PROVEDENÍ TURBOKOMPRESORŮ

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

Author: Jiří, Škorpík (first name, surname)

Issue date: April, 2023

Title: Provedení turbokompresorů

Journal: Transformační technologie (on-line journal at transformacni-technolgie.cz; turbomachinery.education; stirling-engine.education)

ISSN: 1804-8293

Úvod

Turbokompresory se prosazují na úkor jiných typů kompresorů tam, kde je požadována vysoká čistota pracovního plynu, vysoká životnost nebo velké objemové průtoky (výkonnost) (až 3 000 000 $m^3 \cdot h^{-1}$). Turbokompresory lze zkonstruovat pro tlaky až 100 MPa i velmi nízké teploty běžné v kryogenní technice, kde teplota heliových par může být jen 3,5 K. Používají se v báňském a strojírenském průmyslu, kde je velká spotřeba vzduchu pro pneumatické pohony, v chemickém průmyslu, v chladící technice, v kompresních stanicích plynovodů atd. (obecné možnosti turbokompresorů jsou zřejmé z nabídek výrobců například grafy uvádějící závislost tlaku na výtlaku a na výkonnosti). Turbokompresory jsou také lehčí než objemové kompresory stejných výkonů. Obecně lze říci, že přechod z energetiky fosilních plynů na jiné druhy plynů přispěje k rozvoji turbokompresorů jako oboru.

Kompresory s atmosférickým sání a tlakovým poměrem přibližně do 3 se nazývají dmychadla, respektive v případě lopatkového stroje rotační dmychadla. Dmychadla se používají, například ke zvýšení tlaku vzduchu na sání pístového spalovacího motoru.

Kompresory zajišťující cirkulaci stlačeného plynu v technologickém okruhu (pokrývají tlakovou ztrátu v okruhu) – obvykle kompresory s vysokým tlakem na sání a malým tlakovým poměrem – se nazývají cirkulační kompresory.

Mezi speciální typy kompresorů patří reverzační kompresory používané u velkých plynojemů. Tyto kompresory jsou schopné pracovat v kompresorovém i v turbínovém režimu. Reverzační kompresory jsou přes spojku připojeny k el. motoru, který může pracovat i v generátorovém režimu [ANON., 2011].

Při stlačování se plyn zahřívá, proto je většinou nutné za kompresorem plyn ochlazovat na požadovanou teplotu následující technologie. To platí zejména u cirkulačních kompresorů, kde by se bez chlazení plyn ve smyčce zahříval více a více vždy po průchodu kompresorem. Především velké turbokompresory umožňují chlazení plynu během komprese, což se neprovádí primárně kvůli snížení teploty plynu na výstupu z kompresoru, ale hlavně pro snížení potřebného příkonu kompresoru, viz kapitola 26. Snižování příkonu kompresoru chlazením.

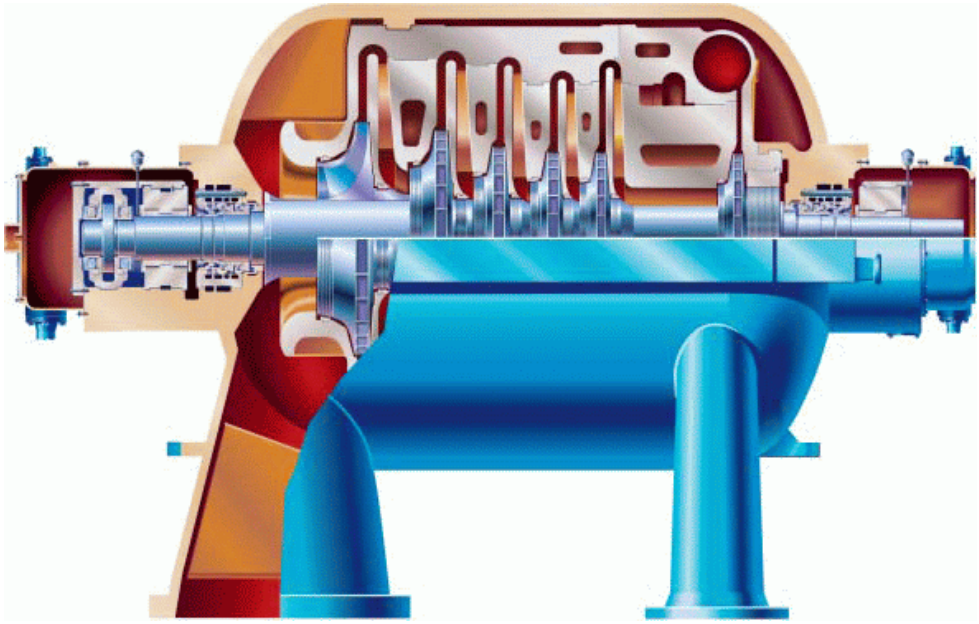
Požadované vlastnosti turbokompresorů se mění podle technologického celku, ve kterém pracuje a mění se i schéma zapojení, které souvisí s vlastnostmi pracovního plynu, způsobu najíždění a regulace, navíc může mít i několik odběrů. Se

zapojením turbokompresorů v technologických celcích souvisí i projektování rozvodů stlačeného plynu – tato problematika je například popsána v [Liška and Novák, 1999. s. 163].

Popis konstrukce turbokompresoru

Většina turbokompresorů pochází ze sériové produkce, takže u jednotlivých typů lze sledovat soustavný vývoj konstrukce za účelem zvýšení jejich hospodárnosti. Nicméně existuje i výroba turbokompresorů na zakázku, a většina společností nabízí i úpravu sériového turbokompresoru pro individuální potřeby. Na Obrázku 805 je několikastupňový radiální turbokompresor společnosti GE, u kterého výrobce nabízí úpravu jednotlivých stupňů, či doplnění jejich počtu podle individuálních požadavků zákazníka.

805:



Obrázek GE.

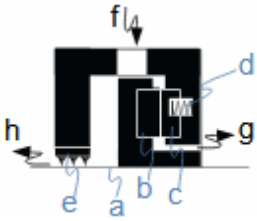
V případě radiálních stupňů jsou jednotlivá oběžná kola navlékaná na hřídel a aretována pomocí pera, viz Obrázek 805. Při použití axiálních stupňů se vždy používá bubnových rotorů, protože u paty lopatek je vysoký stupeň reakce, viz konstrukce zobrazené v článku Úvod do lopatkových strojů.

