

W. Sannel
1931

SVERIGES ENSKILDA JÄRNVÄGARS INGENIÖRSFÖRBUND
MEDDELANDE N:o 113. 1930.

31 L11

Lokomotiv med ångöverhettning.

Blästerröret och skorstenen

av

K. E. NORDLING



KARLSHAMN 1930

A.-B. E. C. JOHANSSONS BOKTRYCKERI

1. Inledning.

I ett välbyggt lokomotiv med ångöverhettning försökas några blästerrörmunstycken av olika vidd.

1. Med ett av dessa munstycken erhålles ett gott drag i pannan. Samtidigt är överdragningen av stybb till rökskåpet måttlig, pannan »lätt för ånga», ångtemperaturen relativt hög och vattnet i pannan »drygt». Föraren vet, att han har lokomotivet i sin hand och att han kan överbelasta det ej obetydligt, när det kräves.

Lokomotivet arbetar i detta fall med ett visserligen rikligt, men ej överdrivet stort luftöverskott. En undersökning av rökgasernas sammansättning skulle giva vid handen, att halten av koloxid är ringa, d. v. s. förbränningen tillfredsställande, och undersökningar av temperaturen i rökskåpet, av vattenhalten i ångan från pannan samt av trycket i blästerröret skulle utvisa medelgoda värden, icke låga, men ej heller höga.

Anspråken på blästern äro ännu på olika håll vitt skilda. Många skulle anse det försökta munstycket vara väl avpassat för lokomotivet, andra åter skulle finna det otillfredsställande och förorda ett munstycke med vidare mynning, därmed avseende att nedbringa såväl trycket i blästerröret resp. mottrycket i ångcylindrarna som värmeförlusten i de avgående rökgaserna.

2. Insättas härefter i ordning några munstycken med olika stora mynningar, alla större än enligt 1, så skola vissa förändringar kunna iakttagas i lokomotivets arbete och ju större mynningen är desto tydligare framträda dessa förändringar: draget försämras, luftöverskottet avtager, ansamlingen av stybb i rökskåpet minskas, ånghållningen försvåras, vattenförbrukningen ökas och ångtemperaturen nedgår.

Av dessa företeelser följa de tre först nämnda tämligen själfvallet med den företagna förändringen av blästerrörmynningen. Vidare är det allmänt bekant, att lokomotivet ej kan ansträngas i lika hög grad med ett svagt som med ett gott drag. Att samtidigt vattenhalten i ångan måste ökas och ångtemperaturen nedgå, torde däremot tarva förklaring.



Vid sänkningen av luftöverskottet höjes förbränningstemperaturen och stegras värmestrålningen i eldstaden, kokningen blir därför livligare i bakre delen av pannan och genombrytningen av vattenytan koncentreras dit i högre grad än förut, varvid medryckandet av vattenpartiklar i ångan ökas. Vattenhalten i ångan kan genom åtgärden stegras till 20 % och däröver, mot normalt 6 — 10 % vid rikligt luftöverskott.

Ökningen av värmeöverföringen i eldstaden innebär, att rökgaserna vid inträdet i tuber och flamlrör ha ett i det närmaste lika mycket minskat värmeinnehåll och den på överhettaren fallande värmeandelen minskas ungefär proportionellt. Av det värme, som tillföres överhettaren, åtgår alltid en del till efterförgasning av i ångan medfört vatten och denna värmekvantitet stiger med ökad vattenhalt. Av dessa båda orsaker minskas det för ångans överhettning återstående värmets och ångtemperaturen sjunker. Vid en långt driven nedsättning av luftöverskottet är t. ex. ett temperaturfall av $350 - 300 = 50^{\circ}$ fullt möjligt.

Förändringen har medfört några fördelar, av vilka de väsentligaste äro:

reducerat mottryck i ångcylindrarna;

nedsatt rökskåpstemperatur och minskad rökgasvikt, resulterande i minskad värmeförlust i de avgående rökgaserna; minskad bränsleförlust i rökskåpsstybb.

Mot dessa väga några nackdelar:

ökad halt av koloxid i rökgaserna, d. v. s. sämre förbränning;

nedsättning av elasticiteten i lokomotivets dragkraft med åtföljande begränsning av dess användningsområde;

reducering av överhettarens medverkan i arbetet, resulterande i sänkt ångtemperatur resp. minskad specifik ångvolym.

Huruvida största vikten bör tillmätas förbättringarna eller försämringarna, kan icke avgöras generellt, utan måste närmare undersökas i varje enskilt fall.

3. Försökes åter ett munstycke med mindre mynning än enligt 1, gå förändringarna givetvis i motsatt riktning mot i 2: mottrycket i ångcylindrarna stiger, förlusterna i avgående rökgaser och i rökskåpsstybb ökas, ansträngningsmöjligheten steg-

ras, men dragkraften nedsättes något av det ökade mottrycket, ångtemperaturen utfaller högre än i 1.

I detta fall överväga nackdelarna och förändringen kan betecknas såsom en avgjord försämring.

4. Det underförstås, att skorstenen i de behandlade fallen 1 — — 3 är oförändrad, och antages till en början, att den är av enklaste form, cylindrisk.

Återtages blästerrörsmunstycket enligt 1 och försökas några skorstenar av olika diametrar, större och mindre än den ursprungliga, så skall i allmänhet med en enda av samtliga erhållas ett starkare drag än med vilken som helst av de övriga. Denna skorsten kan tillsvidare anses såsom den fördelaktigaste. Är det den ursprungliga, så vidtages ingen ändring av blästerrörsmunstycket, om dragstyrkan enligt 1 är den för lokomotivet mest lämpliga. Är det åter en av de övriga skorstenarna, blir draget kraftigare än enligt 1 och bör då nedbringas genom insättning av ett munstycke med vidare mynning. Härvid sänkes även mottrycket i cylindrarna utan någon som helst menlig inverkan i övrigt.

5. Det förutsättes ytterligare överallt i det föregående, att ångstrålen från blästerröret obehindrat kan inströmma i skorstenen och nå dess vägg runt om, innan den utströmmar i det fria. Denna betingelse bestämmer inom vissa gränser höjdläget av blästerrörets mynning i förhållande till skorstenen och måste nog beaktas, om draget skall bliva tillfredsställande.

6. Blästerröret och skorstenen äro således beroende av varandra. Tillsammans utgöra de en ejektor, som har till arbetsuppgift att indraga förbränningsluften genom asklådan till bränsleskiktet, att föra de vid förbränningen bildade rökgaserna från eldstaden genom tubsystemet till rökskåpet och att därifrån utdriva dem genom skorstenen. Själva arbetet är lika med skillnaden mellan ångans strömningsenergi N i blästerrörets mynning och ångans plus rökgasernas strömningsenergi N'' vid utträdet ur skorstenen, alltså $N - N''$.

Arbetet $N - N''$ är sammansatt av flera enskilda arbeten, vilka motsvara de förekommande motstånden i vägarna för förbränningsluften, rökgaserna och blandningen ånga — rökgaser. Dessa motstånd kunna numera approximativt bestämmas och

en verklig beräkning av blästerröret — skorstenen blir därigenom möjlig om ock den önskvärda graden av noggrannhet i räkneresultaten ännu ej alltid är uppnåelig. Räknearbetet blir visserligen omständligt i jämförelse med tillämpningen av de ofta enkla empiriska formler, som eljest användas för ändamålet, men det giver i motsats till dessa en klar inblick i alla medverkande faktorerers inflytande på draget och möjliggör därmed uppgiftens behandling under full insikt om påföljden av varje ifrågasatt åtgärd. Dock torde det fortfarande ej alltid kunna undvikas, trots omsorgsfullt förarbete, att oförutsedda biverkningar föranleda någon mindre efterjustering av blästeranordningen.

7. Kunskapen av idag om lagarna för lokomotivets blästeranordning är resultatet av försök, utförda av framstående föregångsmän: *Clark, Zeuner, Prüssman, v. Borries-Troske, Goss, Strahl* m. fl. Clarks försök ledde till de första formlerna, användbara för den tidens förhållanden, Zeuners till den första teorien för draget i lokomotivångpannan, Prüssmanns till bland annat den koniska skorstenen, okänd dessförinnan. Genom Troskes omfattande och grundliga försök, föranstaltade av v. Borries, utreddes närmare skorstensformens betydelse, blästerstrålens form och mynningsavståndet samt kilens inverkan på bådaddera. Försöken av Goss och Strahl ha ytterligare vidgat kännedomen om hithörande förhållanden. Strahl har återupptagit Zeuners teori, gjort den tillämplig och förtjänstfullt kompletterat den med underlaget för den viktiga bestämningen av mynningsavståndet.

Blästeranordningen kan ledas tillbaka till en primitiv föregångare, försökt år 1804 av *Trevithick*. Fullt duglig tillämpades den först år 1827 av *Hackworth*, vilken vanligen betecknas som dess uppfinnare. En historik över de märkligaste försöken intill år 1890 är intagen i Troskes avhandling »Die vorteilhaftesten Abmessungen des Lokomotiv-Blasrohres und des Lokomotiv-Schornsteines», Glasers *Annalen* 1895. Av senare redogörelser må nämnas: v. Borries: »Versuche mit Blasrohren und Schornsteinen der Lokomotiven», »Weitere Versuche» etc., båda i *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens* 1896; »Versuche mit Lokomotiv-Schornsteinen und Blasrohren, ausgeführt unter Leitung des Professors Goss an der Purdue-Hochschule in

Lafayette; Ind.», Organ etc. 1903; Strahl: »Untersuchung und Berechnung der Blasrohre und Schornsteine von Lokomotiven», Organ etc. 1911; Goss: »Lokomotive Sparks», John Wiley & Sons, New York 1914. Fullständigare litteraturförteckning återfinnes i några av dessa arbeten.

De många olika försöken ha icke alltid lett till överensstämmande slutsatser. I några fall ha de använda försöksapparaterna varit för små, för att resultaten skulle kunna tillämpas på lokomotivets större förhållanden, i andra ha mätinstrumenten eller mätningssmetoderna icke medgivit den erforderliga graden av noggrannhet i observationerna. Äsikterna om huru bläster-röret och skorstenen lämpligen borde dimensioneras för att bäst fylla sin uppgift ha därför divergerat redan inom de egentliga fackkretsarna och utanför dessa ha föreställningarna gått ännu mera isär. Den på sin tid ofta förekommande sammankopplingen med gnistsläckningsproblemet har dessutom inverkat ytterligare förvirrande, i någon mån undanskymt huvudändamålet och lämnat allt för brett utrymme åt okritisk spekulation.

II. Beräkning av arbetskvantiteterna

t. o. m. rökgasernas strömning i rökskåpet.

Den närmaste framställningen är en omedelbar utveckling ur en föregående skrift och senare förekomma ofta hänvisningar till ytterligare tvenne sådana. De återopas för den skull under förkortningar:

- »Värmeöverföring» = »Grunderna för beräkning av värmeöverföringen i lokomotivångpannan». S. E. J. I. F. tryck 1927; *Meddelande*
- »Dragkraft» = »Lokomotiv med ångöverhettning och enkel expansion. Grunderna för beräkning av dragkraft och bränsleförbrukning». S. E. J. I. F. tryck 1928;
- »Blasrohre» = »Untersuchung und Berechnung der Blasrohre und Schornsteine von Lokomotiven» von Strahl, Regierungs- und Baurat. Kreidel 1912.

1. Vid angivande av en storhets dimension beteckna i allmänhet

P en kraft = en vikt = G,

L en väg = en längd, L^2 alltså en yta, L^3 en volym,

T en tid,

M en massa = $P : g$, däri tyngdkraftens hastighetsacceleration g är av dimensionen $L : T^2$, således

$$M = PT^2 : L.$$

Dimensionen är för ett yttryck $q = P : L^2$, för ett arbete $N = PL$, för en hastighet $\omega = L : T$, för en specifik vikt $\gamma = P : L^3$. För strömningsenergien blir den.

$$M \left(\frac{L}{T} \right)^2 = \frac{PT^2}{L} \cdot \frac{L^2}{T^2} = PL = N.$$

I »Värmeöverföring», avd. IX, redogöres för beräkningen av motstånden vid förbränningsluftens resp. rökgasernas strömning genom pannan. Motstånden uttryckas där i mm vattenpelare = kg/m^2 , av dimensionen $P : L^2$. Genom multiplikation med faktorn $P : (P : L^3) = G : \gamma = L^3$ eller strömningsmediets volym erhålles det motsvarande arbetet

$$N = L^3 \frac{P}{L^2} = PL = \frac{G}{\gamma} q \dots\dots\dots \text{Ekv. 1.}$$

Arbete pr tidsenhet, effekt, är av dimensionen $PL : T = P\omega$. Sättes från början $T = 1$, så blir L väglängden pr tidsenhet, här i $\text{m}/\text{sek.}$, och $PL = P\omega$ mätes i $\text{kgm}/\text{sek.}$ samt $G : \gamma$ i $\text{m}^3/\text{sek.}$ I fortsättningen underförstås, att $\frac{G}{\gamma} q$ är ett arbete i denna begränsade mening, d. v. s. rätteligen en effekt.

2. Bestämningen av minsta luftöverskottet.

Beteckningar, jfr »Värmeöverföring» III:

L:n kg/kg teoretiska luftmängden,

L » verkliga » ,

B $\text{kg}/\text{m}^2\text{tim.}$ rostansträngningen.

Luftöverskottet $(L - L/n) : L/n = n - 1$ avtager vid stigande rostansträngning, om blästeranordningen bibehålles oförändrad. Det bör väljas så, att det är fullt tillräckligt vid

största normalt förekommande ansträngning av lokomotivet, men ej större. En undre gräns av $n - 1 = 0,35$ anses visserligen tillåten, men vid den förekomma osvikligen de i avd. I. 2 omnämnda företeelserna, vilka alltid nedsätta förtroendet till maskinen hos dem, som skola handhava den. Sättes i stället minsta luftöverskottet till 0,5, kommer lokomotivet att förhålla sig ungefär så som i I. 1 beskrives och säkerligen skall det i längden föredragas av såväl företag som personal. En nedsättning av luftöverskottet till det minsta möjliga torde väl under särskilda omständigheter kunna försvaras, men det blir alltid en åtgärd, som endast undantagsvis bör ifrågakomma för ett överhettningsslokomotiv.

I »Värmeöverföring» III anföres en formel för luftöverskottet, ekv. 3: $n - 1 = 0,8 - 0,0005 B$. Enligt denna blir

för B =	200	400	600	kg/m ² tim.
$n - 1 =$	0,7	0,6	0,5.	

Vid uppställningen av formeln har förutsatts en största rostansträngning $B = 600$ kg och formeln blir då tillämplig för lokomotiv, hos vilka största möjliga dragkraften skall kunna uttagas. För lokomotiv åter, som med tanke på framtiden tilltagits större än det närvarande kräver och därför ännu ej fullt utnyttjas, kan minsta luftöverskottet tillsvidare förläggas till en lägre rostansträngning och blästeranordningen ändras, när de sedermera skola tagas fullt i anspråk.

Skola starkt slaggbildande stenkol användas vid eldningen, bör det beräknade luftöverskottet genomgående ökas något.

3. I »Värmeöverföring» tillämpas exemplen på ett snälltågslokomotiv, vars ångpanna har följande konstruktionsförhållanden:

R	rostytta	=	3,2 m ²
F ₁	värmeberörd eldyta i eldstaden	=	14,5 »
F ₂	» » » tuberna	=	97,3 »
F ₃	» » » flamrören	=	48,3 »
F ₄	» röryta å överhettaren	=	52,5 »
P	absolut ångtryck	=	13 at.

I exemplen 1, 5 och 18 beräknas förbränningsresultaten och värmeöverföringen samt i ex. 19 motstånden vid en rost-ansträngning $B = 400 \text{ kg/m}^2\text{tim.}$ med stenkolsbränsle av värmevärde 7500 WE/kg och ett luftöverskott $n - 1 = 0,6$. Den närmaste bestämningen av arbetet vid förbränningsluftens resp. rökgasernas strömning genom pannan anslutes omedelbart till dessa exempel och i dem förekommande beräkningar återupptagas endast om förtydliganden eller rättelser fordra det.

4. Asklådan.

Motstånden utgöras av ett accelerationsmotstånd, positivt eller negativt, och ett kontraktionsmotstånd, alltid positivt. Då de för ändamålet med det i »Värmeöverföring» IX framlagda räkneunderlaget äro av underordnad betydelse, ha de däri endast flyktigt berörts.

Pannan, varå exemplen tillämpas, har ett främre och ett bakre luftintag, vardera med fri sektionsarea $0,32 \text{ m}^2$. Vikten av den pr timme inströmmade förbränningsluften är enligt »Värmeöverföring», ex. 1, $LBR = 15,39 \cdot 400 \cdot 3,2 \approx 19700 \text{ kg}$ eller per sek. $5,47 \text{ kg}$. Luftens temperatur antages vara 0° , specifika vikten är då $\gamma = 1,29 \text{ kg/m}^3$ och luftvolymen pr sek. blir $5,47 : 1,29 = 4,24 \text{ m}^3$ samt dess hastighet i luftintaget $4,24 : 0,32 = 13,25 \text{ m/sek.} = 47,7 \text{ km/tim.}$

Användes främre luftintaget vid framåtgång och sättes tåghastigheten enligt »Dragkraft», ex. 11. 2, till i medeltal $60 (231 + 73) : 328 = 64,7 \text{ km/tim.}$, blir hastighetsskillnaden vid den förutsatta rostansträngningen $47,7 - 64,7 = -17 \text{ km/tim.} = -4,72 \text{ m/sek.}$ och accelerationsmotståndet, som utföres negativt,

$$q' = \frac{\gamma \omega^2}{2g} = - \frac{1,29 (-4,72)^2}{2 \cdot 9,81} = -1,5 \text{ mm VP.}$$

Den negativa teckensättningen innebär, att ett litet överttryck skulle bliva rådande i asklådan, om accelerationsmotståndet ensamt vore bestämmande.

Kontraktionsmotståndet, i viss mån beroende av luftöppningens infattning, kan uppskattas till

$$q'' = 0,2 \frac{v\omega^2}{2g} = 0,2 \frac{1,29 \cdot 13,25^2}{2 \cdot 9,81} = 2,3 \text{ mm VP}$$

och det mot $q' + q''$ svarande arbetet,

$$N_r = \frac{G}{\gamma} (q' + q'') = 4,24 (-1,5 + 2,3) = 3,4 \text{ kgm/sek.},$$

blir ej större än att det kan försummas.

Insättes lokomotivet i ett godståg med en medelhastighet av t. ex. 30 km/tim., blir hastighetsskillnaden i det närmaste oförändrad, men nu positiv, och i asklådan erfordras ett undertryck av ungefär $1,5 + 2,3 = 3,8$ mm VP för att den åsyftade luftkvantiteten skall kunna inströmma. Arbetet blir då

$$N_r = 4,24 (1,5 + 2,3) = 16,1 \text{ kgm/sek.}$$

Indrages luften bakifrån, så tages en del från det skyddade området bakom asklådan, jfr »Dragkraft», sid. 15, och återstoden från den i förhållande till lokomotivet förbiströmmade luften. Den förra viktsdelen skall accelereras upp till hastigheten 47,7, den senare till $47,7 + 64,4 = 112,4$ km/tim. $= 31,22$ m/sek., båda från 0. Om de båda luftvikterna med ledning av uppmätta undertryck i asklådor antagas förhålla sig ungefär som 3 : 1, blir accelerationsmotståndet

$$q' = 0,75 \cdot \frac{1,29 \cdot 13,25^2}{2 \cdot 9,81} + 0,25 \cdot \frac{1,29 \cdot 31,22^2}{2 \cdot 9,81} = 24,7 \text{ mm VP}$$

Kontraktionsmotståndet är oförändrat $q'' = 2,3$ » » ,
 undertrycket i asklådan blir $q' + q'' = 27,0$ » » ,
 och arbetet $N_r = 4,24 \cdot 27,0 = 114,5 \text{ kgm/sek.}$

Vid luftens strömning från intaget in i den vidare asklådan avtaga dess hastighet och strömningsenergi till värden, som bestämmas av asklådans tvärsektion. Av strömningsenergien återvinnes härvid intet och förlusten inverkar därför ej på beräkningen.

Av den stora skillnaden mellan arbetet i ena och andra fallet följer som slutsats, att luftöverskottet nedsättes, om luftintagningen omlägges från mot- till medriktad under i övrigt oförändrade omständigheter.

5. Bränsleskiktet.

I »Värmeöverföring», ekv. 47 för motståndet q_0 i bränsleskiktet, är inflytandet av luftens uppvärmning summariskt intaget i konstanten k_0 . Vid beräkningen av arbetet blir ett uttryck, vari den sannolika lufthastigheten ingår, mera överskådligt och övertygande. I verkligheten sammansättes q_0 av ett accelerationsmotstånd och ett friktionsmotstånd i bränsleskiktet, båda samtida.

Accelerationsmotståndet blir, om strömningen i asklådan icke särskilt ledes mot rosten,

$$q' = \frac{\gamma \omega^2}{2g},$$

vari ω är sluthastigheten i m/sek. och γ den samhöriga volymvikten i kg/m³.

Hålrumsarean i bränsleskiktet kan med ledning av de specifika vikterna för högvärdiga stenkol, 1,2 — — 1,5 i block och 0,76 — — 0,86 kg/kb³dm vid vanlig styckestorlek i mått, beräknas till $R [1 - (0,82 : 1,35)^{2/3}] \approx 0,28 R$. För $R = 3,2$ blir den $0,28 \cdot 3,2 = 0,90 \text{ m}^2$.

Luften övergår under förbränningsprocessen i rökgaserna och dessa antaga förbränningstemperaturen, som enligt »Värmeöverföring», ex. 1, skulle bli 1532 ° under de föreliggande betingelserna. Beräkningssättet innebär en på bestämningen av värmeöverföringen föga inverkan, i det att förbränningsprocessen hänföres till ett ytterst tunt skikt, i vilket värmeutvecklingen tänkes koncentrerad. Vid det verkliga förloppet frigöres värmets inom ett vidare område och temperaturen stiger då ej fullt upp till den beräknade. Den sättes här till $0,95 \cdot 1532 = 1455$ ° och som luftvikt införes rökgasvikten, enligt exemplet $G = 20850 \text{ kg/tim.} = 5,79 \text{ kg/sek.}$ med specifik vikt $1,33 \text{ kg/m}^3$ vid 0 °. Vid 1455 ° blir $\gamma = 1,33 \cdot 273 : (1455 + 273) = 0,210 \text{ kg/m}^3$, volymen $G : \gamma = 5,79 : 0,210 = 27,57 \text{ m}^3/\text{sek.}$, sluthastigheten $\omega = 27,57 : 0,90 = 30,63 \text{ m/sek.}$, motståndet

$$q' = \frac{0,210 \cdot 30,63^2}{2 \cdot 9,81} = 10,0 \text{ mm VP}$$

och arbetet

$$G : \gamma = 5,47 : 0,352 = 15,54 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$\omega = 15,54 : 0,90 = 17,27 \text{ m/sek.}$$

Kvoten $kU : (4s)$ i ekv. 2, beroende av stenkolens beskaffenhet, är givetvis i hög grad variabel. Med ledning av undertrycksmätningar i asklådor och eldstäder kan dock ett sannolikt medelvärde utrönas, då de övriga faktorerna i ekvationen äro beräkneliga. För goda stenkol med liten till medelmåttig stybbhalt samt ringa benägenhet för sintring blir det $kU : (4s) \approx 267$, med en uppskattad fördelning $k \approx 4/3$ och $U : (4s) \approx 200$, d. v. s. vägförlängningen i bränsleskiktet är omkring 33 % och hålrummens hydrauliska radie är genomsnittligt densamma som för runda rör med 20 mm innerdiameter. I ordning beräknas:

$$\beta = 0,3164 \left(\frac{0,00000403}{0,0359 \cdot 17,27} \cdot \frac{200}{1} \right)^{0,25} = 0,0601,$$

$$q''' = \frac{1,2 \cdot 0,0601 \cdot 0,352 \cdot 17,27^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{200 \cdot 1,33 \cdot 0,15}{1} = 15,4 \text{ mm VP,}$$

$$N''' = 15,54 \cdot 15,4 = 239,3 \text{ kgm/sek.}$$

och slutligen

$$N_0 = N' + N''' = 275,7 + 239,3 = 515,0 \quad » \quad .$$

6. Eldstaden.

I eldstaden avtager rökgasernas temperatur genom värmegivningen från det korrigerade värdet 1455° till 1065° vid utträdet, jfr »Värmeöverföring» ex. 5 och 18. På vägen från bränsleskiktet måste gaserna passera en av valvets bakkant och bakre eldstadsgaveln bildad förträngning, som här har en genomgångsarea av $2,18 \text{ m}^2$, och temperaturen har under tiden nedgått med ungefär halva temperaturskillnaden till $\approx 1260^\circ$. Den motsvarande, erforderliga strömningsenergien, $36,6 \text{ kgm/sek.}$, tager intet arbete i anspråk från blästern, utan kan anses som en rest av strömningsenergien $275,7 \text{ kgm/sek.}$ vid rökgasernas avgång från bränsleskiktet.

