Rapport R54:1983

Transport av ånga i stora ledningar

John Rydberg

Byggforskningsrådet

R54:1983

TRANSPORT AV ÅNGA I STORA LEDNINGAR

John Rydberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801374-4
från Statens råd för byggnadsforskning till John Rydberg,
Stockholm.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R54:1983

ISBN 91-540-3942-8
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm.
LiberTryck Stockholm 1983

INNEHÅLL

B E T E C K N I N G A R

A	=	area m^2
ρ	=	densitet kg/m^3
q	=	hastighet m/s
T	=	temperatur
T_o	=	total temperatur
P	=	tryck
γ	=	$k = \frac{Cp}{Cv}$
R	=	gaskonstanten
M	=	Mach-talet $= \frac{V}{c}$
D	=	diameter m
V	=	hastighet m/s
f	=	friktionskoefficient mm
c	=	ljudhastighet

ÅNG- OCH GASLEDNINGAR FÖR KONSTANT STRÖMNINGSHASTIGHET

Vanligen blir strömningsproblem behandlade med kontinuitets-, energi- och momentekvationer. Vid vissa problem kan det emellertid vara lämpligare att använda differentiella metoder med dT, dA, dM etc. och steg för steg integrera approximativa lösningar. Dylika metoder har använts av Shapiro m.fl. Med framgång har Mach-talet använts som en oberoende variabel i dylika sammanhang. Här kan dessa metoder användas för att få Mach-talet uttryckt som en funktion av dA, fdX och T_o etc. Detta framgår av följande:

Normalt strömmar en gas (eller ånga) under tryckfall i en rörledning med ökande hastighet. Om rörledningen har tillräckligt tryck och tillräcklig längd ökas hastigheten till ljudhastighet i utloppet. Detta är icke alltid önskvärt och kan undvikas genom att rörets area, samt friktion och värme anpassas på visst sätt så att gashastigheten blir konstant.

Detta kan enligt O.A. Saunders ske på följande sätt

$$T_o = T\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) = TL$$

Ekvationen för kontinuitet kan ges formen

$$d\left(\frac{p\,A\,q}{RT}\right) = 0$$

eller med T_o och M om γ och R antages konstanta

$$d\left[\frac{A\,p\,M\sqrt{L}}{\sqrt{To}}\right] = 0$$

Differentiering, logaritmering och rearrangering ger

$$\frac{dA}{A} + \frac{dP}{P} - \frac{1}{2}\frac{dTo}{2\,To} + \frac{[1 + (k-1)\,M^2]\quad dM}{M\,L} = 0 \qquad (1)$$

Vidare en momentekvation

$$dP + \rho q\, dq + \frac{2f}{D}\rho q^2\, dX = 0$$

samt

$$\frac{dp}{P} + k\,M^2\,\frac{dq}{q} + \frac{2f}{D}\,k\,M^2\,dX = 0 \qquad (2)$$

och $q^2 = k\,M^2\,R\,T$

$$\frac{M^2\ To}{q^2\ L} = \text{konst} \tag{3}$$

Differentiering, logaritmering och rearrangering ger

$$\frac{d\,q}{q}\ \frac{1}{2}\ \frac{d\ To}{T_o} + \frac{d\,M}{M\,L} \tag{4}$$

Slutligen får man efter eliminering av dp/p och dq/q från ekv. (1), (2) och (4).

$$\frac{d\,M}{M} = -\frac{L}{(1-M^2)}\ \frac{d\,A}{A} + \frac{(1+k\,M^2)\ L}{2\ (1-M^2)}\ \frac{d\ To}{To} + \frac{k\ M^2\ L}{2(1-M^2)}\ \frac{4f\ dX}{D} \tag{5}$$

Här uttryckes dM i termer av dA, dX och dTo. Ökande area i rörledningen minskar M medan tillskott av värme till rörledningen samt friktion ökar M. Det blir då möjligt att avväga dessa storheter så att M blir konstant.

