
TERMODYNAMIKA TURBOKOMPRESORŮ

- strana 3 – **Komprese v turbokompresoru**
 - strana 3 – **Adiabatická komprese**
 - **Úloha 122:** Výpočet přídavných ztrát a součinitele přídavných ztrát turbokompresoru a jeho vnitřní účinnosti
 - **Úloha 704:** Výpočet adiabatické komprese vzduchu v turbokompresoru, viz [Škorpík, 2024]
 - strana 5 – **Polytropická komprese**
 - **Úloha 849:** Výpočet izoentropické, izotermické a polytropické účinnosti turbokompresoru
 - strana 7 – **Provedení chlazení turbokompresorů**
 - **Úloha 612:** Výpočet účinnosti turbokompresoru s vnějším chlazením
 - strana 11 – **Termodynamický návrh stupně turbokompresoru**
 - **Úloha 726:** Výpočet rozměrů rotoru radiálního stupně kompresoru
 - **Úloha 936:** Příklad 2D výpočtu – tvar záběrníku rotoru turbokompresoru na jednotlivých poloměrech, viz čl. 1.
 - **Úloha 407:** Výpočet rozměrů bezlopatkového statoru, viz čl. 2.
 - strana 13 – **Změna relativní vlhkosti vzduchu při kompresi**
 - strana 16 – **Odkazy**
 - strana 17-32 – **Přílohy**
-

- **autor:** – ŠKORPÍK, Jiří (LinkedIn.com/in/jiri-skorpik)
- **datum vydání:** – Zář 2024
- **název:** – Termodynamika turbokompresorů
- **sborník:** – <https://transformacni-technologie.cz/index.html#lopatkove-stroje>
- **provenience:** – Brno (Česká republika)
- **email:** – skorpik.jiri@email.cz

Copyright©Jiří Škorpík, 2024
Všechna práva vyhrazena.

Komprese v turbokompresoru

*Charakteristickým rysem komprese v turbokompresoru je plynulost děje transformace práce na tlakovou a vnitřní energii pracovního plynu. Základním požadavkem je zvýšení tlaku, respektive dosažení požadovaného kompresního poměru (viz **Rovnice 610**), při minimálním zvýšení teploty, která významně narůstá zejména pokud není komprese chlazená.*

– **610:** –
 Kompresní poměr
 kompresoru

$$\varepsilon = \frac{p_e}{p_i}$$

p [Pa] tlak; ε [1] kompresní poměr. Index $_i$ označuje stav na vstupu do turbokompresoru, index $_e$ označuje stav na výstupu z turbokompresoru.

Při vyšetřování průběhu komprese je třeba odlišovat jednostupňovou a vícestupňovou kompresi. Obě komprese vyžadují trochu jiný přístup k pochopení příčin ztrát a přístup ke stanovení opatření k jejich snížení.

Adiabatická komprese

Výpočtový model adiabatické komprese se používá v případech, při kterých se neočekává významný vliv sdílení tepla s okolím turbokompresoru.

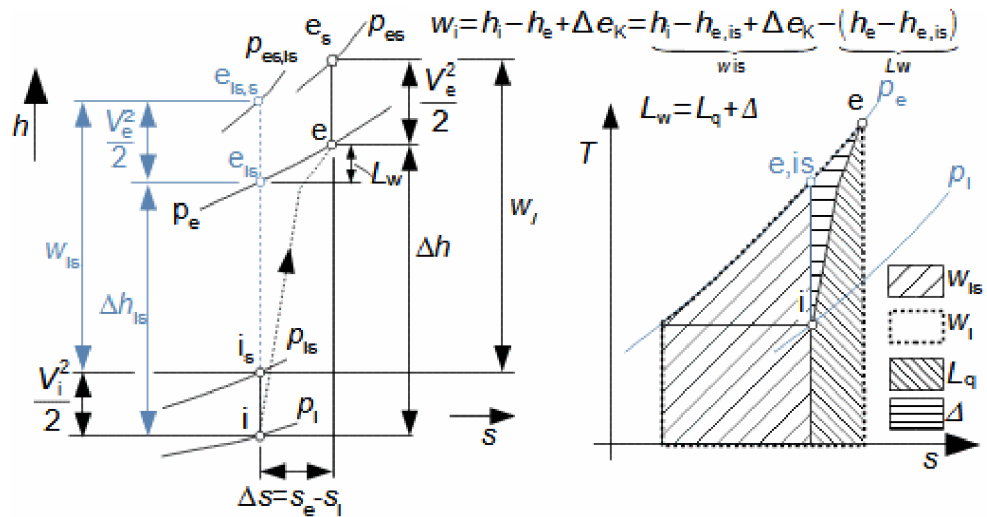
*Definice ideální
 adiabatické komprese*

Ideální vnitřní práce adiabatické komprese odpovídá práci izoentropické komprese. Při ideální kompresi se obvykle očekává stejná výtoková rychlost jako při reálné kompresi. To znamená, že reálný stroj musí mít o něco větší průtočné průřezy než stroj ideální, protože ztrátové teplo měrný objem pracovního plynu zvětšuje.

*Reálná adiabatická
 komprese*

Charakteristickým rysem reálné komprese jsou tzv. přídavné ztráty Δ . Tyto ztráty jsou ekvivalentní práci, kterou je nutné přivést navíc kvůli zvýšení měrného objemu pracovního plynu způsobeného ztrátovým teplem. Na **Obrázku 118** (s. 4) je příklad komprese v kompresoru nebo v jeho stupni v $h-s$ a $T-s$ diagramu. Zatímco v $h-s$ diagramu lze odlišit pouze ztráty jako celek, tak v $T-s$ diagramu lze odlišit jednotlivé typy ztrát.