Efter passerandet av förträngningen skola rökgaserna avledas i riktning mot eldstadstubplåten och där fördelas på de respektive ytorna bakom tuberna och flamrören. Riktningförändringen blir i allmänhet omkring 90 ° och rökgasernas hastighet i den nya riktningen ovanför förträngningen antages vara 0. För arbetet bliva hastigheterna omedelbart invid tubplåten bestämmande. Enligt ex. 18 och 19 i »Värmeöverföring» erhålles, om korrektionen å sid. 53 av rökgasernas fördelning lämnas obeaktad:

Kvantitet	vid tuberna	vid flamrören	dim.
G	$\frac{11800}{3600} = 3,28$	$\frac{9050}{3600} = 2,51$	kg/sek.
γ	$= 0,280$	$= 0,261$	kg/m ³
$G : \gamma$	$\frac{3,28}{0,280} = 11,71$	$\frac{2,51}{0,261} = 9,62$	m ³ /sek.
ω_0	$\frac{11,71}{148 \cdot 0,0040} = 19,78$	$\frac{9,62}{28 \cdot 0,0185} = 18,57$	m/sek.
q_0	$\frac{0,280 \cdot 19,78^2}{2 \cdot 9,81} = 5,6$	$\frac{0,261 \cdot 18,57^2}{2 \cdot 9,81} = 4,6$	mm VP
N	$11,71 \cdot 5,6 = 65,6$	$9,62 \cdot 4,6 = 44,2$	kgm/sek.

Under den givna hastighetsbetingelsen blir totala motståndet

$$q_s \propto (5,6 + 4,6) : 2 = 5,1 \text{ mm VP och}$$

totala arbetet i eldstaden

$$N_s = 65,6 + 44,2 = 109,8 \text{ kgm/sek.}$$

7. Tuberna och flamrören.

Underlaget för beräkningen återfinnes i »Värmeöverföring», avd. IX och ex. 19.

$$\text{Tuberna. } G = 11800 : 3600 = 3,28 \text{ kg/sek.}$$

$$q_{01} = 28,0 \text{ mm VP — accelerationsmotstånd,}$$

$$\gamma_{01} = 0,280, G : \gamma_{01} = 3,28 : 0,280 = 11,71 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_{01} = 11,71 \cdot 28,0 = 327,9 \text{ kgm/sek.}$$

$$q_{02} = 5,6 \text{ mm VP — kontraktionsmotstånd,}$$

$$N_{02} = 11,71 \cdot 5,6 = 65,6 \quad \gg$$

$$q_{03} = 72,6 \text{ mm VP — rörmotstånd,}$$

$$\gamma_{03} = 0,407, G : \gamma_{03} = 3,28 : 0,407 = 8,06 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_{03} = 8,06 \cdot 72,6 = 582,5 \quad \gg$$

$$q_{04} = -16,8 \text{ mm VP — retardationsmotstånd,}$$

$$\gamma_{04} = 0,561, G : \gamma_{04} = 3,28 : 0,561 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$\begin{aligned} N_{04} &= \frac{3,28}{0,561} \cdot \frac{0,561 \cdot 24,2^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{3,28}{0,280} \cdot \frac{0,280 \cdot 48,5^2}{2 \cdot 9,81} = \\ &= 97,9 - 393,3 = -295,4 \text{ kgm/sek.} \end{aligned}$$

$$\Sigma q = 28,0 + 5,6 + 72,6 - 16,8 = 89,4 \text{ mm VP,}$$

$$\begin{aligned} \Sigma N &= 327,9 + 65,6 + (582,2 - 295,4) = \\ &= 683,3 \text{ kgm/sek.} \end{aligned}$$

Rökgasernas strömningsenergi, efter inträdet i tubmynningarna 393,3 kgm/sek., har vid avgången från tuberna nedgått till 97,9 kgm/sek., vilka gå förlorade i rökskåpet. Skillnaden, arbetet 295,4 kgm/sek., har tillgodogjorts vid övervinandet av rörmotståndet.

$$\text{Flamrören. } G = 9050 : 3600 = 2,51 \text{ kg/sek.}$$

$$q_{01} = 23,1 \text{ mm VP — accelerationsmotstånd,}$$

$$\gamma_{01} = 0,261, G : \gamma_{01} = 2,51 : 0,261 = 9,62 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_{01} = 9,62 \cdot 23,1 = 222,2 \text{ kgm/sek.}$$

$$q_{02} = 4,6 \text{ mm VP — kontraktionsmotstånd,}$$

$$N_{02} = 9,62 \cdot 4,6 = 44,3 \quad \gg$$

$$q_{03} = 4,9 \text{ mm VP — rörmotstånd,}$$

$$\gamma_{03} = 0,269, G : \gamma_{03} = 2,51 : 0,269 = 9,33 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_{03} = 9,33 \cdot 4,9 = 45,7 \quad \gg$$

$$q_{04} = -1,7 \text{ mm VP — retardationsmotstånd,}$$

$$\gamma_{04} = 0,279, G : \gamma_{04} = 2,51 : 0,279 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_{04} = \frac{2,51}{0,279} \cdot \frac{0,279 \cdot 42,7^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{2,51}{0,261} \cdot \frac{0,261 \cdot 45,6^2}{19,62} =$$

$$= 233,2 - 266,0 = -32,8 \quad \gg$$

$$q_1 = 1,4 \text{ mm VP — accelerationsmotstånd,}$$

$$\gamma_1 = 0,279, G : \gamma_1 = 2,51 : 0,279 = 9,00 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_1 = 9,00 \cdot 1,4 \text{ (noggr. } 9,00 \cdot 1,35) = 12,2 \quad \gg$$

$$q_3 = 72,6 \text{ mm VP — rörmotstånd,}$$

$$\gamma_3 = 0,420, G : \gamma_3 = 2,51 : 0,420 = 5,98 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_3 = 5,98 \cdot 72,6 = 434,1 \quad \gg$$

$$q_4 = -14,2 \text{ mm VP — retardationsmotstånd,}$$

$$\gamma_4 = 0,581, G : \gamma_4 = 2,51 : 0,581 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$N_4 = \frac{2,51}{0,581} \cdot \frac{0,581 \cdot 21,0^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{2,51}{0,279} \cdot \frac{0,279 \cdot 43,8^2}{2 \cdot 9,81} =$$

$$= 56,4 - 245,4 = -189,0 \quad \gg$$

$$\Sigma q = 23,1 + 4,6 + 4,9 - 1,7 + 1,4 + 72,6 -$$

$$- 14,7 = 90,7 \text{ mm VP,}$$

$$\Sigma N = 222,2 + 44,3 + (45,7 - 32,8) + 12,2 +$$

$$+ (434,1 - 189,0) = 536,7 \quad \gg$$

Av strömningsenergien $266 + 12,2 = 278,2$ kgm/sek. ha $32,8 + 189,0 = 221,8$ kgm konsumerats som arbete i flamrören och $56,4$ kgm ha gått som strömningsförlust till rökskåpet.

8. Rökskåpet.

Gnistsläckningsanordningen i rökskåpet antages bestå av järntrådgaller, inspända i horisontellt upplagda ramar. Fria sektionsarean i gallren är ≈ 2 gånger arean i tuber och flamrör.

Gallret föranleder endast ett accelerationsmotstånd, vilket beräknas med ledning av »Värmeöverföring», avd. IX och ex. 18.

$$S = 2 (148 \cdot 0,00163 + 28 \cdot 0,00735) = 0,894 \text{ m}^2$$

$$G = 20850 \text{ kg/tim.} = 5,79 \text{ kg/sek.}$$

$$t = (11,80 \cdot 374 + 9,05 \cdot 352) : 20,85 = 364^\circ$$

$$\gamma = 1,33 \cdot 273 : (364 + 273) = 0,570 \text{ kg/m}^3$$

$$G:\gamma = 5,79 : 0,570 = 10,16 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$\omega = 10,16 : 0,894 = 11,36 \text{ m/sek.}$$

$$q_0 = \frac{0,570 \cdot 11,36^2}{2 \cdot 9,81} = 3,7 \text{ mm VP.}$$

Arbetet blir

$$N_g = 10,16 \cdot 3,7 = 37,6 \text{ kgm/sek.}$$

Om gallren hade varit utförda av plåtar med skarpkantig perforering, skulle ett kontraktionsmotstånd och ett arbete, utgörande omkring 60 % av de beräknade, hava tillkommit.

Vridas gallren från det horisontella läget till vertikal ställning, ökas motståndet och arbetet till $\approx 2 q_0$ resp. $2 N_g$, om strömningsarean bibehålles oförändrad och gallren ej ställas så nära tubplåten, att strömningsförlusten från tubsystemet kan tagas i anspråk för en del av arbetet.

Avser anordningen att *avleda* gnistorna, komma motstånd och arbete att variera, från O vid avledning åt sidorna med

hjälp av strömningsförlusten från tubsystemet, upp till högre värden vid avledning nedåt. En approximativ beräkning är i de flesta fall möjlig.

9. Det naturliga dragets inflytande.

Beteckningar:

h_m m skorstenens medelhöjd över bränsleskiktet,

t_m ° C rökgasernas medeltemperatur mellan bränsleskiktet och skorstenen,

γ_m kg/m³ rökgasernas specifika vikt t_m °,

γ » den yttre luftens specifika vikt vid 0 °.

Tryckskillnaden pr ytenhet mellan luft- och rökgaspelarna av höjden h_m blir vid lufttemperaturen 0 ° och barometertrycket 760 mm Hg.

$$q_n = h_m (\gamma - \gamma_m) \text{ mm VP.}$$

I exemplet är

$$h_m = 2,5 \text{ m,}$$

$$t_m = 191 + \frac{0,4343 (1455 - 364)}{\log \frac{1455 - 191}{364 - 191}} = 740 ^\circ,$$

$$\gamma_m = 1,33 \cdot 273 : (740 + 273) = 0,358 \text{ kg/m}^3,$$

$$G : \gamma = 5,79 : 0,358 = 16,17 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

I betydelsen motstånd blir

$$q_n = -2,5 (1,29 - 0,358) = -2,3 \text{ mm VP}$$

och det motsvarande, av förbränningsvärmets utgjorda arbetet

$$N_n = -16,17 \cdot 2,3 = -37,2 \text{ kgm/sek.}$$

I beräkningen har icke tagits hänsyn till den föga inverkan-
kande värmeförlusten genom strålning från rökskåp och skor-
sten.

10. Sammanställning av samtliga motstånd och arbeten
t. o. m. strömningen genom gnistgallret.

I följande delar av pannan	Motstånd mm VP	Arbeten kgm/sek.
Asklådan	0,8	3,4
Bränsleskiktet	25,4	515,0
Eldstaden	5,1	109,8
Tuberna och flamrören	90,0	1220,0
Rökskåpet	3,7	37,6
	125,0	1885,8
Det naturliga draget	— 2,3	— 37,2
	122,7	1848,6

III. Strömningen till och i skorstenen.

1. Rökgasernas strömning från gnistgallret.

Efter passerandet av gnistgallret förlora rökgaserna större delen av den strömningsenergi, som bibringats dem däri, och hastigheten måste således ånyo uppaccelereras från 0 vid införandet i skorstenen. De ha då genom strålning från det ej isolerade rökskåpet lidit en värmeförlust, som uppskattas till 5 % av deras värmeinnehåll vid avgången från tubsystemet. Det motsvarande temperaturfallet beräknas med hjälp av »Värmeöverföring», avd. IV samt tab. I och II.

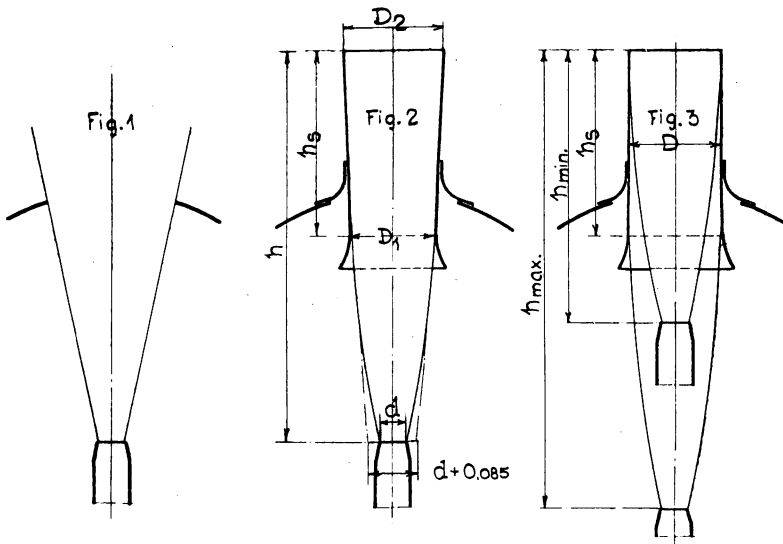
I exemplet är före värmeförlusten $t_2 = 364^\circ$, $n - 1 = 0,6$ och värmeinnehållet i ett kg rökgaser $c_2 t_2 = 0,243 \cdot 364 = 88,5$ WE, efteråt blir $c_2 t_2 = 0,95 \cdot 88,5 = 84,1$ WE/kg och sluttemperaturen i rökskåpet $t_2 = 346^\circ$.

Under rökgasernas vidareströmning tillkomma ytterligare tvenne värmeförluster, en genom strålning från skorstenen, ej större än att den kan lämnas obeaktad, och en genom värmeavgivning till avloppsången, behandlad i annat sammanhang.

2. Blästerstrålens form och mynningsavståndet samt kilens inflytande på bådadera.

För den grundläggande framställningen av strömningsförloppet är det av viss betydelse, att blästerstrålens form är känd. Den följande redogörelsen är grundad på undersökningar av Troske och Strahl.

Om skorstenen är nedtagen, kan ångstrålen fritt utbreda sig och får då enligt fotografisk upptagning av Strahl ungefär den form, som visas i fig. 1. Troske har genom mätningar fastställt koniciteten till $1 : 2,4$ och anser den oberoende av trycket i blästermynningen. Vid uppsatt skorsten antager strålen fortfarande samma form närmast mynningen, men sammantryckes högre upp av de tillströmmande rökgaserna och övergår därunder enligt Strahl till en kon $1 : 6$, se fig. 2 och 3.



Förlänges dess generatris nedåt, träffar den vid mynningshöjden en cirkel med 85 mm större diameter än mynningen. Ur dessa undersökningsresultat kunna såväl strålens form som mynningshöjdläge omedelbart bestämmas och vidare är det av dem tydligt, att den egentliga skorstenen icke får ha större konicitet än $1 : 6$.

I nedanstående formler av Strahl beteckna:

d m blästermynningens diameter,

D_1 » den koniska skorstenens minsta diameter,

D_2 » » » » toppdiameter,

h » blästermynningens avstånd från skorstenens överkant,

h_s » effektiva skorstenshöjden, jfr fig. 2 och 3.

För skorstenen med konicitet $< 1 : 6$ kan mynningen förläggas inom tvenne gränslägen,

$$h_{\min.} = 6 (D_2 - d - 0,085) \dots\dots\dots \text{Ekv. 3,}$$

$$h_{\max.} = 6 (D_1 - d - 0,085) + h_s \dots\dots\dots \text{Ekv. 4,}$$

för den koniska skorstenen $1 : 6$ gives endast ett läge

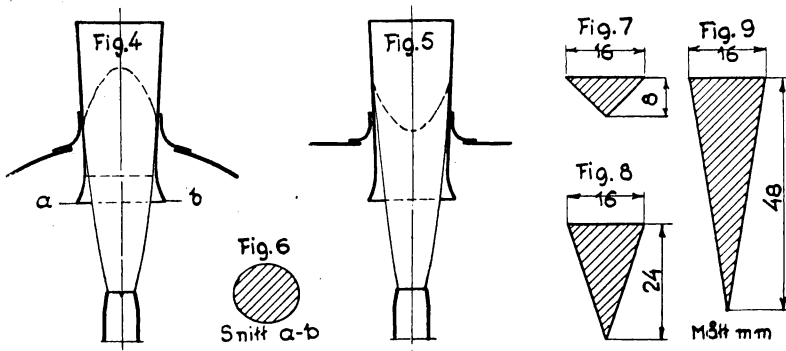
$$h = 6 (D_2 - d - 0,085) = 6 (D_1 - d - 0,085) + h_s.$$

Den cylindriska skorstenen med konicitet $1 : \infty$ och $D_1 = = D_2$ är ett gränssfall av den koniska och får liksom denna tvenne gränsvärden för h enligt ekv. 3 och 4, jfr fig. 3.

Olika mynningslägen betinga vid eljes oförändrad skorstensanordning olika vidd av blästermynningen för samma ejektorarbete. Fördelaktigaste läget är det som medger största mynningen vilket merendels inträffar då den senare förläggas i närheten av $h_{\max.}$ Är det till buds stående utrymmet otillräckligt härför, lägges mynningen så lågt som omständigheterna medgiva, en kil — även benämnd kniv eller steg — insättes däri och samtidigt vidgas mynningen till dess att sektionsarean blir ungefär vad den skulle ha varit utan kil. Kilens uppgift är att sprida strålen, så att den utfyller skorstenen tidigare än eljes. Är kilen endast tvärgående, får blästerstrålens tvärsnitt oval form, jfr de efter Troske återgivna fig. 4 — 6, är den tre- eller flergrenad, måste ångstrålen givetvis vidga sig åt tre eller flera håll och dess tvärsnittsform närmar sig då cirkeln. Fig. 7 — — 9 visa några kilsektioner enligt Troske.

Kilens inflytande tages av Strahl i räkning genom införandet av bredden b i en faktor $(d - b) : d$ till koefficienten 6 i ekv. 3 och 4. De senare övergå då till

$$h_{\min.} = 6 \frac{d - b}{d} (D_2 - d - 0,085) \dots\dots\dots \text{Ekv. 5,}$$



$$h_{\max.} = 6 \frac{d - b}{d} (D_1 - d - 0,085) + h_s \dots \text{ Ekv. 6.}$$

Kilen verkar således på samma sätt som en förstoring av blästeranordningens byggnadshöjd skulle göra, men den måste dessutom underlätta bortförandet av rökgaserna, jfr III. 3.

Mynningshöjden behandlas ytterligare i III. 5.

3. Förloppet vid rökgasernas införande i skorstenen medelst blästerstrålen.

Blästeranordningens verkningsätt har under årens lopp varit föremål för olika utläggningar.

Så länge lokomotiven voro tvåcylindriga och framfördes med relativt liten hastighet, låg en enkel och lättfattlig förklaring nära till hands. En var av de tydligt åtskilda ångstötarna kunde med visst fog betraktas såsom en boll, den där fyllde skorstenen och verkade ungefär på samma sätt som en pumpkolv. Enligt denna uppfattning, som ännu går igen i populära framställningar, utdrivas rökgaserna genom skorstenen på det sätt, att de av det yttre lufttrycket tvingas att följa efter en föregående ångstöt, de kunna även påskjutas av en nästföljande och blandning med ångan är därvid icke utesluten, men ej heller någon betingelse för arbetsprocessen. Med stigande körhastighet bliva intervallerna mellan ångstötarna allt mindre, för trillinglokomotiv kunna de vid större hastighet ej ens särskiljas genom hörseln eller iakttagas vid betraktandet av bränsleskiktet, strömningen är då så gott som kontinuerlig och den anförda förklaringen av dess förlopp kan ej längre vidhållas.

Enligt ett annat antagande bortföras rökgaserna genom häftning vid blästerstrålens mantelyta, se t. ex. Troskes avhandling i Glasers Annalen för okt. 1895, sid. 123, i vilken bland annat uttryckligen framhålls, att det inre av ångstrålen medför inga gaser eller luftpartiklar, *så länge strålen är sluten*. Det avslutande förbehållet är tyvärr dunkelt och har måhända fattats vidare än Troske själv menat. Ångstrålens yta undergår på vägen till skorstenen en förändring, från slät i närheten av blästermynningen till allt mer och mer uppriven högre upp. Har Troske med sluten stråle avsett endast dess släta underdel, finnes intet hinder för att den högre upp kan innehålla rökgaser, även om det lämnas oavgjort huru de komma dit, och hypotesen blir då i viss mån rimlig, men förklarar ej heller förloppet. Teorien förutsätter i alla händelser icke att rökgaserna till övervägande delen skola vara inne i blästerstrålen, innan denna träffar skorstensväggen, och måste på den grund förkastas.

Efter iakttagelser och mätningar under försök har prof. Goss i »Locomotive Sparks» å sid. 79 o. f. framlagt en teori för strömningsförloppet, som av utrymmesskäl endast kan i korthet antygas. Mätningarna ha utvisat, att hastigheten i ångstrålens mitt är avsevärt större än i dess periferi och att rökgaserna röra sig mer i riktning mot blästerstrålen än mot skorstensfoten. I ytan av ångstrålen ha observerats fläckar, vilka alltid visat sig på samma ställen och varit ljusare än strålen i övrigt. Med säkerhet har tills vidare endast kunnat fastställas, att blästerstrålen försätter de närmast omgivande gaspartiklarna i rörelse och söker att indraga dem i resp. blanda dem med strålen. Dessa partiklar ersättas omedelbart av andra tillströmmande och evakueringen blir kontinuerlig. Verknings sättet förklaras hypotetiskt bero först och främst av den höga hastigheten hos ångstrålen, varigenom gaspartiklarnas rörelse inledes, samt i övrigt av den stora skillnaden i hastighet hos ångpartiklarna i strålens kärna och i dess periferi, vilken leder till vågrörelser i strålen, markerade av fläckarna, med åtföljande indragning av gaspartiklarna. I alla ångstrålens delar skola rökgaser medföras.

