Här presenteras en förenklad beräkningsmetod, som är fullt tillräcklig för normalbehovet.

Som ett första steg måste man analysera cylinderns arbetsuppgift och genom beräkningar eller på annat sätt bestämma aktionskraft, dämpningsbehov och kolvhastigheter.

Aktionskraften kan definieras som summan av de krafter, som verkar mot kolvstången. Förutom den kraft, som erfordras för själva arbetsuppgiften (exempelvis att lyfta, forma, pressa samman eller att mata en bormaskin) tillkommer friktions- och accelerationskrafter i varierande omfattning.

Belastningsgrad

En dynamiskt arbetande cylinder arbetar under helt andra betingelser än den som arbetar statiskt.

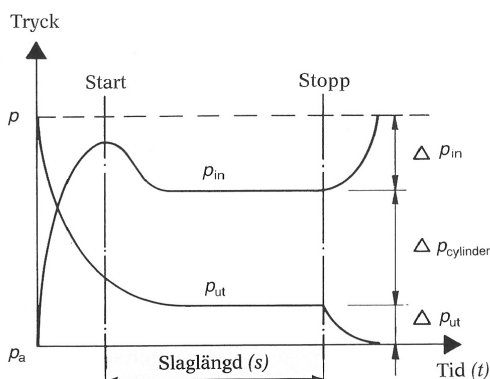
Cylindern presterar en teoretisk kraft i plusriktningen.

$$F_{(+)\text{teor}} = p_{in} * A_1 - p_{ut} * A_2$$

Om cylindern är av typen kolvstångslös (skytteltyp) eller har genomgående kolvstång är $A_1 = A_2$ och formeln kan skrivas

$$F_{\text{teor}} = (p_{in} - p_{ut}) * A_2$$

Diagrammet visar att p_{in} är lägre än p beroende på att vi har ett tryckfall Δp genom ventil och tilloppsledning. Tryckfallet är en ren förlust och bör därför vara så litet som möjligt.



Kraften reduceras dessutom av mottrycket p_{ut} . Mottrycket används för att reglera kolvens hastighet. För cylindrar med ändlägesdämpning är mottrycket nödvändigt för att dämpningen ska fungera.

Om man kräver stabil hastighet och maximal dämpförmåga bör mottrycket p_{ut} vara ca 50 % av p , d v s 3 bar i ett normaltryckssystem. Arbetar cylindern däremot med små massor eller om hastigheten får variera kan p_{ut} sänkas till 1,5-2 bar.

Cylinderns friktion varierar med tryck och cylinderstorlek. För överslagsberäkningar kan friktionskraften översättas till ett tryckfall $\Delta p_{\text{frik}} = 0,5$ bar, som räknas på cylinderarean.

Exempel

A_1	20cm^2
A_2	17cm^2
p_{in}	6,3 bar
Δp_{in}	0,9 bar
Δp_{frik}	0,5 bar

Fall 1

Höga krav på stabil gång och maximal dämpningsförmåga. Välj $p_{ut} = 3$ bar.

- a) Beräkna den teoretiska kraften under plusslaget.

$$F_{(+)\text{teor}} = p_{in} * A_1 = 6,3 * 20 * 10 = 1260\text{N}$$

- b) Beräkna den verkliga kraften under plusslaget (dynamisk kraft).

$$F_{(+)\text{dyn}} = A_1 * (p_{in} - \Delta p_{in} - \Delta p_{frik}) - (p_{ut} * A_2)$$

$$F_{(+)\text{dyn}} = 20(6,3 - 0,9 - 0,5) - (3 * 17) * 10 = 470\text{N}$$

Fall 2

Låga krav på rörelsekaraktäristik och dämpförmåga. Välj $p_{ut} = 1,5$ bar.

$$F_{(+)\text{dyn}} = 20(6,3 - 0,9 - 0,5) - (1,5 * 17) * 10 = 725\text{N}$$

Den verkliga kraften (dynamiska) kan ställas i relation till den teoretiska. Förhållandet kallar vi belastningsgrad B_r (relativ belastning).

$$B_r = \frac{F_{dyn}}{F_{teor}} = \frac{F_{dyn}}{p * A}$$

Beräkningsfall 1 ger $B_r = \frac{470}{1260} = 0,37$

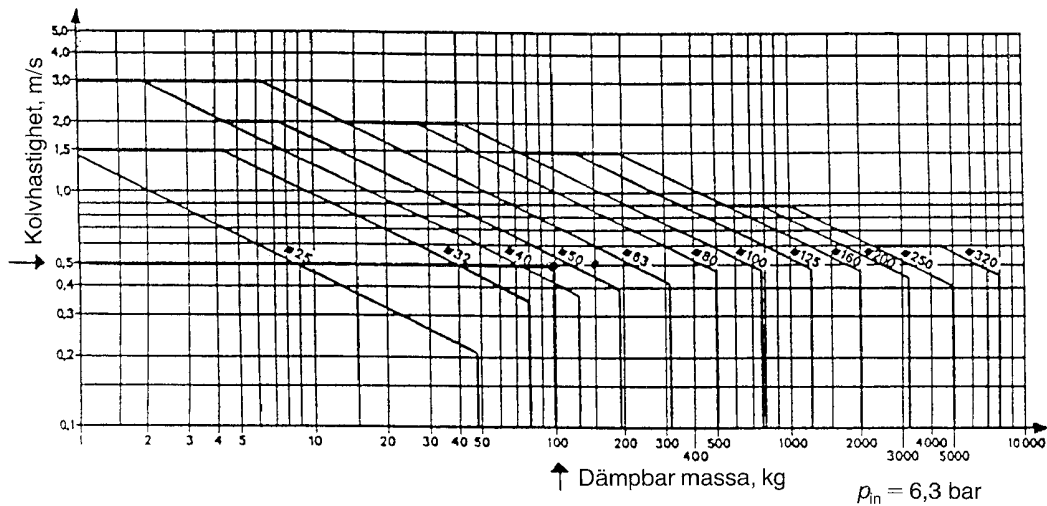
Beräkningsfall 2 ger $B_r = \frac{725}{1260} = 0,58$

Som norm kan följande B_r -värden rekommenderas

- Dynamiskt arbetande cylinder med krav på stabil gång och god dämpningsförmåga 0,3-0,5
- Dynamiskt arbetande cylinder med lägre krav på rörelsekaraktäristik och dämpningsförmåga 0,6-0,7
- Statiskt arbetande cylinder 0,9-1,0

När man bestämt storleken på cylindern och vet vilken hastighet den ska ha återstår att kontrollera om cylinderns dämpförmåga är tillräcklig för det arbete den ska utföra. Ur dämpdiagrammet kan vi utläsa hur stort dämparbete cylindern kan ta upp.

ÄNDLÄGESDÄMPNING, PNEUMATIKCYLINDER



Exempel

Cylindern ska flytta en massa $m = 100 \text{ kg}$ med kolvhastigheten $v = 0,5 \text{ m/s}$

Gå in i diagrammet för hastigheten $v = 0,5 \text{ m/s}$ och massan $m = 100 \text{ kg}$

Skärningspunkten mellan linjerna hamnar under begränsningslinjen för cylinder Ø 50 mm. Ur dämpsynpunkt kan vi således välja cylinder Ø 50 mm, vilken för hastigheten 0,5 m/s klarar att dämpa maximalt ca 120 kg.

Anta istället att massan är 150 kg.

Diagrammet visar att det behövs en cylinder Ø 63 mm för att få tillräcklig dämpeffekt.

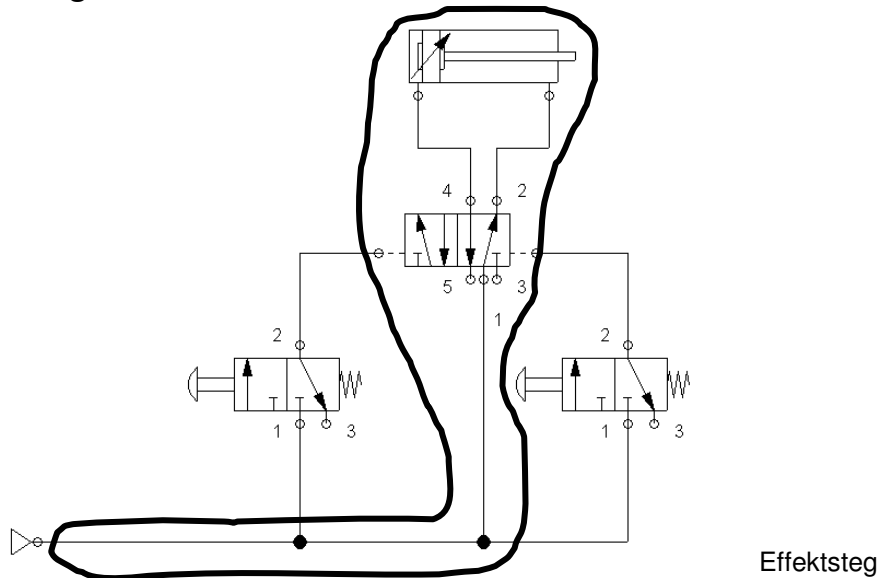
Man bör även undersöka möjligheten att minska kolvhastigheten för att på så sätt reducera dämparbetet. I det här exemplet är en Ø 50 mm cylinder tillräcklig, om hastigheten minskas till ca 0,45 m/s. Annars får man välja cylinder Ø 63 mm och då kan man samtidigt öka hastigheten till max 0,60 m/s.

För cylindrar som arbetar med stora massor blir dämpförmågan ofta avgörande för val av cylinderdiameter, då cylindern måste överdimensioneras i förhållande till den erforderliga aktionskraften. Om dämpningen kräver flera stegs ökning av cylinderdiameteren bör man undersöka andra vägar, exempelvis externa ändlägesdämpare (pneumatiska eller hydrauliska).

GENOMSTRÖMNINGSFÖRMÅGA OCH STRÖMNINGSMOTSTÅND I VENTILER OCH LEDNINGAR

Ur beräkningssynpunkt ska cylindern betraktas som en delkomponent i det kompletta effektsteget. Då vi dimensionerat cylindern och bestämt kolvhastigheten återstår således att dimensionera, effektventil (arbetsventil), ledningar och eventuella andra komponenter, som kan påverka cylinderns prestandaförmåga.

Effektsteg

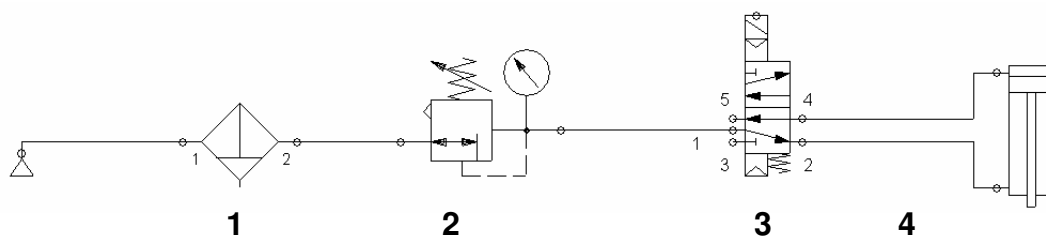


Med dimensionering avser vi här att bestämma storleken på komponenterna med avseende på erforderligt flöde och acceptabelt tryckfall.