Om villkoret (6)

$$\frac{d\,A}{A} = \frac{2\ k\ M^2 f\ d\ X}{D} \tag{6}$$

är uppfyllt så blir de två yttre termerna på högra sidan i ekv (5) lika, men med olika tecken varför de tar ut varandra. Om något värmeutbyte icke förekommer med den mellersta termen på högra sidan i ekv (5) så blir där d To = O. Detta innebär att i ekv (5) blir även $d\,M = O$. Detta i sin tur innebär att M är konstant. Dvs om villkoret i ekv (6) är uppfyllt blir gashastigheten konstant längs hela rörledningen och någon ljudhastighet inträffar icke.
Om man i ekv (6) sätter in

$$A = \pi\, r^2$$

$$d\,A = \pi\ 2\ r\ d$$

$$D = 2\, r$$

erhålles

$$\frac{d\,r}{d\ X} = \frac{k\ M^2 f}{2} \tag{7}$$

Om X representerar avståndet längs rörets centrumlinje och r avståndet från centrumlinjen till rörväggen visar det sig genom ekv 7 att röret är koniskt men mycket svagt koniskt.

Det framgår av följande exempel att på en rörlängd av 10 mil = = 100 000 m ökar rörradien 0,7 · 10^{-6} · 100 000 = 0,07 m. Rördiametern ökar alltså på 10 mil 0,14 m.

<u>Exempel</u>

Man kan skriva

$$\frac{d\,h}{d\,X} = \frac{h}{X} = \frac{k\,M^2 f}{2}$$

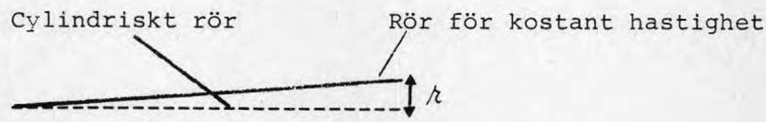
$k = 1{,}4$

$M = 0{,}02$ valda värden

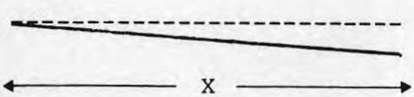
$f = 0{,}0025$

$$\frac{h}{X} = \frac{1{,}4 \cdot 0{,}0004 \cdot 0{,}0025}{2} = 0{,}7 \cdot 10^{-6}$$

Exemplet visar trots att siffrorna kan variera avsevärt att röret blir mycket svagt koniskt.



Inlopp → Utlopp Fig 1



Rörlängd X = 10 mil = 100 000 m

Radiens längd = h = Q7 · 10^{-6} · 100 000 = 0,7 · 10^{-1} = 0,07 m

Rördiameterns ökning 0,14 m

Liknande fenomen kan förekomma i samband med strömning längs Fanno- och Rayleigh-kurvor.

I stället för ett svagt koniskt rör torde det till en viss gräns vara möjligt att bygga ihop röret av ett antal cylindriska delar.

A.H. Shapiro: Compresible Fluid Flow.
Volume 1, New York, 1953.

O.A. Saunders: One - Dimensional Flow. Modern
Developments in Fluid Dynarnics. High Speed Flow.
Volume 1, Oxford, 1953.

VATTEN ELLER ÅNGA

När det varit fråga om att i större skala distribuera värme för uppvärmning av byggnader har man här i landet hittills nästan uteslutande använt varm- eller hetvattensystem. Utomlands har man däremot i stor omfattning använt vattenånga som distributionsmedium. I de två fallen kan man med en rörledning med en viss diameter distribuera ungefär samma värmeeffekt. Emellertid krävs för vattendistributionen två grova rörledningar med kanske en meters diameter för fram- och återledning av vattnet. Med vattenånga erfordras för samma värmeeffekt endast en rörledning av samma grova dimension och därtill ett klenare rör med endast 10 procents area för återledning av kondensatet.

Viktmässigt har kondensatmängden från ångan samma vikt som ångan, men volymmässigt är kondensatmängden endast omkring en hundradel av ångmängden, allt per tidsenhet.

Den totala mängden cirkulerande vatten i kg per tidsenhet blir vid ångsystem endast omkring en tiondel av den som cirkulerar i ett vattensystem.

Den totala vikten i kg för hela ångsystemet blir mindre än en tiondel av motsvarande värden för hetvattensystem.

Två vattenfyllda rörledningar med en meters diameter och vardera hundra meters längd väger c:a 300 ton. Tyngden spelar stor roll i sammanhanget.

Vid värmesystem för tät bebyggelse är det lämpligt med varmvatten - eller hetvattensystem.

När det gäller enstaka, långa, grova och tunga rörledningar med längder av storleksordningen omkring 5 till 10 mil är det nog med hänsyn de stora tyngder som skall hanteras och förankras lämpligt med lätta ångsystem.