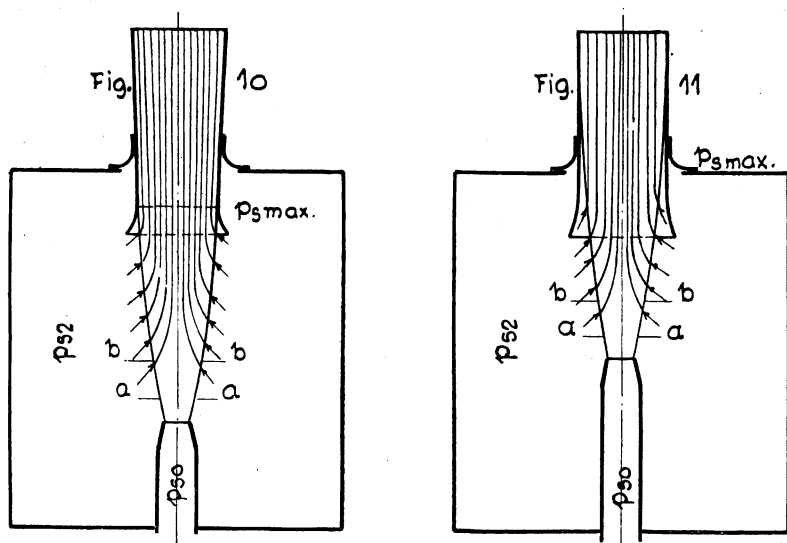
I sammanhanget beröres ännu en teori, som av Goss förutsättes vara känd, men vilken författaren härav ännu icke sett i tryck. Goss lämnar oavgjort, vilkendera av de två, den nyss anförda och den efterföljande, som kan vara den riktiga, men

lutar själv åt den förra. Det är icke uteslutet, att båda äro riktiga och komplettera varandra.

Då teorien om rökgasernas inströmning i den uppdelade blästerstrålen är lättfattligare än den av Goss framlagda, behandlas den mera fullständigt och förtydligas av fig. 10 — 11.

I en strömmande gasstråle är trycket olika i olika riktningar. Vinkelrätt mot strömningsriktningen utövar strålen ett tryck p_s på omgivningen, statiska trycket, i strömningsriktningen tillkommer ett av strömningsmediets specifika vikt och hastighet beroende tryck p_d , dynamiska trycket eller hastighetstrycket. Summan av båda $p_s + p_d$ är det tryck, som strålen utövar på ett emot den ställt hinder. Det statiska trycket i ångstrålen mätes vanligen i pelarhöjd kvicksilver, $1 \text{ mm Hg} = 13,6 \text{ mm VP} = 13,6 \text{ kg/m}^2$. Det erinras om, att reduktionstalen till atmosfärtryck äro för den fysikaliska atmosfären $1 \text{ atm} = 760 \text{ mm Hg} = 1,033 \text{ kg/kvcm}$ och för den tekniska atmosfären $1 \text{ at} = 735 \text{ mm Hg} = 1 \text{ kg/kvcm}$.

I blästermynningen har ångan ett tryck p_{s1} , som merendels håller sig inom gränserna $1,033$ — — $1,2 \text{ at abs}$, i rökskåpet råder ett undertryck p_{s2} från 0 till 300 mm VP , motsvarande $1,033$ — — $1,003 \text{ at abs}$. Ångstrålen vidgar sig efter utträdet ur mynningen, desto mera ju större tryckskillnaden $p_{s1} - p_{s2}$ är i förhållande till totaltrycket $p_{s1} + p_{d1}$ i strömningsriktningen, och har ett kort stycke ovanför mynningen, t. ex. vid snittet a — — a i fig. 10 och 11, expanderat ned till rökskåpstrycket p_{s2} . Vidgningen av ångstrålen fortsätter även ovanför a — — a på grund av att strömningsenergien i mantelytan följer generatrisen, diametern är således större i ett högre upp taget snitt b — — b än i a — — a och det statiska trycket i ångstrålen måste därför bliva lägre i b — — b än trycket p_{s2} i rökskåpet. Tryckskillnaden kan icke utjämnas genom avtagande strömningshastighet, ty den senare skulle då förändras i förhållandet $(d_a : d_b)^2$, om d_a och d_b äro diametrarna i a — — a och b — — b, samt slutligen i D utfalla mycket mindre än den gemensamma hastigheten för ångan och rökgaserna måste vara, ej heller kan trycket p_{s2} i a — — a expandera till ett lägre i b — — b, då p_{s2} redan är omgivningens



tryck. En möjlig återstående förklaring blir, att i a — a inleds en uppdelning eller splittring av ångstrålen i ett antal strålar, vilka till en början följa de divergerande kraftlinjerna från den gemensamma stammen, delstrålarna skiljas åt av lufttomma och på grund av den starkt virvlande strömningen oregelbundna mellanrum, i dessa inpressas rökgaser av trycket i rökskåpet till dess att nära nog tryckutjämnning äger rum och såväl inne i den splittrade ångstrålen som vid dess yta överföres en så stor del av ångans strömningsenergi till rökgaserna, som erfordras för deras hastighetsacceleration i strömningsriktningen. I ett snitt närmast ovanför b — b ha delstrålarna spritt sig ytterligare och de vidgade mellanrummen innehålla nu starkt förtunnade rökgaser, i övrigt blir förloppet en upprepning av det föregående både här och undan för undan i allt högre och högre upp tänkta avsnitt, d. v. s. det kan anses vara kontinuerligt mellan a — a och D. Rökgaskvantiteten stiger således från 0 i a — a till ett maximum i D, dess strömningsenergi likaså och ångans strömningsenergi måste avtaga lika mycket, om verkningsgraden är 1, eljes mera. Härpå inverkar dock det under vägen försiggående värmeutbytet mellan rökgaser och ånga, vilket i D har lett till en viss grad av värmeutjämnning med överhettning av ångan. Förändringen av blästerstrålens konform blir

i sammanhanget lätt förklarlig. Ju mera delstrålarna förlora i strömningsenergi på vägen mot skorstenen desto lättare böjas de inåt vid rökgasernas inströmning i mellanrummen, till dess att även här ett jämviktstillstånd inträder.

Det ovan slutledda strömningsförloppet kan till en början ej iakttagas med obehäpnade ögon, men blir allt mer och mer skönjbart i den mån som avståndet från blästermynningen ökas och slutligen fullt tydligt. Strålens upptill rispade utseende är troligen icke blott en ytföreteelse, såsom tidigare antagits, utan visar tillika det inre tillståndet, även om ångans täthet tilltager något inåt.

Några vid Bergslagernas Järnvägar utförda försök för utrönande av rökgasernas förekomst i ångstrålen bekräfta teorien. I lokomotivets skorsten voro enligt fig. 12 trenne rör a b c nedledda, alla nedtill hopdragna till en springa för att störa ångstrålen så litet som möjligt. Rörens andra ändar kunde anslutas till flaskor med vatten, i vilket medföljande sot skulle upptagas under det att rökgaserna kunde avgå. Efter ett par kilometers skarp körning för renblåsning av rören kördes ytterligare omkring fem km med flaskorna tillkopplade. De innehöllo därefter alla sot, a minst med högsta och c mest med lägsta vätsketemperaturen, b höll sig däremellan. Röret c var vid detta försök placerat så, att det skulle komma inom den släta delen av ångstrålen, där enligt Troske inga rökgaser borde finnas. Vid ett upprepat försök, då rören b och c voro uppflyttade till samma höjd som a i det föregående, eljes i oförändrat läge från skorstensaxeln, blev sotmängden rikligare i alla tre flaskorna — vätskan svart som bläck.

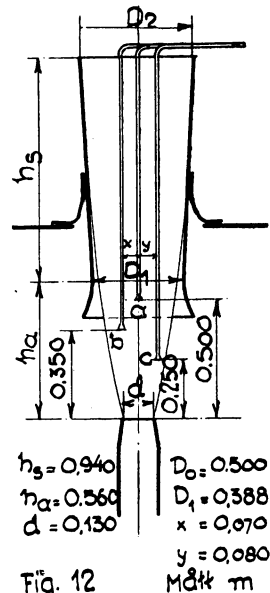


Fig. 12

Den högre temperaturen i det centrala röret förorsakas av att strömningshastigheten är större i strålens kärna än i dess periferi. Så långt de genomförts, bestyrka försöken riktigheten av Goss slutsats, att rökgaser medföras i alla

delar av blästerstrålen. Men därmed följer också, beträffande hans teori för indragningen av rökgaserna i ångstrålen, att skillnaden i hastighet hos partiklarna i strålens kärna och periferi snarare borde vara en följd av rökgasernas inströmning i strålen än en orsak därtill, då hastighetsnedsättningen i periferien till fullo förklaras av rökgasernas hastighetsacceleration.

En bidragande orsak till kilens ofta förbluffande inverkan framgår omedelbart av det föregående. Blästerstrålen öppnas och lämnar tillträde åt rökgaserna redan vid mynningen.

4. Förloppet vid undertryckets upptagande i rökskåpet samt inflytandet därpå av tryckväxlingarna i blästerröret.

Vid ångpådragningen är rökskåpet fyllt med rökgaser av ringa undertryck, om sotaren varit i verksamhet omedelbart dessförinnan. Redan den inledande ångstöten från blästerröret måste enligt det föregående avlägsna en del av gaserna ur rökskåpet, med påföljd att trycket i detta sänkes och rökgaser strömma till från tubsystemet, dock ej i sådan mängd, att trycksänkningen utjämnas. Under några följande ångstötar — flera eller färre, beroende av rökskåpets relativa storlek — upprepas förloppet och varje sådan ökar trycksänkningen, men med en allt mindre andel, till dess att ett i varje fall bestämt undertryck åstadkommits i rökskåpet. Ett jämvikts- eller fortvarighetstillstånd har då inträtt, ejektorarbetet är ej längre tillräckligt för att ur rökskåpet bortföra en större rökgaskvantitet än den, som av den yttre luften inpressas däri på grund av skillnaden mellan trycken i det fria och i rökskåpet. Under detta tillstånd blir således strömningen av ånga och rökgaser i visst viktsförhållande samtidig.

Strömningen försiggår alltid mer eller mindre stötvis med av körhastigheten bestämda tidsintervaller, är korteligen periodisk. Om inflytandet härav på arbetet har Strahl i »Blasrohre», sid 3, ur Zeuners teori dragit en slutsats, som något förtydligad och med begränsad räckvidd kan formuleras så, att den medförda rökgasvikten G är beroende av den utströmmande ångans vikt $\propto Hx$, men ej av tryckväxlingarna i blästermynningen, och att det således är likgiltigt, om ångstrålen lämnar mynningen som likformig ström eller stötvis, blott ångvikten är densamma i båda fallen.

Slutledningen beröres ej av, att tryckväxlingarna i annat avseende har verklig betydelse. Vid körning med stora cylinderfyllningar kan draget momentant bliva för starkt och rent av rycka bränslet från rosten å ställen, där bränsleskiktet är tunt.

5. Ångans tryck i blästerröret.

Preliminär bestämning av blästeranordningen.

Beteckningar:

- p_0 mm VP övertrycket i blästerröret under munstycket, ej att förväxla med mynningstrycket,
 p_2 » = q_6 undertrycket i rökskåpet,
 f m² blästermynningens sektionensarea,
 F » den cylindriska skorstenens sektionensarea,
 αHx kg/sek. den genom blästerröret strömmande ångvikten,
 G » » » pannan strömmande rökgasvikten.

I sitt berömda arbete »Lokomotiven-Blasrohr» av år 1863 anför Zeuner å sid. 219 en enkel formel för »blästertrycket», giltig för mättad ånga och här återgiven med den förändring i beteckningarna, som betingas av det föregående,

$$p_0 = 0,009227 \cdot 13,6 \left(\frac{\alpha Hx}{f} \right)^2 \dots\dots\dots \text{Ekv. 7.}$$

Enligt såväl Clark som Zeuner och Troske, se t. ex. Glasers Annalen för sept. 1895, sid. 88, står blästerstycket p_0 i visst direkt förhållande till trycket p_2 i rökskåpet, så länge panna och blästeranordning äro oförändrade. Är p_2 bekant, kan f beräknas och tydligen måste den stiga med αHx samt, om ekv. 7 är strängt tillförlitlig, avtaga med $\sqrt{p_2}$. Men då f utom av dessa båda även är beroende av skorstenen och mynningsavståndet, måste hela blästeranordningen approximativt bestämmas, innan beräkningarna kunna föras vidare.

För mynningsarean uppställes här det generella uttrycket

$$f = k \cdot \varphi (F, h) \frac{\alpha Hx}{p_2^m} \dots\dots\dots \text{Ekv. 8,}$$

vari faktorerna k och $\varphi (F, h)$ bestämmas av skorstensdimensionerna resp. mynningsavståndet och exponenten m tillsvidare

sättes $\approx 0,5$. I verkligheten är den en av tublängden beroende variabel med värde mellan $0,44$ — — $0,50$, se VII. 5.

Den skorsten, med vilken det starkaste draget erhålles vid oförändrad ångvikt och blästermykning, har i inledningen I. 3 tillsviðare betecknats såsom den fördelaktigaste, därför att den hör samman med största möjliga mynningsdiameter, resp. minsta möjliga mottryck i ångcylindrarna. Ur resultaten av Troskes försök kunna dess dimensioner ungefärligen bestämmas.

Uppgiften underlättas, om måtten för olika skorstenar angivas så, att de omedelbart kunna jämföras. Med D förstås i det följande den inre diameter, som i den koniska skorstenen mätes på höjden D från dess minsta diameter, och effektiva skorstenslängden h_s uttryckes i mångfald av D , $h_s = nD$. Formlerna hänförs i första hand till skorstenar med längden $h_s = 2D$, ofta den största möjliga för nutida lokomotiv.

Vid ångans och rökgasernas beröring med skorstensväggen måste deras strömningsenergi ännu vara tillräcklig för vidmakt-hållandet av undertrycket p_2 i rökskåpet samt för övervinnandet av motståndet vid anslaget mot väggytan och vid strömningen i skorstensröret. Bortses tillsviðare från blandningens värmestånd och de båda motståndet samt från inflytandet av blästerstrålens form, skulle ett preliminärt uttryck för skorstensarean komma att erinra om ekv. 8.

$$F = a \frac{\alpha Hx + G}{p_2^m} \varphi(f, h) \approx a \frac{3,5 \alpha Hx}{p_2^m} \varphi(f, h).$$

Vikterna αHx och G stå nämligen i nära konstant förhållande till varandra icke endast för en och samma utan även för olika lokomotivtyper, om dessa arbeta med överensstämmande luftöverskott. Vid $n = 1 = 0,8 - 0,0005 B$ enligt ekv. 3 i »Värmeöverföring» är för lokomotiv med ångöverhettning $G : \alpha Hx \approx 2,5 : 1$ resp. $\alpha Hx + G \approx 3,5 \alpha Hx$. F är således beroende av f eller, här enklare, D av d :

$$D = bd + c = bd + 0,085,$$

om Strahls approximativa konstant för strålformen införes.

Troske har i Glasers Annalen för sept 1895, tabellerna VII, VIII och IX, framlagt resultaten av försök med tre serier skorstenar, omfattande fyra cylindriska av diametrarna 0,375, 0,400, 0,425 och 0,450 m, fyra koniska 1/12 och fyra koniska 1/6. Till varje skorsten ha försökts fem blästermynnningar med diametrar 0,10, 0,11, 0,12, 0,13 och 0,14 m vid ett konstant blästertryck $p_0 = 100 \text{ mm Hg} = 1360 \text{ mm VP}$. Samtliga skorstenar ha successive avkortats och försöksserierna genomförts med effektiva längder av 1,02, 0,72, 0,52 samt 0,32 m. Mynningsavståndet har därvid i varje fall passats till dess att största värde å p_2 ernåtts.

Detta material har underkastats en bearbetning för att kunna användas i här föreliggande framställning. De koniska skorstenarna ha genom grafisk interpolation reducerats till samma diametrar som de cylindriska, genom en andra sådan interpolation ha samtliga skorstenslängder överförts till mångfalden av D och därefter ha kurvor uppdragits, en serie för varje munstycke och alla skorstenar av längden $1D$ samt en annan likadan serie för skorstenslängden $2D$. Den skorstensdiameter D , vid vilken p_2 blir ett maximum för mynningsdiametern d , avläses i hjässan av varje enskild kurva. De på detta sätt erhållna diametrarna D ha sedan inlagts i ett koordinatsystem och bilda där stycken av kurvor för de tre skorstens typerna. Till riktningen förlöpa dessa kurvor osannolikt, troligen beroende av att Troske för de olika mynnningarna använt samma blästerrör, men deras genomsnittliga höjdläge, se texttabell 1, punkt 1 för cylindrisk och punkter 2, 3 för konisk skorsten 1/12 resp 1/6, är säkerligen tillförlitligt. De enskilda kurvor, ur vilka punkternas höjdlägen erhållas, ha alla flack hjässa, de tre punkterna kunna därför utan nämnvärt inflytande på p_2 sammanföras till en, $D = 0,352$ för $d = 0,12$. En andra punkt på den slutliga kurvan för D är alltid $D = 0$ för $d = 0$. Strahls konstant för blästerstrålens form tyder dessutom på, att ett stycke av kurvan måste nära sammanfalla med den räta linjen $bd + 0,085$, d. v. s. ungefärligen tangeras av den, vilket med hänsyn till hydrauliska radiens inflytande på skorstensdiameter förlägges till ordinatan på $d = 0,14$. Med ledning av dessa uppgifter kan den sannolika kurvan tämligen nära bestämmas, åtminstone inom det viktigaste tillämpningsområdet, $d = 0,08 - - 0,16 \text{ m}$, och blir

$D_{\min.} \approx 2,24 d + 0,085 - 4,3 (d - 0,14)^2 \dots$ Ekv. 9a,
återgiven under beteckningen 1,00 å texttabellen I.

Utföres skorstenen med större diameter än enligt formeln, avtager p_2 . Tvenne å texttabellen inlagda kurvor giva en föreställning härom

$D \approx 2,6 d + 0,085 - 5 (d - 0,13)^2 \dots$ Ekv. 9b
för $p_2 \approx 0,98 p_{2\max.}$, betecknad med 0,98, och

$D_{\max.} \approx 3,0 d + 0,085 - 5,9 (d - 0,12)^2 \dots$ Ekv. 9c
för $p_2 \approx 0,90 p_{2\max.}$, betecknad med 0,90.

Det är av dessa formler tydligt, att D icke är snävt beroende av d , utan tvärtom kan väljas inom rätt vida gränser. Ekv. 9a skulle egentligen angiva en undre sådan, men ligger redan för lågt — skorstenarna bliva för praktiskt bruk för trånga. Med diametrar enligt ekv. 9c kunna ännu goda blästeranordningar erhållas, trots det att skorstenarna bliva onödigt vida. De bästa värdena, om ett i det följande berört anspråk på skorstenen beaktas, kunna sökas i närheten av kurvan till ekv. 9b, möjligen hellre något över än under den.

Formlerna äro giltiga endast för skorstenar, i vilka diametern D mätes på höjden D från underkanten av skorstenslängden $h_s = 2 D$.

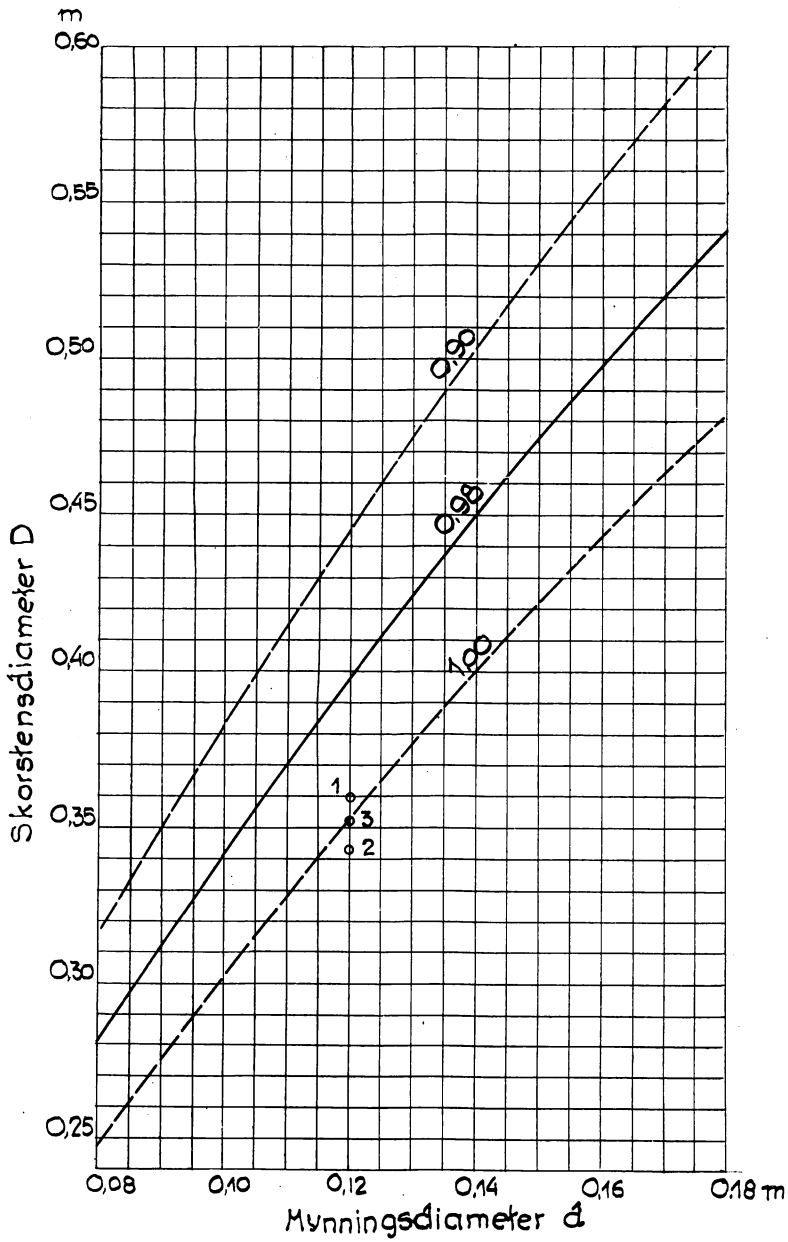
Troskes bekanta förfarande vid förvandling av en cylindrisk skorsten till en närmast motsvarande konisk eller tvärtom är enligt det föregående välgrundat, dock skall den gemensamma diametern D alltid mätas på den nyss angivna höjden.

Sedan skorstenens diameter bestämts, betraktas den lämpligen såsom oberoende variabel och erforderliga efterjämkningar i anordningen förläggas till blästermynningen.

Den koniska formens inverkan på draget är utom av koniciteten $2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ även beroende av skorstenslängden $h_s = nD$.

Ett allmängiltigt uttryck för dessa båda inflytanden skulle enligt bearbetningen av materialet efter Troske bliva synnerligen obekvämt och tillämpningsområdet inskränkes därför till blästeranordningar inom gränskurvorna å texttabell I. I närheten av

Texttabell 1.



dessa kurvor giver den nedan uppställda formeln ännu värden, som endast obetydligt avvika från försöksresultaten, och den är med säkerhet tillämplig för skorstenar av längder 1 D till 2,5 D, sannolikt även för något större längder.

Är p_2 undertrycket i röskåpet för en cylindrisk skorsten av diametern D och längden 2 D samt p_2' det undertryck, som erhålles med en annan skorsten av samma diameter och längden nD, den må sedan vara cylindrisk eller konisk, dock med begränsning av koniciteten till högst $2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 1/6$, så är

$$\frac{p_2'}{p_2} = 0,734 + 0,188 \left(n + 12,5 n^{1,125} \cdot 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^{0,5} - 0,01 (n - 2)^2 \dots\dots\dots \text{Ekv. 10.}$$

Några siffervärden sammanställas till jämförelse:

Skorsten $2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	cylindrisk 0	konisk 1:12 0,083	konisk 1:6 0,167
h_s	$p_2' : p_2$		
1,5 D	0,962	1,065	1,143
2,0 D	1,000	1,122	1,215
2,5 D	1,029	1,169	1,275

Det har länge varit omstritt, huruvida den koniska skorstenen är mera effektiv än den närmast motsvarande cylindriska eller ej. Troske själv t. ex. har ansett, att de kunna jämföras, Strahl åter har med stöd av Zeuners teori och sina försök funnit den koniska formen avgjort överlägsen. Av de ovan anförda relativtalen, härledda ur Troskes egna försök, kan redan nu dragas den slutsatsen, att med en riktigt avmätt konisk skorsten erhålles under fullt jämförbara omständigheter ett kraftigare drag än med en vilken som helst cylindrisk av samma längd, men denna fördel minskas vid avtagande skorstenslängd eller

konicitet. I en belysande jämförelse av de båda formerna efter beräkningen av arbetskvantiteterna skola villkoren för den bästa formen, såväl med hänsyn till draget som till den allt mer aktuella uppdrivningen av röken närmare behandlas.

