
BULETINUL SOCIETĂȚII POLITECNICE

DIN LUCRĂRILE SOCIETĂȚII POLITECNICE

Ședința Comitetului, dela 27 Aprilie 1928

Ședința se deschide la orele 19 sub președinția d-lui Președinte N. P. Ștefănescu.

Membrii prezenți D-nii : *Atanasescu T., Filipescu Gh., Ghica Șerban, Ionescu I., Ioachimescu A. și Pretorian Ștefan.*

Se citește și se aprobă sumarul proceselor-verbale ale ședințelor dela 27 Martie și 6 Aprilie a. c.

1. Se hotărăște să se ceară dela legația din Paris proiectul de lege francez pentru protecția titlului de inginer sau să-l aducă D-l Ghica, care pleacă la Paris.

2. Se hotărăște ca la invitația făcută de «Société des Ingineurs Civils de France» de a participa la a 80-a lor aniversare, să fie delegat D-l Ghica care pleacă la Paris.

Se decide a se da o telegramă prin care D-l Ghica este delegat.

3. Se respinge cererea D-lui Pleniceanu de a plăti 3000 lei pentru a fi admis ca membru fondator, restituindu-i-se banii, în vederea modificării statutelor.

4. Se admite demisia din Societate a D-lui G. Dunca, pe ziua de 1 Decembrie 1928, până când a plătit toate cotizațiile.

5. Se hotărăște radierea tuturor membrilor cari sunt în urmă cu plata cotizațiilor. La ședința viitoare D-l Atanasescu va prezenta o listă a d-lor membri cari urmează a fi radiți.

6. Se admite să fie propuși unei viitoare Adunări Generale spre a fi aleși ca membri D-nii Ingineri: Gheorghiu Romniceanu, Voinescu Mircea și Gheorghe D. Atanasiu.

7. Institutul românesc de organizare științifică a muncii, trimite publicațiile sale propunând schimbul, care se aprobă.

8. Cererea Administrației Revistei «România Aeriană» de a i se aproba plata abonamentului pe 1928, nu se aprobă.

9. Se ia cunoștință de primirea broșurei D-lui I. Ionescu despre «Newton».

10. Se ia cunoștință de scrisoarea Institutului Național Român pentru studiul amenajării și folosirii izvoarelor de energie, prin care mulțumește pentru punerea la dispoziție a sălii de ședințe

pentru ținerea conferinței D-lui Inginer *Dorin Pavel* în seara zilei de 5 Aprilie a. c.

11. Asociația conductorilor de lucrări publice cere a i se da 2 exemplare din istoricul Societății Politecnice făcut de D-l I. Ionescu; se aprobă a se trimite 2 exemplare în mod gratuit.

12. Se aprobă un ajutor de câte lei 50 omului de serviciu care a ajutat la vestiar, în 6 seri când au avut loc conferințele ce s'au ținut la Societate.

13. Congresul de încercările materialelor dela Amsterdam, anunță apariția dărei de seamă. Se aprobă cumpărarea unui exemplar pentru bibliotecă.

14. Se primește din partea D-lui Inginer I. Dobrescu, cererea de a ține o conferință asupra Căilor Ferate.

15. Se admite a se publica în Buletin că Societatea are de vânzare, plachete bătute cu ocazia inaugurării localului.

Ședința se ridică la ora 20,30.

Aprobat în ședința Comitetului dela 8 Mai 1928.

Președinte, N. P. Ștefănescu

Secretar, Gh. Em. Filipescu

Ședința Comitetului dela 8 Mai 1928

Ședința se deschide la ora 19 sub președinția D-lui N. P. Ștefănescu, Președintele Societății.

Prezenți D-nii Teodor Atanasescu, C. Bușilă, Gh. Filipescu, Șerban Ghica, A. G. Ioachimescu și I. Ionescu.

1. Se ia în discuție cererea Societății pentru combaterea tuberculozei la copii de a i se pune la dispoziție sălile Soc. Politecnice în zilele de 14 și 15 Mai pentru o serbare cu scop filantropic.

Comitetul aprobă cererea.

2. Se primește anuarul hidrografic al României.

Se hotărăște să se aducă mulțumiri pentru anuar.

3. Se primește dela Institutul Național Român pentru studiul amenajării și folosirii izvoarelor de energie broșura No. 1 «Questionnaire sur le Problème de la puissance reactive», care se va trimite comisunii respective.

4. Se admite ca membru sub rezerva ratificării Adunării Generale D-l Inginer Ion Bujoi.

Ne mai fiind nimic la ordinea zilei, ședința se ridică la ora 20,20.

Aprobat în ședința Comitetului dela 13 Iulie 1928.

Președinte, N. P. Ștefănescu

Secretar, Gh. Filipescu

Ședința Comitetului dela 14 Mai 1928

Ședința se deschide la orele 18 și jum., sub președinția D-lui Președinte N. P. Ștefănescu.

Prezenți D-nii: Athanasescu Th., Bușilă C. D., Dulfu P. P., Filipescu Gh. Em., Georgescu N., Ioachimescu A., Ionescu I., Pretorian St., Răileanu C., Radu Elie, Ștefănescu N. P., Stratilescu Gr., Zanne N.

D-l N. P. Ștefănescu arată că această adunare a comitetului a fost prilejuită de durerosul eveniment a pierderii scumpului nostru Prezident de onoare și Prezident al Comitetului de construcții, Inginerul C. P. Olănescu.

După ce D-sa arată pe scurt meritele celui dispărut, se discută și se fixează măsurile ce urmează a se lua pentru participarea Societății Politecnice la ceremonia funebră, din ziua de 16 Mai 1928.

Ședința se suspendă la ora 19 jumătate.

Aprobat în ședința Comitetului dela 13 Iulie 1928.

Președinte, N. P. Ștefănescu

Secretar, P. P. Dulfu

PLĂCI SOLICITATE DINAMIC

Inginer D. PANAITESCU

Observând că eforturile și săgețile plăcilor supuse la o sarcină oarecare P sunt proporționale cu această sarcină, se poate face pentru plăcile supuse la eforturi dinamice o teorie absolut analoagă cu aceea dela grinzi.

Fie într'adevăr săgeata :

$$f = KP,$$

unde P este sarcina iar K un coeficient.

Lucrul mecanic acumulat de placă va fi :

$$L = \frac{1}{2} P f = \frac{1}{2} K P^2 = \frac{1}{2} \frac{f^2}{K}.$$

Pentru o altă sarcină P_1 , lucrul mecanic va fi :

$$L_1 = \frac{1}{2} P_1 f_1 = \frac{1}{2} K P_1^2 = \frac{1}{2} \frac{f_1^2}{K}$$

de unde :

$$\frac{L}{L_1} = \frac{f_2^2}{f_1^2} = n^2.$$

Teoria sarcinilor dinamice se va aplica deci întocmai ca la grinzi.

Sarcina P aplicată dinamic dezvoltă în placă aceleași eforturi ca și sarcina:

$$Q = nP,$$

aplicată static.

În această formulă:

$$n = \sqrt{1 + P \frac{P + G_2}{(P + G_1)^2} \cdot \frac{Ph}{\frac{1}{2}Pf}, 1)}.$$

$$G_2 = q \int_{\Omega} \frac{\eta}{f} d\Omega, \quad (1)$$

$$G_2 = q \int_{\Omega} \frac{\eta^2}{f^2} d\Omega; \quad (2)$$

q fiind greutatea plăcii pe unitatea de suprafață, Ω suprafața plăcii, η săgeata într'un punct oarecare iar f , săgeata sub sarcina P .

* * *

În cele ce urmează îmi propun să calculez coeficientul dinamic n în câteva cazuri simple.

a) Placă dreptunghiulară de dimensiuni $2a$, $2b$, simplu reșemată pe contur și acționată la mijloc de sarcina P .

Ecuatia aproximativă a suprafeții medii deformată este:

$$\eta = f \cos \alpha x \cdot \cos \beta x \quad (2)$$

$$\text{cu: } f = \frac{24 \cdot 16 (\mu^3 - 1) \frac{P}{2}}{\pi^4 \mu^2 \delta^3 E (a^2 + b^2)^2} a^3 b^3,$$

$$2\alpha a = 2\beta b = \pi,$$

$$\mu = \frac{10}{3},$$

în cari δ este grosimea plăcii, iar E coeficientul de elasticitate.