118: – Adiabatická komprese v h - s a T - s diagramu

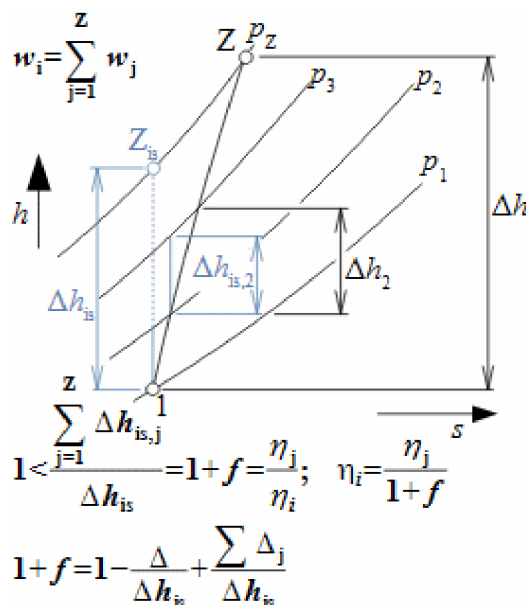


L_q [$J \cdot kg^{-1}$] ztrátové teplo ([Škorpík, 2024]); Δe_K [$J \cdot kg^{-1}$] rozdíl kinetické energie mezi vtokem a výtokem (obvykle nevýznamný rozdíl); h [$J \cdot kg^{-1}$] entalpie; Δh [$J \cdot kg^{-1}$] rozdíl entalpii; Δh_{is} [$J \cdot kg^{-1}$] rozdíl entalpii při izoentropické kompresi; L_w [$J \cdot kg^{-1}$] vnitřní ztráty v kompresoru (práce přivedená do stupně navíc oproti izoentropické kompresi); s [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] entropie; T [K] absolutní teplota; V [$m \cdot s^{-1}$] rychlost; v [$m^3 \cdot kg^{-1}$] měrný objem; w_i [$J \cdot kg^{-1}$] vnitřní práce; w_{is} [$J \cdot kg^{-1}$] vnitřní práce při izoentropické kompresi; Δ [$J \cdot kg^{-1}$] přídavné ztráty. Index is označuje stavy při izoentropické kompresi, index s celkový stav. T - s diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 118.

Rozbor vícestupňové adiabatické komprese

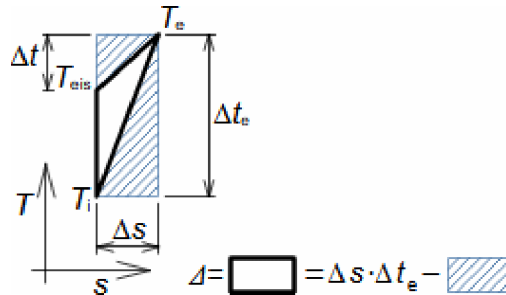
Typickou vlastností vnitřní účinnosti vícestupňové komprese η_i je, že je menší než průměrná vnitřní účinnost jednotlivých stupňů η_j , viz **Obrázek 121**, na kterém je příklad h - s diagramu komprese turbokompresoru se Z stupni. Příčinou jsou přídavné ztráty. Je tedy zřejmé, že vnitřní ztráty ve stupni kompresoru zvyšují potřebnou práci v následujícím stupni. Poměr průměrné hodnoty vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů η_j ku vnitřní účinnosti měřené mezi prvním a posledním stupněm η_i se nazývá součinitel přídavných ztrát $1+f$, viz **Úloha 122** (s. 5).

121: –



$1+f$ [1] součinitel přídavných ztrát (preheat coefficient); Z [-] počet stupňů; Δ_j [$J \cdot kg^{-1}$] přídavné ztráty jednoho stupně; η_i [1] vnitřní účinnost komprese mezi body 1-Z. Index j označuje j -tý stupeň. Rovnice jsou odvozeny pro předpoklad, že všechny stupně zpracovávají stejný entalpický spád a komprese je adiabatická. Pro přehlednost není v obrázku zakreslena kinetická energie absolutní rychlosti. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 121.

- **Úloha 122:** – Turbokompresor nasává vzduch o teplotě 15 °C a tlaku 0,1013 MPa, na výstupu z turbokompresoru má vzduch teplotu 293 °C a tlak 0,802 MPa. Určete přídatné ztráty, součinitel přídatných ztrát a vnitřní účinnost η_i . Turbokompresor má 12 stupňů. Kompresi je nechlazená, respektive uvažujte adiabatickou kompresi. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 122**.

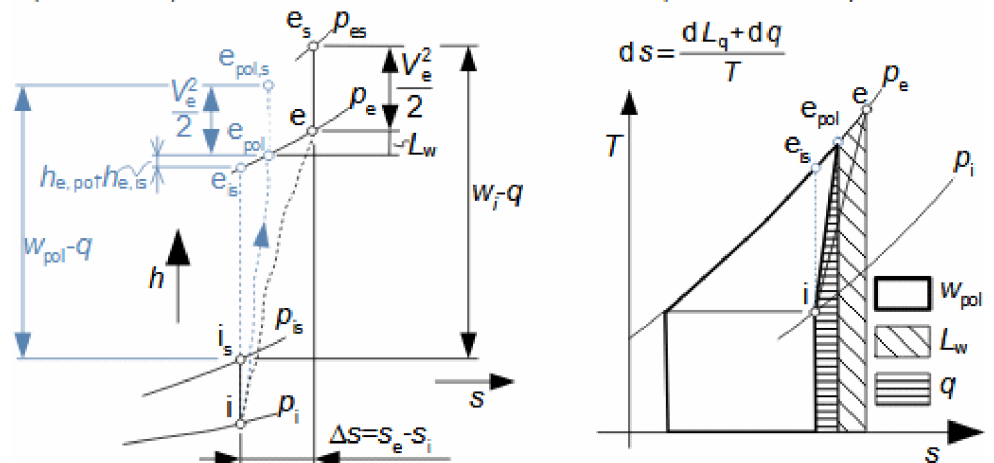


Užití lineární aproximace termodynamických změn v T - s diagramu k přibližnému určení velikosti přídatných ztrát při kompresi: T [K]; t [°C]; s [$J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$]

Polytropická komprese

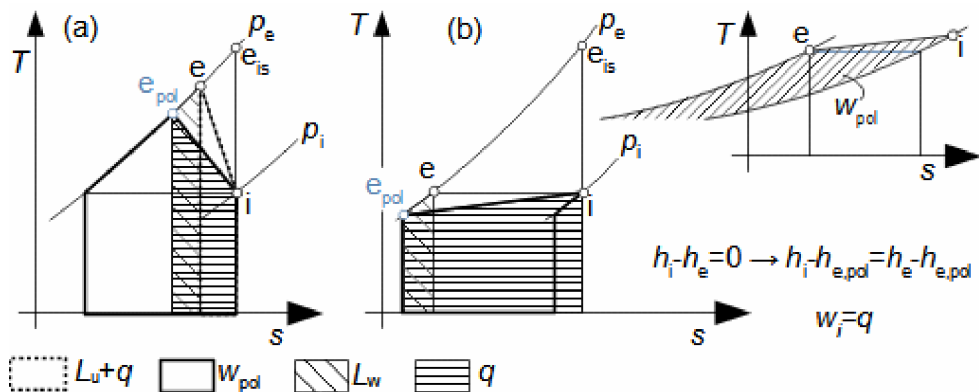
V některých případech kompresi ovlivňuje sdílení tepla s okolím kompresoru. Například při záměrném chlazení kompresoru, nebo, když je komprimován kryogenní plyn, který je ohříván okolím. V takových případech je komprese podobná polytropické kompresi – porovnávací ideální kompresí je v tomto případě vratná polytropická komprese. Polytropickou kompresi popisují **Rovnice 687**. Tyto rovnice lze odvodit z rovnice prvního zákona termodynamiky.