Av ekv. 8 och 10 följer omedelbart huru en förändring av skorstenen inverkar på blästermynningen. Om f i ekv. 8 antages vara mynningsarean för en cylindrisk skorsten av längden $2 D$ vid det mest gynnsamma mynningsavståndet, i vilket fall φ (F, h) sättes $= 1$, och skorstenen skall utbytas mot t. ex. en konisk $1/12$ med oförändrade D och $h_s = 2 D$, så blir mynningsarean för den senare skorstenen vid det för den bästa mynningsavståndet

$$f' = f \left(\frac{p_2'}{p_2} \right)^{0,5} = f \left(\frac{1,122}{1} \right)^{0,5} = 1,059 f$$

eller, om mynningsdiameterarna insätts i stället,

$$d' = d \left(\frac{p_2'}{p_2} \right)^{0,25} = d \left(\frac{1,122}{1} \right)^{0,25} = 1,029 d.$$

Vid återgivandet av Strahls ekv. 3 och 4 i III. 2 antydes, att fördelaktigaste mynningsavståndet bör sökas i närheten av $h_{\max}$. Troske's rikliga försöksmaterial lämnar även här möjlighet till en närmare bestämning, som blir av erforderlig tillförlitlighet och kan uttryckas relativt enkelt, om dess giltighet inskränkes till området inom gränslinjerna å texttabell I. Ur de grafiska bilagorna I — — III å Taf. X — — XI till Glasers Annalen 1895, Band XXXVII, kan för en given mynningsvidd d och en given skorstensdiameter D_1 , mätt vid underkanten av den effektiva skorstenslängden h_s , härledas följande uttryck för h vid största möjliga värde å p_2 ,

$$h_n = \frac{2,72 \left(1 + 10 \cdot 2 \operatorname{tg} \frac{a}{2} \right) - h_s}{1,56 \left(1 + 8 \frac{D_1^{1,5}}{d + 0,085} \cdot 2 \operatorname{tg} \frac{a}{2} \right)} \cdot \frac{D_1^2}{d + 0,085} + h_s$$

..... Ekv. 11.

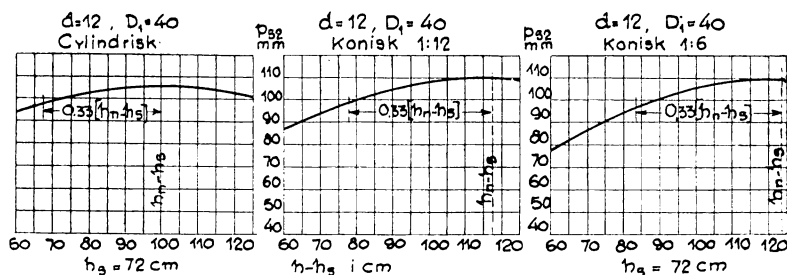
Mynningsavståndet h utfaller enligt denna ekv. merendels mindre än $h_{\max}$ efter Strahl. Enligt ekv. 11 ökas avståndet $h - h_s$ vid avtagande skorstenslängd och tvärtom, enligt ekv.

4 åter blir det för givna d och D_1 konstant. Uppenbarligen är blästerstrålens form i ej ringa grad beroende av skorstenen, d. v. s. anpassar sig i viss mån efter denna. På annat sätt kan det tillsvidare knappt förklaras, att förekommande blästeranordningar, som till dimensionerna avvika rätt mycket från de ur försöken härledda utförningsnormerna, ändå kunna fungera oklanderligt.

Om konstruktionshöjden ej medger det beräknade mynningsavståndet, måste det nedbringas. Med en lämplig kil kan verkan härav neutraliseras och enligt den ovan framlagda teorien t. o. m. något förstärkas. Det senare får dock tillsvidare anses oavgjort. Goss anser sig nämligen ha anledning antaga, att största effekten ernås, om blästerstrålen får utströmma odelad från mynningen. Det kan även finnas andra skäl för en nedskärning av det beräknade mynningsavståndet h_n . Troske har t. ex. under sina försök funnit, att avloppsångan delvis kondenserar vid relativt stora värden å d/D_2 samt h och föranleder vattenstänk från skorstenen. Försöken utfördes dock med luft av vanlig utetemperatur i stället för med heta rökgaser och kondensationen blir därigenom lätt begriplig. För lokomotiv i tjänst, isynnerhet om de ha en effektiv ångöverhettning, torde företeelsen endast i undantagsfall ifrågakomma, men bör för säkerhets skull alltid hållas i minnet och h därför helst tilltagas något kortare än h_n vid bestämningen av blästeranordningens dimensioner, t. ex. $h = (0,90 \text{ å } 0,85) (h_n - h_s) + h_s$.

Göres h mindre än h_n , avtager värdet å p_2 till ett lägre p_2'' . Fig. 13 visar några efter Troske återgivna enskilda fall för cylindrisk skorsten och koniska skorstenar 1/12 resp. 1/6, alla vid $d = 0,120$,

Fig. 13.



$D_1 = 0,400$ och $h - h_s = 0,600$ till $1,250$ m. Det är för den här ifrågakommande handläggningen av uppgiften tillfyllest, om kurvorna kunna bestämmas från hjässan ett stycke nedåt till vänster, med giltighet i övrigt mellan gränskurvorna å texttabell I. För $h - h_s \geq 0,67$ ($h_n - h_s$) blir under dessa betingelser

$$\frac{p_2''}{p_2} = \sqrt{1 - \left[\frac{h_n - h}{h_n - h_s} \right]^2 \left[\frac{1,45 \left(1 + 102 h_s \left\{ 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right\}^2 \right)}{0,6 + h_s \left(1 + 96 \left\{ 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right\}^2 \right)} \right]^2}$$

..... Ekv. 12.

Har blästermynningen för undertrycket p_2 och avståndet h_n arean f m², blir den senare för avståndet h och oförändrad skorsten

$$f'' = f \left(\frac{p_2''}{p_2} \right)^{0,5}.$$

Ekvation 8 kan nu fullständigas. Med ledning av Strahls och Troskes försök kan koefficienten k instängas inom tvenne gränsvärden för vardera av skorstenens båda yttersta former, den cylindriska resp. den koniska 1 : 6.

Enligt »Blasrohre», sid. 22, erhöll Strahl för cylindriska och koniska skorstenar:

Cylindrisk, $d = 0,130$, $D = 0,420$, $h_s = 0,885$ m.

$$p_0 : p_2 = 13,6 \cdot 180 : 114 \approx 21,5.$$

Reduceras längden till $h_s = 2 D = 0,840$, så förändras p_2 i enlighet med ekv. 8 till

$$p_2' = 114 \cdot \frac{1}{0,734 + 0,188 \cdot 2,1^{0,5} - 0,01 \cdot 0,1^2} = 113,3 \text{ mm.}$$

Konisk 1/6, $d = 0,130$, $D_1 = 0,374$, $D_2 = 0,522$, $h_s =$
 $= 0,885$ m.

$$p_0 : p_2 = 13,6 \cdot 140 : 114 \approx 16,7.$$

D , här $= 0,450$ m, skall reduceras till $0,420$ m, n blir i förra

fallet $0,885 : 0,450 = 1,97$ och skall i det senare vara $0,840 : 0,420 = 2,0$. Diameternedskningens inverkan kan approximativt bestämmas ur texttabell I genom uppdragning av en kurva för relativa undertrycken 1,0, 0,98 och 0,90 vid D resp. 0,376, 0,423 och 0,475 i $d = 0,130$. Härvid erhålles kvoten $0,98 : 0,942 = 1,04$ och enligt ekv. 10 blir vidare

$$p_2' = 1,04 \cdot 114 \cdot \frac{0,734 + 0,188 (2 + 12,5 \cdot 21,125 \cdot 0,167) 0,5 - 0}{0,734 + 0,188 (1,97 + 12,5 \cdot 1,971,125 \cdot 0,167) 0,5 - 0,01 (-0,03)^2} = 119,0 \text{ mm.}$$

För lika p_2 114 mm vid oförändrad $d = 0,130$ m i båda fallen förändras blästertrycken till:

för den cylindriska skorstenen

$$\begin{aligned} p_0 &= 13,6 \cdot 180 \cdot 114 : 113,3 &= 2463 \text{ mm,} \\ p_0 : p_2 &= 2463 : 114 &= 21,6, \end{aligned}$$

för den koniska skorstenen 1 : 6

$$\begin{aligned} p_0 &= 13,6 \cdot 140 \cdot 114 : 119 &= 1824 \text{ mm,} \\ p_0 : p_2 &= 1824 : 114 &= 16,0, \\ \text{med förhållande } 21,6 : 16,0 &&= 1,35. \end{aligned}$$

Enligt den på bearbetningen av Troskes försöksresultat grundade sammanställningen under ekv. 10 blir förhållandet mellan blästertrycken vid samma betingelser endast 1,215. Av dessa båda värden torde det senare få tillmätas den större allmängiltigheten och sannolikt är i det anförda fallet,

för den cylindriska skorstenen

$$2463 \text{ mm} > p_0 > 2216 \text{ mm} (= 1,215 \cdot 1824),$$

resp. för den koniska 1/6

$$1824 \text{ mm} < p_0 < 2027 \text{ mm} (= 2463 : 1,215).$$

Tillsvidare sättes för de båda gränsformerna

$$p_0 : p_2 = \frac{2463 + 2216}{2 \cdot 114} = 20,5 \text{ resp. } \frac{1824 + 2027}{2 \cdot 114} = 16,9$$

med giltighet för D enligt ekv. 7 b, $h_s = 2 D$ och $h = h_n$.

Zeuners koefficient 0,009227 i ekv. 7 blir strängt taget något för stor, om ångan i blästerröret är svagt överhettad, men kan dock bibehållas. Den avrundas här till 0,0092. Efter insättning av $p_0 = 20,5$ p_2 i ekv. 7 övergår ekv. 8 för den normerande cylindriska skorstenen, φ (F, h) = 1, till

$$f = \left(\frac{0,0092 \cdot 13,6}{20,5} \right)^{0,5} \frac{\kappa H x}{p_2^{0,5}} \approx 0,078 \frac{\kappa H x}{p_2^{0,5}}$$

och för $m \approx 0,5$ blir

$$k = 0,078.$$

För varje annan skorsten med D enligt ekv. 9 b vid $h = h_n$ blir under samma förbehåll

$$f = 0,078 \left(\frac{p_2'}{p_2} \right)^{0,5} \frac{\kappa H x}{p_2^{0,5}}, \text{ jfr ekv. 10,}$$

och om h tillika är mindre än h_n ,

$$f = 0,078 \frac{(p_2' p_2'')^{0,5}}{p_2} \frac{\kappa H x}{p_2^{0,5}}, \text{ jfr. ekv. 12.}$$

Har D annat värde än enligt ekv. 9 b, tages texttabell I till hjälp, jfr texten efter ekv. 12, för uppdragning av en kurva, ur vilken tryckförändringen erhålles. Betecknas tryckförhållandet med $p_2''' : p_2$, blir slutligen

$$f = 0,078 \frac{(p_2' p_2'' p_2''')^{0,5}}{p_2^2} \kappa H x \dots \dots \dots \text{ Ekv. 13,}$$

med giltighet för blästermynningen till en lokomotivskorsten vilken som helst inom gränskurvorna å texttabell I och under villkor

$$h_n - h_s > h - h_s \geq 0,67 (h_n - h_s).$$

Blästertrycket under den sålunda bestämda mynningen blir för $m = 0,5$, jfr ekv. 7 och 42,

$$p_0 = 0,0092 \cdot 13,6 \left(\frac{\kappa H x}{f} \right)^2 \approx 0,125 \left(\frac{\kappa H x}{f} \right)^2 \dots \dots \text{ Ekv. 14.}$$

Alla här berörda tryck äro medeltryck, vilka behandlas såsom oberoende av blästerens periodicitet.

Med tillämpning på det valda exemplet bestämmas blästeranordningen och trycket under dess mynning i följande ordning.

Lokomotivet skall köras med hastigheten 90 km/tim. å horisontell bana, det lägges stor vikt vid rökuppdrivningen och skorstenen blir då lämpligen cylindrisk. Disponibelt höjdutrymme för blästeranordningen är tillsvidare $h = 1,62$ m.

Enligt »Dragkraft», ex. 1, är $H_x = 8830$ kg vid $B = 400$ kg/m²tim. med värmevärde hos bränslet 7500 WE och ångcylindrarna tillföras, jfr sid. 5 i samma arbete, $\alpha H_x = 0,93 \cdot 8830 = 8212$ kg ånga pr timme $= 2,28$ kg/sek. Enligt sammanställningen i II. 10 är dessutom $p_2 = 122,7$ mm VP.

För skorstenslängden $h_s = 2$ D och $h = h_n$ blir $p_2' = p_2'' = p_2$ och, om D beräknas enligt ekv. 9 b, blir även $p_2''' = p_2$, således enligt ekv. 13

$$f = 0,78 \cdot \frac{2,28}{122,70,5} = 0,01605 \text{ m}^2 \text{ samt } d = 0,143 \text{ m.}$$

I texttabell I avläses härefter

$D = 0,458$ m, som rundas uppåt till $0,46$ m, och enligt ekv. 11 blir

$$h_n = \frac{2,72 - 2 \cdot 0,46}{1,56} \cdot \frac{0,46^2}{0,143 + 0,085} + 2 \cdot 0,46 = 1,99 \text{ m.}$$

Giltighetsvillkoret $h_n - h_s > h - h_s \geq 0,67$ ($h_n - h_s$) uppfylles icke, ty $h - h_s \approx 0,70$ blir något mindre än $0,67$ ($h_n - h_s$) $\approx 0,72$.

Skorstenslängden minskas därför, t. ex. till $h_s = 1,8$ D $= 0,83$ m, om D bibehålles oförändrad, vilket här föga inverkar på $p_2''' : p_2 \approx 1$.

Mynningsavståndet blir då

$$h_n = \frac{2,72 - 0,83}{1,56} \cdot \frac{0,46^2}{0,228} + 0,83 = 1,95 \text{ m}$$

och $h - h_s = 0,79 - 0,67 > (h_n - h_s) = 0,75$.

Med minskningen av skorstenslängden följer enligt ekv. 10

$$\frac{p_2'}{p_2} = 0,734 + 0,188 \cdot 1,8^{0,5} - 0,01 (-0,2)^2 = 0,986$$

och med avståndet h i st. för h_n enligt ekv. 12

$$\frac{p_2''}{p_2} = \sqrt{1 - \left(\frac{1,95 - 1,62}{1,95 - 0,83} \right)^2 \left(\frac{1,45}{0,6 + 0,83} \right)^2} = 0,954,$$

varav, jfr ekv. 13,

$$f = (0,986 \cdot 0,954)^{0,5} \cdot 0,078 \frac{2,28}{122,7^{0,5}} \approx 0,0156 \text{ m}^2,$$

$$d \text{ således} \approx 0,141 \text{ m}$$

och enligt ekv. 14

$$p_0 = 0,125 \left(\frac{2,28}{0,0156} \right)^2 = 2672 \text{ mm VP} = 0,267 \text{ at övertryck.}$$

Emot detta tryck och mot undertrycket i rökskåpet svara de absoluta trycken

$$p_0 = 1,033 + 0,267 = 1,300 \text{ at,}$$

$$p_2 = 1,033 - 0,012 = 1,021 \text{ »}.$$

Tydligen är höjdutrymmet $h = 1,62 \text{ m}$ knappt för blästeranordningen och p_0 utfaller på den grund stort, vilket även beror av den cylindriska skorstensformen. Anordningen kan och skall vid utförandet förbättras genom en kil i mynningen, vars fria area då kan förstoras något. För den följande framställningen är en sådan åtgärd emellertid utan betydelse och lämnas tillsvidare åsido.

6. Strömningen i skorstenen.

Det statiska undertrycket i skorstenen uppnår sitt största värde omedelbart under det område, där den med rökgaser fyllda blästerstrålen kommer i beröring med skorstensväggen.

För $h = h_n$ kan det anses inträffa vid underkant av skorstenslängden h_s och största undertrycket blir då så obetydligt

större än undertrycket p_2 i röskåpet, att det kan sättas lika därmed. Intagningen av rökgaserna i blästerstrålen avslutas i detta fall i röskåpet och blandningen ånga — rökgaser bortledes genom den fullt utnyttjade skorstenen.

Minskas h successive vid eljes oförändrad blästeranordning, förflyttas även blästerstrålens anslag mot skorstensväggen högre upp, desto mera ju större skillnaden $h_n - h$ göres, och undertrycket i området omedelbart nedanför sammanträffandet blir i samma mån större än p_2 . Rökgasernas intagning i ångstrålen inledes då i röskåpet och avslutas i skorstenen. Nedre delen av den senare utnyttjas nu icke, utan kan t. o. m. vara till hinders. Goss har vid tryckmätning i ett sådant fall iakttagit ett största undertryck, som med ända till 42 % översteg trycket i röskåpet.

I absolut bemärkelse blir största undertrycket ett tryckminimum. Från detsamma stiger det statiska trycket i skorstenen och skall vid dess topp ha nått upp till den yttre luftens tryck. En förtätning av strömningsmediet ånga — rökgaser med en motsvarande minskning av dess strömningshastighet äger således rum under detta skede. För att förtätningen skall kunna förlöpa normalt erfordras åter en viss relativ skorstenslängd, vilken tydligen bör bliva minst för den cylindriska skorstenen och ökas vid tilltagande konicitet.

Inflytandet på draget av tryckminimiläget, skorstenslängden och koniciteten ingår redan approximativt i de förut anförda formlerna.

IV. Beräkning av arbetskvantiteterna

vid ångans strömning genom blästermynningen samt ångans och rökgasernas strömning genom skorstenen.

Det är för den fortsatta handläggningen av uppgiften tillfyllest, om ångans tillstånd i blästermynningen samt ångans och rökgasernas tillstånd vid inträdet i resp. avgången från skorstenen äro kända.

1. Ångans strömningsenergi i blästermynningen.

Beteckningar:

f_0 m^2 blästerrörets sektionsarea under munstycket,

- p at abs trycket i blästermynningen,
 ω_0 m/sek. ånghastigheten under munstycket,
 ω » » i mynningen,
 t_3 °C temperaturen hos mättad ånga av panntrycket,
 t_4 » » » den överhettade ångan av panntrycket,
 t_5 » » » mättad ånga av blästertrycket,
 t_6 » ångans verkliga temperatur i blästerröret,
 ε rel. ångfyllningen i cylindrarna.

För beteckningarna p_0 , här i at abs, och f , se III. 5.

Ångvikten pr tidsenhet ωHx och trycket p_0 i blästerröret förutsättas vara kända. Avloppsångans mot p_0 svarande temperatur t_6 är däremot i allmänhet obekant och måste bestämmas. Härefter kunna de beräkningar genomföras, ur vilka hastigheten ω , strömningsenergien och ångans tillstånd i mynningen framgå.

Ångtemperaturen i blästerröret är tydligen i hög grad beroende av temperaturdifferensen $t_4 - t_3$, men även av cylinderfyllningen ε . Ett närmevärde bör kunna uttryckas under formen

$$t_6 = t_5 + c\varepsilon \left(\frac{t_4 - t_3}{t_6 + b(t_4 - t_3)} \right)^a \dots\dots\dots \text{Ekv. 15,}$$

vari a b c t_0 ännu äro osäkra. Mätningar av temperaturen inom ett mindre område, $t_4 - t_3 \leq 130^\circ$, företagna i lokomotiv vid Bergslagens Järnvägar, tyda på $a \approx 2$, $b \approx 0,05$, $c \approx 30$ och $t_0 \approx 120$. Dessa värden föredragas tillsvidare framför en ren skattning av temperaturen.

I exemplet är enligt den ovan verkställda beräkningen av blästeranordningens dimensioner $\omega Hx = 2,28$ kg/sek. och $p_0 = 2672$ mm VP = 1,300 at abs. Ur ångtabellerna, se t. ex. texttabell II, erhålles den motsvarande temperaturen för mättad ånga, $t_5 = 106,6^\circ$. Pannans ångtryck är 13 at abs, mättad ånga av detta tryck har temperaturen $190,7^\circ$ och den överhettade ångan får enligt »Dragkraft», ex. 1, vid den till grund

lagda rostansträngningen temperaturen $t_4 = 329^\circ$. Ur samma arbete, tabellen å sid. 37, erhålles genom interpolation fulltrycksfyllningen $\varepsilon = 0,12$ vid hastigheten 90 km/tim.

Ångtemperaturen i blästerröret blir, ekv. 15,

$$t_6 = 106,6 + 30 \cdot 0,12 \left(\frac{329 - 190,7}{120 + 0,05 (329 - 190,7)} \right)^2 = 111^\circ.$$

Ångan är således ännu svagt överhettad, men den innehåller uppenbarligen också något vatten utöver den vattenhalt, som från början förefanns däri. Den följande beräkningen av värmetillståndet vid inträdet i skorstenen tyder på, att i vikten $\approx Hx$ ingår en vattenhalt $x - x_0$ med omkring 4 %, om vattnet antages ha den mättade ångans temperatur vid trycket p_0 . I detta och liknande fall, då överhettningens värme är mindre än det värme, som skulle erfordras för att överföra vattnet till ånga, kan avloppsången i beräkningen lämpligen reduceras till fuktig och därefter behandlas som sådan. Vid högre överhettning åter, t. ex. för godstågslokomotiv, som i allmänhet arbeta med relativt stora cylinderfyllningar, förefinnes kanske ett överskott av överhettningens värme utöver det, som skulle åtgå till den tänkta förångningen av vattnet. Ångan måste då från början behandlas såsom överhettad. Det beror sedan på graden av överhettning, om den på vägen till mynningen övergår till mättad resp. fuktig eller fortfarande förblir överhettad.

Den jämte ångvikten $\approx Hx$ förekommande vattenhalten 1 — x har hittills förbisett i framställningen, då den ej nämnvärt inverkat. Vid bestämningen av värmetillståndet och dess förändringar i fortsättningen måste däremot såväl vikten av som värmeinnehållet i detta vatten medtagas.

I exemplet är enligt »Värmeöverföring», sid 54,

$$H = 8990 \text{ kg/tim. och } \approx H \text{ blir } 0,93 \cdot 8990 \approx 8360 \text{ kg/tim.} = 2,32 \text{ kg/sek.}$$

Denna ångvikt användes tillsvidare i stället för den tidigare angivna $\approx Hx = 2,28 \text{ kg/sek.}$ Totala vattenhalten blir

$$(1 - x) + (x - x_0) = (1 - 2,28 : 2,32) + 0,04 = 0,057 \text{ kg/kg}$$

och specifika ångvikten

$$x_0 = 1 - 0,057 = 0,943 \quad \gg$$

Till underlättande av beräkningarna intages ett utdrag ur tabellen för mättad, torr ånga, Hütte I 1925, sid. 486. Där är p ångtrycket, t ångtemperaturen, u sp. volymen, γ sp. vikten, i' vätskevärmet och i'' totala värmeinhållet. För mellanliggande värden interpoleras.