Intressant i sammanhanget är över vilket avstånd man med en ångledning av en viss diameter kan överföra en viss värmeeffekt och hur stort tryckfall man då måste räkna med i ångledningen. Som exempel kan nämnas att man med en ångledning med en diameter av 500 mm kan överföra en värmeeffekt av c:a 30 MW över ett avstånd av 20 km om man tillåter ett tryckfall i ledningen av c:a 4 bar. Med samma rörledning kan man även överföra nyssnämnda värmeeffekt c:a 100 km med ett tryckfall av c:a 10 bar. Med en ledning med en diameter av 1 000 mm kan man vidare transportera en värmeeffekt av c:a 400 MW över en sträcka av 20 km om man tillåter ett tryckfall i ångledningen av 10 bar. Med samma rörledning kan man dessutom transportera samma värmeeffekt (c:a 400 MW) över 20 km om man tillåter ett tryckfall c:a 20 bar.

De angivna tryckfallen i ångledningarna kan synas stora, men de motsvarar kostnadsmässigt mer än väl de kostnader man får för pumpdriften vid hetvattensystem.

Vid ångsystem får man på samma sätt som vid vattensystem ett tryckfall genom friktion i rörledningen. Dessutom får man vid ångsystem ett tryckfall genom ångans expansion i strömningsriktningen. Genom expansionen frigöres ångans termiska energi och därigenom accelereras ångan och drives under ökande hastighet genom rörledningen. Man får följande samband

$$dp + 4 f \rho \frac{V^2}{2} \frac{dX}{D} + \rho \, V dV = 0$$

Här avser p trycket i ledningen. Den andra termen i ekvationen är det välkända uttrycket för friktionstryckfallet. Den tredje termen avser det tryckfall som förorsakas av den kontinuerliga ökningen av strömningshastigheten i röret. Ångan fungerar alltså som sin egen framdrivningsmotor. Det hela sker utan rörliga, mekaniska delar och med en verkningsgrad av 100 % eftersom alla värmeförluster genom inre friktion och väggfriktion stannar kvar i ångan. Detta framdrivningssätt är alltså överlägset det man har vid vattensystem där ångans energi först omvandlas till elenergi i ångturbiner och sedan till rörelseenergi i pumpar.

Ett möjligt värde på räckvidden för en rörledning utan pump kan sättas till 135 km. För att åstadkomma detta fordras ett tryckfall i rörledningen på omkring 35 bar. Räckvidden kan ökas om trycket ökas. Detta kan förefalla mycket kostsamt, men kostnaden blir ännu större om man använder vattensystem med eldrivna pumpar.

ÅNGSYSTEM FÖR ÖVERFÖRING AV VÄRME PÅ STORA AVSTÅND

Vid transport av avloppsånga från en mottrycksångturbin över stora avstånd kan man använda sig av ett system bestående av en utgående ångledning, en värmeväxlare i vilken ångan kondenseras genom kylning med vatten, samt en returledning för kondensatet som återföres till ångpannan, vilken förser turbinen med ånga. Man får då ett slutet system i vilket vattnet och ångan cirkulerar. Genom att hålla trycket i detta system högre än trycket i omgivningen undviker man inläckning av luft och därigenom även korrosion.

Efter ångturbinen torkas ångan på mekanisk väg så att man kan starta transporten med ton mättad ånga. Under passagen genom distributionsledningen expanderar ångan och ångans tillstånd följer därvid en s.k. Fanno-kurva. Detta innebär att ångan överhettas och man undgår därvid kondensering i ångledningen som alltid hålles fylld med ånga. Man får därvid i ångledningen samma förlopp som i en gasledning och undgår därvid korrosion.

Genom lämpliga anordningar hålles kondensledningen alltid fylld med vatten. Man undviker även här korrosion. Problemen blir desamma som i returledningen på ett hetvattensystem.

Vid lågtrycksångvärmesystem har man normalt, av regleringsskäl luftade kondensledningar. Detsamma gäller en del ångvärmeapparater såsom ångradiotorer, kokare för köks- och industriändamål, autoklaver och torkcylindrar för industriändamål m.m. Blandningen av luft och vatten medför därvid alltid ökad risk för korrosion. Dylika arrangemang och apparater kan och bör helt undvikas i här avsedda sammanhang.