1) cf. Wittenbauer. Aufgaben aus der technischer Mechanik. II. Band. Festigkeitslehre. Springer Berlin 1918. pp. 399—400.

2) H. Lorenz. Angenäherte Berechnung rechteckiger Platten. Z.V. d. I. Vol. 57. No. 16, 1913, pp. 623 sqq.

Efectuând integralele (1) și (2) se găsește:

$$\int_{\Omega} \frac{\eta}{f} d\Omega = \iint_{\Omega} \cos \alpha x \cdot \cos \beta x \cdot dx dx = \frac{16}{\pi^2} ab = \frac{4}{\pi^2} \Omega,$$

$$\int_{\Omega} \frac{\eta^2}{f^2} d\Omega = \iint_{\Omega} \cos^2 \alpha x \cdot \cos^2 \beta x \cdot dx dx = ab = \frac{1}{4} \Omega,$$

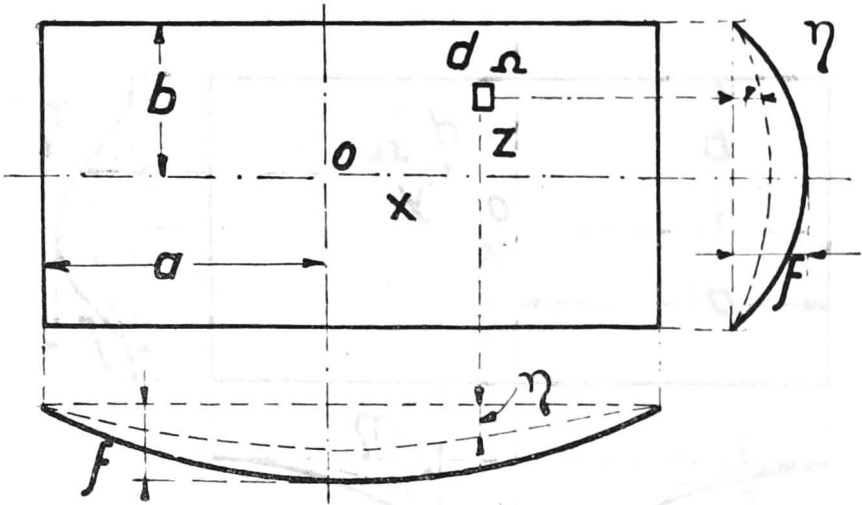


Fig. 1.

iar dacă G este greutatea plăcii :

$$G_1 = \frac{4}{\pi^2} G \approx 0,41 G,$$

$$G_2 = \frac{1}{4} G = 0,25 G.$$

Inlocuind și făcând toate calculele, coeficientul dinamic este:

$$n = 1 + \sqrt{1 + 1,12 \frac{P + 0,25 G}{(P + 0,41 G)^2} \cdot \frac{(a^2 + b^2)^2}{a^3 b^3} E \delta^3 h},$$

iar în cazul plăcii pătrate, $a = b$:

$$n = 1 + \sqrt{1 + 4,48 \frac{P + 0,25 G}{(P + 0,41 G)^2} \cdot \frac{E \delta^3 h}{a^2}}$$

b) Placă dreptunghiulară de dimensiuni $2a$, $2b$, având conturul încastrat și acționată la mijloc de sarcina P .

Ecuția aproximativă a suprafeții medii deformate este:

$$\eta = f(1 + \cos \alpha x)(1 + \cos \beta x), \quad 1)$$

cu:

$$f = \frac{12.16(\mu^2 - 1)P}{\mu^2 E \delta^3 ab [3(\alpha^4 + \beta^4) + 2\alpha^2 \beta^2]}$$

$$\alpha a = \beta b = \pi.$$

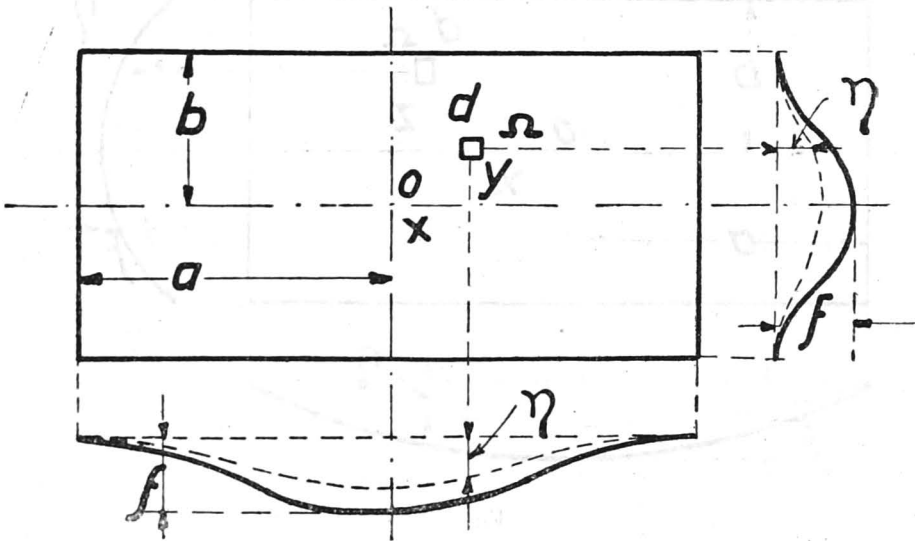


Fig. 2.

În mod analog:

$$\int_{\Omega} \frac{\eta}{f} d\Omega = \iint_{\Omega} (1 + \cos \alpha x)(1 + \cos \beta x) dx dx = ab = \frac{1}{4} \Omega,$$

$$\int_{\Omega} \frac{\eta^2}{f^2} d\Omega = \iint_{\Omega} (1 + \cos \alpha x)^2 (1 + \cos \beta x)^2 dx dx = \frac{9}{4} ab = \frac{9}{16} \Omega,$$

și

$$G_1 = \frac{1}{4} G = 0,25 G,$$

$$G_2 = \frac{9}{16} G \approx 0,25 G,$$

iar coeficientul dinamic este:

$$n = 1 + \sqrt{1 + 1,12 \frac{P + 0,56 G}{(P + 0,25 G)^2} \cdot \frac{3(a^4 + b^4) + 2a^2 b^2}{a^3 b^3} E \delta^3 h}$$

1) H. Lorenz. *ibid.*

Dacă placa este pătrată, $a=b$ și:

$$n = 1 + \sqrt{1 + 8,96 \frac{P + 0,56 G}{(P + 0,25 G)} \cdot \frac{E \delta^3 h}{a^2}}$$

c) Placă circulară simplu rezemată pe contur și încărcată la mijloc cu sarcina concentrată P .

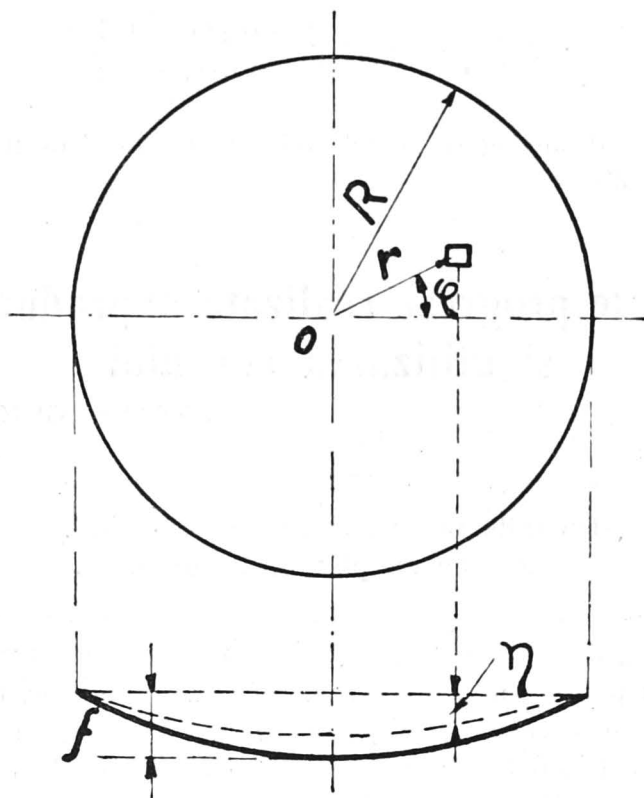


Fig. 3.