Oběžná kola radiálních kompresorů jsou vyráběná jako jeden kus (aditivně pomocí 3D tisku) nebo ze dvou dílů (disk s lopatkami z jednoho kusu plus krycí disk přivařený k lopatkám). Občas se ještě objeví výroba tříkusová, kde jsou zvlášť vyráběny i lopatky.

Speciálním problémem turbokompresorů jsou ucpávky, které bývají bezdotykové, přičemž u kompresorů na stlačování vzduchu

se používají ucpávky labyrintové. U jiných plynů se používají dokonale těsné konstrukce bezdotykových ucpávek, obvykle tzv. plynová suchoběžná ucpávka (Dry gas seal). Základním principem suchoběžné plynové ucpávky je vytvoření velmi malé axiální mezery (v řádech mikrometrů) mezi dvěma kroužky ucpávky, přičemž jeden se otáčí společně s rotorem a druhý je spojen se skříní (Obrázek 236). Mezera mezi kroužky je zahlcena ucpávkovým plynem. Při klidu stroje je statorový kroužek přitlačován na čelo rotorového kroužku přítlačnými pružinami. Mezera mezi kroužky se vytvoří až po rozběhu stroje, strháváním plynu rotujícím kroužkem díky viskozitě zahlcovacího plynu, proto jsou na čelech kroužků velmi mělké drážky v řádu mikrometrů (Obrázek 1204), ze kterých je plyn do mezery vtláčen. Nutno počítat, že jisté malé množství plynu uniká do pracovního prostoru (má o něco vyšší tlak než v pracovním prostoru) a taky do vnějšího (ventilačního prostoru). Ucpávkový plyn musí být extrémně čistý od prachu (vyžaduje desetimikronový nebo jemnější filtr [Forsthoffer, 2019]) obvykle se jedná o vzduch, pracovní plyn nebo o inertní plyn. Suchoběžné plynové ucpávky se vyznačují malým třením a nízkou ztrátou ucpávkového plynu. Plynová suchoběžná ucpávka je velmi přesný strojní díl a proto se dodává jako kompletní pouzdro určené k navlečení přímo na hřídel.

236:



a-plocha hřídele; b-rotující kroužek (zalisován v kulise); c-přítlačný kroužek; d-přítlačná pružina; e-labyrintová ucpávka mezi pracovním prostorem stroje a ucpávkovým pouzdrem; f-vstup ucpávkového plynu; g-část ucpávkového plynu unikající do ventilačních prostor (obvykle za ucpávkou bývá ložisko); h-část ucpávkového plynu unikající do pracovních prostor.

1204:

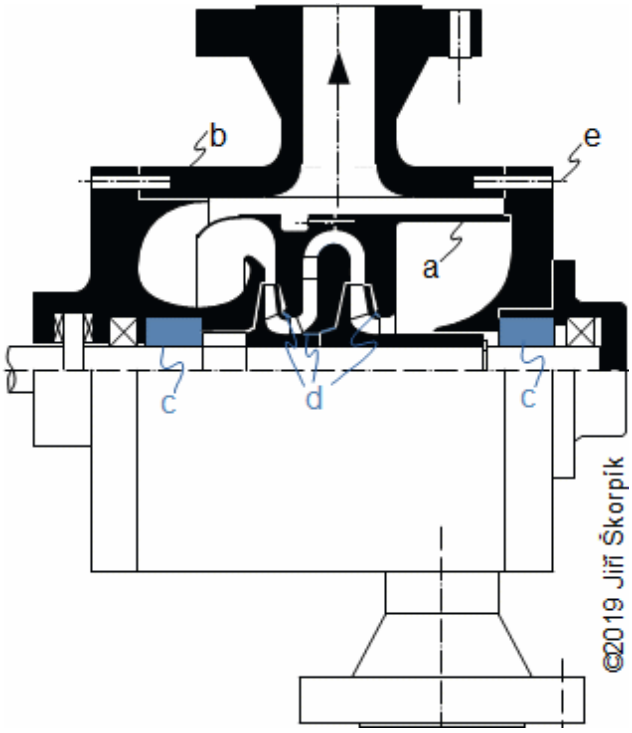
Na obrázku je pouzdro plynové suchoběžné ucpávky typu AURA™ americké společnosti John Crane, která jako první uvedla na trh suchoběžné plynové ucpávky. Všimněte si drážek v rotujícím disku, v tomto případě se jedná o tvar drážek umožňující funkci ucpávky v obou směrech otáčení. Pouzdro obsahuje dva rotující těsnící kroužky.

Mimo suchochoběžných plynových ucpávek se používají i ucpávky mokré (Wet Seals), kde se mezera mezi skříní a okolím zahlcuje kapalinou (obvykle olejem). Tato kapalina je odsávána

z obou stran, přičemž ze strany skříně kompresoru i s malým množstvím pracovního plynu.

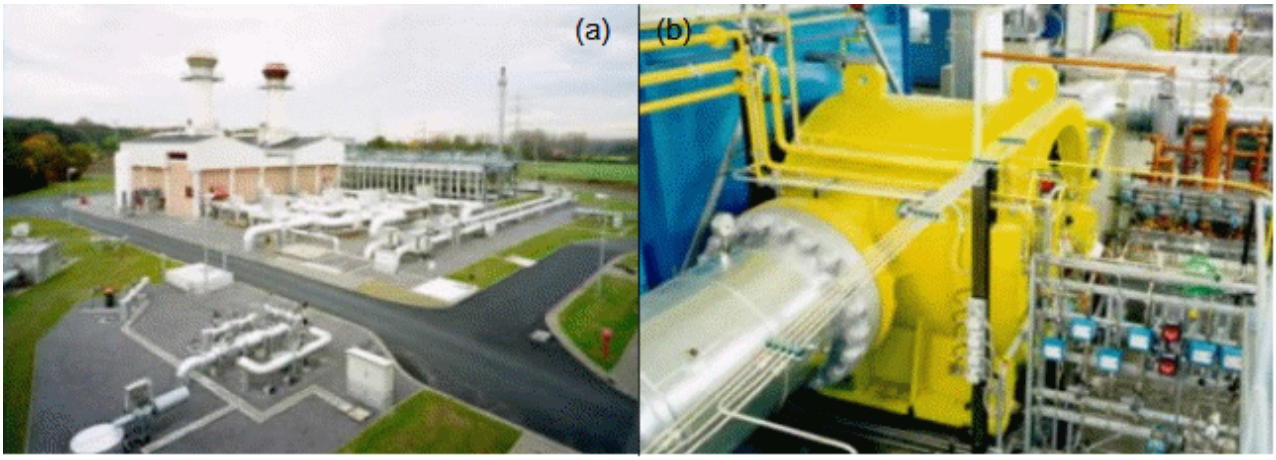
Konstrukce skříní turbokompresorů je jednodušší než u parních turbín, protože nejsou tak teplotně ani dilatačně namáhána. Dělicí rovina skříní bývá horizontální, ale především u turbokompresorů s malým počtem stupňů se dává přednost barelové konstrukci. Na Obrázku 362 je řez dvoustupňovým radiálním kompresorem pro stlačování zemního plynu v kompresní stanici plynovodu (Obrázek 160). Vysokotlaké turbokompresory se vyrábí ve dvouplášťovém provedení.