- **687:** – $w_{pol} = h_{i,s} - h_{e, pol,s} + q$; $w_i = (h_i - h_e) + q + \Delta e_{K,i}$; $L_w = w_{pol} - w_i = h_e - h_{e, pol}$
Polytropická komprese při $q > 0$



q [$J \cdot kg^{-1}$] teplo sdílené s okolím. Index $_{pol}$ označuje vratnou polytropickou kompresi. Na obrázku je případ $q > 0$ (přívod tepla – jestliže $h_{e, pol} - h_{e, is} > 0$, pak se jedná o součet přivedeného tepla a přídatných ztrát, které vznikl v důsledku přívodu tepla). T - s diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií.

– 688: –
Polytropická komprese pro případ chlazené komprese

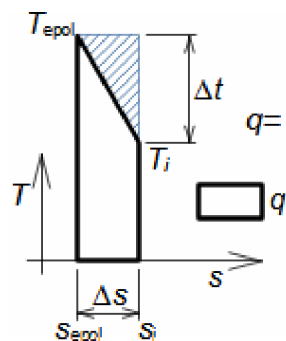


(a) případ pro $L_w < -q$; (b) případ kdy $T_e = T_i$ (zdánlivě izotermická komprese – teplota chladicího média musí být v tomto případě nižší než teplota pracovního plynu na vstupu do kompresoru T_i). Jestliže $h_{e,pol} - h_{e,is} < 0$, pak se jedná o součet odvedeného tepla a úspory práce v důsledku chlazení komprese. T - s diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií.

Porovnávací vratné polytropické komprese

Při vytváření energetických bilancí polytropické komprese je nutné definovat práci při vratné polytropické kompresi w_{pol} . Často se za w_{pol} používá práce vratné izotermické komprese, zejména je-li komprese chlazená, viz **Úloha 849**. Zejména při kompresi s přívodem tepla se práce komprese porovnává s prací při izoentropické kompresi w_{is} . Při uvádění účinností je nutné uvést jaký děj byl vybrán jako porovnávací, aby hodnota vnitřní účinnosti měla vypovídající hodnotu.

– **Úloha 849:** – Stanovte vnitřní izoentropickou, polytropickou a izotermickou účinnost turbokompresoru, který komprimuje suchý vzduch. Vstupní teplota vzduchu je 14,34 °C, výstupní je 480,6 °C. Tlak na vstupu je atmosférický a kompresní poměr je 23. Vnitřní příkon turbokompresoru je 12,6 MW. Turbokompresor je vybaven plášťovým chlazením o výkonu 0,8 MW. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 849**.



$$q = \Delta s \cdot T_{epol} - \frac{T_{epol} - T_i}{2} \Delta s$$

Užití lineární aproximace vratné polytropické komprese v T - s diagramu k přibližnému určení stavu e_{pol} : T [K]; t [°C]; s [$J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$]; q [$kJ \cdot kg^{-1}$]

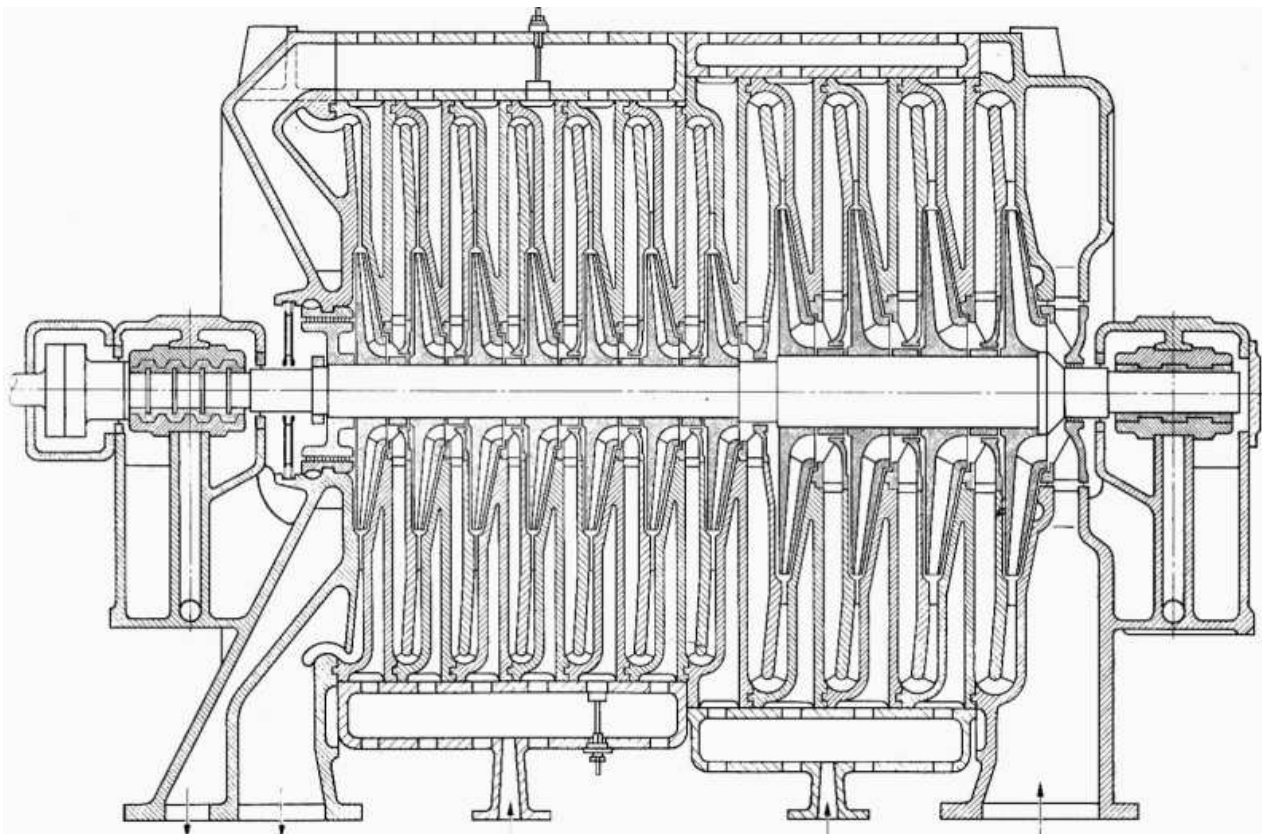
Provedení chlazení turbokompresorů

Chlazení komprese je nejefektivnější způsob snížení vnitřní práce kompresoru, přičemž existuje několik možností jak toho dosáhnout. Komprimovaný plyn v průběhu komprese lze kontinuálně chladit dvěma způsoby a to **povrchově** nebo **vstřikováním chladící kapaliny** do komprimovaného plynu. Chlazení lze ale provést i přetržitě po stupních pomocí tzv. **mezichlazení**. Každé chlazení ale generuje nový druh ztrát, takže **efektivní chlazení** lze provést jen za určitých podmínek.