			Fall I		Fall II		Fall III			
M	$\frac{V}{V^*}$	V	ρ $^{kg}/_{m^3}$	P Pa	ρ $^{kg}/_{m^3}$	P Pa	ρ $^{kg}/_{m^3}$	P Pa	L km	L km
		($V^*=505$)	($\rho V=200$)	($=\frac{c^2}{k}\rho$)	($\rho V=100$)	($=\frac{c^2}{k}\cdot\rho$)	($\rho V=50$)	($=\frac{c^2}{k}\rho$)	$\lambda=0,02$ D=0,5 m	$\lambda=0,02$ D=1,0 m
0,000	0,000	0,0		∞		∞		∞	∞	∞
0,010	0,011	5,6	35,7	$70,0\cdot10^5$	17,8	$35,0\cdot10^5$	8,9	$17,5\cdot10^5$	190	380
0,012	0,013	6,6	30,3	$59,3\cdot10^5$	15,1	$29,6\cdot10^5$	7,6	$14,9\cdot10^5$	125	250
0,015	0,017	8,6	23,3	$45,6\cdot10^5$	11,6	$22,8\cdot10^5$	5,8	$11,4\cdot10^5$	87	175
0,020	0,022	11,1	18,0	$35,2\cdot10^5$	9,9	$19,4\cdot10^5$	4,5	$8,8\cdot10^5$	48	96
0,030	0,033	16,7	12,0	23,5	6,0	11,8	3,0	$5,9\cdot10^5$	20	40
0,040	0,044	22,2	9,0	17,6	4,5	8,8	2,2	4,3	11	22
0,050	0,055	27,8	7,2	14,1	3,6	7,1	1,8	3,5	7	14
0,100	0,109	55,0	3,6	7,1	1,8	3,5	0,9	1,8	1,7	3,3
0,200	0,218	110,0	1,8	3,5	0,9	1,8	0,5	1,0	0,3	0,7
0,300	0,326	165,0	1,2	2,4	0,6	1,2	0,3	0,6	0,1	0,3
0,500	0,535	270,0	0,7	1,4	0,4	0,8	0,2	0,4	0,0	0,1
1,000	1,000	505,0	0,4	$0,8\cdot10^5$	0,2	$0,4\cdot10^5$	0,1	$0,1\cdot10^5$	0,0	0'0

Med D = 0,5 m och $\rho V = 200 \frac{kg}{m^3}\cdot\frac{m}{s}$ blir om 1 kg ånga antages överföra 600 $\frac{kcal}{kg}$ och då 1 $\frac{kcal}{s}$ motsvarar 4200 W så blir den överförda värmeeffekten $\frac{\pi\cdot 0,5^2}{4}\cdot 200\cdot 600\cdot 4200\cdot$ 100 MW.

Med D = 1,0 m blir värmeeffekten 400 MW och med D = 1,5 m 900 MW

Beteckningar

M = Mach-talet i ångledningen = $^{V}/_{C}$ i C = ljudhastigheten

V = Ånghastigheten i ångledningen [m/s]

V^* = Ånghastigheten vid M = 1

ρ = Ångans densitet [kg/m^3]

p = Ångtrycket [Pa] (p^* = ångtrycket vid M = 1)

k = Cp/Cv = 1,3

L = Ångledningens längd [km]

λ = Friktionskoefficienten i ångledningen

D = Ångledningens diameter [m]

Exempel

För en ångledning med D = 1,0 m mellan M = 0,020 och M = 0,100 blir längden L = 96 - 3,3 = 92,7 km och tryckfallet i denna sträcka enligt Fall II

$19,4 - 3,5 = 15,9 \cdot 10^5$ Pa = 15,9 bar.

Till förfogande vid ångledningens slut står då ånga med trycket $3,5 \cdot 10^5$ Pa = 3,5 bar. Den överförda värmeeffekten blir 200 MW.

Väljer man överföring mellan M = 0,015 och M = 0,100 blir ångledningens längd L = 175 - 3,3 = 171,7 km och tryckfallet $22,8 - 3,5 = 19,3 \cdot 10^5$ Pa.

Erforderlig termisk effekt för distribution av ånga vid ångvärmesystem

Den termiska effekten

$$E = \Delta P \cdot A \cdot V \left[\frac{Nm}{s}\right] = \left[W \text{ termisk effekt}\right]$$

Δ p = tryckfall i ångdistributionsledningen $\frac{N}{m^2}$

A = ångledningens area m^2

V = ånghastigheten m/s

Enligt sid. 9, Fall I blir vid ångtransport mellan M = 0,020 och M = 0,100 tryckfallet $\Delta p = (35{,}2 - 7{,}1)\ 10^5$ Pa = = $28{,}1 \cdot 10^5$ Pa. Längden L = 92,7 km enligt exempel sid 10. Vidare är med D = 1,0

$$A = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} = 0{,}78\ m^2$$

och enligt sid 9

$$V = \frac{11{,}1 + 55}{2} = 33\ m/s$$

Härvid blir den erforderliga termiska effekten

$$E = 28{,}1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}78 \cdot 33\ W = 720 \cdot 10^5\ W$$

$$E = 72{,}0\ MW \text{ termisk effekt.}$$

Ångan medför från starten erforderlig termisk energi.