În acest caz:

$$\eta = \frac{3}{4\pi} \cdot \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2} \cdot \frac{1}{E} \cdot \frac{P}{\delta^3} \left[2r^2 \text{Log} \frac{r}{R} + \frac{3\mu + 1}{\mu + 1} (R^2 - r^2) \right]^1.$$

cu
$$f = \frac{3}{4\pi} \cdot \frac{(\mu - 1)(3\mu + 1)}{\mu^2} \cdot \frac{P}{E} \cdot \frac{R^2}{\delta^3} = 0,55 \frac{P}{E} \cdot \frac{R^2}{\delta^3}$$

1) Bach-Baumann. Elastizität und Festigkeit. p. 601. Springer. Berlin 1924.

unde R este raza plăcii, iar r distanța dela centru la un element oarecare de placă.

Efectuarea integralelor conduce la :

$$G_1 = q \int_{\Omega} \frac{\eta}{f} d\Omega \approx 0,40 q \Omega = 0,40 G,$$

$$G_2 = q \int_{\Omega} \frac{\eta}{f} d\Omega \approx 0,24 q \Omega = 0,24 G,$$

și

$$n = 1 + \sqrt{1 + 3,64 \frac{P + 0,24 G}{(P + 0,40 G)^2} \frac{E \delta^3 h}{R^2}}$$

Un calcul analog se poate aplica la tot felul de plăci, cu tot felul de sarcini.

Ultimele progrese realizate în producerea și utilizarea aburului

Ing. STAVRI GHIOLU

(Urmare *)

Mașinile pentru utilizarea aburului.

Mașina cu piston. Turbine.

Aproape fără excepție turbina cu abur a înlocuit mașina cu piston, care se mai menține în concurență cu turbina numai la puterile mici și mijlocii, până la 1.000 kw, mai cu seamă pentru echiparea vapoarelor; instalațiunile cu puteri superioare la 1.000 kw se echează cu turbine. Sunt cazuri în care s'a realizat combinația unei turbine lucrând împreună cu o mașină cu piston (mărindu-se presiunea de regim a unei instalațiuni de mașini cu piston, plusul de presiune s'a utilizat într'o turbină cu contra-presiune sau vice-versa, instalații în care mașina cu piston lucrează cu contra-presiune, iar turbina lucrează la condensator utilizând restul de presiune).

Concentrarea unei cât mai mici cantități de energie într'o singură unitate a făcut progrese uriașe ajungându-se la

*) Vezi B. S. P. No. 2 Fevr. 1928.

70.000 kw pentru turbinele montate de casa Parsons la Chicago și cele dela centrala Klingenberg Berlin; în ultimul timp casa Brown-Boveri a luat o comandă pentru un grup de 150.000 kw necesar centralei Hellgate, New-York.

În America unde se simte mai ales necesitatea de mări cantități de energie electrică, tendința este să se construiască grupuri tot mai puternice obținându-se o concentrare însemnată și o diminuare a costului kw instalat; în Europa inginerii au rămas la puteri mai modeste (40.000—50.000 kw într'o unitate) căutând însă ameliorarea randamentului prin utilizarea de presiuni până la 60 atm. și 425° supra încălzire. În mod izolat s'au făcut instalații pentru presiuni și mai înalte: 98 atm. (centrale Weymouth, Milwaukee, U. S. A.) și 180 atm. (centrala de încercare Siemens).

Din tabloul de mai jos în care sunt enumerate centralele mai însemnate construite în ultimii ani în America și Europa, rezultă mai clar tendințele tehnice actuale în această direcție (în ce privește temperatura și presiunea):

Tabloul unora din supercentralele construite

CENTRALA	Puterea instalată kw	Puterea procesată kw	Mărimerea unităților kw	Caracteristicile aburilor la admisiune în turbine		Observații
				Pres. kg/cm ²	Temp. °C	
North Tees, Newcastle	60.000	100.000	20.000	31,5—35	340°	Supra încălzire intermediară la 280°C
Boston, Manchester, Edison Co. Detroit .	82.500	160.000	27.500	24,5	370°	
Ohio River Co, Philo	100.000	300.000	50.000	26	370°	
Crawford Ave. Chicago	80.000	240.000	40.000	38,5	385°	Supra încălzire intermediară la 385°C
County of London Co.	160.000	750.000	{ 50.000 60.000	38,5	385°	Supra încălzire intermediară la 385°C
Edison Electric Illuminating Co, Weymouth	120.000	500.000	{ 20.000 40.000	24,5	370°	Supra încălzire intermediară la 370°C
Philadelphia El Co., Richmond	82.900	400.000	{ 3x3.150 32.000	84	370°	
New-York Edison Co, East River (N. Y.)	100.000	600.000	50.000	24,5	370°	
Brooklyn Ed Co, Hudson Ave	120.000	700.000	60.000	26	355°	
Rummeis'urg (Berlin) (Klingenberg).	{ 100.000 240.000	{ 400.000 600.000	{ 50.000 90.000	18,5	322°	
Centrales Electriques de Flandres, Lan-gerbrugge	240.000	600.000	{ 70.000 10.000	29	370°	
			1.600	32	400°	
	26.100		6.600	50	440°	

Turbinele pentru puteri mai mari de 40.000 kw concentrați într'o singură unitate se construiesc cu mai multe corpuri (cilindrii), — două, trei sau chiar cinci — lucrând pe doi sau mai mulți arbori cu aceeași viteză sau cu viteze diferite.

Spre exemplu turbinele instalate de casa Parson la Crawford Avenue Chicago se compun din trei corpuri: înaltă presiune, presiune intermediară și joasă presiune. Aburul sosește la supapa de alimentare a turbinei înaltă presiune cu o presiune de 38,5 atm și o temperatură de 383° C destinzându-se până la presiunea de 7 atm; turbina înaltă presiune produce 16.000 kw la 1.800 învârt./minut. Aburul scăpat este supraincălzit din nou la 425° înainte de a fi introdus în agregatul intermediar, care dezvoltă 29.000 kw la 1.800 învârt./minut, eșind la o presiune de 0,14 atm; trece apoi în turbina de joasă presiune care dă 6.000 kw la 720 învârt./minut. Turbina este prevăzută cu trei trepte de prelevarea aburului, pentru preîncălzirea apei de alimentare, a cărei temperatură este ridicată până la 155° C. Consumația este de 3,68 kg abur pr. kw oră.

Cauzele împărțirii puterii unei unități în mai multe corpuri sunt multiple:

a) Puterea prea mare, care ar fi trebuit să se îmagazineze într'o unitate, ceea ce ar fi dat dimensiuni exagerate, în special pentru arbori, deci lipsă de siguranță.

b) Volumul mare de aburi ce trebuie evacuat la cnd condensator impune o divizare a agregatului format din ultimele etaje de presiune.

c) Faptul că un număr de turații mai mare permite mărirea randamentului mașinei și reducerea dimensiunilor ei a făcut să se adopte pentru turbinele de înaltă presiune turații mai mari (în general 3.000 înv./min). Dacă această viteză de rotație permite realizarea mașinei, fără a supune metalul la eforturi periculoase, pentru diametri mici ai roților de înaltă presiune, acest lucru nu mai este posibil pentru roțile de joasă presiune, care ating diametri respectabili. S'au separat atunci etajele de joasă presiune într'un agregat, care are o viteză de rotație mai joasă. Această dispoziție este în special fericită pentru vapoarele cu mai multe elice în care caz fiecare din agregate acționează nu arbore motor.

După cum se vede din tabloul de mai sus sunt presiuni și temperaturi în exploatare, care ajung până la 98 atm și 440°C s'au făcut încercări și pentru presiuni mai înalte.

Siemens-Schuckert a construit o turbină lucrând la 90 atm. și 400°C, alimentată de un cazan Benson, cu o contra presiune de 13—14 atm. Puterea turbinei este de 1.000 kw la 10.000 învârt./m.

O a doua turbină, construită tot de Siemens-Schuckert împreună cu Escher-Wyss Zürich primește 30.000 kgr abur pe oră la 180 atm și 420°C, care abur este destinat în două corpuri: în primul până la 36 atm, în al doilea la 6,5 atm; puterea este de 3.000 kw la 6.000 învârt./minut.