~
Povrchové chlazení
turbokompresorů

Povrchové neboli plášťové chlazení lze provést u dvouplášťových kompresorů, přičemž mezi pláští proudí chladící kapalina, která ochlazuje pracovní plyn uvnitř, viz **Obrázek 608**. Kompresory s povrchovým chlazením jsou složité a drahé – jsou nutné rozvodové kanálky a v dělicí rovině hrozí únik chladící kapaliny do komprimovaného plynu a obráceně.

608:



Turbokompresor s jedenácti radiálními stupni a s povrchovým chlazením.
Vyrobil Demag.

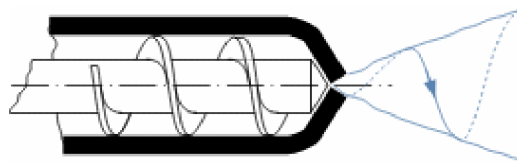
Příklady použití
povrchového chlazení

Povrchové chlazení je málo účinný způsob a tak se používá u kompresorů s malým stlačením v jednom stupni, u jednostupňových turbokompresorů a dmychadel je to jediný způsob chlazení komprese. Na druhou stranu, jeho nízká účinnost umožňuje jeho použití pro chlazení i vlhkého vzduchu obsahující prach, s tím, že teplota povrchu kompresoru neklesne pod rosný bod vzduchu.

~
Princip chlazení
vstřikováním chladící
kapaliny

Proud pracovního plynu se ochlazuje v důsledku odpařování vstříknuté chladící kapaliny. Rychlost odpaření a tedy i ochlazení závisí, mimo jiné, na vzájemné teplosměnné ploše chladící kapaliny a pracovního plynu, proto jsou vstříkovací trysky (**Obrázek 932**) konstruovány tak, aby měly co největší rozptyl. I tak k odpaření je nutný určitý úsek a proto jsou pro chlazení vstřikováním vhodnější radiální stupně (chladící kapalina se vstříkuje v místě za statorovými lopatkami směrem do vratného kanálu k dalšímu stupni) v případě axiálních stupňů by se musela být v místě vstřiku větší mezera mezi stupni.

— **932:** —
Vstříkovací tryska
pro vstřikování
chladící kapaliny



Výběr druhu
vstřikované chladící
kapaliny a limity
jejího množství

Množství chladící kapaliny závisí na tlaku, požadované teplotě a složení výsledné směsi po vychlazení. Například, pokud je komprimovaným plynem vzduch, tak lze vstříknout pouze takové množství chladící vody, aby po odpaření byla relativní vlhkost vzduchu menší než 100 %, v opačném případě zůstanou ve vzduchu kapičky vody. Při kompresi čpavku se používá kapalný čpavek, při kompresi nitrózní plynů se používá slabý roztok kyseliny dusičné apod.

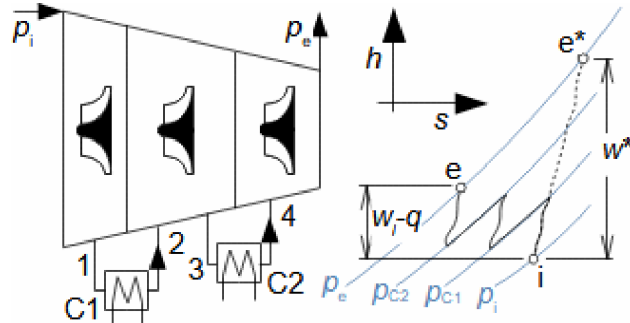
Omezení použití
chlazení
vstřikováním chladící
kapaliny

Nevýhodou tohoto způsobu chlazení je, že na výtlaku kompresoru plyn obsahuje jistou vlhkost. To znamená, že využití takového plynu je omezeno pouze na aplikace, kde vlhkost v plynu není překážkou k jeho využití. Jedná se zejména o takové procesy, při kterých může dojít ke kondenzaci par v plynu obsažených. Například při použití v pneumatických pohonech apod.

~
Princip komprese z
mezichlazením
(Vnější chlazení)

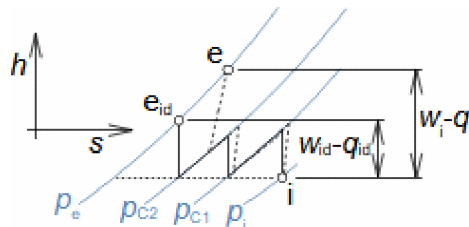
Metoda mezichlazení spočívá ve vyvedení komprimovaného plynu za vybranými stupni kompresoru mimo kompresor do rekuperačního výměníku tepla (nejčastěji tvořený žebrovanými trubkami), kde se pomocí chladící kapaliny (obvykle voda) plyn ochladí. Například v případě **Obrázku 671** (s. 9), kde je provedeno mezichlazení u třístupňového turbokompresoru, lze rozdělit celou kompresi na 3 samostatné komprese a vnitřní práci kompresoru vypočítat z rozdílů entalpií a odvedeného tepla, viz **Úloha 612** (s. 9). Výhodou vhodně navrženého mezichlazení je i to, že práce jednotlivých stupňů a jejich pracovní podmínky jsou si podobné (rychlostní trojúhelníky, teploty apod.), je ale nutné počítat s tím, že mezi stupni se zmenšuje měrný objem plynu, proto první stupeň po mezichlazení bude mít menší vstupní průřezy než výstupní průřezy předchozího stupně.

– 671: –



C-mezichladiče plynu; e^* -konečný stav pracovního plynu na výstupu z kompresoru v případě komprese bez chlazení. p_{C1} , p_{C2} [Pa] tlak před vstupem do mezichladičů; w_i^* [$J \cdot kg^{-1}$] vnitřní práce kompresoru pro případ komprese bez chlazení.

