

Werk

Label: Article

Jahr: 1933

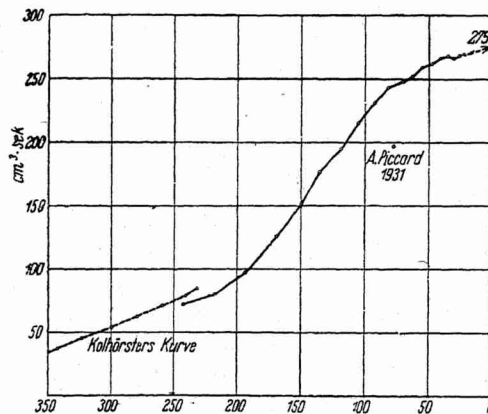
PURL: https://resolver.sub.uni-goettingen.de/purl?31311028X_0062|log117

Kontakt/Contact

[Digizeitschriften e.V.](#)
SUB Göttingen
Platz der Göttinger Sieben 1
37073 Göttingen

✉ info@digizeitschriften.de

Výsledek pokusů znázorněn na obr. 7 graficky. Na osu pořadnic nanášen počet párů iontů v cm^3 za jednu vteřinu, na osu úseček tlak vzduchu v mm sloupce Hg. Křivka jeví velmi zajímavý fakt: počínajíc výškou asi 16 kilometrů, blíží se ionisace kosmickými paprsky způsobená mezní hodnotě (275 párů iontů/ cm^3 sec), kterou lze



Obr. 7. Intenzita pronikavého záření v závislosti na klesajícím tlaku vzduchu (na výšce nad zemí). Extrapolace na hranici atmosféry a kosmu.

snadno z křivky extrapolovati. Je to zároveň intenzita záření při vstupu z kosmu do atmosféry. Získaná křivka je zároveň důkazem, že ve světovém prostoru není žádného gamma záření známých radioaktivních prvků — kdyby bylo, musela by křivka jevíti nikoliv blíženi se k mezní hodnotě, avšak v nejhořejší části opět nový vzestup. (Vše možno také „vyčíst“ přímo z registrací na obr. 6.)

Regenerovy pokusy přinesou během nejbližších let jistě také mnohé jiné krásné výsledky, o kterých neopomineme opět referovati.

O parních turbinách.

Ing. Em. Klíer.

(Dokončení.)

Užijme pro obvodové složky věty o impulsu pro hmotu m , která za dobu τ proběhne oběžným kanálem. Tu bude

$$m(c_{2u} - c_{1u}) = -f \cdot \tau;^1)$$

¹⁾ Záporné znaménko, poněvadž $+f$ volíme pro sílu působící na lopatku a tedy $-f$ je síla, již působí lopatka na proud páry.

m/τ můžeme však položit rovno hmotě protékající kanálem za vteřinu m_{sec} , takže

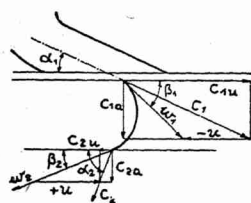
$$f = -m_{sec} (c_{2u} - c_{1u}).$$

Práce za vteřinu, čili výkon je pak

$$N_{1u} = f \cdot u = -m_{sec} (c_{2u} - c_{1u}) u.$$

Vztáhneme-li tuto relaci na všechny kanály rozváděcího kola, bude při G kg/sec výkon v m_{sec} kg

$$N_u = -\frac{G}{g} u (c_{2u} - c_{1u}).$$



Z dřívějšího víme, že každou vteřinou je přinesena energie

$$N_0 = \frac{G}{g} \frac{c_0^2}{2},$$

takže „obvodová“ účinnost η_u jednoho stupně bude

$$\eta_u = \frac{N_u}{N_0} = -2u \frac{c_{2u} - c_{1u}}{c_0^2}.$$

Podle obr. 3 je $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, $c_{2u} = -c_2 \cos \alpha_2 = -(w_2 \cos \beta_2 - u) = -(\psi w_1 \cos \beta_2 - u)$. Nejčastěji bývá $\beta_1 = \beta_2$, takže