Tryckfall och flöde

När luft ska passera genom en komponent oavsett om det är fråga om en ventil, slang eller ett filter uppstår ett tryckfall. Beroende på hur man dimensionerar samtliga komponenter blir detta tryckfall olika stort. Stora tryckfall är icke önskvärt p g a t ex ofullständig funktion i systemet som cylindrars rörelse och kraft. Därför är det viktigt att dimensionera samtliga ingående komponenter i det s k effektsteget. I särskilda fall kan det även bli aktuellt att dimensionera för styrkretsarna vid t ex långa rörledningar (luftslangar).

Man räknar med ett tryckfall på 10-30 kPa (0,1-0,3 bar) per komponent. Har man alltför många komponenter i en krets kan det därmed bli relativt stora tryckfall. Därför ska man begränsa antalet komponenter i en krets. Detta får beräknas från fall till fall. Vid beräkningar är ett tryckfall på 30 kPa (0,3 bar) per komponent ett vanligt värde.



Ovan visar ett exempel på 4 delkomponenter.

1. Filter
2. Regulator
3. Ventil
4. Slang

Varje komponent får maximalt orsaka ett tryckfall på 30 kPa.
Totalt: $4 \times 30 = 120$ kPa (0,12 MPa, 1,2 bar)

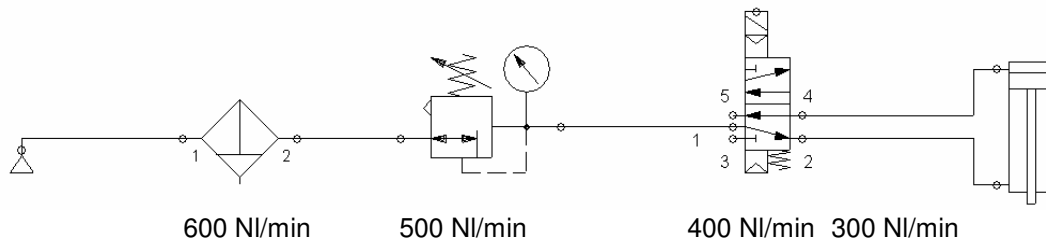
När trycket sjunker efter varje komponent sjunker även flödet.

För att dimensionera på rätt sätt kan man tillämpa en tumregel som säger att varje komponent väljas 4 ggr så stor som aktuellt luftbehov. Är det 3 komponenter väljer man 3 ggr så stor o s v.

Om vi antar att vi har ett luftbehov på 100 NI/min skall komponenterna ovan dimensioneras enligt $4 \times 100 = 400$ NI/min

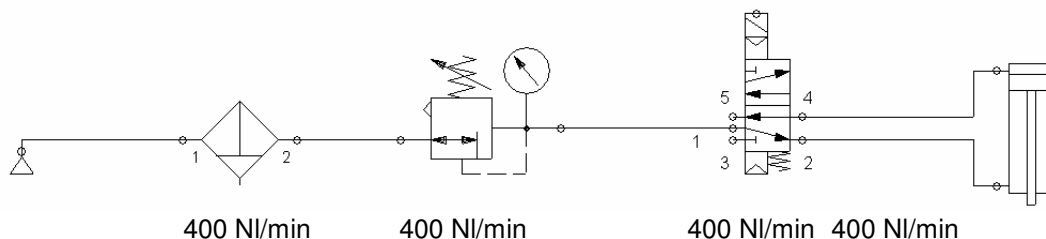
Samma flödeskapacitet på varje komponent

Det är lätt att anta att komponenterna skall, ju längre från tryckluftkällan de är, ha lägre flödeskapacitet, se exempel figur.



Detta finns inget underlag för då det är samma flöde överallt i kretsen (kan liknas vid en elektrisk strömkrets).

Komponenterna skall alltså dimensioneras med samma flödeskapacitet i hela kretsen, så här, se exempel figur.



Flödesstorheter

Något enhetligt sätt att ange flödesdata för pneumatiska ventiler och ledningar finns tyvärr inte.

Vi har valt att använda flödesstorheten C enligt standardförslaget ISO /DIS 6358.

C-värdet är ett mått på en komponents ledningsförmåga (inom elläran kallas detta för konduktivitet vilket är motsatsen till resistivitet). C-värdet har dimensionen

NI/(s • bar)

Konduktans

Flödet kan alternativt anges som $Q_{\max}$. Denna beteckning ($Q_{\max}$) kommer att på sikt ersättas av konduktans vilket betyder ledningsförmåga. Fördelen med den nya beteckningen är att den representerar en komponents flödesförmåga oavsett tryck. Idag finns dock ingen helt utarbetad modell för att tillämpa beteckningen. Vi tillämpar fortsättningsvis därför beteckningen $Q_{\max}$.

$Q_{\max}$ och C-värde

Dimensionen är NI/s och avser flödet vid ett angivet tryck före komponenten och atmosfärtryck efter densamma.

Om Q är känt kan C-värdet beräknas enligt följande

$$C = \frac{Q_{\max}}{p_1(a)} \text{ NI/(s * bar)}$$

C-värdet är ett mått på en komponents ledningsförmåga. Värdet är relativt och inte vid ett speciellt tryck. Därför kan man jämföra olika C-värden för olika komponenter t ex. 6,3 bar och 10 bar.

Exempel

$Q_{\max}$ 25 NI/s vid 6.3 bar_(e)

$$C = \frac{Q_{\max}}{p_1(a)} \text{ NI/(s * bar)} \quad C = \frac{25}{6,3+1} = \frac{25}{7,3} = 3,4 \text{ NI/(s * bar)}$$

Med C-värdet som bas kan Q beräknas för valfritt ingångstryck.

$$Q_{\max} = C * p_a$$

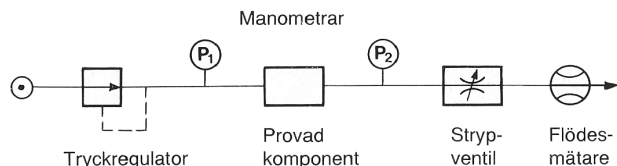
I kataloger anges ofta $Q_{\max}$ värdet. För att beräkna det nominella flödet, Q_n , kan man dividera $Q_{\max}$ med faktorn 2 enligt:

$$Q_{\max} \approx 2,0 * Q_n$$

Exempel

Beräkna $Q_{\max}$ vid 10 bar för en ventil med $C = 4 \text{ NI/(s * bar)}$

$$Q_{10} = 4(10+1) = 44 \text{ NI/s}$$



Mätning av flöde

Genom att ansluta två manometrar, en på varje sidan om komponenten, kan man ta reda på det tryckfall som uppstår genom att avläsa skillnaden på de två manometrarna, se figur här.

MN1H-2-1/4-MS		MHA1-M4H-3/2G-0,6-HC	
Solenoid valve		Solenoid valve	
Data sheet		Data sheet	
Part no.: 101725		Part no.: 101700	
Page 1		Page 1	
Feature	Data/description	Feature	Data/description
Switching function	2/2-way valve, normally closed	Switching function	3/2-way valve, normally closed
Switching function short code	2/2	Switching function short code	3/2
Direction of flow reversible	No	Direction of flow reversible	No
Operating principle	Disc seat	Operating principle	Disc seat
Shape of function component	Diaphragm disk	With exhaust flow control	No
With exhaust flow control	No	Type of regulation	Direct
Type of regulation	Indirect	Control type	Monostable
Control type	Monostable	Type of reset	Mechanical spring
Type of reset	Air spring	Grid dimension	10 mm
Type of mounting	Screw	Type of mounting	Screw
Installation position	Any	Installation position	Any
Nominal size	13 mm	Nominal size	0,65 mm
Operating pressure min.	0,5 bar	Operating pressure min.	0 bar
Operating pressure max.	10 bar	Operating pressure max.	8 bar
Minimum ambient temperature	-10 °C	Minimum ambient temperature	0 °C
Maximum ambient temperature	60 °C	Maximum ambient temperature	40 °C
Minimum medium temperature	-10 °C	Minimum medium temperature	0 °C
Maximum medium temperature	60 °C	Maximum medium temperature	40 °C
Type of connection, air supply	Female thread	Type of connection, air supply	Sub-base
Connecting thread, supply port	G 1/4	Air connection type power port	Sub-base
Air connection type power port	Female thread	Type of connection, exhaust	Sub-base
Connecting thread, working port	G 1/4	Air connection type elec.	Plugs
Air connection type aux. pilot air suppl.	Internal	Number of pins, plug connection	2
Type pilot control air Supply and exhaus	Internal pilot air, ducted pilot exhaust	Actuation/reset	Single solenoid with spring return
Standard plug pattern	DIN 43650-1 plug socket	Manual override	push to reset
Plug design	A	Operating status display	No
Actuation/reset	Standard nominal flow rate 1 – 2. 2000 l/min	Material of housing	Standard nominal flow rate 1 – 2. 10 l/min
Manual override		Material of seals	
Operating status display	No	CT criterion	Free
Product weight	0,45 kg	Product weight	0,05 kg
Standard nominal flow rate 1 - 2	2000 l/min	Standard nominal flow rate 1 - 2	10 l/min

Exempel på datablad.

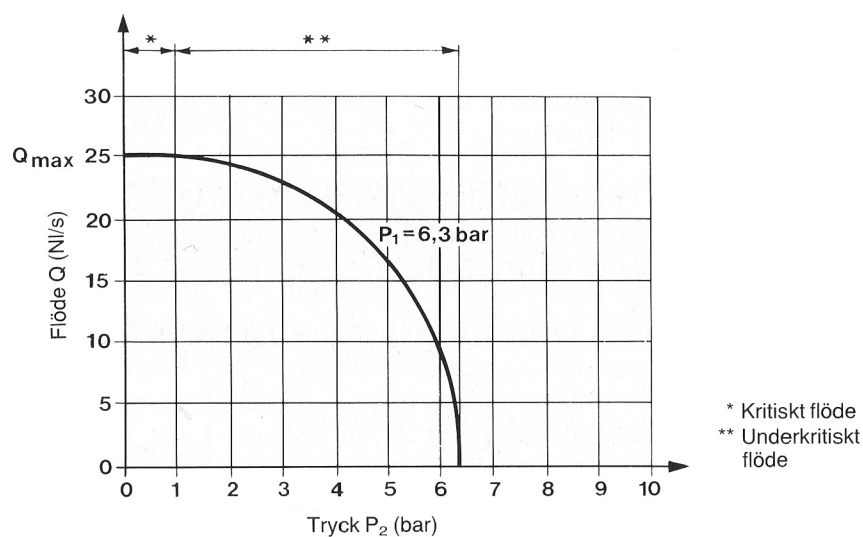
$$Q_{\max} \approx 2,0 * Q_n$$

$$Q_{\max} \approx 2,0 * 2000 = 4000 \text{ l/min} = 67 \text{ l/s}$$

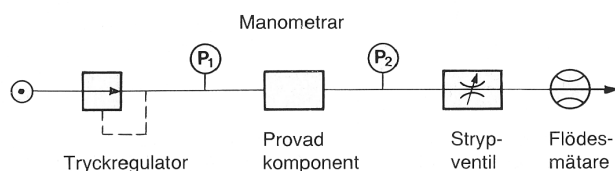
$$Q_{\max} \approx 2,0 * 10 = 20 \text{ l/min} = 0,33 \text{ l/s}$$

Flödeskaraktäristik

Flödet genom en komponent är beroende av tryckförhållandet före och efter komponenten samt den geometriska utformningen av de inre strömningsvägarna.