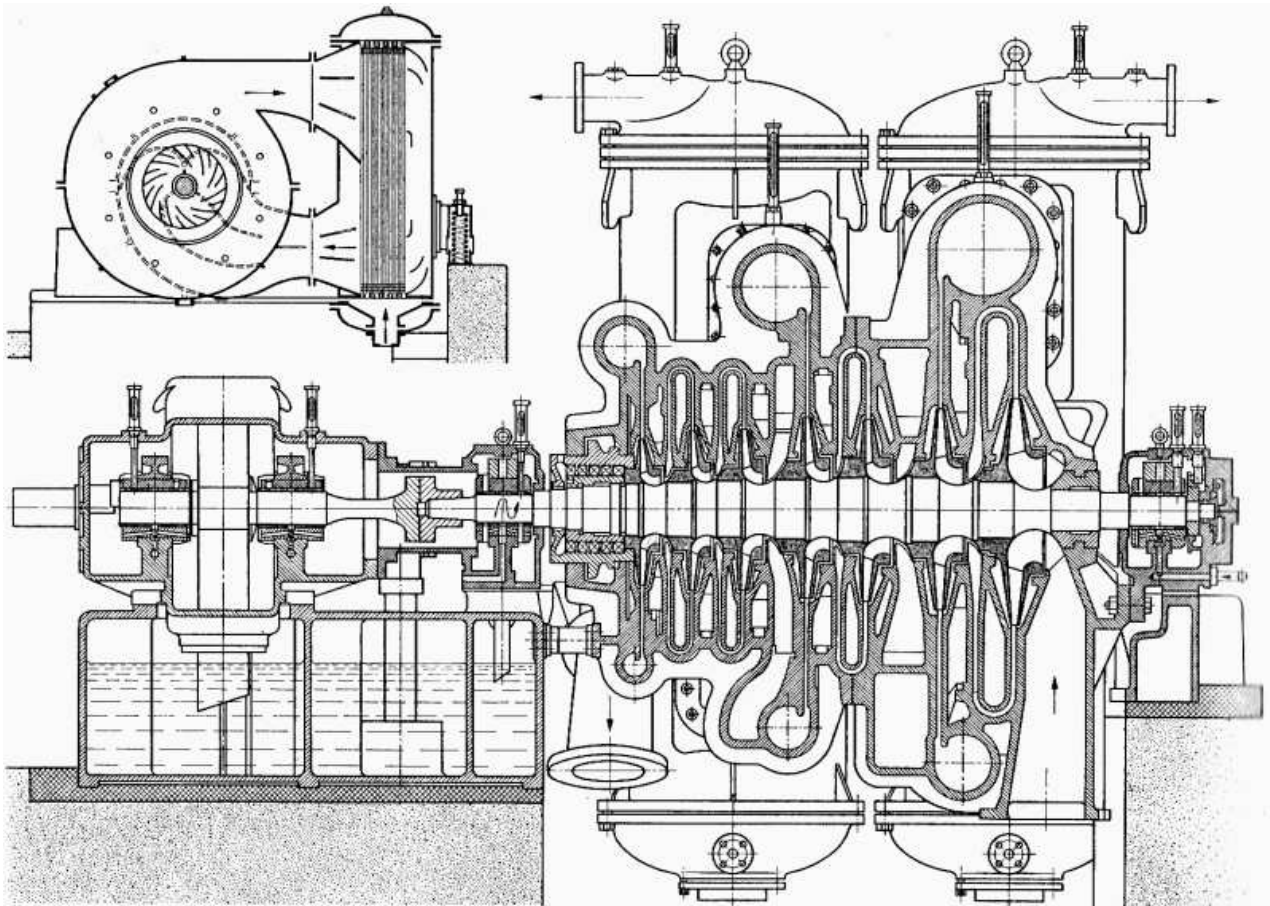
- **Úloha 612:** – Stanovte vnitřní účinnost turbokompresoru, který komprimuje suchý vzduch. Vstupní teplota vzduchu je $14,34 \text{ }^\circ\text{C}$, výstupní je $156,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Tlak na vstupu je atmosférický a kompresní poměr je 23. Vnitřní příkon turbokompresoru je 10,6 MW. Turbokompresor je vybaven dvěma mezichladiči na tlakových úrovní 0,7 MPa a 1,4 MPa. Chladicí výkon chladičů je 6,5 MW. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 612**.



Konstrukce kompresoru s mezichlazením

Na **Obrázku 840** (s. 10) je příklad konstrukce turbokompresoru se sedmi radiálními stupni a se dvěma mezichladiči, přičemž první mezichladič je umístěn za druhým stupněm, druhý za čtvrtým stupněm. Všimněte si, že před demontáží vrchní skříň kompresoru je nutné demontovat i chladiče (viz příčný řez). Pro jednodušší demontáž kompresoru existují i jiná konstrukční uspořádání – napojení vstupu i výstupu mezichladiče přes spodní skříň. V případě vícetělesových turbokompresorů se může mezichlazení instalovat v propoji mezi jednotlivými tělesy.

840:



Turbokompresor se sedmi radiálními stupni a se dvěma mezichladiči.
Vyrobil Escher Wyss.

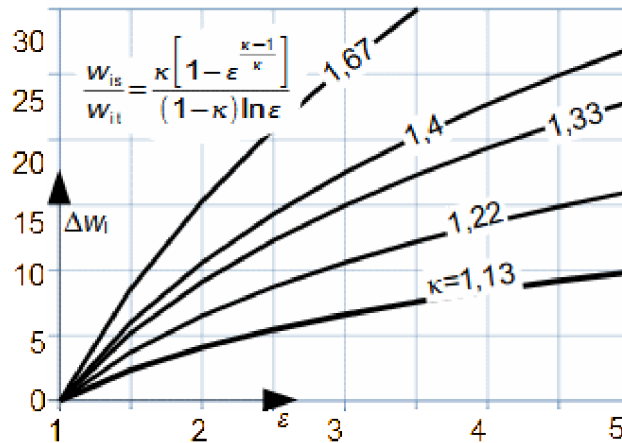
*Limity použití
mezichlazení*

Tento způsob chlazení doprovází větší konstrukční i investiční náročnost (mimo kompresor je nutné pořídit zařízení pro chlazení), a proto se obvykle provádí jen od určité velikosti turbokompresoru nebo k tomu musí být i jiné než ekonomický důvod, například bezpečnost (u hořlavých plynů), stabilita plynu (molekuly při vyšší teplotě mohou disociovat), apod.