Randamentele termodinamice respective ale acestor turbine sunt de 60% și 70%.

Pentru instalații cu o putere mai mică de 1—2.000 kw mașina cu piston cu contrapresiune oferă avantajii față de turbina de înaltă presiune, care ar da pentru astfel de puteri orificii prea mici și pierderi prea mari între palete și stator. Soc. Wiener Lokomotivfabrik a proiectat o mașină cu piston verticală, cu doi cilindri și dublă acțiune, lucrând la 120 atm și 490°C cu o contrapresiune de 13 atm; va dezvolta o putere de 1.000 kw la 300 învârt./min. Va fi mașina cu piston lucrând la cea mai înaltă presiune.

Creșterea treptată a presiunilor și temperaturilor de regim sunt rezultatul străduințelor neconținute, depuse pentru ameliorarea randamentului termodinamic al mașinilor. Intr'adevăr după Carnot randamentul ρ_c este:

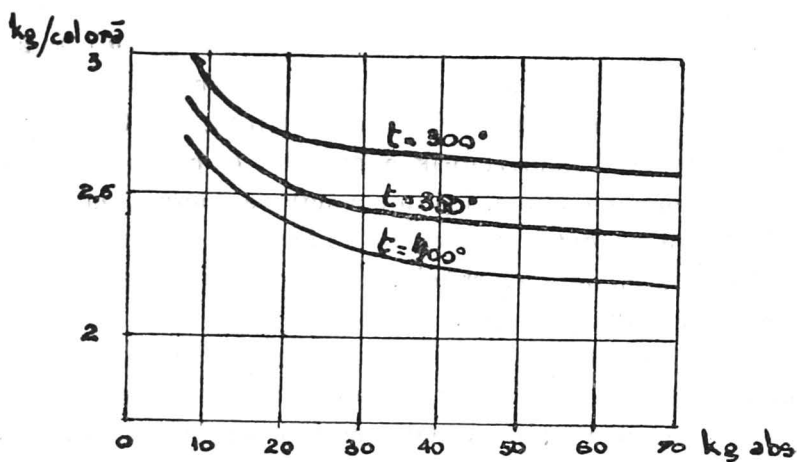
$$\rho_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

așa dar ρ_c nu poate crește decât micșorând pe T_2 și măbind pe T_1 , diminuarea temperaturii T_2 a ajuns la limite ținând seama de condițiunile normale de exploatare (temperatura lichidului în condensator, vidul ce se poate obține, etanșeitarea, etc.), T_1 poate fi ridicat cât de mult, totul nedepinzând decât de găsirea materialelor suficient de rezistente ca să reziste la aceste temperaturi.

Deci ținem seama în plus de faptul că un kilogram de apă,

transformată în abur, de aceeași temperatură, are nevoie de o cantitate de căldură cu atât mai mică cu cât presiunea de exploatare este mai ridicată, atunci rezultă în mod evident și avantajul presiunilor înalte din punct de vedere termodinamic.

Consumul unei turbine scade cu cât presiunea și temperatura la orificiul de admitere cresc. Astfel o turbină alimentată cu abur la 350°C și 20 atm abs, are un consum de 2,55 kg abur pe cal. vap./oră, pe când alimentată cu abur la 50 atm abs. și 350°C dă un consum de 2,37 kg abur, deci o economie de 10%. Diagramul (fig. No. 1) rezumă variația consumului specific și evidențiază că începând de la 50 atm abs. în sus, la 350°C , scăderea consumului este neînsemnată pentru orice creștere a presiunii de exploatare.



Consumația teoretică de vapori pe cal o. ef. în funcție de pres la distribuitor

Fig. No. 1.

Rezultatele de mai sus sunt cele date de practică și în cele ce urmează se vor vedea cauzele pentru care ele sunt diferite de cele teoretice.

Examinând diagrama entropică (fig. 2) recunoaștem pe figură avantajele presiunilor și temperaturilor înalte. Se vede însă că cu cât presiunea de regim crește cu atât cantitatea de apă,

care se va găsi în abur, în ultimele etaje ale turbinei va fi mai mare; pentru a evita aceste inconveniente, ca și pentru a mări temperatura fără a mări presiunea s'a supraîncălzit aburul. În felul acesta diagramul teoretic al unei turbine normale moderne cu 25 atm. abs. presiune, 350°C supraîncălzire și 0,04 atm. abs. la condensator va fi *abcd*, extinzând regimul de exploatare la 100 atm. abs. constatăm apariția imediată a fenomenului de mai sus, titlul x al aburului ajungând la 0.75. Acest fenomen trebuie evitat cu orice preț, atât pentru faptul că aburul umed deteriorează paletetele prin isbiturile picăturilor de apă antrenate cu mare viteză, cât și pentru scăderea efectivă a randamentului termodinamic,

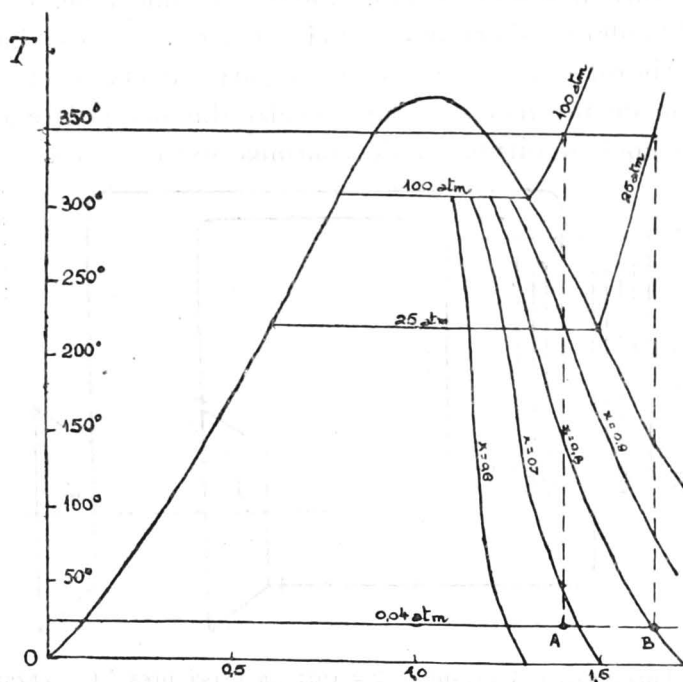


Fig. No. 2.

picăturile de apă diminuând viteza fluidului în evoluție. Se socotește că pentru fiecare 1% umiditate a aburului randamentul turbinei scade cu 1—1,15%.

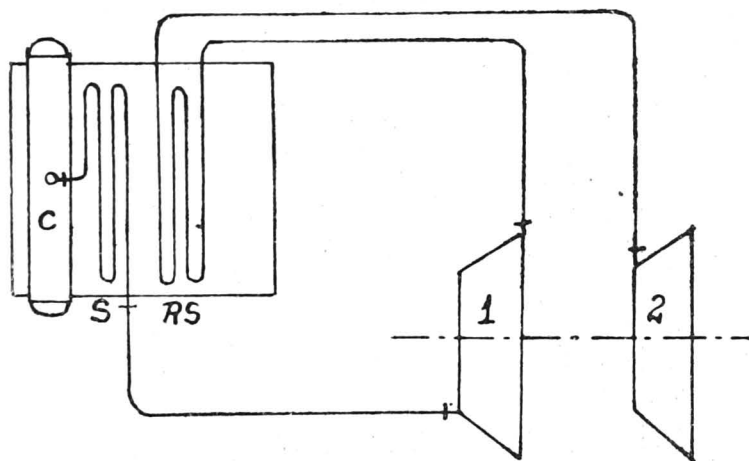
Ca să se vadă ce proporții poate reprezenta condensatul într'o instalație de turbine cu aburi de înaltă presiune re-

marcăm următoarele procente de condensat în funcțiune de presiune:

<u>Presiune în kgr./cm.²</u>	<u>Apă % în abur (în ultimele etaje)</u>
14	9,5
42	15,25
84	20,3

astfel că prin ultimele etaje ale unei turbine de 40.000 kw., lucrând la 84 atm. ar urma să treacă 33.000 kgr. apă/oră.