362:



a-vnitřní plášť prvního stupně; b-vnější plášť; c-ucpávkové pouzdro (plynová suchoběžná ucpávka); d-vnitřní ucpávky stupně (labyrintové ucpávky); e-naznačení hlavních šroubových spojení. Vstup plynu do vnitřního pláště prvního stupně je tangenciální přes průchodu ve vnějším plášti (vložka v litém hrdle). Podobné skladby jsou i kompresory Siemens řady RFBB36.

160:

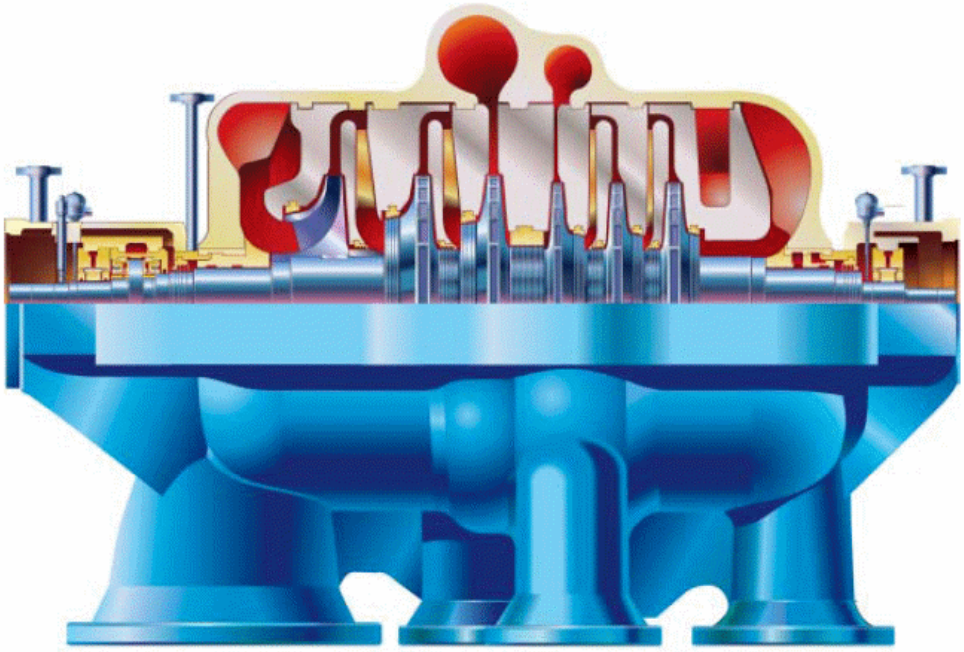


Kompresní stanice Werne (Německo): (a) pohled na areál kompresní stanice; (b) strojovna turbokompresorů. Kompresní stanice Werne je na trase tranzitního plynovodu zemního plynu, ve kterém se udržuje tlak kolem 7,5 MPa. Obsahuje dva dvoustupňové turbokompresory s radiálními stupni RV090 poháněné spalovacími turbínami. Vstupní tlak je 6 MPa, tlakový poměr je 1,45 (konstrukční tlak 11,6 MPa), otáčky turbokompresorů jsou 5500 min^{-1}, výkonnost stanice je

2x2 000 000 $m^3 \cdot h^{-1}$, jmenovitý příkon turbokompresorů je 2x25 MW. Hnací spalovací turbíny jsou dvouhřídelové Pratt&Whitney FT8-55 o výkonu 26 MW. Kompresní stanice se budují na trasách tranzitních plynovodů ve vzdálenostech 100 až 150 km pro kompenzaci tlakové ztráty, která na této trase vznikne. Zdroj obrázků a dat [MAN Diesel & Turbo SE].

Vícestupňové turbokompresory mají obvykle odběry komprimovaného plynu daného tlaku za skupinami stupňů, viz Obrázek 1205. Tyto odběry samozřejmě mohou složit i pro mezichlazení komprese, případně mohou být odběry pro chlazení za každým stupněm jako v případě kompresoru na Obrázku 841.

1205:

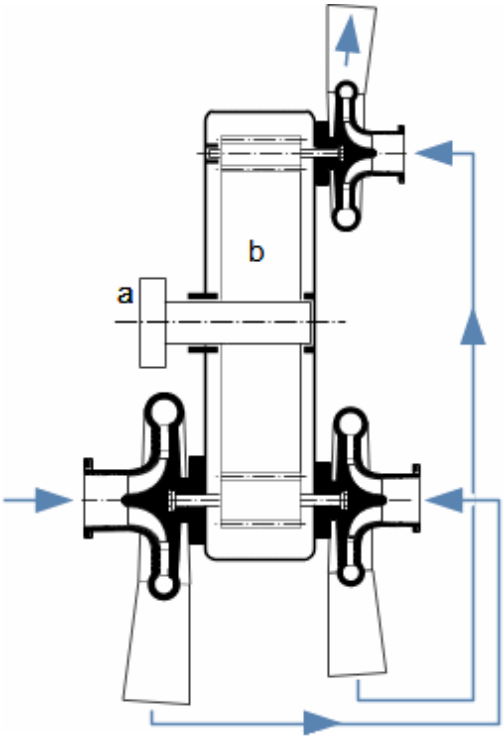


6-stupňový radiální turbokompresor řady 2MCL společnosti GE: Turbokompresor je vybaven odběrem mezi třetím a čtvrtým stupněm pro mezichlazení nebo odběrem části stlačeného plynu. Obrázek GE.