Texttabell II.

p at abs.	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
t °C	99,1	101,8	104,2	106,6	108,7	110,8	112,7
u kbm/kg	1,727	1,580	1,457	1,352	1,261	1,182	1,113
γ kg/kbm	0,579	0,633	0,687	0,740	0,793	0,846	0,898
i' WE/kg	99,1	101,8	104,3	106,7	108,9	110,9	112,9
i'' »	639,0	640,1	641,1	642,0	642,8	643,6	644,3

Värmeinhållet i ett kg överhettad, vattenfri ånga av absoluta temperaturen $T_6 = t_6 + 273$ är, jfr Hütte I 1925, sid. 483,

$$i = 0,47 t_6 - \frac{203,0 p}{(0,01 T_6)^{3,333}} - \frac{2,225 \cdot 10^{12}}{(0,01 T_6)^{14}} \left(\frac{p}{100}\right)^3 + 595.$$

För relativt små tryck kan tredje termen i högra ledet försummas, ekvationen övergår då till

$$i = 0,47 t_6 - \frac{203,0 p}{(0,01 T_6)^{3,333}} + 595 \dots \dots \dots \text{Ekv. 16}$$

och här blir

$$i_0 = 0,47 \cdot 111 - \frac{203,0 \cdot 1,300}{(1,11 + 2,73)^{3,333}} + 595 = 644,2 \text{ WE/kg.}$$

För mättad ånga av samma tryck är värmeinhållet enligt texttabell II

$$i_0'' = 642,0 \text{ WE/kg.}$$

Överhettningvärmet för ånga med $x_0 = 0,943$ blir således

$$i_0 - i_0'' = 0,943 (644,2 - 642,0) = 2,1 \text{ WE/kg.}$$

Vid reduktion av den svagt överhettade ångan till fuktig beräknas $2,1 : (642,0 - 106,7) = 0,004$ kg vatten pr kg övertill till ånga och vattenhalten blir därefter $1 - x_0 = 0,053$ samt $x_0 = 0,947$ kg/kg. Härmed följer en obetydlig tryckstegring till

$$p_0 = 1,300 \cdot 1,004^z = 1,300 \cdot 1,004^{1,13} = 1,306 \text{ at.}$$

Exponenten är bestämd enligt Hütte I 1915, sid. 421, $z = 1,035 + 0,1 x$ för $x \approx 0,95$. Den får ej förväxlas med viktskoefficienten x i det föregående.

Specifika ångvolymen beräknas med hjälp av texttabell II,
 $u_0 = ux_0$ Ekv. 17.

I exemplet blir för $p_0 = 1,306$ och $x_0 = 0,947$

$$u_0 = \left[1,352 - \frac{0,006}{0,1} \cdot (1,352 - 1,261) \right] \cdot 0,947 =$$

$$= 1,276 \text{ kbm/kg}$$

och totala ångvolymen

$$2,32 \cdot 1,276 = 2,960 \text{ kbm/sek.}$$

Enligt Zeuners ekv. 7 (14) är blästertrycket oberoende av kolvhastigheten, ångfördelningsorganen och blästerrörsvidden. Den senare är emellertid av betydelse för ånghastigheten i röret och inverkar därigenom på ångans värmestånd i mynningen. Ty för ångviktens acceleration från hastigheten ω_0 i röret till ω i mynningen erfordras ett arbete, till vilket en del av ångans värme tages i anspråk. Ökas blästerrörets sektionsarea f_0 , avtager hastigheten ω_0 under det att skillnaden $\omega - \omega_0$, arbetet och värmeförbrukningen ökas samt ångans återstående värmeinnehåll i mynningen minskar. Den ur volymen u_0 beräknade hastigheten ω_0 bör därför hänföras till en blästerrörsarea f_0 , som står i visst förhållande till mynningsarean f , $f_0 : f = 1,75$. Intet hindrar, att blästerröret i verkligheten kan ha en annan sektionsarea, men ånghastigheten däri omräknas i sådant fall till ω_0 för $f_0 = 1,75 f$.

I exemplet erhålles

$$f_0 = 1,75 \cdot 0,0156 = 0,0273 \text{ m}^2$$

$$\omega_0 = \frac{2,960}{0,0273} = 108,4 \text{ m/sek.}$$

Ångan expanderar i munstycket från trycket p_0 i röret till p i mynningen och förrättar därunder det ovan nämnda accelerationsarbetet. Härvid förbrukas en liten del av ångans värme, ångtemperaturen nedgår och oftast följer även någon kondensation. Arbetet blir av alldeles samma natur som arbetet vid adiabatisk expansion i en förlustfri ångmaskin, i vilken expansionen förlöper enligt formeln pu^{κ} konstant eller

$$pu^{\kappa} = p_0 u_0^{\kappa} \dots \dots \dots \text{ Ekv. 18.}$$

Exponenten κ är beroende av ångans tillstånd, 1,3 för överhettad och $1,035 + 0,1 x$ för fuktig ånga. Övergår ångan under expansionen från överhettad till fuktig, kan beräkningen uppdelas på expansion från p_0 till p_s i gränskurvan för mättad ånga med värde å κ mellan 1,3 och $1,035 + 0,1 x$, $1,3 > \kappa > 1,035 + 0,1 x$, samt på expansion därifrån till p med $\kappa = 1,035 + 0,1 x$.

Då såväl p som u i ekv. 18 äro obekanta, bestämes ångans tillstånd i mynningen merendels genom beräkning av hastigheten ω enligt någon empirisk formel. Zeuner har å sidan 94 i sitt arbete »Lokomotiven-Blasrohr» uppställt en sådan, giltig endast under förbehållet, att ångan får utströmma i det fria eller i ett rum, varest trycket föga avviker från atmosfärtrycket. I »Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues» återfinnes på sid. 195 ungefär samma formel, tillämplig även för överhettad ånga och kompletterad med en koefficient för motståndet i munstycket. Koefficienten 0,85, sannolikt något för stor, har minskats till 0,82 i formeln

$$\omega = 0,82 \cdot 100 \sqrt{2 g \frac{p_0 - 1,033}{\gamma_m}} \dots \dots \dots \text{ Ekv. 19.}$$

Däri är γ_m aritmetiska mediet av de mot trycken p_0 och 1,033 at svarande specifika ångvikterna γ_0 och γ_a . Det inverkar ej nämnvärt på beräkningen, om vattenhalten sättes lika i båda, ehuru den oftast blir större i γ_a än i γ_0 , om expansionen fortsätter till atmosfärtrycket.

Ur ekvationen för arbetet pr kg ånga

$$\frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2g} = \frac{i_0 - i}{A}$$

erhålles

$$i = i_0 - A \frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2g} \dots\dots\dots \text{Ekv. 20.}$$

Häri beteckna

i_0 WE/kg ångans värmeinnehåll i blästerröret,
 i » » » » mynningen,
 A WE/kgm arbetsenhetens värmeekvivalent = 1/427.

Vid den närmare bestämningen av ångtillståndet, där så-
 dan erfordras, beräknas mynningsvolymen u ur hastigheten ω
 och mynningsstrycket p med hjälp av ekv. 18.

För fuktig ånga erhålles temperaturen t sedan ur texttabell II
 och specifika ångvikten ur uttrycket

$$x = (i - i') : (i'' - i') \dots\dots\dots \text{Ekv. 21.}$$

För överhettad, vattenfri ånga kan $t = T - 273$ beräknas
 ur följande avkortade formel från Hütte I 1925, sid. 483,

$$u = 47,1 \frac{T}{10000 p} - \frac{2}{(0,01 T)^{3,333}} \dots\dots\dots \text{Ekv. 22.}$$

Dess högra led har i verkligheten ännu en term, som vid de här
 förekommande låga trycken kan uteslutas.

Strömningsenergien i mynningen blir

$$N = \frac{xH}{2g} \omega^2 \dots\dots\dots \text{Ekv. 23,}$$

vari xH är ångvikten i kg/sek.

Vid återtagandet av tillämpningen på exemplet erhålles
 för $p_0 = 1,306$ och $x = 0,947$

$$\gamma_0 = 1 : 1,276 = 0,783 \text{ kg/kbm}$$

för $p_a = 1,033$ och $x = 0,947$

$$\gamma_a = 1 : \left[0,947 (1,727 - \frac{0,033}{0,1} (1,727 - 1,580)) \right] = 0,629 \text{ kg/kbm}$$

$$\gamma_m = (0,783 + 0,629) : 2 = 0,706 \quad \gg$$

$$\omega = 0,82 \cdot 100 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1,306 - 1,033}{0,706}} = 225,8 \text{ m/sek.}$$

$$i = 0,943 \cdot 644,2 - \frac{225,8^2 - 108,4^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 427} = 602,8 \text{ WE/kg}$$

och ångans totala värmeinnehåll i mynningen blir

$$2,32 \cdot 602,8 = 1398,5 \text{ WE/sek.}$$

En fullständig bestämning av ångtillståndet är i detta fall ej behöfvlig för fullföljandet av beräkningen, men kontrollerar den senare och förtydligar arbetsprocessen.

$$u = 225,8 \cdot 0,0156 : 2,32 = 1,518 \text{ kbm/kg}$$

$$p = 1,306 \cdot (1,276 : 1,518) 1,13 = 1,073 \text{ at}$$

$$i' = 99,1 + \frac{0,073}{0,1} (101,8 - 99,1) = 101,1 \text{ WE/kg}$$

$$i'' = 639,0 + \frac{0,073}{0,1} (640,1 - 639,0) = 639,8 \quad \gg$$

$$x = (602,8 - 101,1) : (639,8 - 101,1) = 0,931 \text{ kg/kg}$$

$$u = 0,931 \left[1,727 - \frac{0,073}{0,1} (1,727 - 1,580) \right] = 1,508 \text{ kbm/kg.}$$

De båda u-värdena, här 1,518 och 1,508, bliva på grund av att formlerna äro approximativa ej fullt överensstämmande.

Räknearbetet förenklas vid användandet av entropitabeller, se t. ex. D. T. V. Termodynamik, sid. 161, eller Hütte I 1925, sid. 484—485.

Enligt ekv. 23 blir slutligen

$$N = \frac{2,32}{2 \cdot 9,81} \cdot 225,8^2 = 6028,9 \text{ kgm/sek.}$$

2. Arbetet i rökskåpet.

Enligt III. 3 expanderar avloppsången vid strömningen ur mynningen från trycket p i denna till trycket p_2 i rökskåpet, varvid en mindre del av dess strömningsenergi omsättes i värme. När trycket p_2 nåtts, börjar inströmningen av rökgaserna i blästerstrålen och den antages fortgå till dess att blandningen ånga—rökgaser träffar skorstensväggen. Under detta skede accelereras rökgasernas hastighet från 0 i rökskåpet till det värde, som den måste ha i skorstenen, och till det härför erforderliga arbetet tages en del av ångans strömningsenergi i anspråk. Samtidigt överföres en betydande del av rökgasernas värme till ångan, som därvid överhettas, men som trots detta fortfarande kan antagas innehålla något vatten. Av III. 3 framgår ytterligare, att inmängningen av rökgaserna i blästerstrålen är störst ute i dess periferi och avtager in mot dess kärna, samt att strömningshastigheten är olikformig, störst i kärnan och avtagande mot periferien. På grund härav måste blandningens temperatur vara högre ute vid periferien än i kärnan. Temperaturfördelningen är föga känd. Vid några mätningar i lokomotiv å Bergslagens Järnvägar har rökgasernas maximitemperatur $t_{\max}$, invid manteln i skorstenens nedre del approximativt bestämts. Med ledning härav kan ångans medeltemperatur t_1 vid inströmningen i skorstenen ungefärligen bedömas.

Beräkningsgrunderna och deras tillämpning på exemplet behandlas här samtidigt, till undvikande av upprepningar.

Beteckna

t °C ångans temperatur i blästermynnningen,
 t_r » rökgasernas temperatur i rökskåpet, tidigare t_2 ,
 så är enligt de ovan nämnda mätningarna

$$t_{\max.} \approx (t + 1,1 t_r) : 2$$

och ångans medeltemperatur anslås till

$$t_1 \approx (t + 0,875 t_r) : 2 \dots\dots\dots \text{Ekv. 24.}$$

Enligt III. 1 är $t_2 = 346^\circ = t_r$ och enligt IV. 1 $p = 1,073$ at. Ur texttabell II erhålles den mot p svarande ångtemperaturen

$$t = 99,1 + \frac{0,073}{0,1} (101,8 - 99,1) = 101,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

och ångans medeltemperatur vid inträdet i skorstenen blir enligt ekv. 24

$$t_1 = (101,1 + 0,875 \cdot 346) : 2 = 201,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ångan är nu av trycket $p_1 = 1,021$ at och antages innehålla omkring 3 % vatten, $1 - x = 0,03$ och $x = 0,97$. Vid $p_1 = 1,021$ är enligt texttabell II

$$i' = 99,1 + \frac{0,021}{0,1} (101,8 - 99,1) = 99,7 \text{ WE/kg}$$

och vattnet har temperaturen $t' = 99,7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Vore ångan vattenfri, skulle den vid oförändrat värmeinnehåll ha en något högre temperatur t_{01} , som beräknas ur uttrycket

$$\frac{c' (1 - x) t' + c_{01} x t_{01}}{c' (1 - x) + c_{01} x} = t_1 \dots \dots \dots \text{ Ekv. 25,}$$

vari specifika medelvärmet betecknas med

c' WE/kg $^\circ\text{C}$ för vattnet vid t' $^\circ\text{C}$ och med

c_{01} » för ångan vid p at och t_{01} $^\circ\text{C}$.

c' är $\approx 1,0$ för t' omkring 100° , c_{01} bestämmas med hjälp av ekv. 16 genom beräkning av tvenne värden å i, det ena för $t > t_{01}$, det andra för $t < t_{01}$. För $p = 1,021$ och $220^\circ > t_{01} > 200^\circ$ blir $c_{01} = 0,48$. Efter insättning av siffervärdena i ekv. 25 erhålles

$$\frac{1,0 \cdot 0,03 \cdot 99,7 + 0,48 \cdot 0,97 t_{01}}{1,0 \cdot 0,03 + 0,48 \cdot 0,97} = 201,9^\circ \text{ och}$$

$$t_{01} = \frac{201,9 \cdot 0,496 - 2,991}{0,466} = 208,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

För vattenfri ånga av denna temperatur och trycket $1,021$ at är enl. ekv. 16

$$i_{01} = 0,47 \cdot 208,5 - \frac{203,0 \cdot 1,021}{(2,08 + 2,73)^{3,333}} + 595 = 691,9 \text{ WE/kg}$$

och för ånga av samma temperatur med 3 % vattenhalt blir

$$i = 99,7 + 0,97 (691,9 - 99,7) = 674,1 \text{ WE/kg.}$$

Det av ångan förrättade arbetet i rökskåpet utgöres dels av rökgasernas dragning genom pannan, enligt II. 10 1848,6 kgm, dels av rökgasernas hastighetsacceleration från 0 till hastighetsvärdet i skorstenen. Det senare arbetet, ännu obekant, antages preliminärt vara c:a tre fjärdedelar av det förra och värmeförbrukningen för båda blir då

$$1,75 \cdot 1848,6 : 427 = 7,6 \text{ WE/sek.}$$

Ångan hade i mynningen, se IV. 1, värmeinnehållet 602,8 WE/kg och har således i rökskåpet upptagit

$$2,32 (674,1 - 602,8) + 7,6 = 173,0 \text{ WE/sek.}$$

Denna värmemängd har avgivits av rökgaserna, vilka enligt II. 5 hade vikten 5,79 kg/sek., med

$$173,0 : 5,79 = 29,9 \text{ WE/kg.}$$

Enligt »Värmeöverföring», tab. II, är för $n = 1 = 0,6$, $h = 7500 \text{ WE/kg}$ och $t = 346^\circ$ rökgasernas värmeinnehåll 84,1 WE/kg och vid inträdet i skorstenen har det således minskats till

$$84,1 - 29,9 = 54,2 \text{ WE/kg,}$$

med en åtföljande sänkning av temperaturen till 224°C .

Volymen av vattenfri ånga vid $p = 1,021 \text{ at}$ och $t_{01} = 208,5^\circ$ är enligt ekv. 22

$$u_{01} = 47,1 \cdot \frac{208,5 + 273}{10000 \cdot 1,021} - \frac{2}{(2,08 + 2,73)^{3,333}} = 2,210 \text{ kbm/kg,}$$

av sådan ånga med 3 % vattenhalt, $t_1 = 201,9^\circ$,

$$u_1 = 0,97 \cdot 2,210 = 2,144 \text{ kbm/kg}$$

och ångvolymen i sin helhet blir

$$2,32 \cdot 2,144 = 4,974 \text{ kbm/sek.}$$

Volymen av rökgaserna är enligt »Värmeöverföring» ekv. 8

$$u_{r1} = \frac{224 + 273}{1,33 \cdot 273} = 1,369 \text{ kbm/kg}$$

och totala rökgasvolymen

$$5,79 \cdot 1,369 = 7,927 \text{ kbm/sek.}$$

Blandningens medelhastighet vid inträdet i skorstenen, som enligt III. 5 är cylindrisk med $D = 0,46 \text{ m}$, blir

$$\omega_1 = (4,974 + 7,927) : 0,166 = 77,7 \text{ m/sek.}$$

Den motsvarande strömningsenergien utgör i sin helhet

$$\frac{(2,32 + 5,79) \cdot 77,7^2}{2 \cdot 9,81} = N' = 2495,5 \text{ kgm/sek.}$$

Enligt det föregående måste medelhastigheten $a\omega_1$ för ångan vara större och $b\omega_1$ för rökgaserna vara mindre än bådas medelhastighet, $a\omega_1 > \omega_1 > b\omega_1$. Är endera av a eller b känd, kan den andra bestämmas ur ekvationen

$$\kappa H (a\omega_1)^2 + G (b\omega_1)^2 = (\kappa H + G) \omega_1^2,$$

till exempel

$$a = \sqrt{1 + \frac{(1 - b^2) G}{\kappa H}} \dots\dots\dots \text{Ekv. 26.}$$

Professor Goss har undersökt hastighetens fördelning i blästerstrålens fria del under skorstensfoten och där funnit hastigheten runt 2 gånger så stor inne i kärnan som i närheten av periferien, se »Lokomotive Sparks», sid. 76—78. Strålen träffar i dessa fall skorstensmanteln tämligen högt upp och innan dess torde hastighetsskillnaden ha ej oväsentligt utjämnats. Med hänsyn härtill uppskattas b till 0,9 och beräknas

$$a = \sqrt{1 + \frac{(1 - 0,9^2) \cdot 5,79}{2,32}} = 1,214.$$

Fördelningen av strömningsenergien blir

$$\text{på ångan} \quad \frac{2,32 (1,214 \cdot 77,7)^2}{2 \cdot 9,81} = 1052,3 \text{ kgm/sek.}$$

$$\text{på rökgaserna} \quad \frac{5,79 (0,9 \cdot 77,7)^2}{2 \cdot 9,81} = 1443,2 \quad »$$

Ångans arbete i rökskåpet är härmed bestämt och blir

$$1848,6 + 1443,2 = 3291,8 \text{ kgm/sek.}$$

eller i värmemått

$$3291,8 : 427 = 7,7 \text{ WE/sek.}$$

i stället för preliminärt antagna 7,6.

Av ångans strömningsenergi i mynningen, som enligt IV. 1 utgjorde 6028,9 kgm/sek.

ha förbrukats

för rökgasernas dragning genom

pannan 1848,6

för acceleration av rökgaserna till

skorstenen 1443,2

och återstå 1052,3 = 4344,1 »

I strömningsenergi ha förlorats 1684,8 »

eller $168480 : 6028,9 =$ runt 28 % av totalenergien.

Förlusten antages härröra från virvelrörelser i blästerstrålen, vilka omsatts i värme och således icke medfört någon värmeförlust.

Värmeinnehållet i ånga och rökgaser var vid ångans avgång ur blästermynningen

$$2,32 \cdot 602,8 + 5,79 \cdot 84,1 = 1885,4 \text{ WE/sek.}$$

i arbete har omsatts värmemängden 7,7

och vid inträdet i skorstenen återstå

$$2,32 \cdot 674,1 + 5,79 \cdot 54,2 = \underline{1877,7} = 1885,4 \quad »$$

3. Arbetet i skorstenen.

Vid blästerstrålens anslag mot skorstensröret uppstår en stötverkan, vilken dock är av så ringa inflytande på blandningens strömningsenergi, att den kan behandlas helt summariskt eller rent av negligeras.

Enligt III. 2 har den fria blästerstrålen en konicitet av omkring 1 : 6, men i det föregående har också berörts, att de inströmmande rökgaserna efterhand böja dess delstrålar inåt och att strålen i sin helhet i viss mån synes anpassa sig efter skorstenen. Strålens konicitet vid anslaget mot skorstensröret måste således vara störst, omkring 1 : 6, i den koniska skorstenen 1 : 6 med det minsta blästerrörsavståndet och minst i den cylindriska skorstenen med det åtföljande större avståndet. I saknad av uppgift för den senare formen anslås strålens konicitet till 1 : 10 vid anslaget. För mellanliggande former kan den sedan lätt bedömas.

Är strålens konicitet vid anslaget 1 : n, får blandningen i periferien en strömningsriktning, som lutar $0,5 : n = 1 : (2n)$ mot vertikalen. Inåt strålen avtager denna lutning och i strålens mitt är den 1 : ∞ . Om skorstensdiametern vid anslaget är D_a , ligga riktningslinjernas resultanter på en cirkelperiferi med diametern

$$d_r = D_a (\pi : 8)^{0,5} = 0,627 D_a$$

och deras lutning mot vertikalen blir

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,627 : (2n).$$

Efter anslaget antager blästerstrålen skorstenens form. Har den senare koniciteten 1 : n_s och betecknas dess diameter med D_s var den än mätes, så bliva de motsvarande uttrycken för riktningslinjernas resultanter i skorstenen

$$d_{rs} = D_s (\pi : 8)^{0,5} = 0,627 D_s,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_s = 0,627 : (2n_s).$$

Periferierna $0,627 D_a$ resp. $0,627 D_s$ dela blästerstrålen i lika stora tvärsnittsytor. Enligt det föregående är hastigheten

större i de inre av dessa än i de yttre och medelhastigheterna eller hastighetsresultanterna komma således att ligga innanför riktningsresultanterna. Inläggas medelhastigheterna i de senare, som äro lätt bestämbara, blir den beräknade direkta effektförlusten vid stöten något för stor.

En vilken som helst av blästerstrålens hastighetsresultanter ω_1 med lutningsvinkel α mot vertikalen uppdelas i komponenter, av vilka den ena ω_{s1} skall sammanfalla med riktningsresultanten för skorstenen, lutningsvinkel α_s mot vertikalen, och den andra ω_{o1} blir vinkelrät mot ω_{s1} , jfr fig. 14.

Den förra komponenten anger strömningsmedelhastigheten i skorstenen omedelbart efter stöten och blir

$$\omega_{s1} = \omega_1 \cos (\alpha - \alpha_s),$$

den senare beräknas till

$$\omega_{o1} = \omega_1 \sin (\alpha - \alpha_s).$$

Om strömningsenergien N' vid anslaget i sin helhet hänföres till hastighetsresultanten ω_1 , faller därav på komponenten ω_{s1} i skorstenen

$$N_{s1} = \frac{zH + G}{2g} (\omega_{s1})^2$$

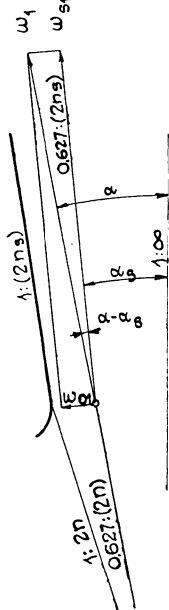
och återstoden

$$N_{o1} = \frac{zH + G}{2g} (\omega_{o1})^2$$

har gått förlorad på det sätt, att den utlösts i virvelrörelser, vilka omsatts i värme.