$$\eta_u = \frac{2u}{c_0^2} (1 + \psi) (c_1 \cos \alpha_1 - u)$$

čili, klademe-li $u/c_0 = \xi$,

$$\eta_u = 2(1 + \psi) (\varphi \cos \alpha_1 - \xi) \xi.$$

Touto rovnicí je dána závislost účinnosti na poměru u/c_0 , jsou-li φ , ψ , $\alpha_1 \doteq 17^\circ$ konstanty. Derivováním nalezneme, že maximum účinnosti nastane při $\xi = \frac{1}{2} \varphi \cos \alpha_1$, takže můžeme říci, že maximum nastane, když obvodová rychlost je přibližně rovna polovině výtokové rychlosti c_0 . Známe-li nyní průměr kola D , obrátky n a tím i obvodovou rychlost $u = \frac{\pi D n}{60}$, můžeme z podmínky

$$\frac{u}{c_0} \doteq 0,5 \quad (10)$$

stanoviti spád h na jeden stupeň, uvážíme-li, že $c_0 = 91,5 \sqrt{h}$. Z celkového spádu H pak určíme počet tlakových stupňů. Ten však je omezen modelem, takže není možno vždy zachovati přesně podmínku (10). Přesný výpočet musí se i několikrát opakovat za volby různých průměrů a spádů, až se dosáhne nejvýhodnější volby.

Nejdůležitější z rozměrů turbíny je délka lopatek. Ta určí se takto: Předpokládejme, že rozváděcí kanály jsou uspořádány na k -tém dílu obvodu. Je-li rozměr b , kolmý k rychlosti c_0 obdélníkového průřezu kanálu, dán konstrukcí, rovněž tloušťka s přepážek, z počet kanálů, je

$$z \cdot \frac{b + s}{\sin \alpha_1} = k \pi D.$$

Protéká-li G kg/h, je-li objem 1 kg páry na konci kanálu v (v entrop. diagramu na úsečce h pro ideální turbínu, pro skutečnou na témž tlaku konečném, ale ne na svislé úsečce, nýbrž na horizontální projekci úsečky η_{uh}), jest radiální délka rozváděcího kanálu dána vztahem vyjadřujícím protoklý objem

$$\frac{Gv}{3600} = blzc_1$$

a tedy

$$l = \frac{Gv(b+s)}{3600 b c_1 k \pi D \sin \alpha_1} = \frac{\left(1 + \frac{s}{b}\right) \xi}{\varphi 60 \pi^2 \sin \alpha_1} \cdot \frac{Gv}{k D^2 n} \quad (11)$$

Veličiny prvního zlomku jsou většinou dány konstrukcí, neboť profily bývají znormalisovány. Rozhoduje tedy hlavně druhý zlomek. Tu naskytají se dvojí obtíže: Pro malé turbíny (malé G), o velkém tlaku (malé v) vycházejí příliš krátké lopatky v prvním stupni. Neodporčuje se jíti pod 6 mm. U velkých turbín s vysokým vakuem ($v \geq 30$) vycházejí poslední lopatky příliš velké. Připouští se asi 320 mm při 3000 obr. Vhodných rozměrů docílí se vhodnou volbou k , D , eventuálně i ξ a α_1 . Lopatky oběžné konstruuji se o něco (v 7%) delší.

Přívodní hrdlo do turbíny dimensuje se asi pro 30 m/sec rychlosti, výfukové do kondensátoru asi pro 100 m/sec.

Dimensování na pevnost skýtá rovněž mnoho problémů. V této úvaze nebudeme se však jimi zabývat.

Příklad. Zákazník požaduje parní turbínu pro pohon generátoru 10.000 kW. K dispozici má páru, která před turbínou bude mít 15 atm. abs., 350° C a chladicí vodu 25° C.

Na základě teorie kondensátorů lze docíliti vodou 25° C tlaku asi 0,07 atm. abs. V entropickém diagramu odečteme spád $H = 213$. Připustíme účinnost turbíny $\eta_t = 80\%$ a generátoru $\eta_{el} = 93\%$, takže podle (8'') bude

$$C_{el} = 5,43 \text{ kg/kWh} \quad G = 5,43 \cdot 10.000 = 54300 \text{ kg/h.}$$

Předpokládejme, že má továrna pro takový případ model o 10 kolech o průměrech odstupňovaných od 1200 mm až do 1600 mm.

Poněvadž počet obrátek je 3000, bude obvodová rychlost

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,2 \cdot 3000}{60} \cdot \frac{\pi \cdot 1,6 \cdot 3000}{60} = 188,6 \cdot 252,0 \text{ m/sec.}$$

Aby se dosáhlo $\frac{u}{c_0} = 0,5$, muselo by být

$$c_0 = 378 \cdot 505 \text{ m/sec}$$

a tedy spád na 1 stupeň

$$h = \frac{c_0^2}{91,5^2} = 17,1 \cdot 30,5 \text{ kal/kg.}$$

Vzmemme-li střední hodnotu v 24 kal./kg, vidíme, že na celý spád $H = 213$ bylo by třeba $\infty 9$ stupňů. Na základě těchto informativních údajů provedeme výpočet detailní propočítáním každého jednotlivého stupně zvlášť a tak překontrolujeme předpokládanou účinnost $\eta_t = 80\%$.