Diagrammet är framtaget enligt den mätmetod som visas i föregående figur, se även figur nedan.



Mätning av flöde

För att bestämma flödeskaraktäristiken hos komponenten startar man med strypventilen i stängt läge. Självfallet finns då inget flöde. Efterhand som strypventilen öppnas, kommer flödet Q att öka samtidigt som p_2 minskar.

p_1 ska hela tiden hållas konstant. Kurvan blir en del av en ellips upp till en punkt från vilken flödet inte längre ökar trots minskande p_2

Vi betecknar den punkten för kritiska punkten p_{kr} . I diagrammet finner vi den vid $p_2 = 1 \text{ bar}_{(e)}$. Anledningen till att flödet inte ökar ytterligare när vi har passerat den kritiska punkten, är att strömningen uppnått ljudhastigheten, vilken är den högsta hastighet, som kan åstadkommas. Tillståndet betecknas kritisk strömning, vars motsats är underkritisk strömning.

Gränsen mellan dessa områden beskrivs som b-värdet för komponenten

$$b = \frac{p_{kr} + p_0}{p_1 + p_0}$$

p_0 = atmosfärstryck (1 bar)

Exempel

$$b = \frac{1+1}{6,3+1} = 0,27$$

Om man känner b-värdet kan p_{kr} beräknas för olika ingångstryck (p_1).

$$p_{kr} = b(p_1 + p_0) - p_0$$

$$p_1 = 10 \text{ bar}_{(e)} \quad b = 0,27$$

$$p_{kr} = 0,27(10+1) - 1 = 1,97 \text{ bar}_{(e)} \quad p_{kr} = 0,27(10+1) = 2,97 \text{ bar}_{(a)}$$

För pneumatiska komponenter varierar b-värdet mellan 0 och 0,4. För en ventil, som internt har flera strypställen i serie, närmar sig b-värdet noll. Det skulle vara en stor fördel, om man kunde basera ventilledningssystemet på att alltid ha kritisk strömning, eftersom hastigheten för exempelvis en kolvrörelse då skulle bli i det närmaste konstant. Tyvärr är detta inte möjligt, eftersom seriekopplade komponenter i de flesta fall får ett resulterande b-värde som är noll.

Mot den bakgrunden har b-värdet utelämnats i de följande beräkningarna vilket betyder att systemen i vissa fall blir något överdimensionerade. Detta förenklade synsätt tar således hänsyn till "sämsta fall". Felet kan anses som försumbart, om det ställs i relation till osäkerheten i olika ingångsdata.

C-värden för ventiler

Ventiler klassas som regel efter portdimensionen, d v s man anger $\text{dim } \frac{1}{8}, \frac{1}{4}, \frac{1}{2}, \frac{3}{4}$ o s v. Dessutom används ISO beteckningarna ISO1, ISO2 o s v. Beteckningarna är inte kopplade till en viss kapacitet, d v s stora variationer kan förekomma inom en och samma dimension. Detta gäller framför allt när man jämför olika fabrikat. Även till synes lika komponenter kan variera, beroende på exempelvis olika utföranden på anslutningsplattor och portplaceringar. Man måste således ta reda på C-värdet eller $Q_{v_{\max}}$ i varje enskilt fall.

Ventiltyp	Port-dimension	C-värde NI/(S · bar)
3/2-signalventil	M 56	0,12
3/2-signal-/effektventil	G $\frac{1}{8}$ "	0,5
3/2- och 5/2-ventiler	G $\frac{1}{8}$ "	1,2
5/2-ventil	G $\frac{1}{8}$ "	2,5
5/2-ventil	G $\frac{1}{4}$ "	4,0
5/2- och 3/2-ventiler	G $\frac{1}{4}$ "	5,6
5/2- och 3/2-ventiler	G $\frac{3}{8}$ "	11,0
5/2- och 3/2-ventiler	G $\frac{1}{2}$ "	15,0
5/2- och 3/2-ventiler	G $\frac{3}{4}$ "	33,0

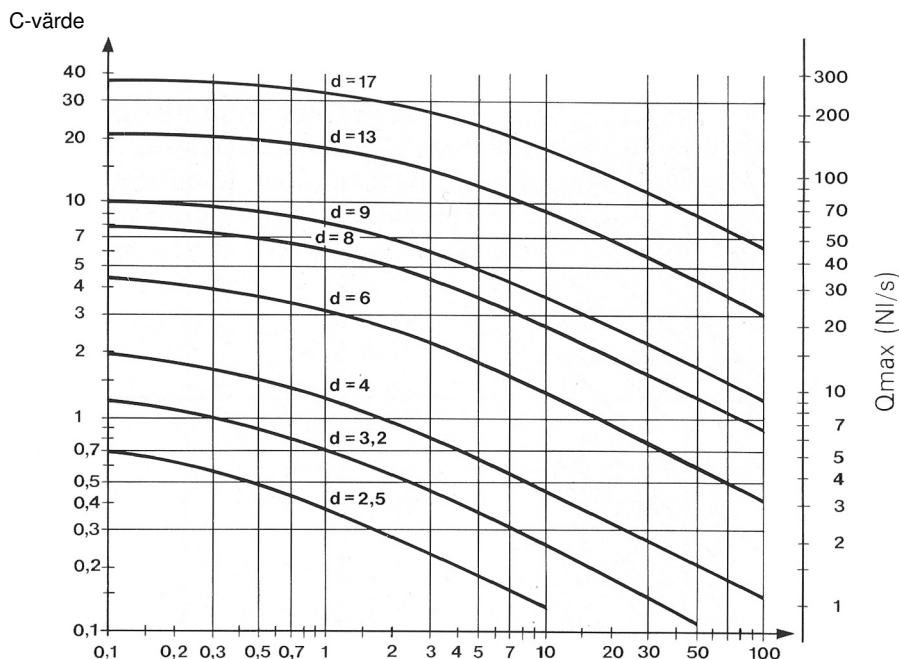
Exempel på C-värden för ventiler med olika storlek på portanslutningarna.

C-värden för rörledningar

C-värdet bestäms av rörets invändiga diameter och av dess längd.

Armaturer, exempelvis skarvkopplingar och anslutningsnipplar mot ventiler och cylindrar, är försumbara under förutsättning att genomgångsarean är minst lika stor som rördiametern.

Figuren visar C-värden för rör med invändig diameter 2,5—17 mm.



Exempel

Ett rör med $d = 6$ mm och längden 1 m har C-värdet 3 NI/(s • bar).

Om rörlängden ökas till 5 m sjunker C-värdet till under 2 NI/(s • bar).

Rörlängden har alltså stor påverkan på C värdet, vilket måste uppmärksammas vid konstruktion och installation.

Praktiskt exempel (2 komponenter, ventil och slang)

Cylinder 80mm, slag=500mm, hastighet=0,25m/s, 12slag/min och $p=6,3$ bar.

Ventil

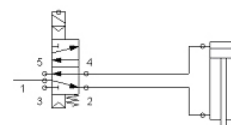
$$Q_{v_{\text{mom}}} = 9125 \text{ Ncm}^3/\text{s} = 9,1 \text{ NI/s}$$

$$Q_{\text{max}} = 2,0 \times 9,1 = 18,25 \text{ NI/s} \quad \text{enligt: } Q_{\text{max}} = 2,0 \times Q_n$$

Ventilens Q_{max} ska alltså vara minst 18,25

$$\text{Detta ger ett C-värde (vid 6,3 bar) på } Q_{\text{max}} / (p+1,0) = 18,25 / (6,3+1,0) = 2,5 \text{ NI/sbar}$$

Ventilen är nu dimensionerad och är avgörande för val av C-värdet på rör enligt:



Rör (multipl. x 2 för 2 komponenter)

$$C_L = 2,0 \times \text{C-värdet (vent)} \quad C_L = 2,0 \times 2,5 \quad C_L = 5,0 \text{ NI/sbar}$$

Minsta rördiam. (enl. tabell) = 8mm. Ger en max längd på ca. 2 m

Går man upp till 13mm kan den vara ca. 40 m

C-värden för cylindrar

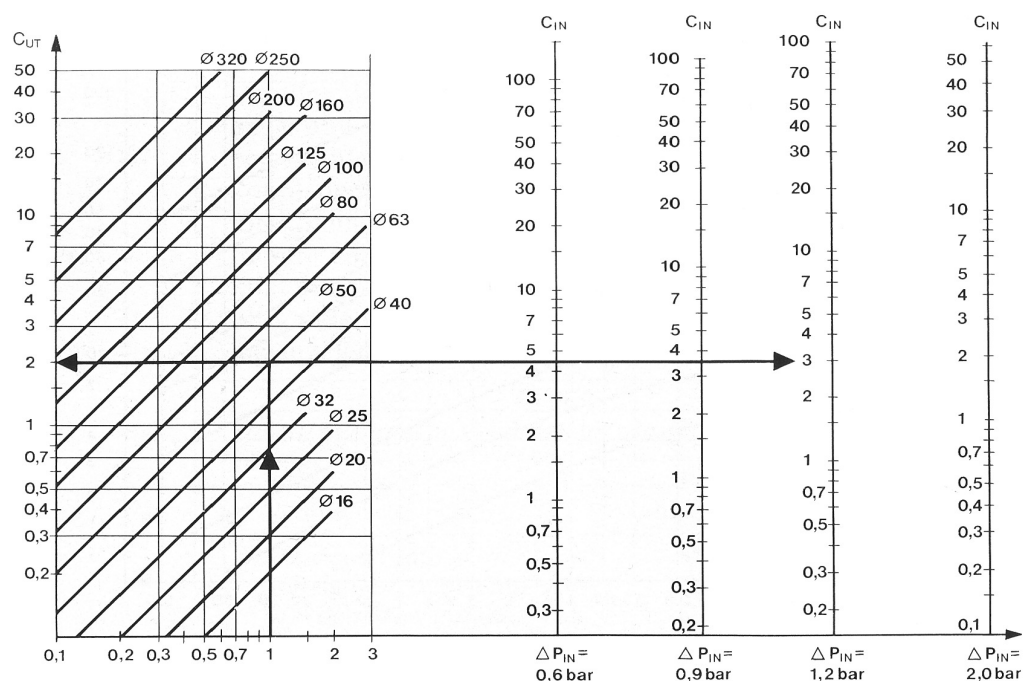
Förutsättningen för att en cylinder ska kunna arbeta optimalt med avseende på aktionskraft och dämpförmåga är att tillförselsystemet, d v s ventiler och ledningar, har tillräckliga dimensioner så att tryckförlusterna hålls inom förutbestämda värden.

Vi har tidigare konstaterat att tryckfallet in till cylinderns drivkammare (Δp_{in}) är en direkt förlust. Detta måste alltså hållas vid ett så lågt värde som möjligt med hänsyn till praktiska och ekonomiska konsekvenser.