~
Efektivita chlazení

Chlazení nemusí vždy znamenat výrazné snížení příkonu. Jakékoliv chlazení ovlivňuje termodynamiku komprese (chlazení zvyšuje tlakovou ztrátu, třetím tekutiny o teplosměnné plochy a tvořením vírů při vstřikování chladicí kapaliny apod.), takže vždy existuje hranice efektivity chlazení. Jak plyne z porovnání práce izoentropické komprese s prací izotermické komprese, která odpovídá kompresi při dokonalém chlazením v grafu na **Obrázku 637** (s. 11). Z grafu, respektive rovnice je například zřejmé, že pokud by navýšení práce na kompresi vzduchu kvůli tlakovým ztrátám bylo 10 %, tak by chlazení mělo pozitivní význam až při kompresních poměrech 2, při kompresi metanu dokonce až při $\varepsilon=5$ atd. Při reálných kompresích je úspora práce mnohem menší, takže se vyplácí chlazení od vyšších kompresních poměrů než ukazuje graf.

– 637: –
 Rozdíl mezi prací
 izoentropické a
 izotermické komprese



w_{it} [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] práce izotermické komprese; Δw_i [%] maximální teoretická úspora práce díky chlazení, $\Delta w_i = (w_{is} \cdot w_{it}^{-1} - 1) 100$; κ [1] poměr tepelných kapacit pracovního plynu ($\kappa=1,13$ například CH_4 , $\kappa=1,22$ například C_2H_4 , $\kappa=1,33$ například pára H_2O , $\kappa=1,4$ například vzduch, $\kappa=1,67$ například He).
 Odvození rovnice je uvedeno v Příloze 637.

Termodynamický návrh stupně turbokompresoru

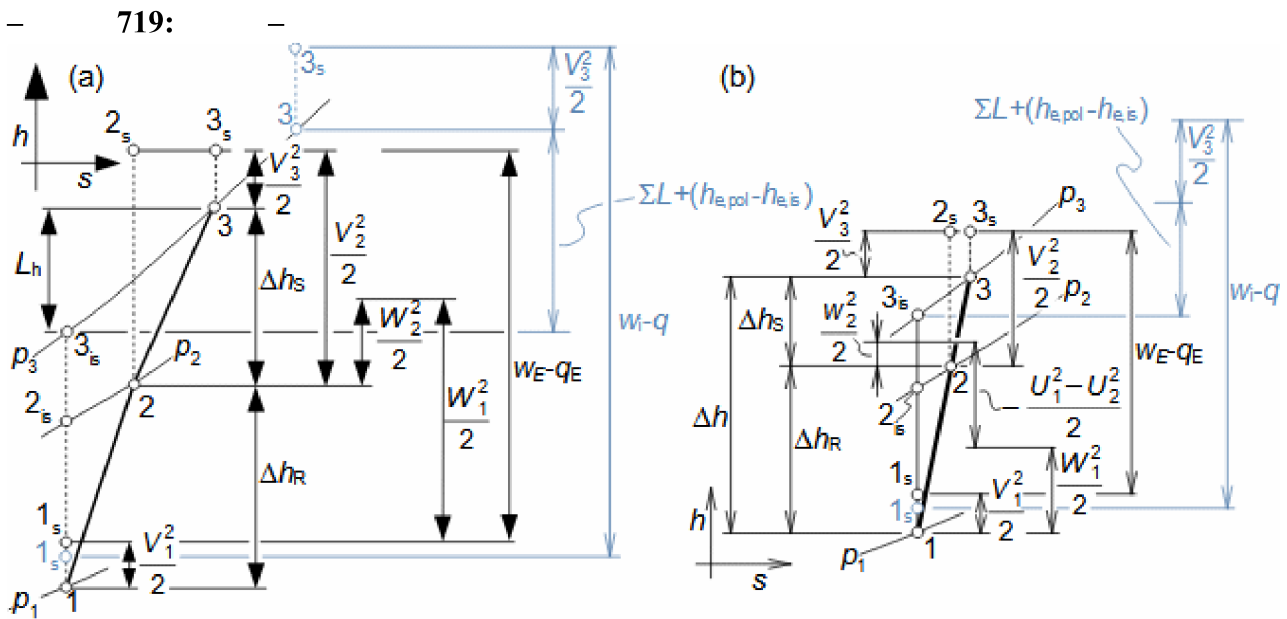
Pro termodynamický návrh stupně kompresoru lze použít poznatky publikované v předchozích článcích tohoto sborníku (Lopátkové stroje). Následuje tedy shrnutí a doplnění některých speciálních poznatků týkající se termodynamiky kompresorových stupňů: **výběr typu stupně; h-s diagramy stupňů; predikce Eulerovy práce; lopatky turbokompresorů**. Doporučené hodnoty podobnostních součinitelů pro návrh jednotlivých stupňů jsou uvedeny v [Japikse, 1997, s. 1-3].

~
 Výběr typu
 kompresorového
 stupně

Základními typy kompresorových stupňů jsou přetlakový axiální stupeň a radiální. Ojedinele se lze setkat s diagonálním provedením jednostupňového kompresoru. Většina stacionárních aplikací spadá do oblasti radiálních stupňů, až při požadavku na vyšší průtok cca od $15 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ se kompresor konstruuje jako axiální, protože od takových průtoků už je účinnost axiálních turbokompresorů vyšší než radiálních. Na druhou stranu u radiálních stupňů se lépe realizuje mezichlazení, což více než kompenzuje nižší účinnost jednotlivých stupňů.

~
 h-s diagramy

Na **Obrázku 719** (s. 12) je *h-s* diagram axiálního stupně kompresoru na vyšetřovaném poloměru (**Obrázku 719a** (s. 12)) a radiálního stupně kompresoru (**Obrázku 719b** (s. 12)). Na každém vyšetřovaném poloměru může být vliv sdíleného tepla q_E na Eulerovu práci různý – záleží na typu chlazení a teple z ventilační ztráty rotoru. Modře je vyznačena energetická rovnováha celého stupně.

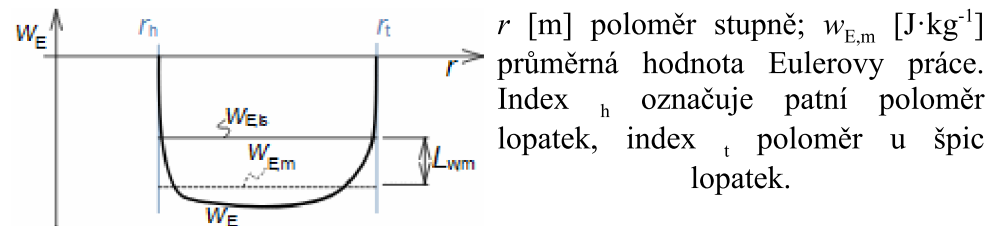


h - s diagramy stupňů kompresoru na vyšetřovaném poloměru r : (a) axiální stupeň; (b) radiální stupeň. L_h [$J \cdot kg^{-1}$] profilové ztráty; q_E [$J \cdot kg^{-1}$] sdílené teplo s okolím vyšetřované proudnice; ΣL [$J \cdot kg^{-1}$] vnitřní ztráty stupně, součet všech ztrát ve stupni. Index $_1$ označuje stav před rotorovou řadou lopatek.