U turbokompresorů se lze setkat i s vícetělesovou variantou, a to především u axiálních typů, protože axiální stupeň je schopen menšího stlačení než radiální (například pro kompresi vzduchu na 3 MPa je potřeba cca 6 stupňů radiálních stupňů, ale pro stlačení na 1 MPa je potřeba už 25 axiálních [Liška and Novák, 1999, s. 67] – malý zpracovaný sád je dán požadavkem na malé zakřivení proudu v lopatkových řadách) a počet stupňů mezi dvěma ložisky je přirozeně omezen.

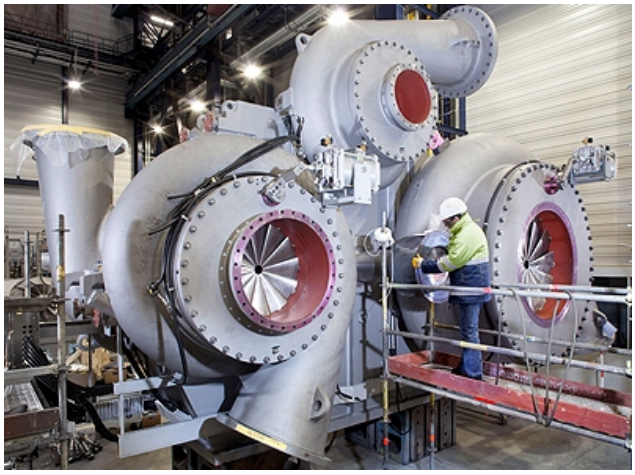
Je-li to z důvodu zlepšení charakteristiky turbokompresoru výhodné dodávají vícetělesové turbokompresory různootáčkové, například tzv. převodové turbokompresory, viz Obrázek 667 a 630. Samozřejmě mezi jednotlivými stupni lze zařadit mezichladiče. Takové konfigurace turbokompresorů mohou dosahovat několika desítek MW. Mezi nevýhody patří velké množství ucpávek a malé průtoky.

667:



Třístupňový převodový kompresor: a-hnací hřídel převodovky; b-převodovka s čelním ozubením a třemi koly.

630:



Převodový kompresor Siemens řady STC-GV: Tato řada kompresorů je určena pro stlačování plynů až do tlaku 20 MPa při příkonu až 60 MW. Obrázek Siemens AG.

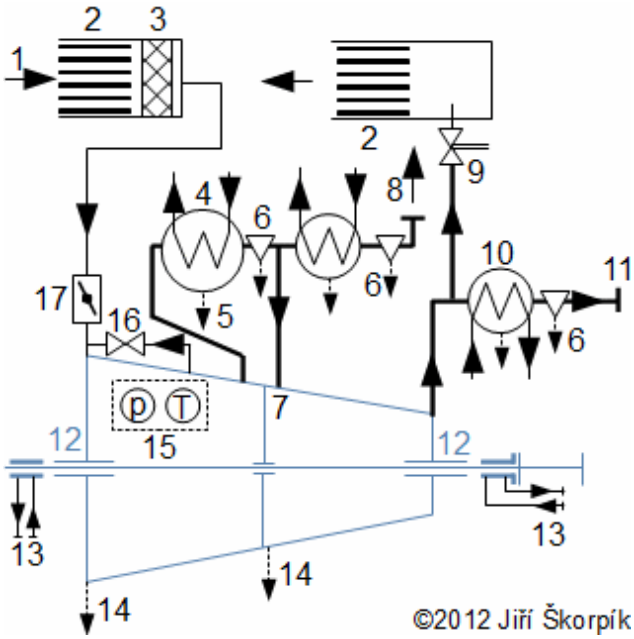
Zástavbová specifika turbokompresorů

Při dimenzování výkonu a konstrukce samotného turbokompresoru je nutné se zajímat i o tlakovou ztrátu zařízení, které budou instalovány v trase komprimovaného plynu a jejich požadavků na kvalitu stlačeného plynu. Zařízení bezprostředně spojené s funkcí samotného turbokompresoru musí být uvedeny i v poptávce turbokompresoru, přičemž obvykle jsou bezprostředně s turbokompresorem spojeny zařízení uvedené na Obrázku 839.

Celý sací úsek turbokompresoru je dimenzovaný tak, aby splňoval různorodé požadavky na rychlost proudění, hluk, vibrace, kvalitu vzduchu a bezpečnost. Dimenzování sacího potrubí závisí na délce, dovolených tlakových ztrátách a také na nebezpečí strhávání námrazy, pokud hrozí (potom jsou nutné

nižší rychlosti). V případě hrozící námrazy, lze vybavit sání i ohřevem vzduchu – pomocí teplého vzduchu odebraného na výtlaku. U velkých turbokompresorů jsou tlumiče hluku a filtry umístěné obvykle ve stavebně upraveném prostoru strojovny odkud ke kompresoru vede sací potrubí s maximální délkou 10 až 12 m [Liška and Novák, 1999, s. 153], podle rychlosti proudění [Chlumský and Liška, s. 142], jinak bývají součástí sání kompresoru.

839:



Příklad zapojení turbokompresoru s mezichladičem: 1-sání; 2-tlumiče hluku; 3-filtry; 4-mezichladič; 5-odvodnění chladiče a odvod kondenzátu při chlazení; 6-separátor vlhkosti; 7-vstup plynu do dalších stupňů kompresoru po mezichlazení; 8-odběr stlačeného plynu; 9-škrtící ventil pro regulaci výkonu odfukem; 10-dochlazovač; 11-výtlak; 12-ucpávky hřídele; 13-olejový okruh ložisek; 14-odvodnění stupňové části kompresoru – po délce jich může být několik; 15-sledované veličiny turbokompresoru; 16-regulační ventil pro antipompážní regulaci (někdy bývá tato větev vybavena chladičem) – více v kapitole níže; 17-najížděcí škrtící klapka. Jedná se o příklad turbokompresoru pro kompresi atmosférického vzduchu s mezichlazením a regulací odfukem. Podrobnější popis jednotlivých větví napojení následuje.