V entropickém diagramu najdeme, že v počátečním stavu je specif. objem $v_1 = 0,19$. Konečný stav dostaneme zhruba, když na úsečku H nanese $\eta_t H = 0,8 \cdot 213 \doteq 170$ a promítneme vodorovně do čáry $p_2 = 0,07 a \cdot \text{atm}$. V tomto bodě je $v_2 \doteq 19$. Pro výpočet hrdla vstupního a výstupního uijeme opět rovnice o protklém objemu

$$\frac{Gv}{3600} = \frac{\pi \cdot d^3}{4} \cdot C,$$

kde d je průměr kruhového průřezu hrdla. Ze zvolených rychlostí (30 m/sec. vstup, 100 m/sec. výstup) dostaneme z poslední rovnice:

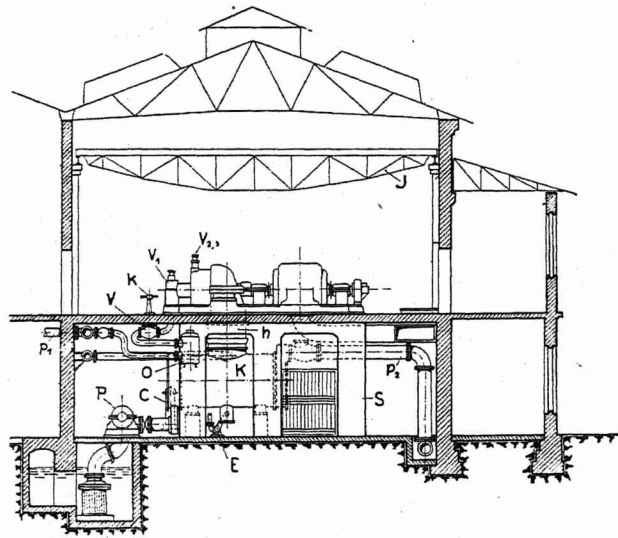
$$d_1 = 295 \text{ mm}, \quad d_2 = 1920 \text{ mm},$$

což zaokrouhlí se na 300 mm a 1900 mm.

Materiál. Volbě materiálu musí se věnovati neobyčejná pozornost. Vyžadují toho jednak vysoká namáhání a jednak poměry tepelné. Hřídele, oběžná kola a lopatky vyrábějí se ze speciálních druhů ocelí. Rozváděcí kola jsou z litiny a pro vysoké tlaky z lité nebo i kované ocele. Turbinové skříně v oboru vysokých tlaků a teplot bývají z lité ocele, v nízkotlakové části z litiny. Pro ostatní části užívá se nejvíce litiny, pro části, jež přicházejí ve styk s přehřátou parou, lité ocele. Ovšem v detailech, jako jsou pánve ložisek, ucpávky, užívá se speciálních slitin jako bronzí, mosazí a j. Vysoce namáhané šrouby jsou ocelové. Běžného kujného železa upotřebí se pro méně namáhané šrouby a páky.

Celkové uspořádání je patrné z obr. 4. Pára z kotelní přivádí se potrubím p_1 k odlučovači vody o , který je tak zařízen, že zachycuje kapky vody stržené parou. Odtud vede se pára ke

spouštěcímu ventilu V . Tento zavírá a otvírá se ručním kolem k . Může se však zavírat také samočinně. Stouplou-li totiž obrátky nad určitou mez, pak pojistný regulátor založený na odstředivé síle a upevněný na hřídeli turbíny způsobí, že se ventil samočinně ihned zavře. Při chodu turbíny je ventil úplně otevřen. Odtud vede se pára do rozváděcích kanálů. Ty rozděleny jsou v několik skupin přepážkami (obr. 2b). Každé skupině náleží pak jeden ventil $V_1, V_2 \dots$. Mění-li se totiž zatížení turbíny, mění se i obrátky. Avšak zcela nepatrná změna způsobí pohyb odstředivého regulátoru (obr. 2c), poháněného šnekovým soukolím od hřídele turbíny,



Obr. č. 4.