Som riktvärden för tryckfallet Δp_{in} rekommenderas följande:

- För dynamiska förlopp med stora krav på jämn gång och god dämpning 0,6 - 0,9 bar
- D o där jämn gång och dämpförmåga har mindre betydelse 0,9 - 1,2 bar
- För statiska belastningar 1,2 - 2,0 bar

Nomogrammet i figuren visar erforderliga C_{in} för olika Δp_{in}



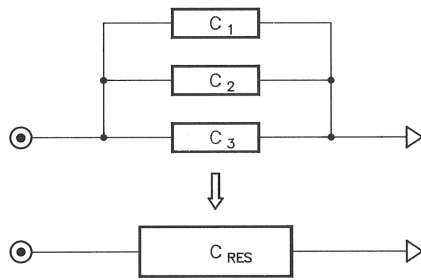
Exempel

Cylinder $\varnothing 50$ mm går med hastigheten 1 m/s. Staplarna till höger visar att om Δp_{in} ska hållas vid 0,6 bar, så måste C_{in} vara 4,5 NI/(s • bar), medan det för $\Delta p_{in} = 1,2$ bar räcker med $C_{in} = 3$ NI/(s • bar). C_{ut} d v s erforderligt C-värde på avloppssidan, blir inte dimensionerade för systemet men kan användas för beräkning av lufttågängen ($Q = C_{ut} \cdot p$).

Resultande C-värden i rörsystem

Parallellkoppling

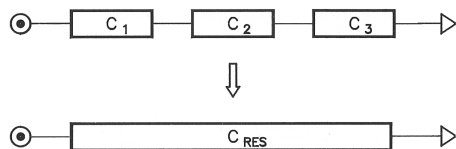
Om två eller flera komponenter kopplas samman parallellt blir det resulterande C-värdet (C_{res}) lika med summan C-värde för de ingående komponenternas C-värden.



$$C_{res} = C_1 + C_2 + C_3 \dots$$

Seriekoppling

Om två eller flera komponenter kopplas i serie kan det resulterande C-värdet aldrig bli större än det minsta C-värdet i kedjan.



$$\frac{1}{C_{res}^3} = \frac{1}{C_1^3} + \frac{1}{C_2^3} + \frac{1}{C_3^3} \dots$$

Seriekoppling av komponenter förekommer i praktiskt taget alla system. Man bör sträva efter en kombination, där komponenterna har samma C-värden. I verkligheten får man emellertid räkna med en viss spridning eftersom ventiler och ledningar måste väljas ur ett tillgängligt sortiment.

Systemet ska dimensioneras så att det resulterande C-värdet blir jämbördigt med erforderligt C_{in} enligt nomogrammet för cylindrar, se tidigare diagram.

Antag som exempel att vi ska dimensionera ett system, som omfattar 3 st seriekopplade komponenter.

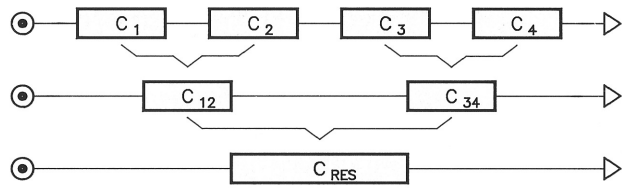
Som ett första steg söker vi en kombination, där komponenterna har samma C-värde. Som hjälpmedel används tabellen, som ger en omräkningsfaktor k_n . Komponenterna dimensioneras enligt formeln.

$$C = C_{in} * k_n$$

Antal komponenter, n	1	2	3	4	5
Multiplikationsfaktor, K_n	1	1,26	1,44	1,59	1,71

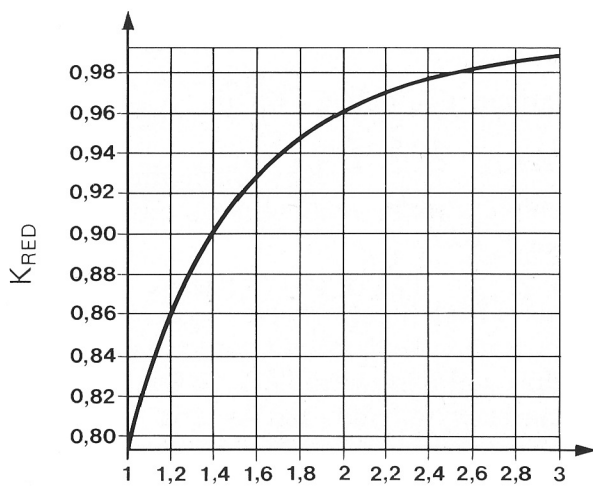
Parvis seriekoppling

Resultande C-värdet för seriekopplade komponenter, som har olika C-värden, beräknas enligt en metod, som baseras på en parvis sammanslagning av komponenternas C-värden fram till ett gemensamt C_{res} .



Som hjälpmedel använder vi diagrammet nedan, vilket ger oss en reduktionsfaktor K_{red} .

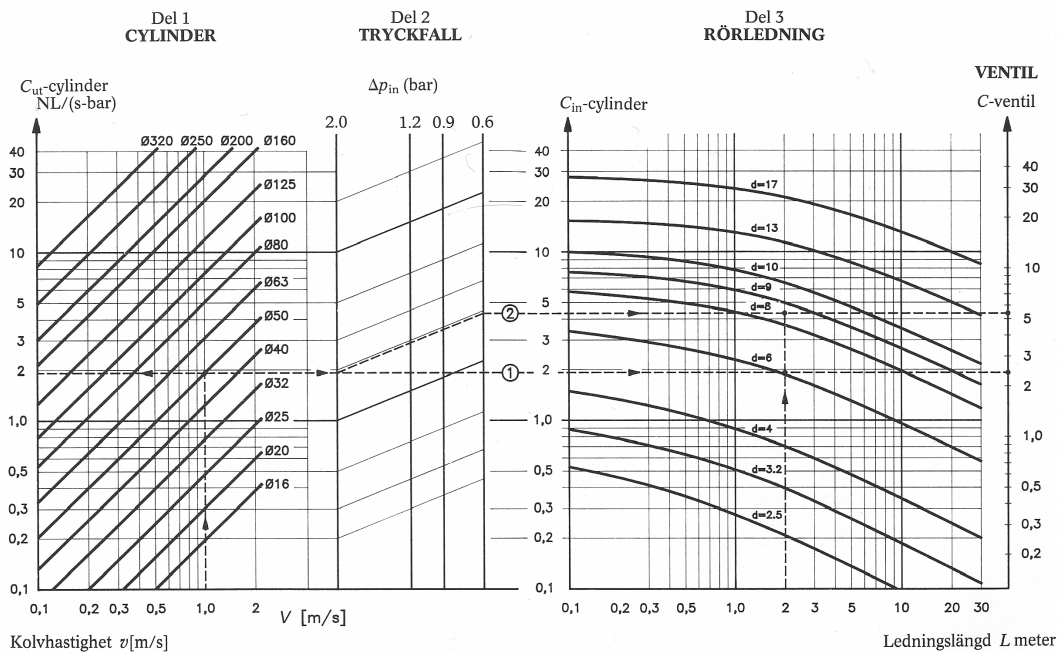
Som ingångsvärde använder vi förhållandet mellan det större och det mindre C-värdet, här betecknade C_{max} , resp C_{min} . C_{res} är produkten av K_{red} och C_{min} .



DIMENSIONERING AV EFFEKTSTEG (ÖVERSLAGSMETOD)

Metoden ska ses som en förenklad variant av den förut beskrivna. Den är fullt tillräcklig för överslagsberäkningar och för de fall man tvingas arbeta med osäkra belastningsdata.

Beräkningarna sker med hjälp av nomogrammet



Exempel 1

Cylinder Ø = 50 mm
Kolvhastighet = 1 m/s
Ledningslängd = 2 m
Inget dämpbehov

Ta reda på
Ledningsdiameter (d)
Erforderligt C-värde för ventilen

Lösning:

Vi tillåter Δp_{in} 2 bar. Gå till del 1 i nomogrammet. Sök skärningspunkten för kolvhastigheten $v = 1$ m/s och cylinder diametern $\varnothing 50$ mm. Gå horisontellt från skärningspunkten till del 2 och $\Delta p_{in} = 2$ bar. Fortsätt rakt fram till del 3 och skärningspunkten för ledningslängden $L = 2$ m. Avläs lednings diameter. Fortsätt vidare åt höger och avläs erforderligt C-värde för ventilen.

Svar

Ledningsdiameter (d) = 6 mm
C_{ventil} = 2,5 NL/(s • bar)

Exempel 2

Belastningsgrad = 30 %
Stort krav på dämpningsförmåga, i övrigt samma som exempel 1.

Cylinder Ø = 50 mm
Kolvhastighet = 1 m/s
Ledningslängd = 2 m

Ta reda på
Ledningsdiameter (d)
Erforderligt C-värde för ventilen

Lösning

Vid ingången till del 2: Fortsätt parallellt med de sneda linjerna fram till
 $\Delta p_{in} = 0,6 \text{ bar}$. Fortsätt därifrån vågrätt åt höger.

Svar

Ledningsdiameter (d) = 9 mm
 C_{ventil} = 5,5 $\text{NL}/(\text{s} \cdot \text{bar})$

C-värdet används för val av ventilstorlek. Gå tillbaka till tabell 2 eller katalog och välj lämplig ventil.

Svar

Exempel 1: Ventil $G^{1/8}$, $C = 2,5$

Exempel 2: Ventil $G^{1/4}$, $C = 5,6$

C_{ut} (nomogram 1) ger C-värdet för utloppet från cylindern.

$C_{ut} \cdot p_1$ är ett mått på avloppsflödet men samtidigt ett värde på
erforderligt Q_{in} (NL/s).

Nomogrammet kan användas på andra sätt beroende på vilka data som är kända.

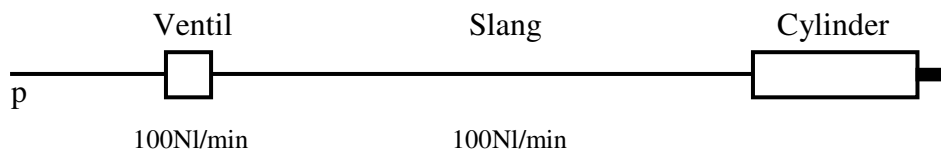
Seriekoppling av komponenter

Då två eller flera komponenter seriekopplas måste man ta hänsyn till de inbördes flödesförmåga. Genom att jämföra dessa kan man ta fram ett gemensamt minimala flöde.

Beroende på om de olika ingående komponenterna har samma flödesförmåga eller olika tillämpas olika reduktionstal.

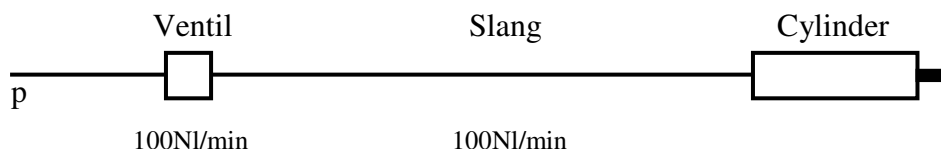
Seriekoppling med samma flödesförmåga [Q]

Då två eller flera komponenter med samma flödesförmåga seriekopplas tillämpas följande.