Resupraîncălzirea. Remedierea acestui fenomen dăunător nu se produce decât ridicând temperatura de supraîncălzire a aburului, însă acî suntem limitați de rezistența materialelor ce ne stau la dispoziție, care în condițiile tehnice de astăzi fixează temperatura aburului la cea. 450°C la admisiune. Pentru a ocoli dificultatea s'a recurs atunci la resupraîncălzirea intermediară. Aburul după ce a lucrat în parte în etajele de înaltă presiune ale turbinei este supraîncălzit din nou pentru a putea fi adus apoi în turbină unde continuă expansiunea.

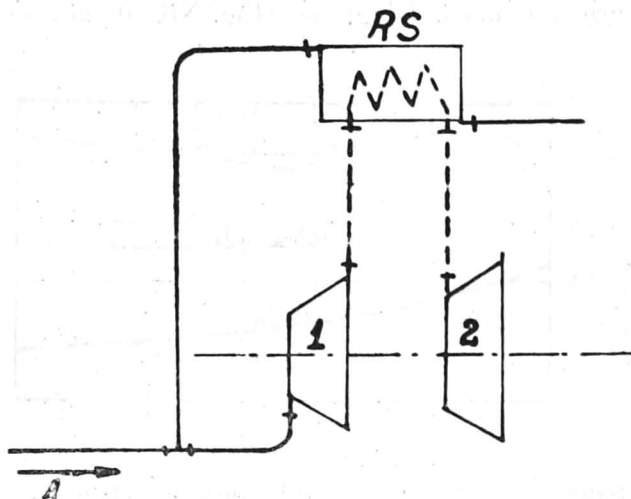


1 = Turbina înaltă presiune, 2 = turbina joasă pres., C = cazane,
S = supraîncălzitor, RS = resupraîncălzitor.

Fig. No. 3.

Resupraîncălzitorul poate fi situat chiar pe traectul gazelor arse, acestea din urmă furnizând căldura necesară; în acest caz rezultă însă o complicație mare de construcție, conducte lungi, robinete multe, mai cu seamă când sunt turbine mai multe și mai multe cazane, deci pierderi de presiune, erori posibile la manipulare etc. (Fig. No. 3).

Se poate așeza supraîncălzitorul chiar la locul de prelevare întrebunțând ca agent încălzitor abur viu (Fig. No. 4), în acest caz temperatura de resupraîncălzire este limitată de



1 = Turbina înaltă presiune, 2 = turbina joasă presiune, A = abur supraîncălzit dela cazan, RS = resupraîncălzitor.

Fig. No. 4.

temperatura de saturație a aburului viu. Diagrama (Fig. No. 5) arată variația acestei temperaturi în funcție de presiunea aburului viu, precum și cantitatea de abur viu necesar pentru a resupraîncălzi aburul prelevat.

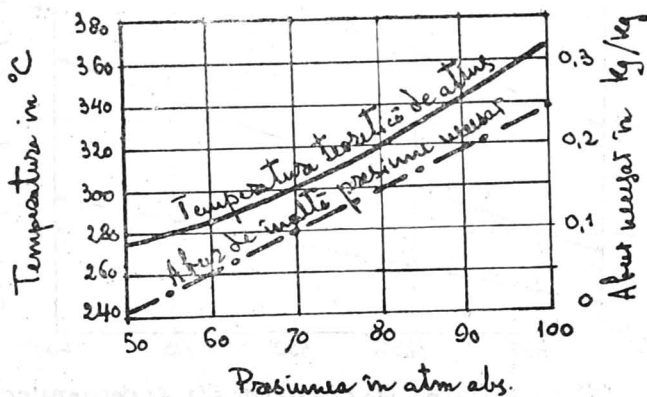
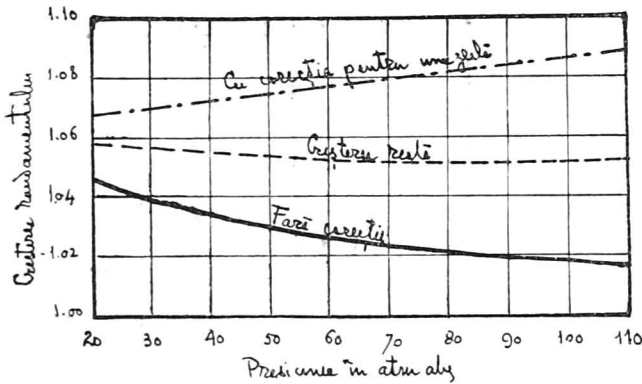


Fig. No. 5.

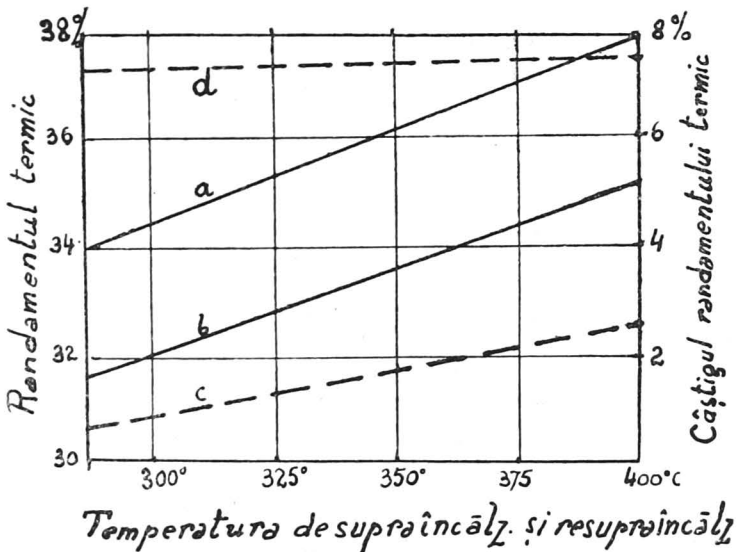
Din cercetările făcute până acum rezultă că nu se recomandă mai mult de două trepte de supraîncălzire intermediară, de oarece câștigul în randament care ar rezulta, ar fi anulat prin complicația prea mare a instalației.

Creșterea de randament realizată prin resupraîncălzire intermediară este în practică independentă de presiunea de regim, cu toate că din calculele teoretice ar rezulta un câștig mai mare la presiuni mari. Diagrama (Fig. No. 6) arată variațiile



Creșterea randamentului cu o singură resupraîncălzire.
Fig. No. 6.

creșterii de randament în funcție de presiune, iar diagrama (Fig. No. 7) arată variația creșterii de randament în funcție de temperatură.



- a) Randamentul ciclului cu supraîncălzire intermediară.
b) Acelaș fără supraîncălzire intermediară.
c) Îmbunătățirea teoretică a randamentului termic prin supraîncălzire intermediară.
d) Îmbunătățirea randamentului termic rezultată din experiență.
(Presiune inițială 70 at. abs., supraîncălzire intermediară la 10,5 atm. abs. contrapresiune 0,035 at. abs.).

Fig. No. 7.

Sistemul regenerativ. — Ciclul teoretic al unei mașini cu abur obișnuite este ciclul Rankine, în care expansiunea se face adiabatic. Randamentul acestui ciclu, inferior celui al lui Carnot este, după cum reiese din diagrama entropică (Fig. 8)