Tlumič hluku se instaluje, jestliže je sání vzduchu přímo v okolí strojovny. Bez tlumiče hluku může být na sání kompresoru hladina hluku nad 100 dB, navíc u turbokompresorů má tento hluk vysokou frekvenci.

Filtry se instalují na saní kompresoru pokud hrozí, že vstupní plyn je znečištěn látkami, které mohou poškozovat kompresor, především prach. Existuje mnoho typů filtrů přičemž podle principu se dělí na suché (textilie, papír, žaluzie...) a mokré (olejový, skrápěný vodou...). Filtrace je obvykle několikastupňová.

Separátory vlhkosti a odvodnění se používají v případě komprese vlhkého vzduchu pro odloučení vodních kapek z proudu vzduchu. Nejčastěji je nutné je umístit za chlazené části kompresoru a mezichladiče, kde dochází ke strhávání vodních kapek proudem vzduchu. Metody separace jsou popsány např. v [Liška and Novák, 1999, s. 154]. V případě, že filtr na sání

je olejový je nutné počítat i se separací kapiček oleje (pokud to vyžaduje spotřebič na výtlaku). Mimo separátorů vlhkostí se na výstupech z kompresoru mohou instalovat i sušičky vzduchu [Liška and Novák, 1999, s. 155], které snižují relativní vlhkost vzduchu pod *100%*. Instalují se v případech, kdy to požaduje navazující technologie (pneumatické pohony a pneumatické regulační prvky) nebo tam, kde hrozí nízké teploty na výtlaku (například při venkovních rozvodech a skladování stlačeného vzduchu, nebo při směnném provozu v noci za klidu poklesne teplota a v případě zamrznutí se mohou rozvody i poškodit).

Odvodnění slouží především k odvodu vysrážené vlhkosti při najíždění kompresoru, kdy části kompresoru jsou ještě studené.

Většina turbokompresorů obsahuje i odběr části stlačeného plynu ještě před dosažením tlaku na výtlaku. Turbokompresor totiž může zásobovat více spotřebičů s různorodými požadavky na tlak, proto může být výhodné část plynu odebírat již při nižším tlaku. Tím odpadne nutnost velkých redukčních stanic tlaku plynu a sníží se i příkon kompresoru.

Na výtlaku turbokompresoru obvykle následuje vzdušník (nádoba na stlačený vzduch vyrovnávající tlak v rozvodech stlačeného plynu vlivem nerovnoměrného odběru a výroby stlačeného plynu/snižují se tím výkyvy ve výkonech spotřebičů a chrání i kompresor před výkyvy tlaku na výtlaku). Požadují-li to spotřebiče za vzdušníkem, pak se vkládají za vzdušník další filtry [Liška and Novák, 1999, s. 161] či sušička vzduchu.

Sledovanými veličinami turbokompresoru jsou tlaky komprimovaného plynu na jednotlivých větvích a jeho teplota a tlaky a teploty v mazacím okruhu. Otáčky se snímají na pohonu turbokompresoru. Součástí turbokompresorů bývá i vibrodiagnostika.

Turbokompresory – obvykle jsou dodávány na rámu s pohonem – se ukládají na betonový základ jako parní turbíny, je-li to nutné oddělí se vibračně od zbytku strojovny. Velké turbokompresory se umisťují na betonové stolice, aby se lépe napojovaly na příslušenství, které je umisťováno pod něj, více výkresy v [Misárek, 1963, s. 194].

Jestliže je kompresor poháněn parní turbínou bez odpojitelné spojky, pak je nutné počítat s otáčením kompresoru během prohřívání turbíny – kompresor se může zahřívat v důsledku vzniku ztrát ventilací rotoru. V takových případech bývá kompresor vybaven cirkulační smyčkou s chlazením a škrtícím ventilem nebo se při najíždění otevře naplno odfuk v případě vzduchu apod. Při elektrickém pohonu je také zapojená smyčka,

nebo v případě vzduchu výtlak do atmosféry, aby se odlehčilo zatížení pohonu při startu.

Zapojení turbokompresoru a ovládání jeho ventilů musí být takové, aby při nějakém režimu nemohlo dojít k expanzi zbytku plynu v turbokompresoru. Například otevření odvodnění na sání do nízkého tlaku turbokompresoru při odstavení a tlaku na výtlaku může vést k expanzi plynu, což udělí hřídeli opačné otáčky a případně může dojít k poškození pohonu kompresoru.

Charakteristiky turbokompresorů

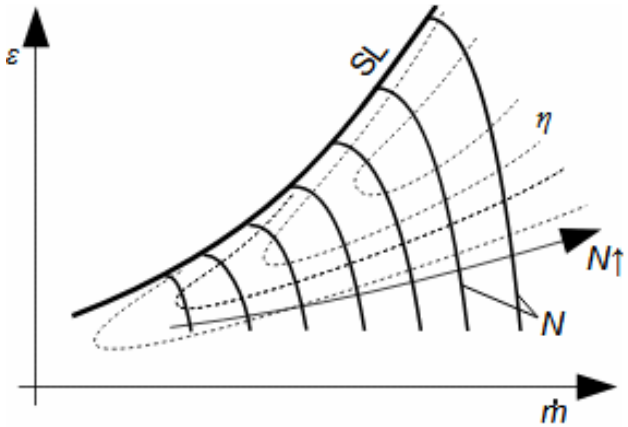
Absolutní charakteristika turbokompresoru

Jedná se o grafické znázornění závislost komprimovaného množství pracovního plynu na kompresním poměru a případně dalších parametrech jako je změna otáček, teplot apod., proto se lze setkat například s absolutní charakteristikou, univerzální charakteristikou, charakteristikou kompresoru s redukovanými parametry.

Konstrukce charakteristiky turbokompresoru je obtížná, protože je navrhována pro jmenovitý výkon při konkrétním stavu plynu na sání, který plyne ze zadání. Při jakékoliv změně od těchto jmenovitých parametrů a stavů se mohou měnit ztráty ve stupních (změna rychlostního trojúhelníku, změna entalpického spádu..) a výsledné stavy pracovní látky. Stanovení přesné charakteristiky uvedených strojů je možné pouze z měření. Bez měření ji lze v současné době s přijatelnou přesností stanovit pomocí CFD modelu. Také existují analytické postupy na základě teorie podobnosti, například [Kousal, 1980, s. 239]. Příklad výpočtu charakteristiky turbokompresoru je proveden v [Kadrnožka, 2004, s. 265].