Komponenter i serie		Reduc.		Korr. Faktor (Reduc. ⁻¹)
1+1	=	71 %	⇒	1,41
1+1+1	=	58 %	⇒	1,72
1+1+1+1	=	50 %	⇒	2,00

Exempel 1

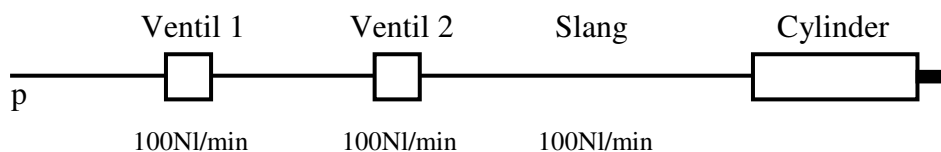


När varje komponent har samma flödesförmåga (Q) kan följande beräkning användas för att ta reda på vad hela systemet klarar i flöde.

$$100 \text{ NI/min} \times 0,71 = 71 \text{ NI/min}$$

Med två komponenter där båda komponenterna har 100 NI/min (samma) reduceras hela systemets flöde till 71 NI/min.

Exempel 2



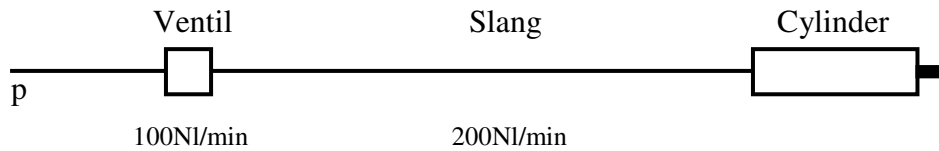
När varje komponent har samma flödesförmåga (Q) kan följande beräkning användas för att ta reda på vad hela systemet klarar i flöde.

$$100 \text{ NI/min} \times 0,58 = 58 \text{ NI/min}$$

Med tre komponenter där alla komponenterna har 100 NI/min (samma) reduceras hela systemets flöde till 58 NI/min.

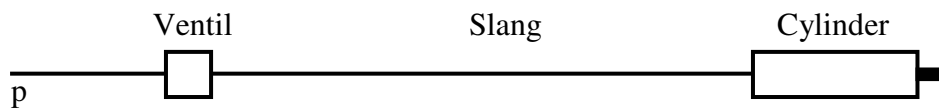
Seriekoppling med olika flödesförmåga [Q]

Då två eller flera komponenter med olika flödesförmåga seriekopplas tillämpas följande.



Komponenter i serie		Korr. Faktor
1+1	=	2
1+1+1	=	3
1+1+1+1	=	4

Exempel



Ventil

C_{in} dimensionerande värde

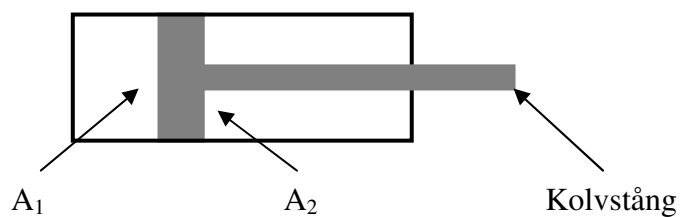
Ledning

$$C_L = C_{in} \times 2$$

I detta fall sker det största tryckfallet i ventilen. Därmed får ledningen dimensioneras för ett högre C-värde.

Kolvarea

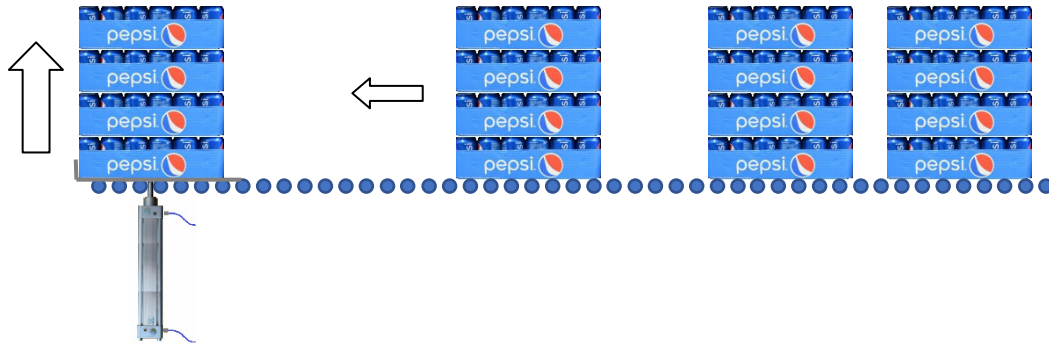
Kolvstångsarean uppgår till ca. 15-16 % av arean på motsatt sida av kolven.



$$A_2 \approx A_1 \times 0,85$$

Beräkningsexempel

Seriekoppling av komponenter



Ett flak med dryck som kommer på en rullbana ska lyftas 500 mm med en dubbelverkande cylinder med ändlägesdämpare. Ett flak väger 12 kg. Hastigheten ska vara 0,2 m/s och stabil. Ändlägesdämparna ska fungera med god effekt. Disponibelt tryck är 6 bar_e och friktionsförlusterna uppskattas till 0,4 bar. Arbetstakten ska vara lägst 8/min. Arbetsventilen ska sitta 4 m från cylindern.

Gör erforderliga beräkningar för

- 1 Minsta cylinderstorlek
- 2 Ventilens minsta flöde
- 3 Minsta ledningsdiameter (inv)
- 4 Kontroll att arbetstakten uppfylls

Lösningar

Cylinder	STD 50mm		
Arbetstakt	Klarar 12 st/min teoretiskt (ej hänsyn tagen till omslagstider, accelerationstid mm.)		
Alt. 1		Alt. 2	
Slang	6 mm (inv) Max 15 m	Slang	6 mm (inv) Max 7 m
Ventil	Q _n =234 Nl/min	Ventil	Q _n =166 Nl/min

Arbetsgång

Erforderlig kraft

$$F = m \times 9,81 \quad F = 4 \times 8 \times 9,81 \quad F = 314 N$$

Cylinderstorlek

$$F_{+verk} = A_1(P_{in} - \Delta P_{in} - \Delta P_{frik}) - A_2(P_{ut})$$

$$314 = A_1(6 - 0,6 - 0,4) \times 10 - 0,85 A_1(0,5 \times 6) \times 10$$

Antag: $A_2 = 0,85 \times A_1$
 $\Delta P_{in} = 0,6 \text{ bar}$
 $P_{ut} = 50\%$

$$A_1 = \frac{314}{50 A_1 - 25,5 A_1} \quad A_1 = 12,8 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}} \quad D = \sqrt{\frac{12,8 \times 4}{\pi}}$$

$$D = 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm} \quad \text{STD.CYL 40mm}$$

$$A_1 = 12,6 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 10,6 \text{ cm}^2$$

Kontroll std.cyl 40mm

$$F_{+verk} = A_1(P_{in} - \Delta P_{in} - \Delta P_{frik}) - A_2(P_{ut}) \quad F_{+verk} = 12,6(6 - 0,6 - 0,4) \times 10 - 10,6(0,5 \times 6) \times 10$$

$$F_{+verk} = 312 N \quad 312 N < 314 N$$

På gränsen, välj 50 mm STD.CYL

$$A_1 = 19,6 \text{ cm}^2 \quad A_2 = 16,5 \text{ cm}^2$$

Kontroll std.cyl 50mm

$$F_{+verk} = A_1(P_{in} - \Delta P_{in} - \Delta P_{frik}) - A_2(P_{ut}) \quad F_{+verk} = 19,6(6 - 0,6 - 0,4) \times 10 - 16,5(0,5 \times 6) \times 10$$

$$F_{+verk} = 485 N \quad 485 N > 314 N$$

STD.CYL 50 "OK"

Momentana luftförbrukningen

$$Q_{vmom} = A \times v \times P_a \quad Q_{vmom} = 19,65 \times 20 \times (6+1) \quad Q_{vmom} = 2744 Ncm^3 / s \quad Q_{vmom} = 2,74 Nl / s$$

Maxflöde

$$Q_{max} = Q_{vmom} \times 2 \quad Q_{max} = 2,74 \times 2 \quad Q_{max} = 5,5 Nl / s$$

C-värde

$$C_{in} = \frac{Q_{max}}{P_a} \quad C_{in} = \frac{5,5}{(6+1)} \quad C_{in} = 0,79 Nl / s \cdot bar$$

Alt. 1

Komponenterna delar lika på tryckfallet

Korrigerat C-värde

$$C_v = C_{in} \times k \quad 2 \text{ komp. } K=1,41$$

$$C_v = 0,79 \times 1,41$$

$$C_v = 1,11 Nl / s \cdot bar$$

Ledning

Tabell

6 mm inv. diam. Max 15m

Ventil

Tag fram nya Q_{max} ur C_v

$$Q_{max} = C_v \times P_a$$

$$Q_{max} = 1,11 \times (6+1)$$

$$Q_{max} = 7,8 Nl / s = 468 Nl / min$$

Ventilens nominella flöde $Q_n = Q_{vmom}$

$$Q_n = \frac{Q_{max}}{2} \quad Q_n = \frac{468}{2} \quad Q_n = 234 Nl / min$$

Arbetstakten

Takter/min: 8 / min

En takt: $0,5m \times 2 = 1,0m$

Tid/takt: $\frac{1,0}{0,2} = 5sek$

Total tid: $5 \times 8 = 40sek$ Utnyttjandegrad: $\frac{40}{60} = 0,67 = 67\%$

Cyl. vilotid: $60 - 40 = 20sek$

Max takter/min: $\frac{60}{5} = 12(teoretiskt)$

Arbetstakten går att uppfylla. Det finns god marginal att öka arbetstakten.

Obs! Hänsyn är inte tagen till ventilens omslagstid, acceleration mm.