Erforderlig eleffekt för drift av cirkulationspumparna vid hetvattensystem

Tryckfallet

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2}$$

Δ p = friktionstryckfallet $[Pa] = \left[\frac{N}{m^2}\right]$

λ = friktionskoefficient = 0,02

L = sammanlagd längd i fram- och återledning = $2 \cdot 92\ 700$ m (se sid 10 och ovan)

$D = 1,0$ m

$\rho = 1\ 000$ kg/m^3

V = vattenhastighet = $2,5\ \frac{m}{s}$

$$\Delta p = 0,02\ \frac{2 \cdot 92\ 700}{1,0} \cdot \frac{1\ 000 \cdot 2,5^2}{2}$$

$$\Delta p = 11,6 \cdot 10^6 \left[\frac{N}{m^2}\right] = 116 \text{ bar}$$

Friktionseffekten

$$F = \Delta p \cdot A \cdot V \left[\frac{Nm}{s}\right] = \left[W\right]$$

A = vattenledningens area i m^2

$$F = 11,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \cdot 2,5 = 22,6 \cdot 10^6 \text{ W}$$

Verkningsgrad för ångturbin 40 %, ångpanna 80 %, pumpar 80 % eller tillsammans 25 %.

Erforderlig eleffekt $\frac{22,6 \cdot 10^6}{0,25} = 91,0$ MW el

Vid ångsystem medför ångan redan vid inloppet i ångdistributionsledningen den termiska energi som erfordras för framdrivning över en sträcka som i föregående exempel visat sig kunna uppgå till 171,7 km eller mera. Vid hetvattensystem måste erforderlig framdrivningsenergi för vattnet tillföras successivt utefter både fram- och återledningen genom pumpstationer vid uppskattningsvis varannan mil.

Trots det höga mottrycket (35,2 bar) vid ångsystemet enligt sid 11 blir den erforderliga termiska effekten (72,0 MW) för framdrivningen av ångan mindre än den för pumparna erforderliga eleffekten (91 MW) vid motsvarande hetvattensystem.

Här ifrågavarande ångsystem passar bäst i samband med kol- eller oljeeldade mottryckskraftverk med höga arbetstryck.

Hela detta problemkomplex behöver utredas grundligt.

Överförd värmeeffekt vid hetvattensystem med rördiameter. D = 1,0 m

$$E_{vatten} = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \, m^2 \cdot 2{,}5 \, \frac{m}{s} \cdot 1000 \, \frac{kg}{m^3} \cdot 50 \, \frac{kcal}{kg} \cdot 4200 \, \frac{W}{kcal/s} =$$

$$= 0{,}78 \cdot 2{,}5 \cdot 1000 \cdot 50 \cdot 4200 \text{ W} =$$

$$= 410 \cdot 10^6 \text{W} = 410 \text{ MW}$$

Överförd värmeeffekt vid ångsystem med ångledningens rördiameter. D = 1,0 m

Enligt sid 9 Fall I gäller

V = 11,1 m/s och ångans densitet

ρ = 18,0 kg/m^3, dvs ρV = 200

Kondensledningens diameter blir c:a 0,3 m.

Överförd värmeeffekt

$$E_{ånga} = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \, m^2 \cdot 11{,}1 \, \frac{m}{s} \cdot 18{,}0 \, \frac{kg}{m^3} \cdot 600 \, \frac{kcal}{kg} \cdot 4200 \, \frac{W}{kcal/s} =$$

$$= 0{,}78 \cdot 11{,}1 \cdot 18{,}0 \cdot 600 \cdot 4200 \text{ W} =$$

$$= 400 \cdot 10^6 \text{ W} = 400 \text{ MW}$$

ADIABATISK GASSTRÖMNING I RÖR MED KONSTANT AREA OCH FRIKTION

Om man logaritmerar och differentierar gaslagen

$$p = \rho RT \tag{1}$$

erhålles

$$\frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} \tag{2}$$

Om man logaritmerar och differentierar kontinuitetsekvationen $\rho \cdot V$ = konstant får man