Absolutní charakteristika udává změnu kompresního poměru při konstantních parametrech teploty a tlaku na sání a případně různé otáčky, pokud je lze u kompresoru měnit, viz Obrázek 1055.

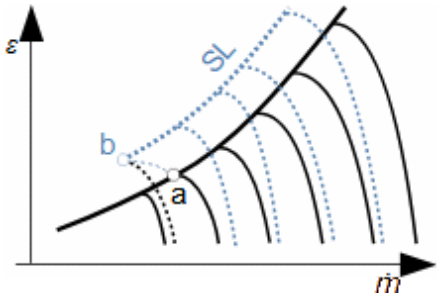
1055:



SL-pumpovní čára (surge line) je tvořena body meze stability. N [min^{-1}] otáčky; $\dot{m}$ [kg·s^{-1}] hmotnostní průtok; ε [1] kompresní poměr; η [1] účinnost turbokompresoru.

Pro zvětšení provozní oblasti turbokompresoru se provádí různá konstrukční opatření (většinou se jedná o systém obtoků). Tato opatření se realizují u turbokompresorů s kompresním poměrem větším než 6,5 až 7,5 [KOUSAL, Milan, 1980, s. 238] (u těchto turbokompresorů už hrozí nutnost velmi přesného vyladění parametrů jednotlivých stupňů, což podstatně zmenší provozní oblast turbokompresoru–provozní rozsah pro jednotlivé otáčky je příliš úzký), proto se přibližně v první třetině lopatkování instaluje regulovaný odfuk do sání turbokompresoru (Obrázek 939). U větších turbokompresorů mohou být i dva regulované odfuky v první polovině lopatkování (antipompážní regulace). Po takovém zásahu se změní i provozní charakteristika kompresoru, tak jako na Obrázku 958.

958:



Vliv regulovaného odfuku do sání na absolutní charakteristiku turbokompresoru: a-místo spuštění odfuku při *N*=konst.; b-posunutí pumpovní čáry díky odfuku.

Nevýhodou absolutní charakteristika je to, že je platná pouze pro konkrétní tlak a teplotu a teplotu na sání. Jestliže se tyto parametry změní, změní se i charakteristika.

Univerzální charakteristika turbokompresoru

Univerzální charakteristika vychází ze zjednodušení, že změny teploty a tlaku nejsou tak velké, aby se výrazně změnily termodynamické vlastnosti plynu kromě hodnoty rychlosti zvuku. Odtud pochází úvaha, že izopléty otáček (pro konkrétní teplotu na sání) jsou svým průběhem totožné s izoplétou Machova čísla na sání. Nahrazením křivek otáček křivkami Machových čísel získáme charakteristiku platnou pro konkrétní rozsah Machových čísel a je jedno jestli se na sání mění teplota nebo rychlost proudění.

V turbokompresoru můžeme definovat Machovo číslo absolutní rychlosti M_a a relativní rychlosti M_r na sání, respektive na vstupu do prvního stupně kompresoru, viz Rovnice 368. Tato čísla jsou funkcí pouze veličin uvedených v absolutní

368:

$$M_a = \frac{\sqrt{r}}{A_1\sqrt{\kappa}} \underbrace{\frac{\dot{m}\sqrt{T_i}}{p_i}}_{X}; \quad M_r = \frac{\pi \cdot d_1}{\sqrt{\kappa \cdot r}} \underbrace{\frac{N}{\sqrt{T_i}}}_{Y}$$

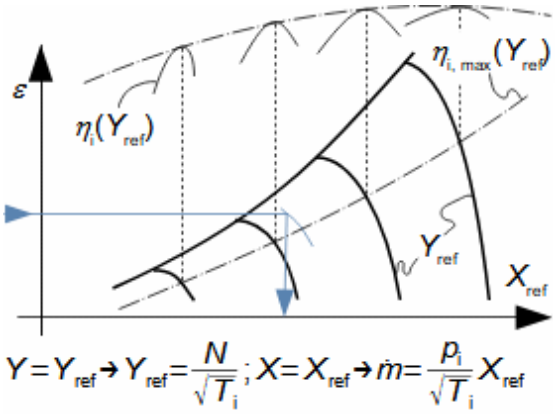
A_1 [m^2] průtočný průřez na vstupu do prvního stupně; d_1 [m] průměr prvního stupně; M_a [1] Machovo číslo absolutní rychlosti; M_r [1] Machovo číslo relativní rychlosti; p [Pa] tlak; r [J·kg^{-1}·K^{-1}] individuální plynová konstanta; T [K] absolutní teplota; X [kg·K^{0,5}·s^{-1}·Pa^{-1}] bezrozměrový průtok (non-dimensional flow); Y [s^{-1}·K$^{-0,5}$] bezrozměrové otáčky

(non-dimensional speed); κ [1] Poissonova konstanta. Index $_i$ označuje stavy na sání. Odvození těchto rovnic je uvedeno v Příloze 368.

charakteristice turbokompresoru a geometrie prvního stupně (podrobnosti např. v [Kousal, 1980, s. 228], [Misárek, 1963, s. 64-68]).

Při měření turbokompresoru v laboratoři stačí, podle Rovnic 368, zapisovat pouze hodnoty bezrozměrového průtoku a bezorozměrových otáček, protože geometrie kompresoru se změnami stavů plynu nesouvisí. Z naměřených hodnot se sestaví charakteristika ε=f(X; Y), taková charakteristika se označuje jako univerzální charakteristika turbokompresoru (Obrázek 369). Na výsledné charakteristice je uveden typ turbokompresoru a stav na sání, tento stav se nazývá referenční (p_{ref}, T_{ref}), respektive vzniklá charakteristika ε=f(X_{ref}; N_{ref}). A právě z této charakteristiky lze určit skutečný průtok kompresorem při libovolném stavu na sání, otáček a kompresním poměru pomocí následujících rovnic. Současně platí, že i vnitřní účinnost je funkcí Machových čísel, proto pro stejné bezrozměrové otáčky bude turbokompresor dosahovat i stejných vnitřní účinností.