$$\rho_n = \frac{\text{aria } abcdf}{\text{aria } iabcdfg}$$

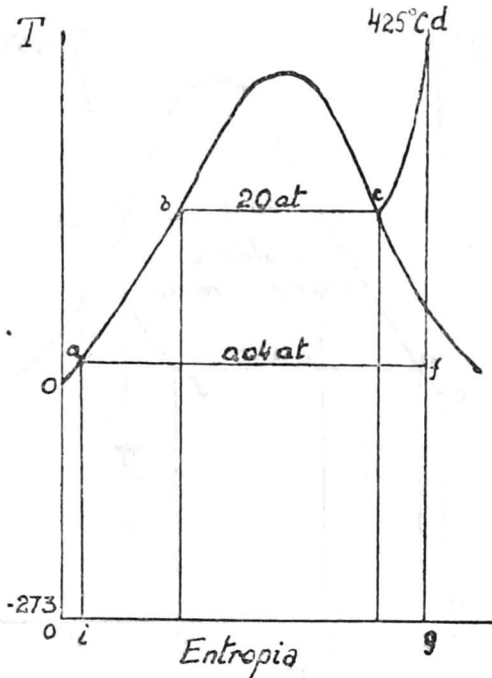


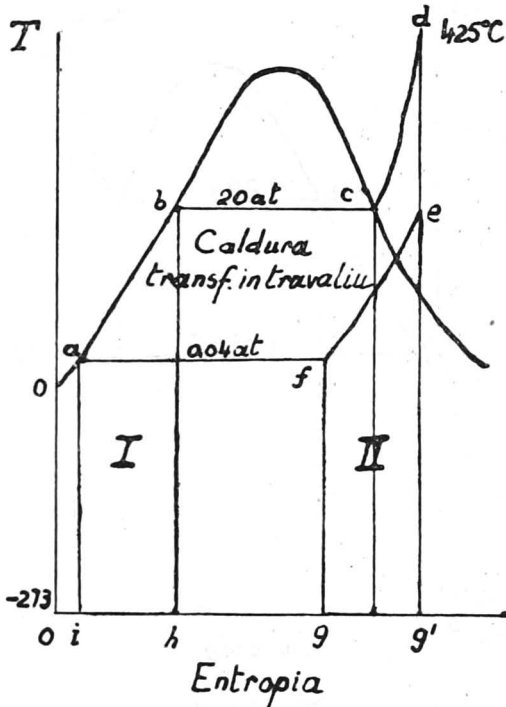
Fig. No. 8.

Pentru a mări randamentul acestui ciclu se poate preleva din căldura aburilor, care merg la condensator, pentru a preîncălzi apa de alimentare a cazanelor; în felul acesta căldura, care altfel s'ar pierde inutilizabilă la condensator este redată ciclului sub formă de calorii cedate apei de alimentare. Randamentul maxim s'ar obține atunci când tot aburul care evoluează în turbină ar preîncălzi treptat apa de alimentare până la temperatura de saturație, care corespunde presiunii de regim.

Diagrama (Fig. No. 9) reprezintă ciclul unei turbine lucrând între aceleași limite de presiuni și presiune ca și turbina normală considerată mai sus, însă cu sistem regenerativ total; randamentul acestui ciclu:

$$\rho_R = \frac{\text{aria } abcdef}{\text{aria } iabcedfg}$$

este mai mare decât ρ_n stabilit mai sus.



I. Căldură întrebuințată la preîncălzirea apei condensate până la temperatura de saturație.

II. Căldură luată aburului în timpul expansiunii pentru a încălzi condensatul până la temperatura de saturație.

Fig. No. 9.

În practică preîncălzirea apei de alimentare se face prin prelevarea parțială a aburului, care a lucrat deja într'o serie de etaje ale turbinei sau întrebuințând numai aburul de scăpare dela o turbină de serviciu a centrului, care acționează mașinile auxiliare (excitatricele, pompele de aer și apă, etc.).

Efectele sistemului regenerativ sunt cu atât mai însemnate cu cât presiunea de regim este mai ridicată, cu cât numărul

etajelor de preîncălzire este mai mare (diagr. fig. No. 10) și cu cât temperatura de preîncălzire se apropie de temperatura de saturație. Practic numărul treptelor de prelevare nu trece de trei, de oarece complicația instalației devine mult prea mare față de o creștere mică a randamentului; temperatura de preîncălzire este inferioară cu 50°C celei de saturație. Creșterea randamentului termodinamic, prin adoptarea sistemului regenerativ este de 1,1% pentru o singură derivație, până la 8,1% pentru 5 derivații; creșterea mare este dată prin adoptarea a 2 și 3 derivații, care dau respectiv 5,2% și 6,8% creșteri de randament.

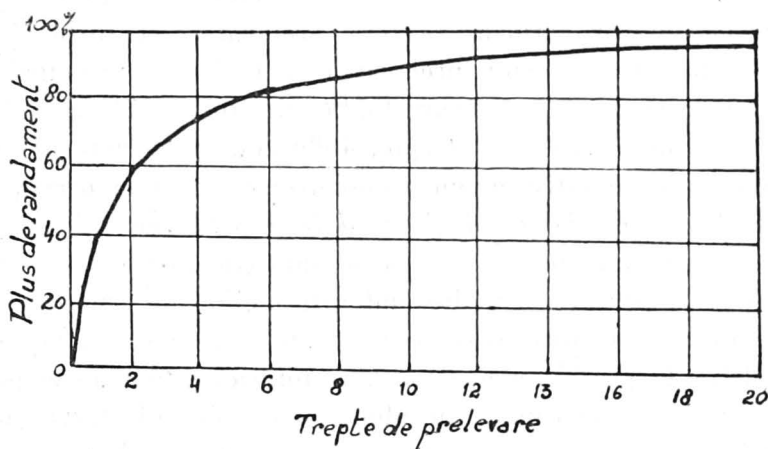


Fig. No. 10.

Cele două sisteme de preîncălzire a apei prin prelevare la turbina principală și prin aburul de scăpare dela turbina de serviciu prezintă fiecare avantajele sale.

Din punct de vedere termodinamic, prelevarea la turbina principală este avantajoasă, deoarece la încărcare mai mică apa se încălzește mai puțin, cazanele sunt mai puțin expuse, turbina lucrează mai rațional utilizând cantități de abur mai mici în etajele de joasă presiune unde volumul specific al aburului este mare.

Preîncălzirea dela turbina de serviciu dă o independență mai mare, conducte mai puține, instalație mai simplă; temperatura de preîncălzire a apei este independentă de încărcarea

centralei, ceea ce nu este cazul pentru prelevarea dela turbina principală.

Turbina de serviciu reprezintă în general 3—6% din puterea totală a centralei; întrebuintând-o și ca turbină de preîncălzire dimensionarea este mai mare (10—11% din total); plusul de energie rezultat în acest caz este trimis rețelii. Pentru a evita perturbațiile se prevede sau un interruptor automat (centrala Rummelsburg) sau se echipează cu doi generatori: unul pentru rețea altul pentru serviciu (Brown-Boveri).

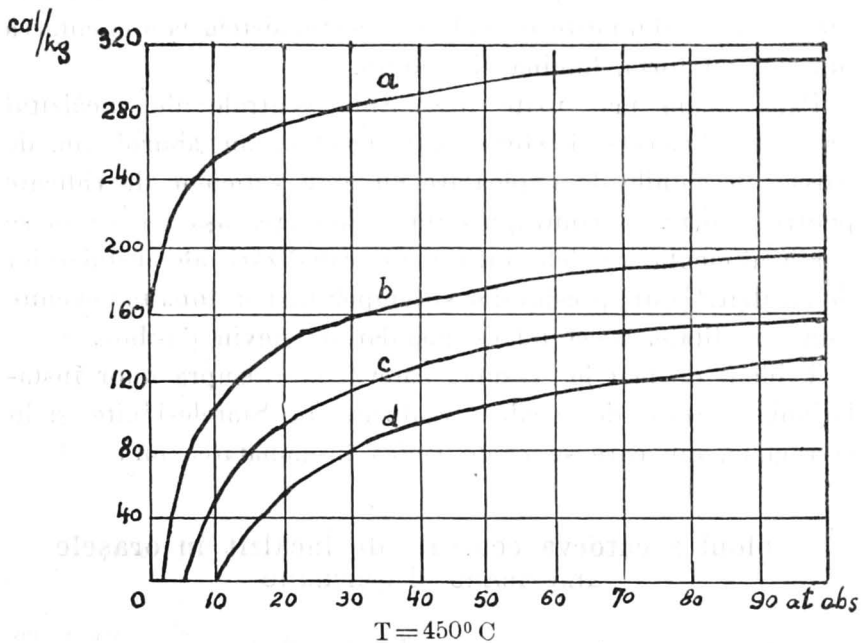
Sistemul regenerativ poate fi complectat în unele cazuri printr'un economizor așezat după etajele de preîncălzirea apei prin abur prelevat sau între ultimele două etaje de preîncălzire

Constructorii germani preferă prelevarea la turbinele de serviciu, cei americani prelevarea la turbinele principale cu 3 sau 4 trepte de prelevare (55% din instalațiile actuale în Statele-Unite sunt cu 3 trepte, 45% sunt prevăzute afară de sistemul regenerativ cu un economizor adăogat la urmă).