~
Eulerova práce

Na **Obrázku 609** je očekávaný průběh Eulerovy práce w_E axiálního stupně kompresoru. Profilové ztráty jsou u okrajů lopatek největší a proto v těchto místech nelze dosáhnout potřebného zvýšení tlaku (potřebná Eulerova práce roste nadevšechny meze a Eulerova účinnost se blíží k nule) a naopak lze zde očekávat odtrhávání proudu a dokonce i ztrátu zpětným prouděním. Rozdíly v Eulerových pracích mezi jádrem proudu a okraji lopatek jsou ještě větší v případě přímých lopatek axiálních stupňů, a proto se příliš u kompresorů nepoužívají.

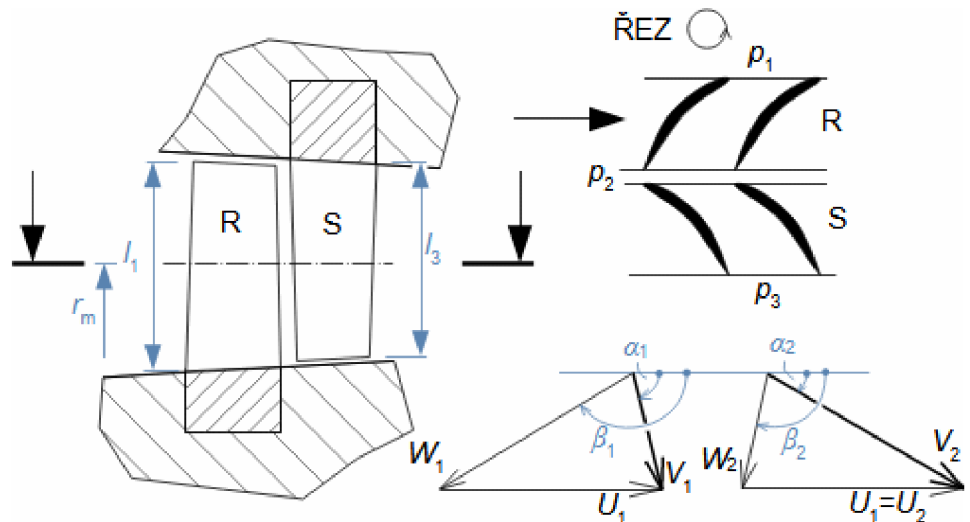
609:
Průběh Eulerovy práce axiálního stupně kompresoru



~
Lopatky turbokompresorů

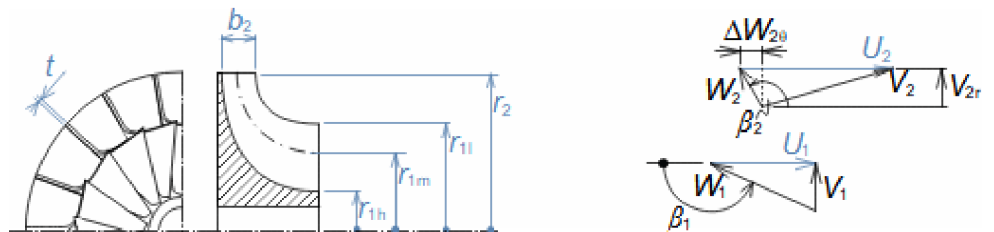
Axiální nebo kuželové stupně kompresorů obsahují zkroucené lopatky, ale existuje i nemálo případů s přímými lopatkami. h - s diagram pro radiální stupeň lze využít i při konstrukci kuželového stupně kompresoru, ve kterém kvůli snižujícímu se měrnému objemu klesá poloměr stupně, respektive délka lopatek, viz **Obrázek 1101** (s. 13) (výpočet kuželového stupně je uveden v článku Vnitřní ztráty lopatkových strojů a jejich vliv na návrh lopatkového stroje). Kvůli tenkým lopatkám nelze u kompresorových stupňů použít bandáže.

- **1101:** –
 Rychlostní
 trojúhelník axiálního
 kompresorového
 stupně



R-rotorová řada lopatek; S-statorová řada lopatek. l [m] délka lopatek; r_m [m] střední poloměr; U [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] obvodová rychlost; V [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] absolutní rychlost; W [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] relativní rychlost; α [$^\circ$] úhel absolutní rychlosti; β [$^\circ$] úhel relativní rychlosti. Rychlostní trojúhelník je nakreslen pro střední poloměr a stupeň reakce 0,5.

- **Úloha 726:** – Proved'te základní návrh rozměrů rotoru jednostupňového radiálního turbokompresoru s axiálním vstupem (bez předřazených lopatek). Lopatky rotoru mají na výstupu radiální směr, viz obrázek. Parametry suchého vzduchu na vstupu do rotoru jsou: 101,33 kPa, 15 °C. Požadovaný tlak ze statorové řady lopatek je 0,44 MPa. Požadovaný hmotnostní tok je 0,7225 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 726**.

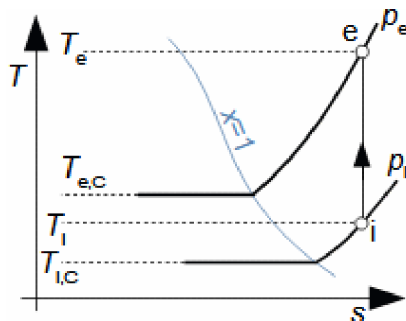


ΔW_θ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] odchylka obvodové složky relativní rychlosti na výstupu z rotoru způsobená protiběžným vírem (skluz).

Změna relativní vlhkosti vzduchu při kompresi

Při kompresi vlhkého vzduchu se zvyšuje tlak plynů i tlak páry obsažený ve vzduchu. Při adiabatické kompresi bude obsah páry na konci komprese vždy v přehřátém stavu, a to i v případě komprese sytého vzduchu. Znamená to, že relativní vlhkost na konci komprese bude vždy menší než na počátku, a proto ke kondenzaci páry ve vzduchu nemůže docházet. Nicméně při vyšším tlaku vzroste i teplota kondenzace vlhkosti ve vzduchu z původní absolutní teploty $T_{i,C}$ na teplotu $T_{e,C}$, viz **Obrázek 1050** (s. 14). To znamená, že pokud klesne teplota komprimovaného vzduchu pod teplotu $T_{e,C}$ začne vlhkost ve vzduchu kondenzovat.