Hastighetsminskningen $\omega_1 - \omega_{s1}$ tyder på en sammantryckning av strömningsmediet med åtföljande tryckstegring eller m. a. o. på inledningen av en svag tryckvåg i skorstenen, jfr Nordling och Bengtzon: »Beiträge zur Kenntniss der Widerstände etc.», Glasers Annalen 1925, band 97, sid. 14.

Fig. 14.



Virvelrörelserna föranleda en indirekt energiförlust, däri-
genom att de stora strömningen, och sammantryckningen be-
tyder en direkt sådan. Båda tillsammans torde uppgå till högst
värdet av N_{01} .

Förlusten i sin helhet varierar från ett maximum i den cy-
lindriska skorstenen till 0 i den koniska 1 : 6.

I exemplets cylindriska skorsten äro $\omega_1 = 77,7$ m/sek.,
 $D_a = D_s = 0,460$ m, $\text{tg } \alpha_s = 0$ och $N' = 2495,5$ kgm/sek.
Beräkningen giver

$$\begin{aligned} \text{tg } \alpha &= 0,627 : (2 \cdot 10) = \\ &= 0,0314 \text{ eller } \alpha = 1^{\circ}48' \end{aligned}$$

$$\omega_{s1} = 77,7 \cos 1^{\circ}48' = 77,7 \cdot 0,9995 = 77,66 \text{ m/sek.}$$

$$\omega_{01} = 77,7 \sin 1^{\circ}48' = 77,7 \cdot 0,0314 = 2,44 \quad \gg$$

$$N_{s1} = \frac{2,32 + 5,79}{2 \cdot 9,81} \cdot 77,66^2 = 2493,0 \text{ kgm/sek.}$$

$$N_{01} = \frac{2,32 + 5,79}{2 \cdot 9,81} \cdot 2,44^2 = 2,5 \quad \gg$$

$$\cdot \text{ Totala förlusten vid stöten} \leq 5,0 \quad \gg$$

Vid strömningen genom skorstenen förtätas blandningen
från trycket p_1 vid inströmningen till atmosfärtrycket p_a vid
utströmningen. Med frånseende av den ovan antydda tryckvågen,
som under tiden utjämnats, blir trycket under strömningen i ge-
nomsnitt $p_m = (p_1 + p_a) : 2$, volymen av ångan beräknas
enligt ekv. 18, men med $x = 0,98$, då det alltjämt fortgående
värmeutbytet mellan rökgaser och ånga bör ha lett till för-
ångning av ytterligare något innehållet vatten, och volymen av
rökgaserna bestämmes enligt »Värmeöverföring», ekv. 8. Ar-
betet vid strömningen genom skorstensröret blir, jfr ekv. 2,

$$N_s = \frac{m_1 \beta (xH + G) \omega_m^2 h_s}{2gD_m} \dots\dots\dots \text{Ekv. 27.}$$

För den cylindriska skorstenen ha D_m och ω_m sin givna

betydelse, för den koniska skorstenen erhålles ur $y = x^2$, efter integration av $x^2 dx$ mellan gränserna D_2 och D_1 , division med $D_2 - D_1$ samt rotutdragning,

$$D_m = \sqrt{\frac{D_2^3 - D_1^3}{3(D_2 - D_1)}}$$

eller, med tillräcklig noggrannhet i de flesta fall,

$$D_m = \frac{D_2 + D_1}{2},$$

varefter ω_m kan beräknas.

I »Värmeöverföring» anges för runda rör enligt ekv. 41 a, om de kunna jämnställas med dragna,

$$m_1 = 1 + 0,0038 \left(\frac{4}{D_m} \right)^{0,75}$$

och enligt ekv. 42 a, jfr II. 5,

$$\beta = 0,3164 \left(\frac{\eta}{\mu \omega_m D_m} \right)^{0,25}.$$

Blandningens inre friktionskoefficient, som måste ha ett högre värde än ångans resp. ett lägre än rökgasernas, jfr. ten Bosch: »Die Wärme-Uebertragung», sid. 57, och II. 5 i det föregående, anslås till

$$\eta \approx 0,76 \frac{14,2 (t_m + 273)^{1,5}}{10^8 (t_m + 387)} \quad \text{kg sek./m}^2.$$

Ångans och rökgasernas medeltemperatur t_m beräknas med hjälp av ekv. 25, sedan $1 - x$ utbytt mot $x H$ och $c_{01} \times t_{01}$ resp. $c_{01} \times$ ersatts med för rökgaserna ifrågakommande termer. Specifika massan blir fortfarande

$$\mu = \gamma_m : g = 0,102 \gamma_m \quad \text{kg sek.}^2/\text{m}^4,$$

vari γ_m är ångans och rökgasernas specifika medelvikt.

Vid återtagandet av exemplet erhålles:

$$m_1 = 1 + 0,0038 \left(\frac{4}{0,46} \right)^{0,75} = 1,019$$

$$p_m = (1,021 + 1,033) : 2 = 1,027 \text{ at abs.}$$

Ångan.

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,035 + 0,098, \text{ bibehålles } 1,13; 1 : \alpha = \\ &= 0,885 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Vid } p_1 = 1,021, t = 208,5 \text{ och } x = 1 \text{ är } u_{01} \\ = 2,210 \text{ kbm/kg,} \end{aligned}$$

sammantryckes ångan till $p_m = 1,027$ at, blir

$$u_0 = 2,210 \left(\frac{1,021}{1,027} \right)^{0,885} = 2,198 \quad \gg$$

och med 2 % vattenhalt, $x = 0,98$, nedgår denna volym till

$$u = 0,98 \cdot 2,198 = 2,154 \text{ kbm/kg.}$$

Ångtemperaturen stiger vid sammantryckningen, ehuru knappt märkbart på grund av den obetydliga tryckskillnaden 1,027 — 1,021 at. Insättes i ekv. 22 $208,6^\circ$ som försöksvärde i st. f. 208,5, blir

$$\begin{aligned} u_0 &= 47,1 \frac{208,6 + 273}{10000 \cdot 1,027} - \frac{2}{(2,09 + 2,73)^{3,333}} = \\ &= 2,198 \text{ kbm/kg} \end{aligned}$$

fullt överensstämmande med det ovan beräknade värdet för vattenfri ånga. Värmeinnehållet i denna är

$$\begin{aligned} i_0 &= 0,47 \cdot 208,6 - \frac{203,0 \cdot 1,027}{(2,09 + 2,73)^{3,333}} + 595 = \\ &= 691,9 \text{ WE/kg} \end{aligned}$$

och blir för ånga av samma tryck resp. temperatur, men med 2 % vattenhalt

$$i = 99,8 + 0,98 (691,9 - 99,8) = 680,1 \text{ WE/kg}$$

$$\omega_m = 12,83 : (\pi \cdot 0,46^2 : 4) = 77,2 \text{ m/sek.}$$

$$\beta \approx 0,3164 \left(\frac{0,00000193}{0,0645 \cdot 77,2 \cdot 0,46} \right)^{0,25} = 0,00959$$

och för $h_s = 0,83$ blir slutligen

$$N_s \approx \frac{1,019 \cdot 0,00959 \cdot 8,11 \cdot 77,2^2 \cdot 0,83}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,46} = 43,4 \text{ kgm/sek.}$$

I övre skorstensmynningen har blandningen komprimerats till atmosfärtrycket 1,033 at. Vattenhalten antages vara oförändrad, 2 %. Beräkningen fullföljes lätt med ledning av den nyss slutförda och här intagas endast räkneresultaten.

Ångan.

$$\begin{aligned} u_0 &= 2,188 \text{ kbm/kg, } u = 2,144 \text{ kbm/kg, } t = 208,7 \text{ }^\circ\text{C,} \\ i_0 &= 692,0 \text{ WE/kg, } i = 680,2 \text{ WE/kg och } \approx Hi = \\ &= 1578,1 \text{ WE/sek.} \end{aligned}$$

Rökgaserna.

Från ångans och rökgasernas värmeinnehåll vid inträdet i skorstenen 1885,4 WE/sek.
skall avräknas dels förestående post 1578,1

$$\text{dels för arbetet i skorstenen } \frac{5,0 + 43,4}{427} = 1,1 = 1579,2 \quad \gg$$

$$\text{Rökgasernas värmeinnehåll blir således } 306,2 \quad \gg$$

$$\text{och } i_r = 52,9 \text{ WE/kg, } t_r = 219 \text{ }^\circ\text{C, } u_r = 1,339 \text{ kbm/kg.}$$

Blandningen.

Hastigheten i övre skorstensmynningen blir

$$\omega'' = (2,32 \cdot 2,144 + 5,79 \cdot 1,339) : (\pi \cdot 0,46^2 : 4) = 76,6 \text{ m/sek.}$$

och strömningsenergien därstädes

$$N'' = \frac{2,32 + 5,79}{2 \cdot 9,81} \cdot 76,6^2 = 2425,4 \text{ kgm/sek.}$$

4. Totala arbetet i rökskåpet och skorstenen,

alltid $N - N''$, blir i exemplet:

förbrukning i rökskåpet:

för nyttigt arbete	1848,6	kgm/sek.
strömningsförlust	1684,8	»
förbrukning i skorstenen, $5,0 + 43,4 + 21,7 =$	<u>70,1</u>	»
» » rökskåp och skorsten	$= 3603,5$	»
återstod i övre skorstensmynningen	<u>2425,4</u>	»
strömningsenergi i blästermynningen	6028,9	»

Den som energiförbrukning i skorstenen upptagna posten 21,7 kgm/sek. kan ännu icke beräknas i förväg, utan erhålles först i avräkningen. Tillsvidare antages den vara en effektförlust vid rökgasernas fortsatta inmängning i blästerstrålen. I densamma ingår en liten energiförbrukning 0,5 kgm/sek. vid ångans sammantryckning i skorstenen från rökskåps- till atmosfärtrycket.

V. Uppdrivningen av röken.

Det anses numera såsom självklart, att en god sikt vid framförandet av tågen är en av de allra viktigaste betingelserna för driftsäkerheten och då sikten ofta i hög grad skymmes av röken, ha särskilda anordningar mångenstädes träffats för undanförandet av den senare. Dessa anordningar gå i allmänhet ut på att föra upp röken med hjälp av den yttre luften och effekten blir beroende av körhastigheten, vindhastigheten samt vindriktningen. Blästeranordningen medverkar alltid mer eller mindre, den kan t. o. m. påbörjas det väsentligaste av uppgiften om skorstenens utförande inriktas därpå. Villkoret blir i enklaste avfattning, att kvoten av blandningens medelhastighet vid strömningen ur skorstenen och av körhastigheten ej får understiga ett visst värde, för V i km/tim.

$$\omega'' : \frac{V}{3600} \geq m \text{ eller } \omega'' \geq \frac{mV}{3600},$$

vari ω'' skall hänföras till en bestämd rostansträngning.

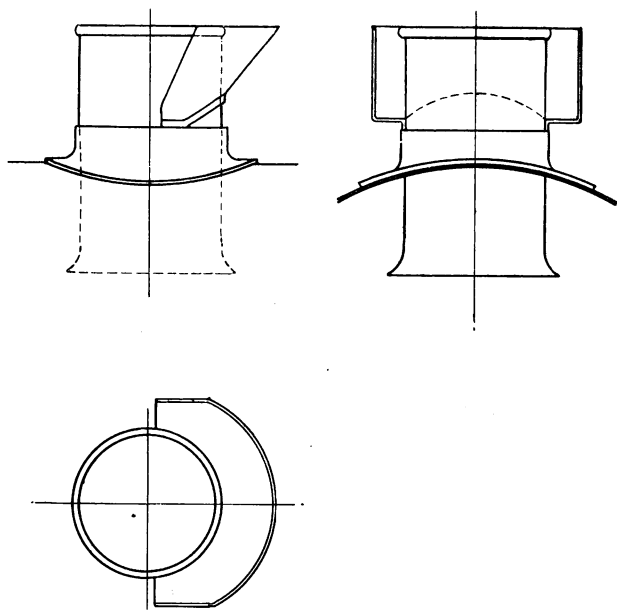


Fig. 15.

Det genomgående exemplet giver någon ledning för bestämningen av m . Vid rostansträngningen $B = 400 \text{ kg/tim.}$, bränsle med värmevärde 7500 WE/kg och luftöverskottet $n - 1 = 0,6$ är $\omega'' = 76,6 \text{ m/sek.}$ Den cylindriska skorstenen är enligt fig. 15 baktill försedd med en skärm, som har till uppgift att förstärka uppdrivningen av röken. Sikten framåt från lokomotivet anses fullt tillfredsställande även vid den största förekommande tåghastigheten $90 \text{ km/tim.} = 25 \text{ m/sek.}$ eller vid runt $m \approx 3$. Huruvida detta värde är det lägsta möjliga i det förevarande fallet eller om $\omega'' = 3 \text{ V} : 3600$ är fullt betryggande även för andra lokomotivtyper, lämnas tillsvidare oavgjort. Ty uppenbärigen inverkar själva byggnadsformen hos lokomotivet icke så litet på riktningen av röken efter avgången ur skorstenen.

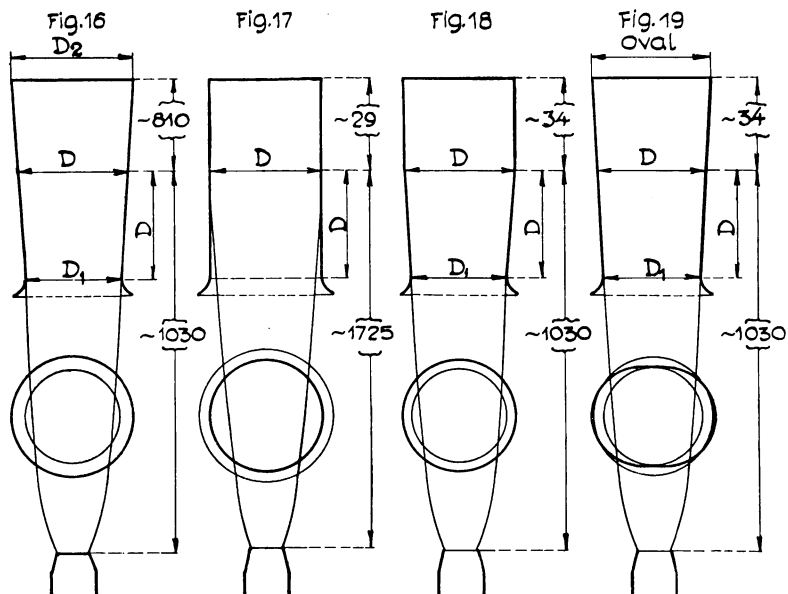
VI. Skorstenens form.

Av de båda skorstensformer, vilka hittills så gott som utslutande kommit till användning, är den koniska enligt sammanställningen efter ekv. 10 avgjort den bättre, om hänsyn endast tages till draget, och den cylindriska lika otvetydigt den över-

lägsna, om rökupptrivningen tillmätas avgörande betydelse. Ty en konisk skorsten vilken som helst måste alltid få en större toppdiameter än den motsvarande cylindriska skorstenen och rökens medelhastighet ω vid utströmningen blir omvänt proportionell mot kvadraterna på dessa diametrar.

En i båda avseendena fullt riktig skorstensform kan redan nu skönjas, men än tydligare framgår den ur en jämförande sammanställning av arbetskvantiteterna under strömningen till och i de resp. skorstenarna. Den föregående räkningen har kompletterats med en motsvarande för en konisk skorsten 1 : 8 med $D = 0,460$ m och $h_s = 0,830$ m. Blästerrörsavståndet för denna koniska skorsten har valts så, att $p_2'' : p_2$, jfr ekv. 12, blir lika med för den cylindriska skorstenen. Ångpanna, rostansträngning, bränsle, luftöverskott, rökgasvikt och ångvikt äro desamma som förut. I sista kolumnen äro värden införda för en skorsten, nedtill konisk 1 : 8 och upptill cylindrisk.

Till ytterligare förtydligande äro samtliga strömningsförluster, ner, något avrundade, införda å nedanstående schematiska av-



Talen angiva strömningsförluster i kgm/sek.

Rad	Skorstensform		kon. 1:8	cylindr.	kon.-cyl.
1	Rökgasvikt	G	5,79	5,79	5,79
2	Ångvikt	αH_x	2,28	2,28	2,28
3	»	αH	2,32	2,32	2,32
	Mynningsarea, prel.				
4		$\frac{0,078 \cdot 2,28}{122,7^{0,5}} = f$	0,0160	0,0160	0,0160
5	Skorstensdiameter	D	0,460	0,460	0,460
6	»	D_1	0,402	»	0,402
7	»	D_2	0,506	»	0,460
8	Skorstenslängd	h_s	0,830	0,830	0,830
9	Blåsterrörsavstånd	h_n	1,970	1,950	1,970
10	»	h	1,700	1,620	1,700
11	$p_2' : p_2$ ekv. 10	∞	1,147	0,986	1,147
12	$p_2'' : p_2$ » 12	∞	0,954	0,954	0,954
13	$p_2''' : p_2$ jfr » 13	∞	1,000	1,000	1,000
14	Mynningsarea » 13	f	0,0167	0,0156	0,0167
15	Mynningsdiameter	d	0,146	0,141	0,146
16	Blåstertryck i at. abs.	p_0	1,272	1,306	1,272
	Strömningsenergien,				
17	total i blåstermynningen N		5349,7	6028,9	5349,7
	redovisas i följande poster:				
18	för draget i pannan		1848,6	1848,6	1848,6
19	förlust i rökskåpet och i	{	987,5	1684,8	987,5
20	skorstenen under diam. D		41,2	41,0	41,2
21	förlust i skorstenen	{	784,3	—	—
22	ovanför diametern D		26,4	29,1	34,1
23	rest i övre skorstensmyn-				
24	ningen	N''	1661,7	2425,4	2438,3
25	Utströmningshastighet	ω''	63,4	76,6	76,8

bildningar av de tre skorstenarna, fig. 16 konisk, fig. 17 cylindrisk, fig. 18 konisk 1 : 8 nedtill och cylindrisk upptill. Den senare är helt enkelt sammansatt vid D av de båda föregående och har i sig upptagit deras bästa egenskaper. Fig. 19 visar en variant med oval skorstensmynning upptill, eljes är skorstenen rund i och nedanför diametern D. Ovalen förlägges med den längre axeln i lokomotivets längdriktning. Röken kommer då att erbjuda den i förhållande till lokomotivet bakåtrusande luften en mindre angreppsyta än den runda rökpelaren och uppdrivningen förstärkes.

Skorstenstyperna enligt fig. 18 och 19 ha efter nyåret 1930 utprovats vid Bergslagens Järnvägar. De komma att förses med skärmar ungefär enligt fig. 15.

För att få även de mindre arbetskvantiteterna i rätt relation till de större ha beräkningarna verkställt med en noggrannhetsgrad, till vilken det ännu i mångt och mycket osäkra räkneunderlaget eljes icke berättigar.

VII. Approximativa formler för beräkning av blästerröret och skorstenen.

Alla beteckningar av någon betydelse ha definierats på nytt och ha i vissa fall fått förenklade indices.

I formeln för den preliminära bestämningen av blästerrörets mynningsarea, ekv. 8, ingå

$\times H_x$ kg/sek. ångvikten, sedan ånga till hjälpapparaterna och innehållet vatten avdragits,

p_2 mm VP undertrycket i röskåpet.

Vid den approximativa beräkningen av dessa kvantiteter underförstås, jfr »Värmeöverföring» III,

att bränslet utgöres av stenkolk med värmevärde $h = 7500$ WE/kg och att dess stybbhalt är ringa till medelmåttig, samt

att förbränningen försiggår vid ett luftöverskott $n - 1 = 0,8 - 0,0005 B$, om

B kg/m²tim. är rostansträngningen.

Härmed äro även följande vikter,

$G : R$ kg/m²tim. rökgasvikten per enhet rostyta,

γ_1 kg/kbm rökgasernas specifika vikt omedelbart ovanför bränsleskiktet,

γ_3 » luftens specifika medelvikt i bränsleskiktet, förutbestämda och ha intagits i efterstående

Texttabell III.

B kg/m ² tim.	200	300	400	500	600
$G : R$ kg/m ² tim.	3495	5015	6515	7850	9070
γ_1 kg/kbm	0,218	0,214	0,210	0,206	0,202
γ_3 »	0,363	0,357	0,352	0,346	0,340

I kvoten $G : R$ betecknar

R m² ångpannans totala rostyta.

Ur en senare undersökning skall framgå, huruvida ekvationen för luftöverskottet $n - 1 = 0,8 - 0,0005 B$ är så pass tillförlitlig, att en rostansträngning vilken som helst inom de i tabellen angivna gränserna kan läggas till grund för blästeranordningens bestämning, eller om denna hellre bör förläggas till en viss rostansträngning.

1. Asklådan, bränsleskiktet och eldstaden.

Motståndet i asklådan,

q_0 mm VP, kan i allmänhet försummas vid luftintagning framifrån, om luftöppningarna ha minst arean $0,1 R$. Intages luften bakifrån, måste det medtagas. Räkneunderlaget återfinnes i II. 4.

Motstånden i bränsleskiktet,

q_1 mm VP, ett accelerationsmotstånd,

q_3 » , ett friktionsmotstånd,

bliva båda beroende av

S m^2 den fria genomgångsarean i bränsleskiktet, som för det förutsatta bränslet var 0,28 R, jfr II. 5, och av

g m/sek.² tyngdkraftens hastighetsacceleration = 9,81.

För $\omega = G : (3600 \gamma_1 S) = (G : R) : (3600 \cdot 0,28 \gamma_1)$ blir accelerationsmotståndet

$$q_1 = \frac{\gamma_1}{2 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{G : R}{1008 \gamma_1} \right)^2 = (0,000223 G : R)^2 : \gamma_1$$

..... Ekv. 28.

G : R och γ_1 , se texttabell III.

Efter omskrivning av den i II. 5 intagna formeln

$$\beta = 0,3164 \left(\frac{\eta}{\mu\omega} \frac{U}{4s} \right)^{0,25} \text{ till } 0,3164 \frac{\eta^{0,25} g^{0,25}}{\gamma_3^{0,25} \omega^{0,25}} \cdot \left(\frac{U}{4s} \right)^{0,25}$$

blir friktionsmotståndet, jfr ekv. 2,

$$q_3 = \frac{m_1 \cdot 0,3164 \eta^{0,25} \gamma_3^{0,25} k \delta}{2 g^{0,75}} \left(\frac{U}{4s} \right)^{1,25} \omega^{1,75}$$

Fjärde roten ur inre friktionskoefficienten η varierar för $B = 200 - 600 \text{ kg/m}^2\text{tim.}$ mellan gränserna 0,0446 — 0,0450. Efter insättning av medelvärdet 0,0448 och övriga konstanter, $m_1 = 1,2$, $g^{0,75} = 9,81^{0,75}$, $k = 1,33$ och $(U/4s)^{1,25} =$

$= 200^{1,25}$ övergår ekvationen till

$$q_3 = 1,536 \gamma_3^{0,75} \delta \omega^{1,75}.$$

För en luftvikt av i genomsnitt 0,947 G blir

$\omega = (0,947 G : R) : (3600 \cdot 0,28 \gamma_3)$ och slutligen

$$q_3 = \delta (0,0012 G : R)^{1,75} : \gamma_3 \quad \text{..... Ekv. 29.}$$

I denna betecknar

δ m bränsleskiktets tjocklek.

G : R och γ_3 återfinnas i texttabell III.