Alt. 2

Tryckfallet faller mest över ventilen

$$C_{in} = 0,79 Nl / s \cdot bar$$

$$Q_{max} = C_{in} \times P_a$$

$$Q_{max} = 0,79 \times (6+1)$$

$$Q_{max} = 5,53 Nl / s = 332 Nl / min$$

Ventil

Ventilens nominella flöde $Q_n = Q_{vmom}$

$$Q_n = \frac{Q_{max}}{2} \quad Q_n = \frac{332}{2} \quad Q_n = 166 Nl / min$$

Ledning (C_L)

$$C_L = C_{in} \times k \quad 2 \text{ komp. } K=2$$

$$C_L = 0,79 \times 2$$

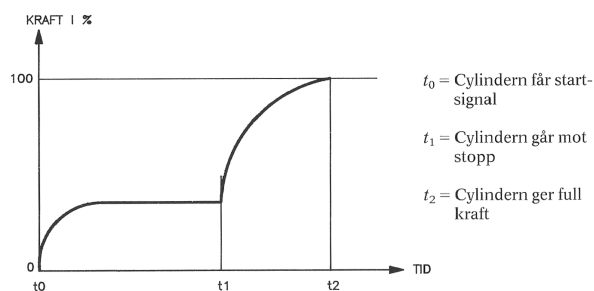
$$C_L = 1,6 Nl / s \cdot bar$$

Tabell

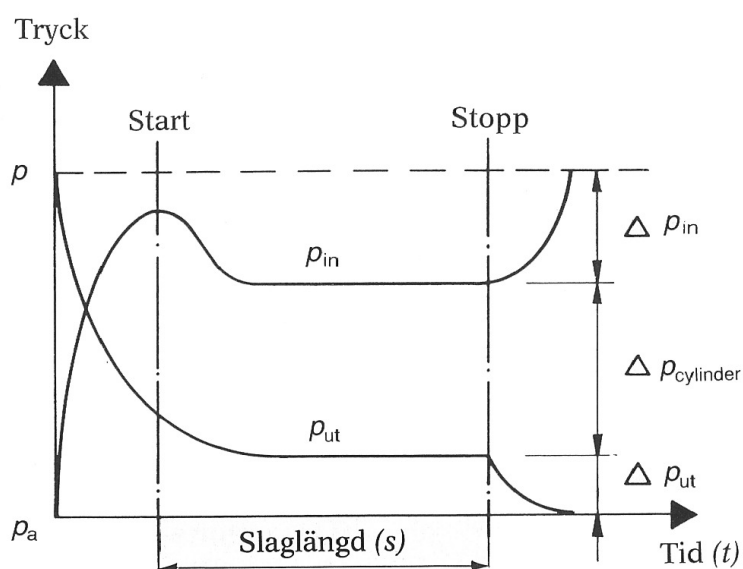
6mm inv. diam. Max 7m

DIAGRAM OCH TABELLER

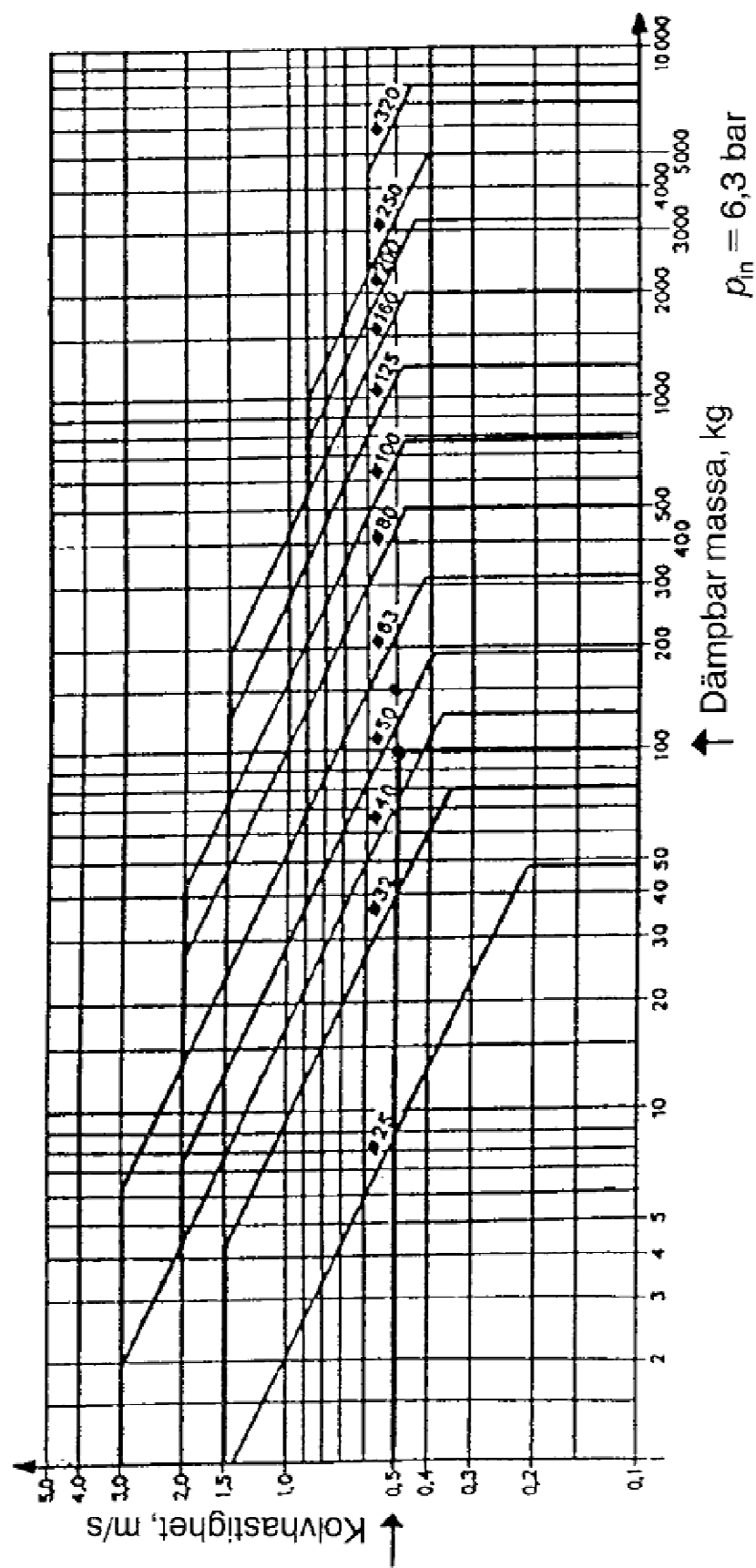
Tryckluft

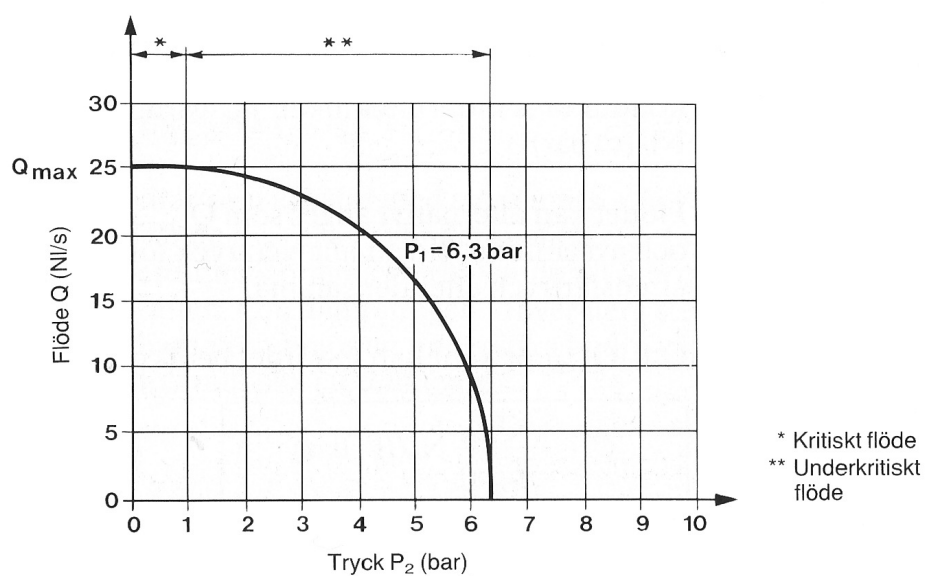


Cylinder Ø mm	Kolvstång Ø mm	Kolvarea (cm ²)		Teoretisk kraft (N) vid $p(e) = 6,3 \text{ bar (630 kPa)}$	
		$A_{(1)}$ plus	$A_{(2)}$ minus	$F(+)$	$F(-)$
10	4	0,80	0,70	50	44
16	6	2,00	1,73	126	108
20	8	3,14	2,64	200	166
25	10	4,91	4,10	309	258
32	12	8,04	6,91	506	435
40	16	12,60	10,60	793	667
50	20	19,60	16,50	1.234	1.039
63	20	31,00	28,00	1.953	1.764
80	25	50,00	45,10	3.150	2.841
100	32	78,50	70,50	4.945	4.441

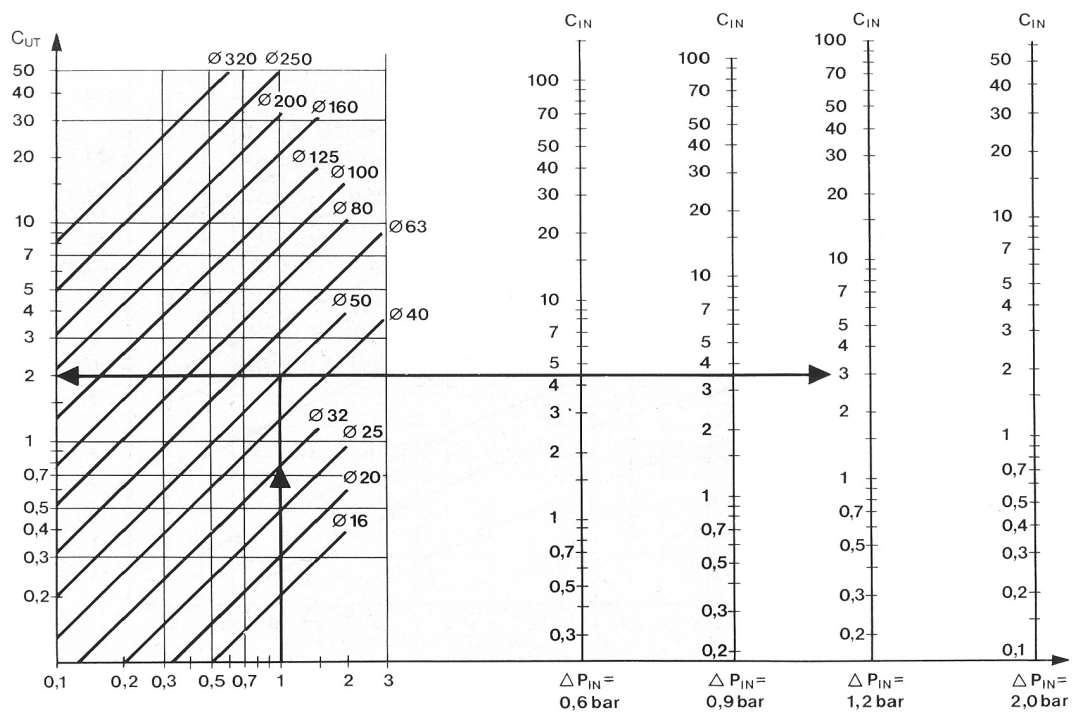
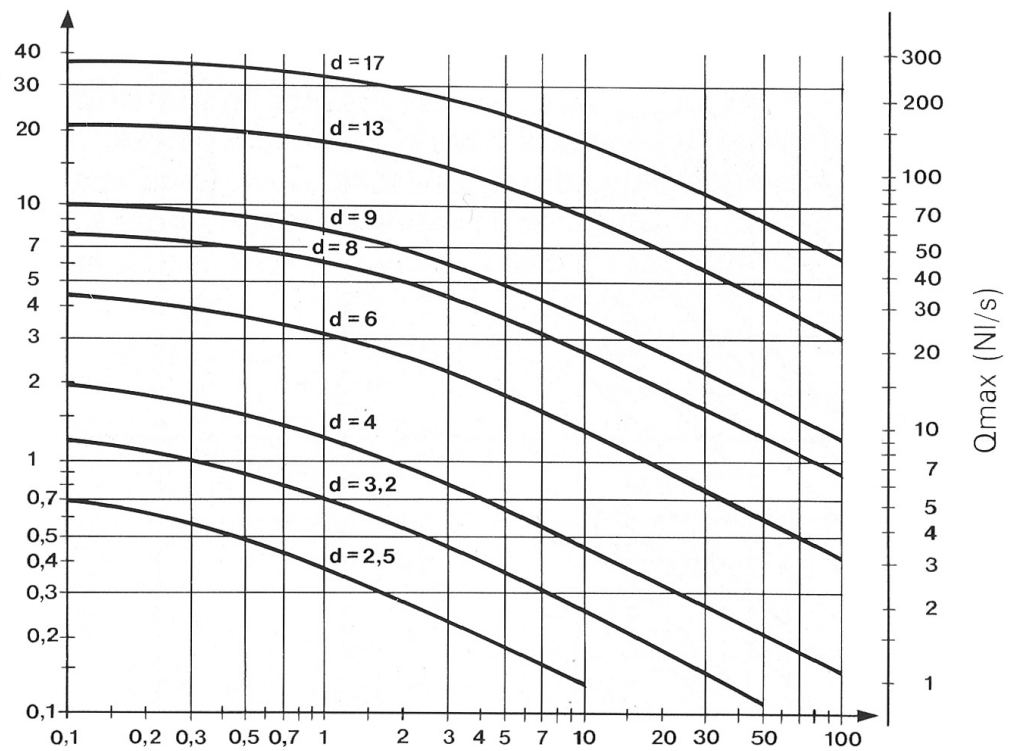