Instalații combinate de forță și încălzit. În cazurile acestea, care se prezintă destul de des în industrie avantajile presiunilor și temperaturilor înalte sunt apreciabile, căci prin utilizarea mașinilor cu contra-presiune se poate obține aburul necesar încălzirii la presiunea necesară. În totdeauna însă nu se poate acoperi exact consumul de abur cu nevoile de forță; dacă cantitatea de abur necesită este prea mare și rezultă un plus de energie, atunci forța suplimentară poate fi vândută în afară (curent electric), dacă cantitatea de abur necesară industriei este mai mică decât aceea pe care ar lăsa-o disponibilă o instalație cu contra-presiune producătoare de forță, atunci se combină o instalație cu contra-presiune cu una cu condensatie, acesta din urmă acoperind nevoile de forță.

Diagrama (fig. No. 11) arată importanța creșterii temperaturii și presiunii de exploatare pentru o mașină cu contra-presiune față de una cu condensatie. Astfel o mașină cu condensatie lucrând la 30 atm și 450°C, prin ridicarea presiunii la 100 atm câștigă o cădere de 28 cal, deci 10%, pe când o mașină cu o contra-presiune de 10 atm și aceeaș temperatură și presiune de admisiune își are sporită căderea dela 80 cal la 135 cal pentru kgr de abur, deci o creștere de 70%.

Pentru presiunile înalte și instalațiile, care pot prezenta la un moment dat necesități mari de abur, se combină instalația de cazane cu un acumulator de apă caldă sau cu un acumulator Ruths. Acestea imaginează căldură în timpul cât există surplus de abur și pot da imediat, sau apă caldă la cazan, aproape de temperatura de saturație (acumulator cu apă caldă) sau abur pentru mașini și încălzire (acumulator Ruths).



Contrapresiunea: a) 0,05 at. abs., b) 2 at. abs., c) 5 at. abs., d) 10 at. abs.
Fig. No. 11.

Acumulatorile Ruths permit realizarea unor economii însemnate asupra costului instalației de înaltă presiune, cazanele putând fi dimensionate la limită, deci economie de material scump, necesar căldărilor; pentru acoperirea vârfulurilor servește acumulatorul Ruths, lucrând la 15—20 atm., care poate fi construit din oțel Siemens-Martin obișnuit, ce costă mai puțin.

Economia unei instalațiuni crește cu presiunea de exploatare, lucru mai ales evident pentru instalațiile, care lucrează cu contrapresiune. Costul unei instalațiuni lucrând cu 100 atm. nu este superior cu mai mult de 50% aceluia al unei insta-

lațiuni de aceeași putere însă cu o presiune de exploatare de 20 atm. Diferența de preț în plus este mai ales sensibilă la cazane unde ea poate ajunge la 200 % din prețul unui cazan la 20 atm., conductele sunt într'adevăr fabricate din material mai scump dar au secțiuni mai reduse, de asemenea și turbinele au aproximativ același preț la 100 atm. și la 20 atm.

Un aspect deosebit al chestiunii de mai sus privind cuplarea unei centrale producătoare de forță cu o centrală furnizoare de căldură este extinderea acestui sistem la alimentarea orașelor cu forță, lumină și căldură.

Până acum mai toate instalațiile centrale de încălzitul orașelor (America și Germania) întrebuințau aburul viu, de oarece presiunile de exploatare nu erau suficient de ridicate pentru a îngădui contrapresiuni suficiente, așa fel ca să se poată alimenta rețelele întinse de canalizări ale instalațiilor de încălzit. Grație presiunilor și temperaturilor înalte devenite astăzi realitate, acest fel de instalațiuni devin posibile.

Tabloul de mai jos rezumă câteva date asupra unor instalațiuni centrale de încălzit realizate în Statele-Unite și în Germania, din care se poate vedea însemnătatea lor:

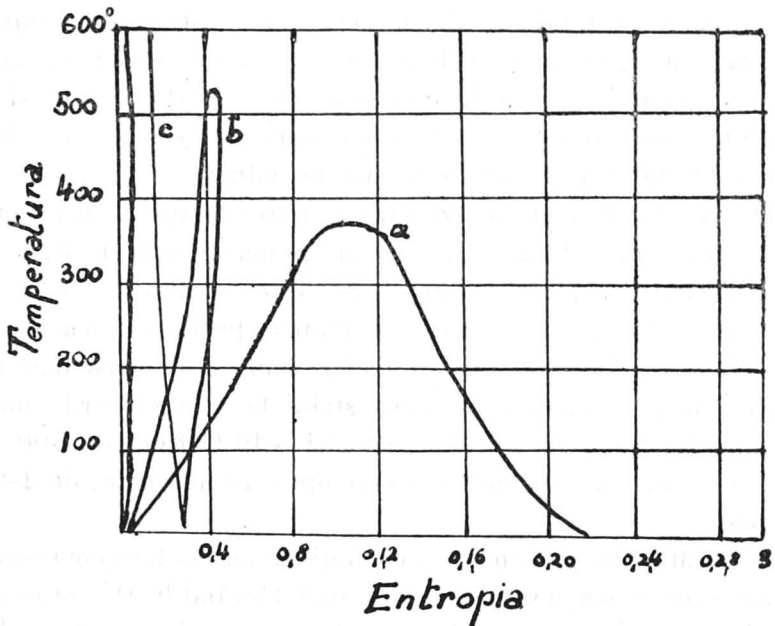
Tabloul a câtorva centrale de încălzit în orașele americane și germane

Orașul	Agentul de încălzire	Suprafața cazanelor m ²	Lungimea conductei/m	Abonați	Abur produs în 1924 Tone
New-York . . .	Abur viu	82.900	55	1600	2270
Detroit	»	27.400	35,4	2000	2070 (1923)
Pittsburgh . .	»	6.320	—	115	306
Pretoria	Abur scăpat	—	—	372	204
Kansas	Abur și apă caldă	10.400	—	290	310
Hamburg	Abur prelevat	6.250	—	40	69
Kiel	»	—	—	50	20
Berlin					
a. Charlottenburg	{ Abur prelevat și apă }	10.650	—	—	—
b. Moabit	»	18.000	—	—	—

După cum se vede centralele americane sunt în cea mai mare parte (cele principale) construite ca să utilizeze abur viu cu *presiuni* dela 7—9 atm. pe când în Germania la cen-

tralele construite sau cele noi proiectate (Charlottenburg) utilizează aburul de scăpare pentru încălzire.

Turbina cu două fluide. În tendința continuă de a întrebuința temperaturi tot mai ridicate și cum la apă căderea de temperatură este oarecum limitată, de oarece apa trebuie încălzită la presiuni mari, pentru utilizarea unei căderi mai mari s'a recurs la alți agenți decât apa, care pot fi încălziți la temperaturi înalte, iar prin condensare, după ce aburii s'au destins producând o cantitate de lucru, vaporizează un alt fluid, care la rândul său va lucra într'o altă mașină la presiune mai joasă.



a) Apa, b) Dipheniloxid, c) Mercur.

Fig. No. 12.

Diagramele de mai sus (Fig. No. 12) dau variație entropiei și conținutul caloric al apei, dipheniloxidului și mercurului raportate la 1 kgr abur saturat. Se vede că apa are conținutul caloric cel mai mare, dipheniloxidul fiind cuprins între apă și mercur, apa însă posedă temperatura critică cea mai joasă, așa că pentru a putea utiliza temperaturi mai ridicate s'au ales mercurul sau dipheniloxidul.

Inginerul Emmet dela General Electric C^o realizează primul, din punct de vedere practic această idee, construind o turbină cu mercur lucrând la 0,7 atm. ef. și 378°C; mercurul prin condensare produce abur saturat la 12,2 atm. ef. (191°C), supraîncălzit apoi la 274°C. Pentru a produce un kgr. aburi saturați trebuie condensate 10 kgr mercur. Grație dispozitivului de mai sus randamentul turbinei a crescut cu 66% față de un consum de combustibil mărit cu 15%, deci o îmbunătățire totală de 45%.

Calculul făcut de Stodola și Jacquet pentru un proiect de turbină mixtă, mercur-apa, au arătat că se poate ajunge la un randament total de 27%, ceea ce nu este mult comparat cu randamentul unei turbine obișnuite, cu abur; mercurul are desavantajul de a fi otrăvitor, de a costa scump și nu permite realizarea de puteri prea mari într'o singură unitate (max. 11.000 HP la 3.000 rotații pe minut).