Motståndet i eldstaden, strängt taget beroende av ytorna omkring bakre tubmynningarna, jfr II. 6, kan approximativt sättas till

$$q_2 = 0,5 q_1 \dots \dots \dots \text{ Ekv. 30.}$$

2. Tubsystemet.

Underlaget för beräkningen av motstånden är behandlat i »Värmeöverföring» IX, XI och XII. Här upptagas endast erforderliga slutformler, omfattande även våtånglokomotiv. Uttrycken f_B , f_L och f_z ha av hänsyn till beteckningen f för blästerrörets mynningsarea i fortsättningen utbytt mot följande:

$$\varphi_B = 0,707 + 0,0007 B - 0,5 (0,001 B)^3$$

$$\varphi_L = (0,67 L + 1) : (L + 1)$$

$$\varphi_z = 1 - \frac{0,0023}{d} \quad 1 - \frac{0,0034}{d} \quad 1 - \frac{0,0050}{d} \quad \text{för}$$

$$z = \quad \quad \quad 4 \quad \quad \quad 5 \quad \quad \quad 6 \quad \text{ mm.}$$

I dessa äro

L m tublängden, mätt mellan tubplåtarna,

d » de släta tubernas inre diameter resp. spiraltubernas grunddiameter,

z mm djupet av gångorna hos spiraltuber.

Dessutom betecknar alltid

q_4 mm VP totala motståndet i tubsatsen.

Pannor utan ångöverhettning, släta tuber.

$$q_4 = \varphi_L \left[\left(\frac{\varphi_B \cdot G}{7850 S_{O_2}} \right)^2 + L M_0 \right] \dots \dots \dots \text{ Ekv. 31.}$$

$$M_0 = \left(\frac{4}{100 d} \right)^{1,25} \left(\frac{\varphi_B \cdot G}{7850 S_{O_2}} \right)^{1,75}$$

S_{02} m² totala tvärsnittsarean i tuberna.

Pannor utan ångöverhettning, spiraltuber.

$$q_4 = \varphi L \cdot \varphi z \left[\left(\frac{\varphi B \cdot G}{7850 S_2} \right)^2 + (L - L_1) M_0 + L_1 M \right] \quad \dots \dots \dots \text{Ekv. 32.}$$

M_0 , se under ekv. 31,

$$M = \left(\frac{U}{100 s_2} \right)^{1,25} (1 + m_2) \left(\frac{\varphi B \cdot G}{7850 S_2} \right)^{1,75}$$

S_{02} m² totala tvärsnittsarean i tubernas slätändar,

S_2 » » » » » spiraldelar,

L_1 m tubernas spiralvalsade längd,

U » inre omkretsen i spiraldelen av en tub,

s_2 m² tvärsnittsarean » » » » » .

För spiraltuber måste uppgifterna tillsvidare begränsas till tregångade sådana med i tvärsnittet intryckta gångor.

$$U = \pi d$$

$$s_2 = s_0 - \frac{0,000235 \cdot 3zd^2}{d - 0,00125 z}, \text{ jfr ex. 1,}$$

$$m_2 = \frac{1,03 \cdot 3 \cdot d(\omega\gamma)^{0,5}}{L_2 1,33} \cdot \left(1 - \frac{s_2}{s_0} \right)$$

$$s_0 = \pi d^2 : 4$$

$$\omega\gamma = \frac{G}{3600 S_2}$$

L_2 m gängornas stigning.

Tab. XI och XII i »Värmeöverföring» innehålla beräknade värden å s_2 och $1 - s_2 : s_0$. För $L_2 = 0,203$ m blir $L_2 1,33 = 0,119$.

Pannor med cylindriska tuber
och raka flamrörsöverhettare.

tuberna:

$$q'' = \varphi L \left[\left(\frac{\varphi B \cdot G_2}{7850 S_{O_2}} \right)^2 + L M_0 \right] \dots \dots \dots \text{Ekv. 33}$$

$$M_0 = \left(\frac{4}{100 d} \right)^{1,25} \left(\frac{\varphi B \cdot G_2}{7850 S_{O_2}} \right)^{1,75}$$

S_{O_2} m² totala tvärsnittsarean av tuberna.

flamrören:

$$q''' = \varphi L [b^2 + (L - L_1) M_0 + L_1 M] \dots \dots \dots \text{Ekv. 34}$$

$$b^2 = \frac{L - L_1}{L} \left(\frac{\varphi B \cdot G_3}{7850 S_{O_3}} \right)^2 + \frac{L_1}{L} \left(\frac{\varphi B \cdot G_3}{7850 S_3} \right)^2$$

$$M_0 = \left(\frac{4}{100 d_{O_3}} \right)^{1,25} \left(\frac{\varphi B \cdot G_3}{7850 S_{O_3}} \right)^{1,75}$$

$$M = \left(\frac{U}{100 s_3} \right)^{1,25} \left(\frac{\varphi B \cdot G_3}{7850 S_3} \right)^{1,75}$$

L_1 m överhettarens medellängd i flamrören. För de vid eldstaden förträngda delarna av flamrören beräknas längden till $L - L_1$,

S_{O_3} m² totala tvärsnittsarean i flamrörens förträngda delar,

S_3 » totala tvärsnittsarean i flamrörens huvuddelar,

d_{O_3} m inre diametern i de förträngda delarna,

$$U = \pi (d_3 + n d_4)$$

$$s_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} - n \frac{\pi d_4^2}{4}$$

d_3 m inre diametern av flamrörens huvuddelar,

d_4 » yttre » » överhettarörören,

n st. antalet elementrör pr flamrör.

tubsystemet i sin helhet:

$$G_2 + G_3 = G \text{ och } q'' = q''' = q_4.$$

Den oftast obekanta fördelningen av G på tuber och flammrör erhålles utan svårighet efter insättning av ett par försöksvärden å G_2 och G_3 i de anförda formlerna. En första beräkning giver i allmänhet $q'' \gtrsim q'''$. Är skillnaden obetydlig, kan den förbises och

$$q_4 \text{ sättas} = 0,5 (q'' + q''').$$

I annat fall måste fördelningen korrigeras. Är t. ex. q'' det mindre värdet, så skall från G_3 till G_2 överföras en rökgaskvantitet av i kg/tim.

$$a \approx G_2 \left[\left(\frac{q'' + q'''}{2q''} \right)^{0,05} - 1 \right].$$

Den följande kontrollräkningen underlättas, om $(G_2 : 10000)^n$ och $(G_3 : 10000)^n$ från början utbrytas ur de parentheser, inom vilka de förekomma.

Pannor med spiraltuber
och vridna flammrörsöverhettare.
tuberna:

Ekvationerna bliva desamma som för pannor utan ångöverhettning och med spiraltuber, efter utbyte av G mot G_2 .

flammrören:

$$q''' = \varphi L \cdot 1,07 [b^2 + (L - L_1) M_0 + L_1 M] \dots \text{Ekv. 35.}$$

I övrigt äro uttrycken under ekv. 34 för flammrör med raka överhettareelement oförändrat giltiga.

tubsystemet i sin helhet:

Tillämpningen av beräkningen blir på grund av spiraltuberna något mera komplicerad än för pannor med raka överhettare och släta tuber, med avviker eljes icke från den. I försöksräkningen utbrytes även $(\omega\gamma)^{0,5}$ ur uttrycket för m_2 .

3. Röskåpet.

Strömningsförlusten från tuber och flamrör till röskåpet ingår redan vid beräkningen av motstånden i VII. 2.

Gnistgallret föranleder, om det är utfört av trådduk, ett helt obetydligt motstånd

$$q_5 \approx 0,38 q_1 \dots \dots \dots \text{Ekv. 36.}$$

4. Det naturliga draget

skall avräknas från motstånden och utföres därför negativt,

$$q_6 = -0,24 q_1 \dots \dots \dots \text{Ekv. 37.}$$

5. Summan av motstånden blir

$$p_2 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 1,64 q_1 + q_3 + q_4$$

6. Ångvikten.

Beteckningar:

F_1 m^2 inre eldyta av eldstaden,

F_2 F_3 » » » » tuber resp. flamrör,

F_4 » värmeberörd överhettningssyta inom flamrören.
Röryta i röskåpet medräknas ej.

H_x $kg/sek.$ genererad ångvikt, oberäknat dess vattenhalt,

α kg/kg koefficient, angivande återstående ångvikt, sedan förbrukningen till hjälpapparater och tågvärming frändragits.

R , B och h äro definierade i ingressen till avd. VII.

Enligt »Dragkraft», ekv. 1, är

$$H_x = \frac{BR}{3600} \cdot \frac{7,6 h}{7500} \cdot \frac{1,04 + 0,001 B}{0,8 + 0,0016 B} \cdot a \dots \dots \text{Ekv. 38.}$$

$$a = 0,28 \left(\frac{4,6 R}{F_1} \right)^{0,5} + 0,14 \left(\frac{F_1 + 3,4 R}{8 R} \right)^{0,5} +$$

$$+ 0,58 \left(\frac{F_2 + F_3 + 36 R}{96 R} \right)^{0,5} - 0,046 \left(\frac{F_4}{16 R} \right)^{0,5}$$

$\alpha \approx 0,97$, om endast ånga till hjälpapparaterna skall frånräknas, och

$\alpha \approx 0,93$, om ånga skall avgivas även till tågvärmning.

För lokomotiv med spiraltuber blir ångvikten något större än enligt ekv. 38,

$$H_x + c.$$

Tillägget kan bestämmas genom följande approximativa uttryck, mindre osäkert än genom direkt skattning inom vissa gränser,

$$c = \frac{z}{2200 d} \cdot \frac{F_2 - 1,15 F_3}{0,78 F_2 + F_3} \cdot H_x.$$

Det är tillämpligt för tuber av grunddiametern d m med tre i tvärsnittet intryckta, z mm djupa gängor och stigning $L_2 \approx 0,2$ m.

Ekv. 38, uppställd för överhettningsslokomotiv, är tillämplig även vid beräkning av närmevärden å H_x för lokomotiv utan ångöverhettning.

7. Rostansträngningen, luftöverskottet och blästerrörets mynningsdiameter.

I inledningen till avd. VII förebådas en undersökning av formeln för luftöverskottet, $n - 1 = 0,8 - 0,0005 B$, giltighetsområde. Den kan nu företagas, men begränsas till ett stickprov.

Vid oförändrad blästeranordning i ett och samma eller lika lokomotiv skall enligt Zeuners teori den indragna luftvikten LBR stå i konstant förhållande till den genom blästermynningen utströmmande ångvikten αH .

Beräknas dessa kvantiteter enligt »Värmeöverföring», erhållas för lokomotivet i det föregående nedanstående samhöriga värden i kg/sek.:

$\frac{\text{LBR}}{\varkappa H} \text{ kg/kg}$	$\frac{2,94}{1,28} = 2,30$	$\frac{5,47}{2,32} = 2,36$	$\frac{7,60}{3,30} = 2,30$
vid B kg/m ² tim.	200	400	600

Överensstämmelsen mellan kvoterna är rent av god, om det beaktas, att såväl LBR som $\varkappa H$ äro bestämda enligt approximativa formler, av vilka några därtill ännu äro osäkra. Den anförda formeln för luftöverskottet leder således inom rostansträngningarna 200 — 600 kg/m²tim. till resultat av tillräcklig noggrannhetsgrad vid här ifrågakommande beräkningar.

De motsvarande rökgasvikterna G och ångvikterna $\varkappa H_x$ kunna även anses vara direkt proportionella:

B kg/m ² tim.	200	400	600
$\frac{G}{\varkappa H_x} \text{ kg/kg}$	$\frac{3,11}{1,27} = 2,45$	$\frac{5,79}{2,28} = 2,54$	$\frac{8,07}{3,20} = 2,52$

Är förhållandet $G : p_2^m$ känt, blir förhållandet $\varkappa H_x : p_2^m$ $\infty cG : p_2^m$, vari c är en konstant faktor.

Av uttrycken för q, M_0 och M i ekv. 28 — 35 slutledes, att m icke kan vara större än $2 : 4 = 0,5$ och ej mindre än $1,75 : 4 \infty 0,44$ samt att den avtager vid tilltagande tublängd L:

$$m \infty 0,44 + \frac{0,06}{1 + 0,3 L} \dots\dots\dots \text{Ekv. 39.}$$

Införes detta värde i ekvationen för blästerrörets mynningsarea, förändras även konstanten k från 0,078 till 0,066 och i stället för det utvecklade approximativa uttrycket

$$f = 0,078 \left(\frac{p_2'}{p_2} \frac{p_2''}{p_2} \frac{p_2'''}{p_2} \right)^{0,5} \frac{\varkappa H_x}{p_2^{0,5}}, \text{ jfr ekv. 13,}$$

som leder till riktiga värden endast vid rostansträngningen $B = 400 \text{ kg/m}^2\text{tim.}$ under de givna betingelserna, erhålles

$$f = 0,066 \left(\frac{p_2'}{p_2} \frac{p_2''}{p_2} \frac{p_2'''}{p_2} \right)^{0,5} \frac{\varkappa H_x}{p_2^m} \dots\dots\dots \text{Ekv. 40,}$$

giltigt för en rostansträngning vilken som helst.

För $p_2' : p_2$ etc., se nedan.

8. Blästeranordningen.

Beteckningar:

- f_a m^2 blästermynningens preliminära tvärsnittsarea,
 f » » slutliga » ,
 d_a m » preliminära diameter,
 d » » slutliga » ,
 D » diametern i den cylindriska skorstenen resp. diametern i den koniska, mätt på höjden D från
 D_1 » den koniska skorstenens minsta diameter;
 D_2 » » » » största » ,
 h_n » det teoretiskt bästa mynningsavståndet, mätt från blästermynningen till överkant av skorstenen,
 h » verkliga mynningsavståndet, mätt på samma sätt,
 h_s » effektiva skorstenslängden,
 n rel. » » i mångfald av diametern D ,
 $2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ skorstenens konicitet, uttryckt i diameters tillväxt på längdenheten,
 $p_2' : p_2$ förhållandet mellan trycken under en skorsten av den godtyckliga längden nD och under den cylindriska skorstenen av längden $2D$,
 $p_2'' : p_2$ förhållandet mellan trycken vid mynningsavstånden h och h_n ,
 $p_2''' : p_2$ förhållandet mellan trycken vid annan skorstensdiameter D än enligt ekv. 9 b och vid diameter enligt samma ekvation.

För $p_2' p_2'' p_2''' : p_2^3 = 1$ blir $f =$

$$f_a = 0,066 \frac{zHx}{p_2 m}.$$

Lägges rostansträngningen $B = 400 \text{ kg/m}^2\text{tim.}$ till grund för beräkningen, kan uttrycket utbytas mot det enklare

$$f_a = 0,078 \frac{zHx}{p_2^{0,5}}.$$

Skorstenens diameter är icke strängt beroende av mynningsdiametern, utan kan väljas inom vissa gränser,

$$D_{\min.} \approx 2,24 d_a + 0,085 - 4,3 (d_a - 0,14)^2 \dots \text{Ekv. 9 a.}$$

$$D_{\max.} \approx 3,0 d_a + 0,085 - 5,9 (d_a - 0,12)^2 \dots \text{Ekv. 9 c.}$$

I närheten av $D_{\min.}$ bliva skorstenarna dock för trånga för praktiskt bruk, i närheten av $D_{\max.}$ onödigt vida. Ett gott medelvärde är

$$D \approx 2,6 d_a + 0,085 - 5 (d_a - 0,13)^2 \dots \text{Ekv. 9 b.}$$

De förenklade uttrycken för f_a gälla cylindriska skorstenar av längden $2 D$. Förändras skorstensformen eller längden, undergår även trycket en förändring, som anges av förhållandet

$$\frac{p_2'}{p_2} = 0,734 + 0,188 (n + 12,5 n^{1,25} \cdot 2 \operatorname{tg} \frac{a}{2})^{0,5} - 0,01 (n - 2)^2 \dots \text{Ekv. 10.}$$

Det största möjliga draget erhålles vid mynningsavståndet

$$h_n = \frac{2,72 \left(1 + 10 \cdot 2 \operatorname{tg} \frac{a}{2} \right) - h_s}{1,56 \left(1 + 8 \frac{D_1^{1,5}}{d_a + 0,085} \cdot 2 \operatorname{tg} \frac{a}{2} \right) + \frac{D_1^2}{d_a + 0,085} + h_s} \dots \text{Ekv. 11.}$$

Även om utrymmet skulle medgiva h_n , tages avståndet av praktiska skäl något mindre, $h = (0,90 \text{ à } 0,85) (h_n - h_s) + h_s$ och därunder vid begränsat höjdutrymme. Tryckförhållandet blir då för $h - h_s \geq 0,67 (h_n - h_s)$

$$\frac{p_2''}{p_2} = \sqrt{1 - \left[\frac{h_n - h}{h_n - h_s} \right]^2 \left[\frac{1,45 \left(1 + 102 h_s \left\{ 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right\}^2 \right)}{0,6 + h_s \left(1 + 96 \left\{ 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right\}^2 \right)} \right]^2}$$

..... Ekv. 12.

De relativa undertrycken bliva för mynningsarean f_a och cylindrisk skorsten med

diameter	$D_{\min.}$	D	$D_{\max.}$
enligt ekv.	9 a	9 b	9 c
$\frac{p_2'''}{p_2} \approx$	$\frac{1,00}{0,98} = 1,020$	$\frac{0,98}{0,98} = 1,000$	$\frac{0,90}{0,98} = 0,918$

För annan skorstensdiameter erhålles $p_2''' : p_2$, efter beräkning av $D_{\min.}$, D och $D_{\max.}$ ur de tre ekvationerna samt uppdragning av en kurva genom punkterna $x = D_{\min.}$ $y = 1,020$, $x = D$ $y = 1,000$, $x = D_{\max.}$ $y = 0,918$, av ordinatan y för den verkliga diametern D , jfr fig. 20.

Efter insättning av dessa korrektioner blir slutligen

$$f = \left(\frac{p_2'}{p_2} \frac{p_2''}{p_2} \frac{p_2'''}{p_2} \right)^{0,5} f_a \quad \text{..... Ekv. 41.}$$

Förestående formler i denna underavdelning gälla för blästermykning utan kil. För mykning med kil tillkomma ytterligare beteckningar:

f_{sa} resp. f_s m^2 tvärsnittsarea av mykning plus kil, preliminärt resp. definitivt,
 d_{sa} resp. d_s m de mot f_{sa} resp. f_s svarande mynningsdiametrarna,
 h_r m det ur h_n härledda, reducerade mynningsavstånd, vid vilket p_2 antager största värdet.

Den förstörade mynningsdiametern d_{sa} bestämmes med hjälp av kurvan 0,98 å texttabell I för den ifrågakommande skorstensdiametern D . Kilens snittyta i mynningsplanet blir

för rak, enkel kil

$$f_{sa} - f_a \approx \delta d_{sa}$$

och för tregrenad kil

$$f_{sa} - f_a \approx 3 \delta (0,5 d_{sa} - 0,15 \delta).$$

Ur dessa formler bestämmes kilens bredd δ .

Mynningsavståndet reduceras tillsvidare med hjälp av Strahls koefficient $1 - \delta : d_{sa}$ och blir då

$$h_r = (1 - \delta : d_{sa}) (h_n - h_s) + h_s$$

vari h_n beräknas enligt ekv. 11 med insättning av d_{sa} i stället för d_a .

I formeln för $p_2'' : p_2$ ingår sedan h_r i st. f. h_n och i övrigt tillämpas beräkningsgrunderna för mynning utan kil oförändrade.

9. Blästertrycket.

Med proportionaliteten mellan blästertrycket och undertrycket i rökskåpet följer, att Zeuners uttryck för det förra, ekv. 7 och 14, är approximativt och leder till riktiga värden endast vid en bestämd rostansträngning, här $B = 400 \text{ kg/m}^2\text{tim.}$ under de uppställda betingelserna.

Generellt blir

$$p_o^{2m} = c \cdot 13,6 \left(\frac{zHx}{f} \right)^2$$

vari m bestämmes enligt ekv. 39 och konstanten c kan sättas till 0,0053, således

$$p_o = \left[0,072 \left(\frac{zHx}{f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2m}} \dots \dots \dots \text{ Ekv. 42.}$$

VIII. Exempel på tillämpningen av de approximativa formlerna i avd. VII.

Beräkningarna hänföres fortfarande till samma ångpanna som förut, men med ändrat tubsystem.

Bränsle m. m., se avd. VII, inledningen.

Ex. 1. Beräkna p_2 och αHx vid $B = 400 \text{ kg/m}^2\text{tim.}$

1. Asklådan, bränsleskiktet och eldstaden.

Asklådan.

Motståndet försummas.

Bränsleskiktet.

$$R = 3,2 \text{ m}^2, \delta = 0,15 \text{ m.}$$

Enligt ekv. 28 och texttabell III blir

$$q_1 = (0,000223 \cdot 6515)^2 : 0,210 = 10,1 \text{ mm VP}$$

samt enligt ekv. 29 och samma tabell

$$q_3 = 0,15 (0,0012 \cdot 6515)^{1,75} : 0,352 = 15,6 \quad \gg$$

Eldstaden.

$$q_2 = 0,5 \quad q_1 = 0,5 \cdot 10,1 = 5,0 \quad \gg$$

2. Tubsystemet.

$$L = 4,6 \text{ m.}$$

148 st. 3-gängade esstuber:

$$d = 0,0455 \text{ m, } L_2 = 0,203 \text{ m, } z = 6 \text{ mm, } L_1 = 4,2 \text{ m.}$$

28 st. flamrör med vridna överhettningselement:

$$d_{08} = 0,098 \text{ m, } d_3 = 0,123 \text{ m, } n = 4, d_4 = 0,038, L_1 = 3,93 \text{ m.}$$

Fördelningen av $G = 3,2 \cdot 6515 \approx 20850 \text{ kg/tim.}$ på tuber $= G_2$ och flamrör $= G_3$ antages till en början vara obekant.