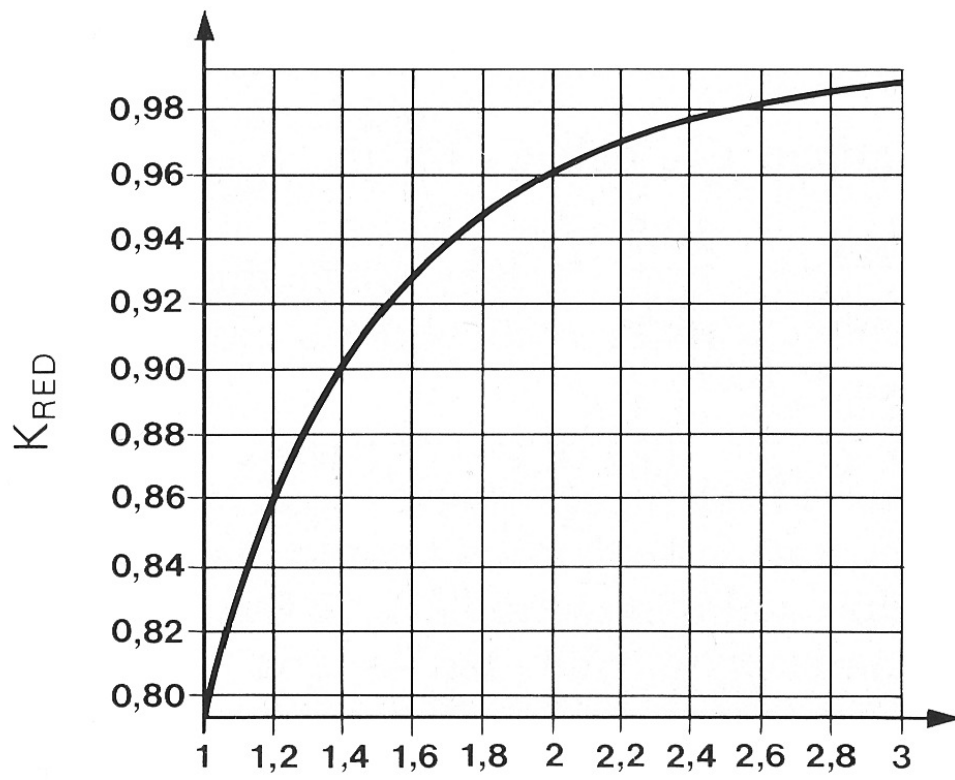
ÄNDLÄGESDÄMPNING, PNEUMATIKCYLINDER





Ventiltyp	Port-dimension	C-värde NI/(S · bar)
3/2-signalventil	M 56	0,12
3/2-signal-/effektventil	G 1/8"	0,5
3/2- och 5/2-ventiler	G 1/8"	1,2
5/2-ventil	G 1/8"	2,5
5/2-ventil	G 1/4"	4,0
5/2- och 3/2-ventiler	G 1/4"	5,6
5/2- och 3/2-ventiler	G 3/8"	11,0
5/2- och 3/2-ventiler	G 1/2"	15,0
5/2- och 3/2-ventiler	G 3/4"	33,0

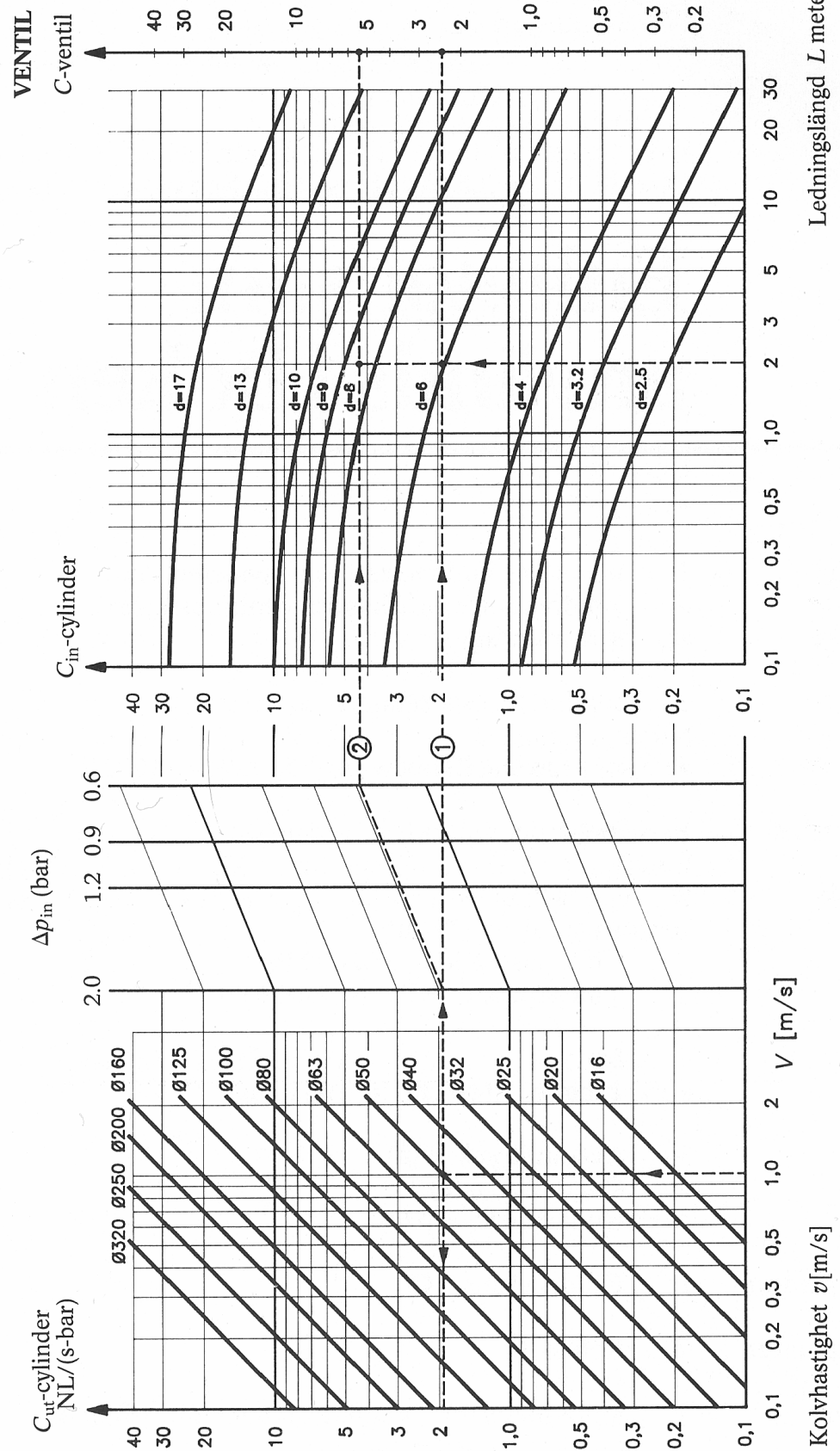




Del 3 RÖRLEDNING

Del 2 TRYCKFALL

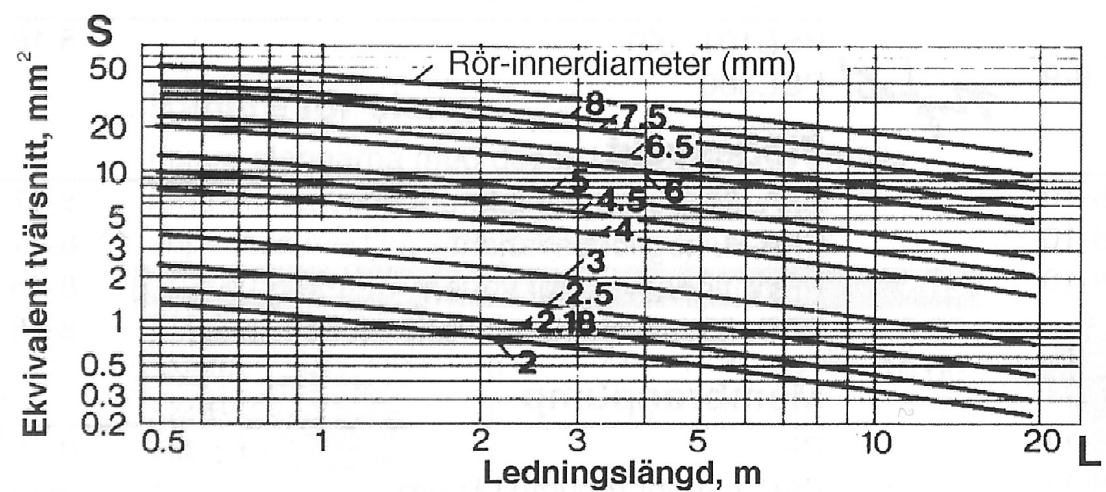
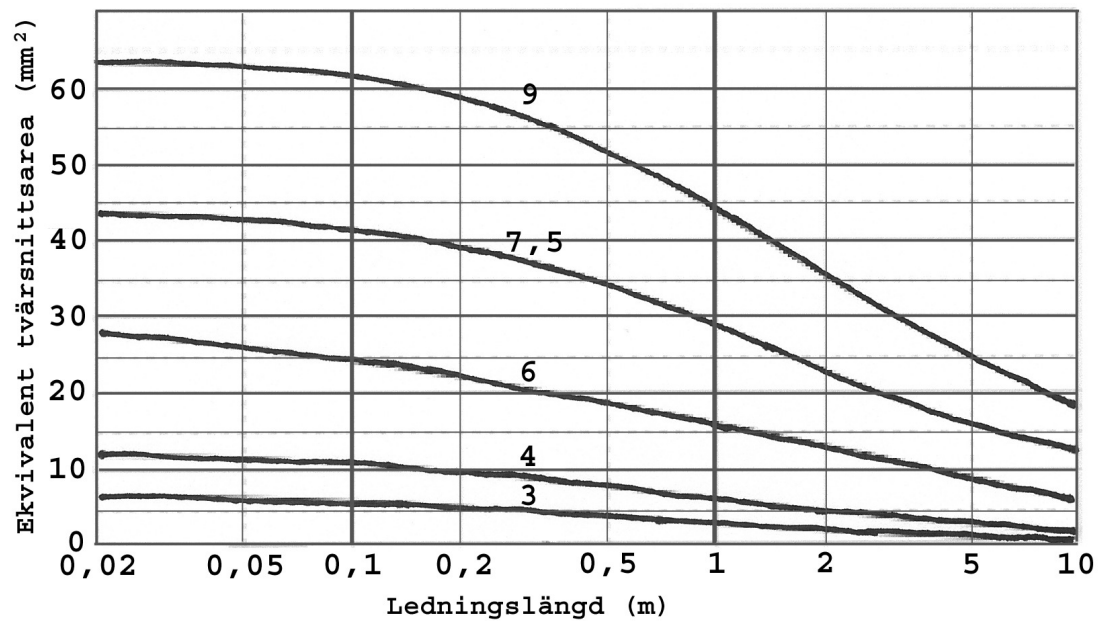
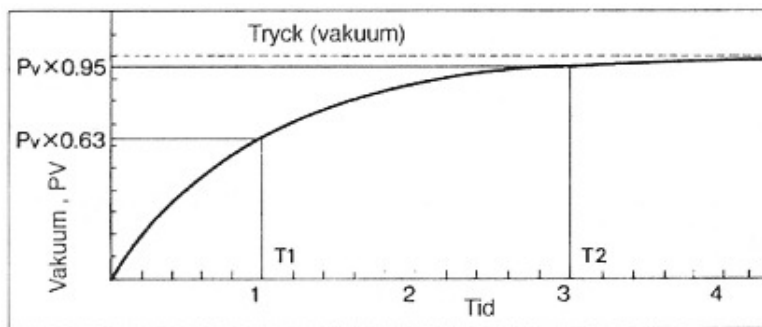
Del 1 CYLINDER