a tento pohyb pákami a olejem pod tlakem přenáší se na zmíněné ventily. Podle velikosti zatížení otvírají či přivírají se tyto postupně, regulují tím množství páry a turbína běží velmi přibližně se stálým počtem obrátek. Celé toto ústrojí nazývá se rozvodem turbíny. Pára po proběhnutí turbíny (u kondenzačních turbín) vstupuje hrdlem h do kondensátoru K , kde se sráží ve vodu, která se znovu čerpá do kotlů. Pumpa P tlačí chladicí vodu do kondensátoru. Oteplená voda vrací se potrubím p_2 do řeky nebo do chladicí věže. E je pumpa odvádějící kondensovanou páru a napájející vodu do kotelný. Před turbínou je pod podlahou nádržka s olejem. Pumpa hnaná rovněž od hřídele turbíny čerpá olej z nádržky a pod tlakem vhání jej k rozvodu a ložiskům. Oteplený olej chladí se ve chladíci c vodou protékající trubkami a vrací se zpět do nádrže. Turbína

s generátorem spočívá na zděných nebo betonových pilířích *S*, pod podlahou strojovny postavených; mezi nimi je kondensátor. Montáž a revisi turbíny umožňuje pojezdny jeřáb *J*.

Příklady. V naší republice vyrábí parní turbíny Škodovy závody, Českomoravská továrna a První brněnská strojírna. Největší turbíny v republice stavěné těmito firmami jsou v Ervénicích, z nichž největší je dvoutělesová pro 19 atm., 350° C a 33.000 kW. Na dole Ignaz jsou dvě turbíny po 10.000 kW, jedna pro 20.000 kW. Každá je třítělesová pro 32 atm. 375° C. Ve Vítkovicích je čtyřtělesová turbína na 180.000 kW pro kotelní tlak 130 atm., 500° C. V Třebovicích staví se dvě turbíny třítělesové pro 125 atm., 450° C, každá pro 22.000 kW. Zajímavé jsou turbíny protitlakové v Brněnské teplárně. Jsou tam tři pro 60 atm., 400° C, pracující na protitlak 9 atm. Dvě z nich jsou po 4500 kW, jedna pro 9000 kW. Tato zpracuje asi 100t/h páry. Výfuková pára těchto turbin rozcívá se potrubím do různých závodů k dalšímu užití. V teplárně vyrábí se tedy pára pro továrny i energie elektrická.

Z cizích výrobků jsou zajímavá data týkající se turbíny v elektrické centrále Helgate v New Yorku, kterou dodala švýcarská firma Brown Boveri.²⁾ Turbína je stavěna jako reakční pro maximální výkon 160.000 kW. Výkon je rozdělen na dva generátory. Jeden z nich pohání vysokotlakový díl turbíny s 1800 obrátkami, druhý nízkotlakový díl s 1200 obrátkami. Je stavěna pro 19,6 atm. abs., 322° C, protitlak 0,0345 atm. abs. Spotřeba páry je zaručena 4,85 kg/kWh při 160.000 kW, t. j. celkem asi 780 t/h. Délka agregátu je 23,7 m, šířka 11,6 m. První lopatka je 52 mm dlouhá, poslední 1000 mm. Vnější průměr posledního kola 4800 mm. Plocha dvou hrdel, jimiž pára vstupuje do kondensátoru je celkem 32 m². Páru přivádí do turbíny dvě roury o světlosti 600 mm. Celková váha turbíny 730 t. Dopravena byla na 82 vagonech.

Úloha 1. Jaká je spotřeba páry parní turbíny pro pohon generátoru 6000 kW, jehož účinnost je 93%. Tlak páry před turbínou 12 atm. abs., teplota 300° C, protitlak 0,07 atm. abs. Účinnost turbíny 76 %.

Úloha 2. Turboagregát předešlé úlohy má se ekonomisovati tím, že postaví se vedle něho nový turboagregát, které zpracuje páru z nových vysokotlakových kotlů na protitlak 12 atm. abs. Tato pára vede se pak do původní turbíny. Jak velký bude výkon „předřazeného“ soustrojí, když vstupní tlak bude 36 atm. abs., teplota 400° C při onom množství páry, kterého je třeba k docílení

²⁾ Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. No. 41, 1929. Dipl. Ing. M. Blänsdorf: Der 160.000 kW Turbosatz im Kraftwerk Helgate in New York.

BBC Mitteilungen. Jahrg. XIV, Heft 1. Januar 1927.