369:



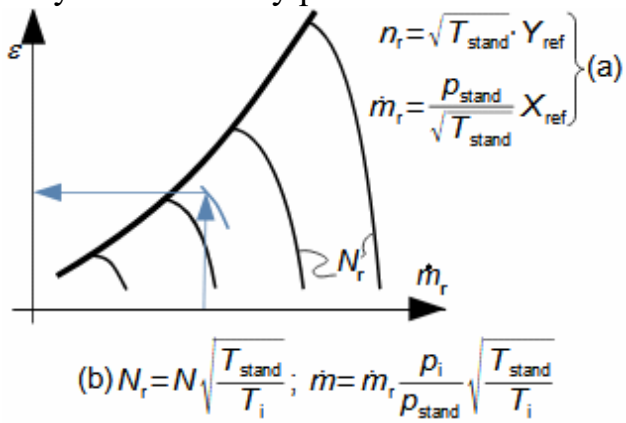
Příklad výpočtu průtoku kompresorem z univerzální charakteristiky: X_{ref} [kg·K^{0,5}·s^{-1}·Pa^{-1}] referenční průtok (reffered flow); Y_{ref} [s^{-1}·K$^{-0,5}$] referenční otáčky (reffered speed); η_i(N$_{ref}$) [1] křivka vnitřní účinnosti kompresoru při konstantních bezrozměrových otáčkách. Index $_{ref}$ označuje referenční hodnoty, tj. získané při měření pro p_{ref}, T_{ref} na sání. Odvození rovnice pro výpočet skutečného průtoku turbokompresorem z univerzální charakteristiky je uvedena v Příloze 369.

Charakteristika turbokompresoru s redukovanými parametry

Referenční stav univerzální charakteristiky je dán okolím měřící laboratoře, takže každý kompresor může být měřen při jiných referenčních stavech. To znamená, že prostým porovnáním univerzálních charakteristik nelze porovnávat dva turbokompresory mezi sebou. Proto se univerzální charakteristika přepočítává pro standardní podmínky na sání (standardní tlak atmosféry při hladině oceánu p_{stand}=101,325 kPa a standardní teplota T_{stand}=288,15 K) nebo si tyto parametry zadá zákazník a takto vzniklá charakteristika se nazývá charakteristika turbokompresoru s redukovanými parametry, viz Obrázek 838. Tato charakteristika určuje kompresní poměr pro určitý

redukovaný průtok a otáčky turbokompresoru při standardních podmínkách. Přičemž, referenční otáčky přepočítané na standardní tlak a teplotu se nazývají redukované otáčky a referenční průtok přepočítaný na standardní tlak a teplotu se na nazývá redukovaný průtok.

838:



(a) rovnice pro přepočet universální charakteristiky na charakteristiku s redukovanými parametry; (b) rovnice pro výpočet skutečného průtoku kompresorem z redukovaného průtoku. m_r [kg·s^{-1}] redukovaný průtok (corrected flow); p_{stand} [Pa] standardní tlak na sání; T_{stand} [K] standardní teplota na sání; N_r [min^{-1}] redukované otáčky (corrected speed).

Pohony a regulace turbokompresorů

Jak ukázala předešlá kapitola základní předpoklad širokého pracovního rozmezí turbokompresoru je schopnost měnit otáčky pohonu. Většina pohonů dokáže pracovat s proměnnými otáčkami, ale jsou i pohony, které pracují za konstantních otáček a regulaci je nutné provádět jiným způsobem.

Nejčastěji se k pohonu turbokompresorů používají elektromotory. Přibližně do příkonu 4 MW se používají asynchronní motory, pro vyšší příkony (až několik desítek MW – největší příkon zatím 64 MW [Anon., 2016]) synchronní motory. Elektromotory pohání turbokompresory konstantními otáčkami obvykle odpovídající počtu pólů motoru a to v rozsahu 360 až 2950 min^{-1} (asynchronní) nebo 150 až 1500 min^{-1} (synchronní). Protože otáčky turbokompresorů bývají mnohem vyšší, bývá pohon elektromotorem doplněn převodovkou s pevným převodovým poměrem. U velkých příkonů je nutné zvážit jestli neexistuje nějaké omezení ze strany dodávky elektrické energie, zvláště v oblastech s omezeným elektrickým výkonem distribuční sítě může docházet při spuštění elektromotoru k výpadků kvůli přetížení apod.

V případě elektromotorů se změna otáček může provádět pomocí frekvenčních měničů. Tato možnost je omezena velkými náklady na měniče do několika stovek kilowatt příkonu. Při větších výkonech a požadavku na změnu otáček se používají převodovky s určitým rozsahem převodového poměru. V případě

hydrodynamické převodovky lze provádět změny otáček v určitém rozsahu i plynule, viz Obrázek 647.

647:

Soustrojí o výkonu 20 MW a maximálními otáčkami 8000 min^{-1}. Kompresorová část je spojena s elektromotorem přes hydrodynamickou převodovku řady Vorecon od společnosti Voith GmbH. Obrázek Voith GmbH.

Při konstantních otáčkách elektromotoru lze kompresor regulovat ještě škrcením pomocí klapky v sacím potrubí kompresoru, případně odfukem, viz Obrázek 839, Obrázek 958. V obou případech je nutné počítat se sníženou účinností kompresoru při větším škrcení. Regulace odfukem, respektive přepouštěním, se používá pro snížení průtoku kompresorem při zachování kompresního poměru. Spočívá v přepouštění části stlačeného plynu přes by-pass zpět do sání. Průtok plynu je regulován škrtícím ventilem, případně je za škrtící ventil vložen chladič, aby se neustále nezvyšovala teplota plynu. Při kompresi vzduchu se může jednat o řízený odfuk přímo do atmosféry. Odfukem jsou vybaveny i turbokompresory s proměnlivými otáčkami pro zajištění bezpečnosti.