Desavantajele mercurului sunt în parte înlăturate prin întrebuințarea dipheniloxidului, care are punctul critic la 32,7 atm abs. și 530°C. Dipheniloxidul nu este otrăvitor, nu atacă cazanul și turbina; cu toată greutatea specifică mică (1,083) are aburi de densitate mare, deci permite o dimensionare mai mică a mașinilor; este un corp stabil la temperaturile înalte la care lucrează (la 15 atm. abs. și 440°C timp de 700 ore de lucru nu s'a constatat o descompunere mai mare de 1-2% (Dows).

Intrucât privește randamentul obținut putem face comparația următoare: o mașină cu dipheniloxid lucrând la 16,5 atm. abs. și 450°C cu o contrapresiune de 0,05 atm. abs. produce abur la 5 atm. și dă o cădere termică totală de 475 cal/kgr, pe când o mașină cu abur la 100 atm. abs. și 450°C, cu condensare dă o cădere de numai 310 cal/kgr.

Ideia de a întrebuința două sau mai multe fluide cu capacități calorice diferite, care destinsă în cascadă să producă energie, poate fi foarte fructuoasă, pentru un moment însă n'a căpătat o întrebuințare practică, căci și instalațiile de turbine cu mercur la General Electric Comp. sunt tot instalații de încercare.

Materiale întrebuințate. Pentru rezolvarea problemelor me-

canice puse de presiunile și de temperaturile înalte a fost nevoie ca metalurgia să furnizeze materiale, care să îndeplinească condițiunile de rezistență cerute de eforturile însemnate, pe care le aveau de suportat diferitele piese. În turbinele moderne cu presiuni de 35—100 atm. și temperaturi de 400°C problemele ce se puneau nu erau din cele mai ușoare, calitățile de rezistență ale metalelor scăzând mult cu cât temperatura crește.

Materialele întrebuintate în special pentru fiecare piesă a turbinei sunt următoarele:

a) Arborele având de suportat eforturi însemnate trebuie să fie o piesă fără defecte, deci se cer lingouri turnate cu mare îngrijire din oțeluri de prima calitate; pentru control se găurește arborele la centru dela un capăt la celalt, ca să se poată constata mai cu ușurință eventualele incluziuni sau impurități. Se întrebuintează oțelul Siemens-Martin 30 kgr/mm² limită elastică, 50-60 kgr rezistență, 22% alungire și 6 m kgr/cm², rezistență; pentru arborii mai încărcăți: oțel cu Ni sau Ni, Cr 40 kgr/mm² limită elastică, 60—70 kgr/mm² rezist, 24% alungire, 12 m kgr/cm² reziliență.

b) *Roțile.* La turbinele cu acțiune de dimensiuni mai mici se lucrează roțile dintr'un bloc cu arborele, pentru unități mari însă se lucrează roțile separat. Oțelurile întrebuintate sunt:

pentru roțile mici cu acțiune oțel Siemens-Martin ($E = 30$, $R = 50-60$, $A = 22\%$, $K = 6$ m kgr/cm²)

pentru roțile cu acțiune, mai mari și pentru turbinele cu reacțiune oțel Ni sau Ni—Cr ($E = 40$, $R = 60-70$, $A = 24\%$, $K = 12$)

pentru presiunile mari oțel Ni—Cr ($E = 50$, $R = 70-80$, $A = 18\%$, $K = 10$).

Din punct de vedere constructiv se acordă o deosebită atenție vibrațiunilor în roți, care pot cauza rupturi periculoase.

c) *Corpul turbinei* se confecționează din oțel turnat, revenit la 900° pentru etajele de înaltă presiune, pentru presiuni mai joase dar temperaturi ridicate se întrebuintează cu folos fonta cu structura perlitică, fără ferită și cu puțin grafit ($R = 30$), pentru etajele de joasă presiune fonta obișnuită.

d) *Paletele* au de suferit eforturi mari sub influența forței centrifuge combinată cu presiunea aburului; ca să reziste acestor forțe, care în ultimele etaje sunt maxime, din cauza dimensiunilor mari ale paletelor, paletele ultimelor etaje au o formă, care merge subțiindu-se spre extremitate. În afară de eforturile mecanice paletele trebuie să mai reziste la eroziunea produsă de picăturile de apă condensate în etajele ultime și la ruginire.

Se întrebuițează pentru paletele primelor etaje de înalte presiuni și temperaturi oțel cu 5% Ni și oțel neoxidabil Krupp (oțel Ni—Cr), pentru etajele medii metal Monel (60% Ni, 40% Cu), alamă sau alamă cu Mn—Ni, pentru etajele ultime (joasă presiune) alamă sau alamă Mn—Ni, dacă încărcările sunt mai mari metal Monel ori oțel neoxidabil. Banda de fixare a paletelor la exterior este un cablu de aramă cu inima de oțel.

e) *Lagărele* au constituit totdeauna punctul delicat la turbine și numai în ultimii ani s'a ajuns la rezultate complet mulțumitoare. Palierile Michell reprezintă un progres însemnat.

Uleiurile de uns trebuie să fie perfect pure cu o viscozitate 4—6° Engler la 50°C, fără aciditate.

Metalul pentru lagăre este metalul alb cu procent însemnat de Sn fără Pb, cu o rezistență de 35 kgr/mm² minimum și cu temperatura de topire mult diferită de aceea a arborelui.

f) *Condensatorul* se face din tuburi de alamă (70% Cu, 29% Zn 1% Sn) cu R = 35—40.

Concluzie. — Ca încheiere vom examina în câteva rânduri justificarea practică a adaptării realizărilor tehnice enumerate mai sus și anume economiile aduse de o centrală modernă în cheltuelile de producerea energiei. Aceste cheltueli se compun din două părți: o parte fixă provenind din serviciul de dobânzi și amortizări al capitalului investit și o parte variabilă constituită de cheltuelile de combustibil, material auxiliar, personal, etc.

Capitalul investit într'o centrală termică variază în felul următor în funcție de presiune:

a) Costul cazanelor împreună cu toate instalațiile auxiliare

este de 1,75—2,5 mai mare la 80—100 atm. decât la 15—20 atm.

b) Costul turbinelor ale căror dimensiuni scad cu ridicarea presiunii, fără o complicație prea mare a mecanismelor, rămâne sensibil acelaș.

Costul total al unei instalații lucrând la 80—100 atm. este de 1,4—1,8 mai mare decât al aceleiași instalații proiectată la 15—20 atm.

Astfel pentru acoperirea plusului de cheltueli necesitat de serviciul dobânzilor și amortizărilor va trebui ca economiile realizate prin mărirea randamentului să fie cel puțin egale dacă nu mai mari. Insemnătatea economiilor realizate va varia însă în funcțiune de coeficientul de sarcină anual al centralei și de costul combustibilului: cu cât combustibilul va fi mai efitin și coeficientul de sarcină mai redus cu atât avantajul presiunilor și temperaturilor înalte va fi mai mic, cu cât combustibilul va fi mai scump și coeficientul de sarcină mai mare cu atât presiunile și temperaturile înalte vor permite economii mai însemnate.

Spre exemplu o instalație cu preîncălzitor de aer și cu supraîncălzire intermediară, lucrând 2500 ore anual cu un preț de cărbune de 480 Lei tona nu dă nici o economie la 100 atm. față de 15 atm.; aceiaș instalație lucrând 5000 ore anual cu un preț de cărbune de 960 Lei tona dă o economie totală de 9% la 100 atm. față de 15 atm. Când instalația lucrează cu contrapresiune economiile realizate sunt și mai mari; ele cresc cu contrapresiunea.

Deci în rezumat avantajul presiunilor înalte este evident mai ales pentru instalațiile care furnizează concomitent și forță și căldură, cu un factor de sarcină ridicat (fabrici de hârtie, de bere, de postav, industrii alimentare); instalațiile de centrale termoelectrice pentru orașe arată un avantaj mai puțin marcat, însă prin combinarea lor cu instalații de încălzit urbane situația va deveni analoagă celei a industriilor menționate mai sus și va permite realizarea acelorăș foloase.