– **1050:** –
*T-s diagram
 komprese páry ve
 vzduchu*



p [Pa] parciální tlak vodní páry ve vzduchu; T_c [K] absolutní teplota kondenzace páry ve vzduchu při tlaku na počátku komprese (index i) a konci komprese (index e); x [1] suchost páry. Na obrázku je případ izoentropické komprese.

*Množství
 vyloučeného
 kondenzátu z
 komprimovaného a
 ochlazeného vlhkého
 vzduchu*

Ke kondenzaci páry v komprimovaném vzduchu může dojít například v potrubí během jeho distribuce ke spotřebičům nebo při jeho ochlazování v mezichladičích kompresoru, či zásobnících komprimovaného vzduchu apod. V těchto případech se obvykle počítá s tím, že komprimovaný vlhký vzduch bude ochlazen na teplotu okolí, tj. teplotu na sání kompresoru T_i . Úkolem konstruktéra či projektanta tedy je stanovit, jestli při této teplotě dojde k vyloučení kondenzátu a v jakém množství podle **Rovnice 1049**. Tato rovnice byla odvozena za předpokladu, že se vlhký vzduch vychladí na teplotu na sání, jestliže bude výsledná teplota při chlazení menší, bude množství vyloučeného kondenzátu větší.

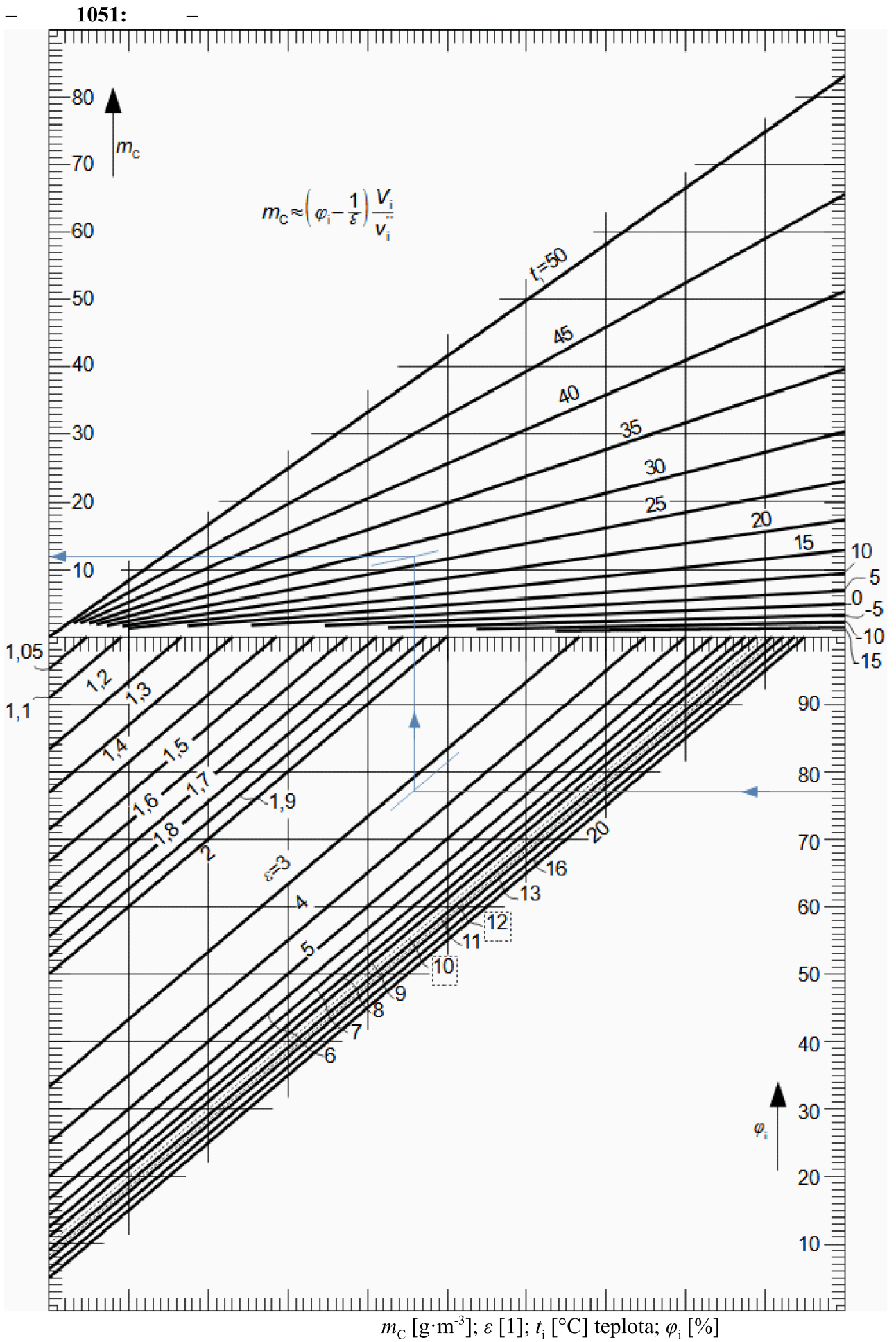
– **1049:** –

$$m_c \approx \left(\varphi_i - \frac{1}{\varepsilon} \right) \frac{V_i}{v_i''}$$

m_c [kg] množství vyloučeného kondenzátu z komprimovaného a ochlazeného vlhkého vzduchu zpět na teplotu t_i (záporná hodnota znamená, že relativní vlhkost vzduchu na konci komprese a po vychlazení φ_e bude menší než 1, a proto nebude docházet ke kondenzaci); V_i [m³] objem zkomprimovaného vzduchu měřený na sání; v_i'' [m³·kg⁻¹] měrný objem syté páry při teplotě na sání t_i ; φ [1] relativní vlhkost vzduchu. Odvození této rovnice je uvedeno v **Příloze 1049**.

*Nomogram pro
 přibližné stanovení
 množství
 vyloučeného
 kondenzátu*

Měrný objem sytých par v **Rovnici 1049** je funkcí teploty $v''=f(t)$, proto je možné sestavit nomogram pro určení množství vyloučeného kondenzátu z komprimovaného a ochlazeného vlhkého vzduchu jako funkci teploty na sání, viz **Nomogram 1051** (s. 15).



Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Proudění plynů a par tryskami, *fluid-dynamics.education*, Brno, <https://fluid-dynamics.education/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Technická termomechanika, *transformacni-technologie.cz*, Brno, <https://transformacni-technologie.cz/technicka-termomechanika.html>.
- DIXON, S., HALL, S., 2010, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier, Burlington, ISBN 978-1-85617-793-1.
- JAPIKSE, David, 1997, *Introduction to turbomachinery*, Oxford University Press, Oxford, ISBN 0-933283-10-5.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
-