Ledningslängd L meter

Kolvhastighet v[m/s]

Vakuum



S: Rörledningens ekvivalenta tvärsnittsarea (mm^2).

FORMLER

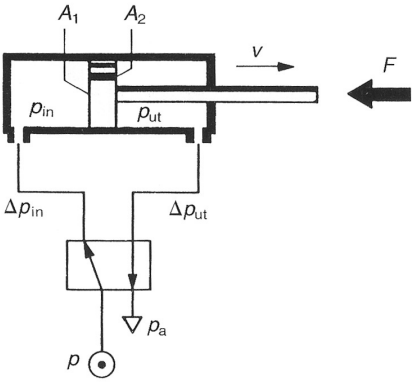
Allmänna

$F_{teor} = p_{(e)} * A$	Kraft (teoretisk) $P = x \ 10 \rightarrow (10 \text{ N/cm}^2) [100 \text{ kPa}] \ 1 \text{ bar}$
$F_{verk} = p_{(e)} * A * 0,95$	Kraft med 95% verkningsgrad $P = x \ 10 \rightarrow (10 \text{ N/cm}^2) [100 \text{ kPa}] \ 1 \text{ bar}$
$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad A = \pi * r^2$	Kolvarea
$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$	Kolvarea (med avdrag för kolvstångsarea, minuskammare)
$F_{(+)/(-)teor} = p_{(e)} * 10 * V$	Aktionskraft $x \ 10 \rightarrow (10 \text{ N/cm}^2) [100 \text{ kPa}] \ 1 \text{ bar}$
$V = A * s$	Cylinderns slagvolym

Luftförbrukning

$2 * V * (p_{(e)} + 1) = Ncm^3$	Luftförbrukning per arbetscykel
$Qv_{mom} = A * v * p_{(a)}$	Momentan förbrukning (Ncm^3/s , Nl/s)
$Qv_{gen} = \frac{Nl / arb.cyk}{cykeltid}$	Genomsnittsförbrukning (Nl/s)

Dynamisk belastning

	$\Delta p_{\text{last}} = \frac{F}{A}$ Effektivt tryck (tryck för att övervinna belastningen F) p Disponibelt arbetstryck 6,0 (6,3) bar p_{in} En komponents behov (cyl) p_{ut} Mottryck (cyl) Δp_{frik} Friktionsförlust Δp_{in} Strömningsförlust in Δp_{ut} Strömningsförlust ut p_{ut} 50% av p (disponibelt arbetstryck) ca 3 bar vid 6,3bar_(e) Dynamiskt arbetande cylinder med krav på stabil gång och god dämpningsförmåga p_{ut} 25-30% av p (disponibelt arbetstryck) ca 1,5-2,0 bar vid 6,3bar_(e) Dynamiskt arbetande cylinder med lägre krav på rörelsekaraktäristik och dämpningsförmåga Statiskt arbetande cylinder
$F_{(+)\text{teor}} = p_{\text{in}} * A_1 - p_{\text{ut}} * A_2$	Cylindern presterar en teoretisk kraft i plusriktningen (dynamiskt arbetande)
$F_{\text{teor}} = (p_{\text{in}} - p_{\text{ut}}) * A_2$	Cylindern presterar en teoretisk kraft i plusriktningen, kolvstångslös (skytteltyp), (dynamiskt arbetande) $A_1 = A_2$
$F_{(+)\text{verk}} = A_1 * (p_{\text{in}} - \Delta p_{\text{in}} - \Delta p_{\text{frik}}) - (p_{\text{ut}} * A_2)$ $F_{(+)\text{verk}} = (p_{\text{in}} * A_1) - (p_{\text{ut}} * A_2 + p_{\text{frik}} * A_1)$	Cylindern presterar en verklig kraft i plusriktningen med hänsyn tagen till tryckfall $F_{\text{verk}} = F_{\text{dyn}}$ (dynamisk)

Belastningsgrad

$B_r = \frac{F_{\text{verkl}}}{p_{(e)} * A_1}$	Belastningsgrad B_r (relativ belastning) Som norm kan följande B_r-värden rekommenderas 0,3-0,5 Dynamiskt arbetande cylinder med krav på stabil gång och god dämpningsförmåga 0,6-0,7 Dynamiskt arbetande cylinder med lägre krav på rörelsekaraktäristik och dämpningsförmåga 0,9-1,0 Statiskt arbetande cylinder
--	---

C-värde komponent

$NI/(s \cdot \text{bar})$	C-värde, en komponents ledningsförmåga
$C = \frac{Q_{\max}}{p_{1(a)}} = \frac{Q_{\max}}{(p_{(e)} + 1)} = NI/(s \cdot \text{bar})$	C-värde, en komponents ledningsförmåga
$Q_{\max} = C * p_{(a)}$	Med C-värdet som bas kan Q beräknas för valfritt ingångstryck
$Q_{\max} \approx 2,0 * Q_n$	Maxflödet för en komponent. Q_n = nominella flödet
$b = \frac{p_{kr} + p_0}{p_1 + p_0} \quad p_0 = \text{atmosfärstryck}$	b-värdet för komponent Exempel $b = \frac{1 + 1}{6,3 + 1} = 0,27$
$p_{kr} = b(p_1 + p_0) - p_0$	Kritiskt tryck

Tryckfall för cylindrar

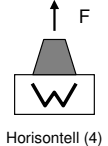
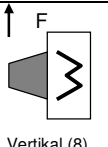
Tryckfallet Δp_{in}	0,6 - 0,9 bar För dynamiska förlopp med stora krav på jämn gång och god dämpning 0,9 - 1,2 bar D o där jämn gång och dämpförmåga har mindre betydelse 1,2 - 2,0 bar För statiska belastningar
-----------------------------	--

C-värden seriekoppling

C	Tryckfallet fördelas lika på ingående komponenter. Komponenter med lika flöden. <table><tr><th>Antal</th><th>Korr-komp.</th><th>faktor</th></tr><tr><td>2</td><td></td><td>1,41</td></tr><tr><td>3</td><td></td><td>1,72</td></tr><tr><td>4</td><td></td><td>2,00</td></tr></table>	Antal	Korr-komp.	faktor	2		1,41	3		1,72	4		2,00
Antal	Korr-komp.	faktor											
2		1,41											
3		1,72											
4		2,00											
C	Tryckfallet sker i huvudsak på en komponent. Komponenter med olika flöden. <table><tr><th>Antal</th><th>Korr-komp.</th><th>faktor</th></tr><tr><td>2</td><td></td><td>2,0</td></tr><tr><td>3</td><td></td><td>3,0</td></tr><tr><td>4</td><td></td><td>4,0</td></tr></table>	Antal	Korr-komp.	faktor	2		2,0	3		3,0	4		4,0
Antal	Korr-komp.	faktor											
2		2,0											
3		3,0											
4		4,0											

C-värden rör	
$C_{res} = C_1 + C_2 + C_3 \dots$	Parallellkoppling, resulterande värdet (C_{res})
$\frac{1}{C_{res}^3} = \frac{1}{C_1^3} + \frac{1}{C_2^3} + \frac{1}{C_3^3} \dots$	Seriekoppling, resulterande värdet (C_{res})
Seriakoppling Resulterande C för 2 = 1,26 $C = C_{in} * k_n$	Omräkningsfakor k_n Antal komponenter, n=1 → $k_n=1,00$ Antal komponenter, n=2 → $k_n=1,26$ Antal komponenter, n=3 → $k_n=1,44$ Antal komponenter, n=4 → $k_n=1,59$ Antal komponenter, n=5 → $k_n=1,71$
Exempel $\frac{C_{max}}{C_{min}} = \frac{7}{5} = 1,4$ K_{red} avläses till 0.9 $C_{res} = K_{red} * C_{min} = 0,9 * 5 = 4,5 \text{ Nl} / (s * bar)$	Parvis seriekoppling Som ingångsvärde använder vi förhållandet mellan det större och det mindre C-värdet, här betecknade C_{max} , resp C_{min} . C_{res} är produkten av K_{red} och C_{min} .

Vakuum

$\left(F = p / 760 * A * \frac{1}{t} * 10,13 \right)$ $F = p * A * \frac{1}{t} * 10$	OBS! Denna formel används för mm kvicksilver (mmHg). Lyftkraft sugkopp F = Lyftkraft (N) p = Undertryck (bar) A = Sugkoppens area (cm²) t = Säkerhetsfaktor
Säkerhetsfaktor t = 4	Horisontell 
Säkerhetsfaktor t = 8	Vertikal 
$Q_1 = 0,4 * Q_{\max}$	Genomsnittligt sugflöde Q = lit/min
$Q_2 = S * 11,1$	Rörledningens maximala flöde S = Rörledningens ekvivalenta tvärsnittsarea (mm²)
$T_1 = V * \frac{60}{Q}$	Evakueringstid (sek) T₁ (sek) vid 63% V = Ledningsvolymen mellan ejektor och sugkopp (liter).
$T_2 = 3 * T_1$	T₁ (sek) vid 63% T₂ (sek) vid 95%
$V = \frac{1}{1000} * \frac{\pi}{4} * D^2 * L$	Rör/slang volym (lit) D = Rördiam (inv) i cm L = Rörlängd i cm
$D = \sqrt{\frac{4 * m * g * s * 1000}{\pi * p * n}}$	D = Sugkoppens diameter (mm) m = massa/vikt (kg) g = 9,81 m/s² s = Säkerhetsfaktor p = Vakuum / undertryck (kPa) n = Antal sugkoppar