Enligt VII. 2 bliva följande faktorer gemensamma för tuber och flamrör:

$$\varphi B = 0,707 + 0,0007 \cdot 400 - 0,5 (0,001 \cdot 400)^3 \\ = 0,955$$

$$\varphi L = (0,67 \cdot 4,6 + 1) : (4,6 + 1) = 0,729$$

Tuberna:

$$S_{02} = \pi \cdot 0,0455^2 : 4 = 0,00163 \text{ m}^2$$

$$S_{02} = 148 \cdot 0,00163 = 0,241 \text{ »}$$

$$s_2 = 0,00163 - \frac{0,000235 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 0,0455^2}{0,0455 - 0,00125 \cdot 6} = \\ = 0,00163 - \frac{0,235 \cdot 18 \cdot 0,455^2}{4550 - 125 \cdot 6} = 0,00140 \text{ »}$$

$$S_2 = 148 \cdot 0,00140 = 0,207 \text{ »}$$

$$U = 0,0455 \pi = 0,143 \text{ m}$$

$$\gamma\omega = G_2 : (3600 \cdot 0,207) = 0,00134 \text{ G}_2$$

$$1 - s_2 : s_0 = 1 - 0,00140 : 0,00163 = 0,141$$

$$m_2 = \frac{1,03 \cdot 3 \cdot 0,0455 \cdot 0,141}{0,119} \cdot 0,00134^{0,5} \text{ G}_2^{0,5} = \\ = 0,000609 \text{ G}_2^{0,5}$$

$$M_0 = \left(\frac{4}{100 \cdot 0,0455} \right)^{1,25} \left(\frac{0,955}{0,785 \cdot 0,241} \right)^{1,75} \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75} = \\ = 14,49 \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75}$$

$$M = \left(\frac{0,143}{100 \cdot 0,00140} \right)^{1,25} \left(1 + 0,000609 \text{ G}_2^{0,5} \right) \cdot \\ \cdot \left(\frac{0,955}{0,785 \cdot 0,207} \right)^{1,75} \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75} = \\ = 22,76 \cdot \left(1 + 0,000609 \text{ G}_2^{0,5} \right) \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75}$$

$$\frac{0,955}{0,785 \cdot 0,207} = 5,877$$

$$L - L_1 = 4,60 - 4,20 = 0,40 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} q'' &= 0,729 \cdot 0,890 \left[5,877^2 \left(\frac{G_2}{10000} \right)^2 + 0,40 \cdot 14,49 \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75} + \right. \\ &+ 4,20 \cdot 22,76 \left(1 + 0,000609 G_2^{0,5} \right) \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75} \Big] = \\ &= 0,649 \left[34,54 \left(\frac{G_2}{10000} \right)^2 + (5,80 + 95,59 \{ 1 + \right. \\ &+ 0,000609 G_2^{0,5} \}) \left(\frac{G_2}{10000} \right)^{1,75} \Big] \end{aligned}$$

Flamrören:

$$S_{03} = 28\pi \cdot 0,098^2 : 4 = 0,211 \text{ m}^2$$

$$s_3 = \pi \cdot 0,123^2 : 4 - 4\pi \cdot 0,038^2 : 4 = 0,00735 \text{ »}$$

$$S_3 = 28 \cdot 0,00735 = 0,206 \text{ »}$$

$$U = 0,123 \pi + 4 \cdot 0,038 \pi = 0,864 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} M_0 &= \left(\frac{4}{100 \cdot 0,098} \right)^{1,25} \left(\frac{0,955}{0,785 \cdot 0,211} \right)^{1,75} \left(\frac{G_3}{10000} \right)^{1,75} = \\ &= 7,00 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^{1,75} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M &= \left(\frac{0,864}{100 \cdot 0,00735} \right)^{1,25} \left(\frac{0,955}{0,785 \cdot 0,206} \right)^{1,75} \left(\frac{G_3}{10000} \right)^{1,75} = \\ &= 27,40 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^{1,75} \end{aligned}$$

$$\frac{0,955}{0,785 \cdot 0,211} = 5,767; \quad \frac{0,955}{0,785 \cdot 0,206} = 5,906$$

$$b^2 = \frac{0,67}{4,60} \cdot 5,767^2 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^2 + \frac{3,93}{4,60} \cdot 5,906^2 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^2 =$$

$$= 34,64 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^2$$

$$L - L_1 = 4,60 - 3,93 = 0,67 \text{ m}$$

$$q''' = 0,729 \cdot 1,07 \left[34,64 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^2 + \left(0,67 \cdot 7,00 + 3,93 \cdot 27,40 \right) \cdot \left(\frac{G_3}{10000} \right)^{1,75} \right]$$

$$= 0,780 \left[34,64 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^2 + 112,37 \left(\frac{G_3}{10000} \right)^{1,75} \right]$$

Tubsystemet i sin helhet:

Förhållandet mellan sektionssareorna $S_2 : S_3 = 0,207$: $0,206$, vilket huvudsakligen bestämmer fördelningen av rök-gaserna, giver någon ledning vid insättning av försöksvärdena å G_2 och G_3 . Beaktas tillika, att motståndet i spiraltuberna är större än det skulle vara i släta tuber, blir det tydligt, att G_2 måste vara mindre än G_3 . Vid försök med $G_2 = 0,48 \cdot 20850 \approx 10010$ kg och $G_3 = 0,52 \cdot 20850 \approx 10840$ kg erhålles:

$$q'' = 0,649 [34,54 \cdot 1,001^2 + (5,80 + 95,59 (1 + 0,000609 \cdot 10010^{0,5})) \cdot 1,001^{1,75}] = 128,4 \text{ mm}$$

$$q''' = 0,780 [34,64 \cdot 1,084^2 + 112,37 \cdot 1,084^{1,75}] = 132,7 \text{ »}$$

Från flamrören skall till tuberna överföras en rök-gas-kvantitet

$$a = 10010 \left[\left(\frac{128,4 + 132,7}{256,8} \right)^{0,5} - 1 \right] = 85 \text{ kg.}$$

Efter insättning av de korrigerade rök-gas-vikterna $G_2 \approx 10100$ kg och $G_3 = 10750$ kg bliva $q'' = 130,8$ mm och $q''' = 131,2$ mm samt

$$q_4 = (130,8 + 131,2) : 2 = 131,0 \text{ mm.}$$

Exemplet är grundligt behandlat i »Värmeöverföring», ex. 22 och 23, vilka givit $G_2 + G_3 = 10170 + 10680 \text{ kg}$ och $q_4 = q \approx 131,5 \text{ mm VP}$. Fullständig överensstämmelse med de senare värdena kan ej påräknas vid användandet av så starkt sammandragna formler som de härövan tillämpade, men avvikelserna hålla sig dock inom tillåtna gränser.

3. Röskåpet.

$$q_5 = 0,38 \quad q_1 = 0,38 \cdot 10,1 = 3,8 \text{ mm VP.}$$

4. Det naturliga draget.

$$q_6 = -0,24 \quad q_1 = -0,24 \cdot 10,1 = -2,4 \quad \gg \quad \gg .$$

5. Summan av motstånden.

$$p_2 = 10,1 + 5,0 + 15,6 + 131,0 + 3,8 - 2,4 \\ = 163,1 \quad \gg \quad \gg .$$

6. Ångvikten.

$$F_1 = 14,5 \text{ m}^2, F_2 = 97,3 \text{ m}^2, F_3 = 48,3 \text{ m}^2, F_4 = 52,5 \text{ m}^2,$$

$$B = 400, h = 7500. \text{ Spiraltuber, } z = 6 \text{ mm. } \kappa = 0,93.$$

$$a = 0,28 \left(\frac{4,6 \cdot 3,2}{14,5} \right)^{0,5} + 0,14 \left(\frac{14,5 + 3,4 \cdot 3,2}{8 \cdot 3,2} \right)^{0,5} + 0,58 \cdot \\ \cdot \left(\frac{97,3 + 48,3 + 36 \cdot 3,2}{96 \cdot 3,2} \right)^{0,5} - 0,046 \left(\frac{52,5}{16 \cdot 3,2} \right)^{0,5} = \\ = 0,282 + 0,139 + 0,534 - 0,047 = 0,908.$$

$$H_x = \frac{400 \cdot 3,2}{3600} \cdot \frac{7,6 \cdot 7500}{7500} \cdot \frac{1,04 + 0,001 \cdot 400}{0,8 + 0,0016 \cdot 400} \cdot 0,908 = \\ = 0,356 \cdot 7,6 \cdot 1,0 \cdot 0,908 = 2,456 \text{ kg/sek.}$$

Tillägget för spiraltuberna blir

$$c \approx \frac{6}{2200 \cdot 0,0455} \cdot \frac{97,3 - 1,15 \cdot 48,3}{0,78 \cdot 97,3 + 48,3} \cdot 2,456 = \\ = 0,050 \quad \gg$$

och den genom blästerröret strömmande ångvikten

$$\alpha(Hx + c) = 0,93 (2,456 + 0,050) = 2,33 \text{ kg/sek.}$$

Ex. 2. Komplettera beräkningen i ex. 1 med bestämning enligt VII. 7 och 8 av en blästeranordning med cylindrisk skorsten av längden $2D$ och ett mynningsavstånd $h = 0,85 (h_n - h_s) + h_s$.

$$m = 0,44 + \frac{0,06}{1 + 0,3 \cdot 4,6} = 0,465$$

$$f_a = 0,066 \cdot \frac{2,33}{163,10,465} = 0,01438 \text{ m}^2 \text{ och } d_a \approx 0,135 \text{ m.}$$

Den i ex. 1 valda rostansträngningen tillåter här beräkning enligt uttrycket

$$f_a = 0,078 \cdot \frac{2,31}{163,10,5} = 0,01423 \text{ m}^2 \text{ och } d_a \approx 0,135 \text{ m.}$$

$$D = 2,6 \cdot 0,135 + 0,085 - 5 (0,135 - 0,13)^2 = 0,436 \approx 0,440 \text{ »}$$

$$h_s = 2 \cdot 0,440 = 0,880 \text{ »}$$

$$h_n = \frac{2,72 - 0,88}{1,56} \cdot \frac{0,440^2}{0,135 + 0,085} + 0,880 = 1,920 \text{ »}$$

$$h = 0,85 (1,920 - 0,880) + 0,880 \approx 1,760 \text{ »}$$

$p_2' : p_2 = 1$ för cylindrisk skorsten av längden $2D$.

$$p_2'' : p_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{1,920 - 1,760}{1,920 - 0,880} \right)^2 \left(\frac{1,45}{0,6 + 0,880} \right)^2} = 0,988$$

$p_2''' : p_2 = 1$ för cylindrisk skorsten med diameter D enligt ekv. 9 b.

$$f = (0,988)^{0,5} \cdot 0,1438 = 0,143 \text{ m}^2 \text{ och } d = 0,135 \text{ m.}$$

Anordningens huvudmått bliva:

$$\text{Blästerrörets mynningsdiameter} \quad d = 0,135 \text{ m.}$$

$$\text{Skorstensdiameter} \quad D = 0,440 \text{ »}$$

Mynningsavstånd

$$h = 1,760 \text{ m}$$

Skorstenslängd

$$h_s = 0,880 \text{ »}$$

Ex. 3. I stället för den i ex. 2 beräknade skorstenen skall en befintlig cylindrisk skorsten med $D = 0,460 \text{ m}$ och $h_s = 0,83 \text{ m}$ användas till lokomotivet. Mynningsavståndet h får ej överstiga $1,62 \text{ m}$. Beräkna blästermynningen.

Enligt ex. 2 blir

$$f_a = 0,01438 \text{ m}^2 \text{ samt för mynning utan kil}$$

$$d_a = 0,135 \text{ m.}$$

a). Mynning utan kil.

$$h_n = \frac{2,72 - 0,83}{1,56} \cdot \frac{0,460^2}{0,135 + 0,085} + 0,830 \approx 2,000 \text{ m}$$

$$h_{\min.} = 0,67 (2,000 - 0,830) + 0,830 \approx 1,615 \text{ m}$$

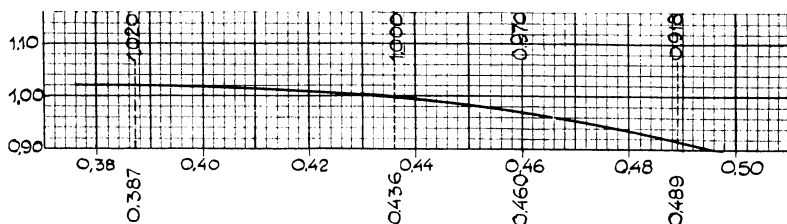
$$n = 0,830 : 0,460 = 1,80$$

$$p_2' : p_2 = 0,734 + 0,188 \cdot 1,80^{0,5} - 0,01 (2 - 1,80)^2 = 0,986$$

$$p_2'' : p_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{2,000 - 1,620}{2,000 - 0,830} \right)^2 \left(\frac{1,45}{0,6 + 0,83} \right)^2} = 0,944$$

$$D_{\min.} = 2,24 \cdot 0,135 + 0,085 - 4,3 (0,135 - 0,14)^2 \approx 0,387 \text{ m}$$

Fig. 20.



$$D_{\max.} = 3,0 \cdot 0,135 + 0,085 - 5,9 (0,135 - 0,12)^2 \overline{\overline{\infty}} \\ \overline{\overline{\infty}} 0,489 \text{ m}$$

$$D \text{ skulle enligt ex. 2 vara} \quad \infty 0,436 \text{ »}$$

$$p_2''' : p_2 \text{ blir enligt diagrammet} \quad \infty 0,970$$

$$f = (0,986 \cdot 0,944 \cdot 0,970)^{0,5} \cdot 0,01438 = 0,0137 \text{ m}^2 \text{ och} \\ d = 0,132 \text{ m.}$$

b). Mynning med tregrenad kil.

Mynningsdiametern blir enligt texttabell I för $D = 0,460$
 $d_{sa} = 0,144$ m. Den tregrenade kilens yta i mynningen är,
 jfr VII. 8,

$$0,01629 - 0,01438 = 3 \cdot 0,5 \cdot 0,144 \delta - 0,45 \delta^2$$

eller

$$\delta^2 - 0,480 \delta + 0,00424 = 0$$

och

$$\delta = 0,240 - 0,231 = 0,009 \text{ m}$$

Härefter beräknas

$$h_n = \frac{2,72 - 0,83}{1,56} \cdot \frac{0,460^2}{0,144 + 0,085} + 0,830 = 1,950 \text{ »}$$

$$h_r = (1 - 0,009 : 0,144) (1,950 + 0,830) + 0,830 \\ = 1,880 \text{ »}$$

mot disponibel $h = 1,620$ m.

$$p_2' : p_2 = \text{under a} \quad 0,986$$

$$p_2'' : p_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{1,880 - 1,620}{1,880 - 0,830} \right)^2 \left(\frac{1,45}{0,6 + 0,83} \right)^2} \\ = 0,968$$

$$p_2'' : p_2 \text{ för } D = 0,460 \text{ och } d_{sa} = 0,144 = 1,000$$

$$f = (0,986 \cdot 0,968)^{0,5} \cdot 0,01438 = 0,01405 \text{ m}^2$$

$$f_s = 0,25 \pi d_s^2 = 0,01405 + 3 \cdot 0,009 (0,5 d_s - 0,15 \cdot 0,009)$$

$$d_s^2 - 0,01719 d_s - 0,01784 = 0$$

$$d_s = 0,0086 + 0,1338 = 0,1424 \text{ m.}$$

Detta värde kontrolleras genom beräkning av

$$f_s = 0,01405 + 3 \cdot 0,009 (0,5 \cdot 0,1424 - 0,15 \cdot 0,009) = 0,01593 \text{ m}^2,$$

mot vilket svarar $d_s = 0,1424 \approx 0,142 \text{ m.}$

Resultaten bliva:

a) för mynning utan kil,

$$d = 0,132 \text{ m;}$$

b) för mynning med tregrenad kil,

$$\delta = 0,009 \text{ m} = 9 \text{ mm,}$$

$$d_s = 0,142 \text{ m.}$$

Blästeranordningar i tämligen nära överensstämmelse med de tvenne ovan angivna ha försökts för lokomotivtypen och av dessa har den enligt b) avgjort föredragits.

Ex. 4. Beräkna en blästeranordning till lokomotivtypen med skorsten av normal diameter, längd $= 2 D$ och konicitet

$$2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 1 : 8 = 0,125.$$

Oförändrade bliva enligt ex. 2

$$f_a = 0,01438 \text{ m}^2, d_a = 0,135 \text{ m, } D = 0,440 \text{ m och}$$

$$h_s = 0,880 \text{ m.}$$

$$D_1 = 0,440 (1 - 0,125) = 0,385 \text{ m}$$

$$h_n = \frac{2,72 (1 + 10 \cdot 0,125) - 0,880}{1,56 \left(1 + \frac{8 \cdot 0,125 \cdot 0,385 \cdot 1,5}{0,135 + 0,085}\right)} \cdot \frac{0,385^2}{0,135 + 0,085} + 0,880 =$$

$$= 1,083 + 0,880 \quad \approx 1,960 \text{ m}$$

$$h = 0,85 (1,960 - 0,880) + 0,880 \quad \approx 1,800 \text{ »}$$

$$p_2' : p_2 = 0,734 + 0,188 (2 + 12,5 \cdot 21,125 \cdot 0,125)^{0,5} -$$

$$- 0,01 (2 - 2)^2 = 0,734 + 0,437 - 0 = 1,171$$

$$p_2'' : p_2 =$$

$$= \sqrt{1 - \left[\frac{1,960 - 1,800}{1,960 - 0,880} \right]^2 \left[\frac{1,45(1 + 102 \cdot 0,880 \cdot 0,125^2)}{0,6 + 0,880(1 + 96 \cdot 0,125^2)} \right]^2} =$$

$$= \sqrt{1 - 0,0219 \cdot 1,548} \quad = 0,983$$

$$p_2''' : p_2 \text{ för } d = 0,135 \text{ och } D = 0,440 \quad = 1,000$$

$$f = (1,171 \cdot 0,983)^{0,5} \cdot 0,01438 = 0,01543 \text{ m}^2 \text{ och } d \approx$$

$$\approx 0,140 \text{ m.}$$

Huvudmåttén bliva:

Blästerrörets mynningsdiameter	$d = 0,140 \text{ m}$
Skorstensdiameter	$D = 0,440 \text{ »}$
Mynningsavstånd	$h = 1,800 \text{ »}$
Skorstenslängd	$h_s = 0,880 \text{ »}$

Denna skorsten medger den hittills största blästermynning-
en, men rökupptrivningen blir otillfredsställande. Skorstenen
bör därför få den konisk—cylindriska form, som framgått ur de
föregående undersökningarna, jfr fig. 18. Det är ännu icke ut-
rönt, huruvida en sådan förändring medför någon ändring i be-
räkningsgrunderna, vilken då främst skulle beröra mynnings-
avståndet h . Ett lokomotiv av annan typ än den här behandlade
är dock redan försett med skorsten enligt fig. 18 och tillämp-
ningen av samma beräkningsgrunder ha i detta fall lett till gott
resultat.

Ex. 5. Beräkna blästermynningen utan och med kil för en skorsten med $D = 0,460$ m, $h_s = 0,830$ m, konicitet $2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,125$ och mynningsavstånd h högst $1,62$ m.

Oförändrade bliva fortfarande, jfr ex. 2,

$$f_a = 0,01438 \text{ m}^2 \text{ och } d_a = 0,135 \text{ m.}$$

a). Mynning utan kil.

$$D_1 = 0,460 (1 - 0,125) = 0,402 \text{ m}$$

$$h_n = \frac{2,72 (1 + 10 \cdot 0,125) - 0,830}{1,56 \left(1 + \frac{8 \cdot 0,125 \cdot 0,402 \cdot 1,5}{0,135 + 0,085}\right)} \cdot \frac{0,402^2}{0,135 + 0,085} + 0,830 = 1,985 \text{ »}$$

$$h_{\min.} = 0,67 (1,985 - 0,830) + 0,830 = 1,605 \text{ »}$$

$$p_2' : p_2 = 0,734 + 0,188 (1,8 + 12,5 \cdot 1,8 \cdot 1,125 \cdot 0,125)^{0,5} - 0,01 (1,8 - 2)^2 = 0,734 + 0,412 - 0 = 1,146$$

$$p_2'' : p_2 = \sqrt{1 - \left[\frac{1,985 - 1,620}{1,985 - 0,830} \right]^2 \left[\frac{1,45(1 + 102 \cdot 0,830 \cdot 0,125^2)}{0,6 + 0,830 (1 + 96 \cdot 0,125^2)} \right]^2} = \sqrt{1 - 0,0998 \cdot 1,585} = 0,918$$

$$p_2''' : p_2 \text{ för } d_a = 0,135 \text{ och } D = 0,460 = 0,970$$

$$f = (1,146 \cdot 0,918 \cdot 0,970)^{0,5} \cdot 0,01438 = 0,01452 \text{ m}^2 \text{ och } d = 0,136 \text{ m.}$$

b). Mynning med tregrenad kil.

d_a som förut $0,01438$ och lika med i ex. 3. b):

$$d_{sa} = 0,144 \text{ m, } f_{sa} = 0,01629 \text{ m}^2 \text{ och } \delta = 0,009 \text{ m.}$$

$$D_1 \text{ se under a)} = 0,402 \text{ m}$$

$$h_n = \frac{2,72 (1 + 10 \cdot 0,125) - 0,830}{1,56 \left(1 + \frac{8 \cdot 0,125 \cdot 0,402 \cdot 1,5}{0,144 + 0,085} \right)} \cdot \frac{0,402^2}{0,144 + 0,085} + 0,830 = 1,965 \text{ m}$$

$$h_r = (1 - 0,009 : 0,144) (1,965 - 0,830) + 0,830 = 1,895 \text{ »}$$

$$p_2' : p_2 \text{ blir oförändrat som under a)} = 1,146$$

$$p_2'' : p_2 =$$

$$= \sqrt{1 \left[\frac{1,895 - 1,620}{1,895 - 0,830} \right]^2 \left[\frac{1,45 (1 + 102 \cdot 0,830 \cdot 0,125^2)}{0,6 + 0,830 (1 + 96 \cdot 0,125^2)} \right]^2} =$$

$$= \sqrt{1 - 0,0666 \cdot 1,585} = 0,946$$

$$p_2''' : p_2 \text{ för } d_{sa} = 0,144 \text{ och } D = 0,460 = 1,000$$

$$f_s = (1,146 \cdot 0,946)^{0,5} \cdot 0,01438 = 0,01497 \text{ m}^2$$

$$0,25\pi d_s^2 = 0,01497 + 3 \cdot 0,009 (0,5 d_s - 0,15 \cdot 0,009)$$

$$d_s^2 - 0,01719 d_s - 0,01901 = 0$$

$$d_s = 0,1467 \text{ m och } f_s = 0,01691 \text{ m}^2.$$

Kontroll.

$$f_s = 0,01497 + 3 \cdot 0,009 (0,5 \cdot 0,1467 - 0,15 \cdot 0,009) = 0,01691 \text{ m}^2.$$

Således:

a). för mynning utan kil:

$$d = 0,136 \text{ m};$$

b). för mynning med tregrenad kil:

$$\delta = 0,009 \text{ m} = 9 \text{ mm},$$

$$d_s = 0,147 \text{ m}.$$

Skorstenen bör i båda fallen vara cylindrisk ovanför diametern D , jfr föregående exempel. Liksom i detta blir det beräknade mynningsavståndet ej fullt säkert för b).

Ex. 6. Sammanställ mynningsavstånden i ex. 3 — — 5, beräknade enligt Strahls formler, ekv. 3 — — 6, med värdena å h_n , $h_1 = 0,85 (h_n - h_s) + h_s$ och $h_2 = 0,67 (h_n - h_s) + h_s$ enligt samma exempel. För blästeranordning med kil i mynningen utbytes h_n mot h_r .

Beräkningarna upptagas icke, endast sammanställningen.

Exempel	Skorstensform	Kil	Enl. Strahl, ekv. 3—6		Grundade på ekv. 11	
			Mynningsavst.	meter	Mynningsavst.	meter
2	cylindr.	utan	$h_{\max.}$	2,200	h_n	1,920
					h_1	1,760
			$h_{\min.}$	1,320	h_2	1,580
3 a	»	»	$h_{\max.}$	2,390	h_n	2,000
					h_1	1,825
			$h_{\min.}$	1,460	h_2	1,615
3 b	»	med	$h_{\max.}$	2,140	h_r	1,880
					h_1	1,720
			$h_{\min.}$	1,310	h_2	1,535
4	kon. 1: 8	utan	$h_{\max.}$	1,840	h_n	1,960
					h_1	1,800
			$h_{\min.}$	1,620	h_2	1,605
5 a	» »	»	$h_{\max.}$	1,915	h_n	1,985
					h_1	1,810
			$h_{\min.}$	1,710	h_2	1,605
5 b	» »	med	$h_{\max.}$	1,790	h_r	1,895
					h_1	1,735
			$h_{\min.}$	1,550	h_2	1,545

Det erinras om, att i exemplen betyda:

- h_n resp. h_r det mynningsavstånd, vid vilket undertrycket p_2 i röskåpet utfaller störst. Det är således ej ett maximiavstånd i verklig mening;
- h_1 ett praktiskt sett fördelaktigare mynningsavstånd än h_n , som ej medför nämnvärd förlust i p_2 ;
- h_2 ett mynningsavstånd, angivande den ungefärliga undre gräns, intill vilken de formler, vari h_n förekommer, med säkerhet kunna tillämpas. Det är icke ett minimiavstånd, men innebär redan en icke oväsentlig nedsättning av p_2 .

RÄTTELSE.

Å sid. 23, första raden uppfifrån, är i ekv. 6 infört värdet D_2 , skall vara D_1 .