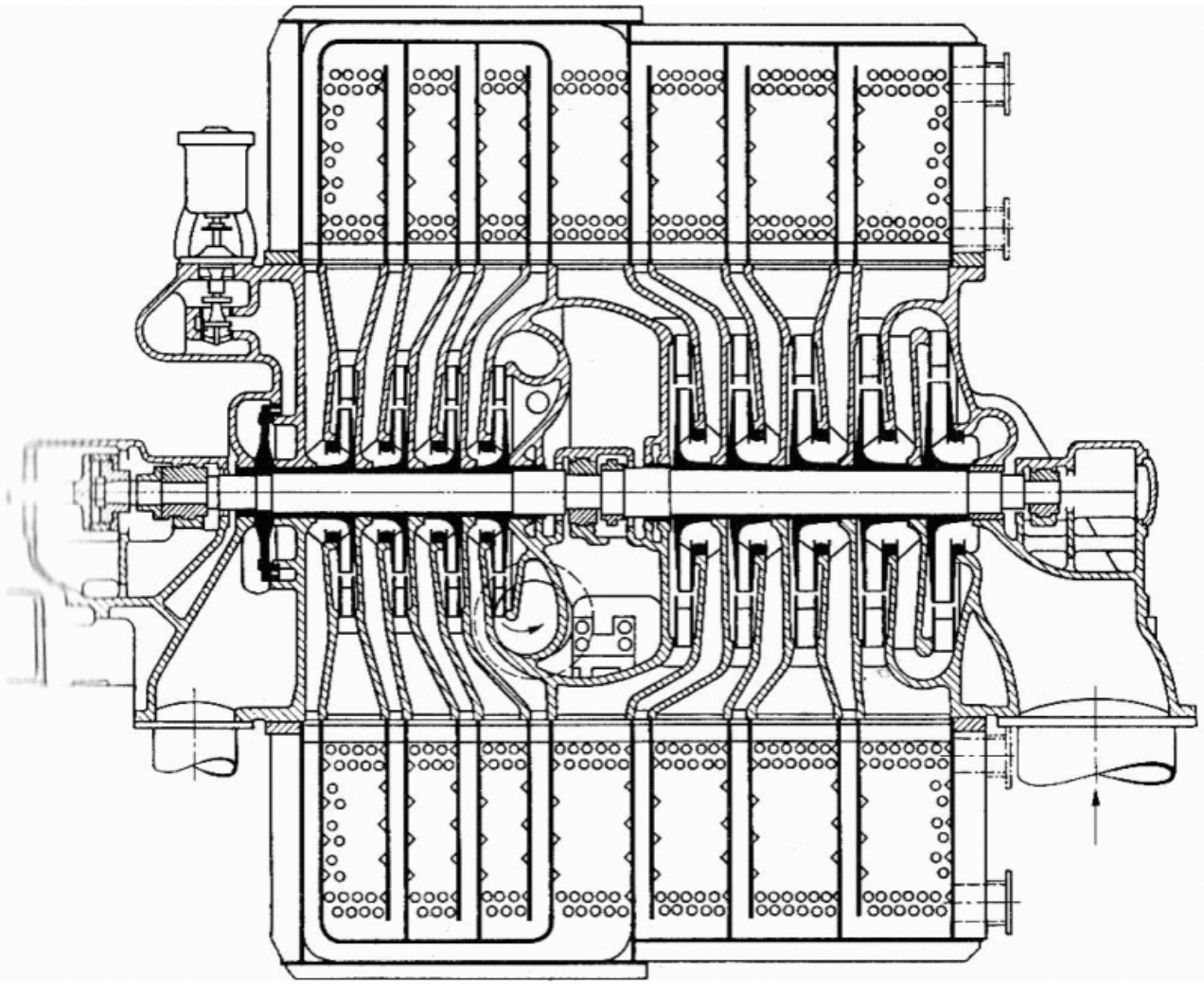
Regulovat turbokompresor při konstantních otáčkách lze ještě natáčením lopatek. Tento typ regulace je prakticky omezen pouze na natáčení statorových lopatek případně natáčením předřazených statorových lopatek před prvním stupněm, podobně jako se to provádí u axiálních ventilátorů.

Pro větší výkony s možností regulace otáček (v intervalu 25 až 100 %) se používají spalovací a parní turbíny. Spalovací se používají zejména pokud se jedná o pohon kompresoru hořlavého plynu – které je zároveň palivem pro turbínu. V případě parních turbín jako pohonu kompresoru se jedná o turbíny s regulací škrcením a je nutné vybudovat kompletně technologii pro realizaci parního oběhu.

Turbínové pohony jsou závislé na dostatku paliva pro jejich chod a u parních turbín a i prostoru pro výstavbu technologií pro parní oběh. Problémem může být taky ekologie provozu, protože v obou případech je součástí spalování paliva.

V některých případech lze použít i kombinovaný pohon elektromotoru a turboexpandéru spojených s kompresorem na jedné hřídeli. Tento způsob pohonu se používá v průmyslových závodech, kde se stlačený plyn využívá pro procesy (například chemické), při kterých nedochází k úplné ztrátě tlaku stlačeného plynu. Tento plyn lze přivést zpět k turbosoustrojí (po případném vyčištění) a nechat expandovat v turboexpandéru. Tímto "regeneračním" využitím tlakové energie se sníží potřebný příkon elektromotoru. Turboexpandér může být i integrován přímo do skříně kompresoru, viz Obrázek 841.

841:



Devítistupňový turbokompresor s integrovaným turboexpandérem: Turboexpandér je tvořen jedním rovnotlakovým axiálním stupněm (umístění vlevo) regulovaný dvousedlovým ventilem. Zároveň si všimněte mohutného vnějšího mezichlazení za každým stupněm (kromě posledního a prvního). Obrázek z [MILLER et al., 1972, s. 75]; výrobce BBC.

Odkazy

ANON., 2011, Efektivní reverzační turbokompresor, *Technický týdeník*, 1/2011, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.

ANON., 2016, *Mega air compressor driven by 64 MW motor*, Turbomachinery International Magazine, online, 2016-08-11.

CHLUMSKÝ, Vladimír, LIŠKA, Antonín, 1977, *Kompresory*, Statní nakladatelství technické literatury, n.p., Praha.

FORSTHOFFER, William, 2019, Dry gas seal types for low and high pressure applications, *Turbomachinery International Magazine*, 2019-11-23.

KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.

KOUSAL, Milan, 1980, *Spalovací turbíny*, Nakladatelství technické literatury n. p., Praha.

LIŠKA, Antonín, NOVÁK, Pavel, 1999, *Technika stlačeného vzduchu*, Vydavatelství ČVUT, Praha, ISBN 80-01-01947-0.

MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.

MISÁREK, Dušan, 1963, *Turbokompresory*, Statní nakladatelství technické literatury, n.p. Praha.