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{1}{2}\frac{dV^2}{V^2} = 0 \tag{3}$$

Energiekvationen för adiabatisk strömning kan skrivas

$$Cp\ dT + d\ \frac{V^2}{2} = 0 \tag{4}$$

Divideras ekvation (4) med CpT och iakttages att

$Cp\ T = \frac{k}{k-1} RT$ samt $kRT = C$ erhålles

$$\frac{dT}{T} + \frac{k-1}{2} M^2 \frac{dV^2}{V^2} = 0 \tag{5}$$

Ekvationerna (2), (3) och (5) ger

$$\frac{dp}{p} = - \frac{1 + (k-1)\ M^2}{2} \frac{dV^2}{V^2} \tag{6}$$

För en perfekt gas är

$$\rho V^2 = kP\ M^2 \tag{7}$$

varvid gäller

$$\frac{dp}{p} + \frac{kM^2}{2}\ 4f\frac{dX}{D} + \frac{kM^2}{2}\frac{dV^2}{V^2} = 0 \tag{8}$$

Ekvationerna (5), (6) och (8) ger slutligen

$$\frac{dp}{p} = - \frac{kM^2 \left[1 + (k-1)\ M^2\right]}{2\ (1-M^2)}\ 4f \frac{dX}{D} \tag{9}$$

Här föreligger nu fem simultana differentialekvationer. Den första är ekvation (9). De följande fyra kan formuleras efter liknande metoder. Man får

$$\frac{d\ M^2}{M^2} = \frac{kM^2\ (1 + \frac{k-1}{2}\ M^2)}{1 - M^2}\ 4f \frac{dX}{D} \tag{10}$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{kM^2}{2\ (1-M^2)}\ 4f \frac{dX}{D} \tag{11}$$

$$\frac{dT}{T} = - \frac{k\ (k-1)\ M^4}{2\ (1-M^2)}\ 4f \frac{dX}{D} \tag{12}$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = - \frac{kM^2}{2\ (1-M^2)}\ 4f \frac{dX}{D} \tag{13}$$

Det fysiska fenomen som påverkar det strömmande mediet är friktion. Därför utses $4f\ dX/D$ till oberoende variabel. Storheter vid $M = 1$ betecknas med en asterisk exempelvis p^*. Differentialekvationerna (9) till (13) integreras mellan sektion $M = M$, $p = p$ och sektion $M = 1$, $p = p^*$ varvid erhålles

$$\frac{p}{p^*} = \frac{1}{M} \sqrt{\frac{k + 1}{2\ (1 + \frac{k-1}{2}\ M^2)}} \tag{14}$$

$$\frac{V}{V^*} = M \sqrt{\frac{k + 1}{2\ (1 + \frac{k-1}{2}\ M^2}} \tag{15}$$

$$\frac{T}{T^*} = \frac{k + 1}{2\ (1 + \frac{k-1}{2}\ M^2)} \tag{16}$$

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \frac{V^*}{V} = \frac{1}{M} \sqrt{\frac{2\ (1 + \frac{k-1}{2}\ M^2)}{k + 1}} \tag{17}$$

För praktiskt bruk har man vanligen större nytta av att använda Machtalet som oberoende variabel. Man får då enligt ekvation (10)

$$\int_{0}^{L_{max}} 4f\frac{dX}{D} = \int_{M^2}^{1} \frac{1-M^2}{kM^4\,(1+\frac{k-1}{2}M^2)}\,dM^2 \qquad (18)$$

Efter integration

$$4f\frac{L_{max}}{D} = \frac{1-M^2}{k\,M^2} + \frac{k-1}{2k}\ln\frac{(k+1)\,M^2}{2\,(1+\frac{k-1}{2}M^2)} \qquad (19)$$

Slutligen

$$4f\frac{L}{D} = \left(4f\frac{L_{max}}{D}\right)_{M_1} - \left(4f\frac{L_{max}}{D}\right)_{M^2} \qquad (20)$$

Där L är avståndet mellan M_1 och M_2.

Vid rörledningar för stora avstånd, exempelvis gasledningar, övergår det adiabatiska strömningsförloppet alltmer till former av isotermisk natur.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
801374-4 från Statens råd för byggnadsforskning
till John Rydberg, Stockholm.

R54: 1983

ISBN 91-540-3942-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700754

Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 20 kr exkl moms