

29. TERMODYNAMICKÝ NÁVRH PÍSTOVÉHO PARNÍHO MOTORU

Jiří Škorpík, ORCID: 0000-0002-3034-1696, skorpik.jiri@email.cz

Úvod 1

Návrh p-V diagramu pístového parního motoru 1

- Ideální p-V diagram 1
- Indikátorový (reálný) p-V diagram 2

Vnitřní výkon pístového parního motoru 6

- návrh a výpočet p-V diagramu a vnitřního výkonu pístového parního motoru [Ú.573] 6

Spotřeba páry 6

- Přímá (direktní) spotřeba páry v motoru 6
- výpočet přímé spotřeby páry v pístovém parním motoru [Ú.577] 7
- Celková spotřeba páry v motoru 7

Vnitřní účinnost pístového parního motoru 8

- výpočet vnitřní účinnosti pístového parního motoru [Ú.595] 8
- Zvýšení vnitřní účinnosti rozdělením expanze páry 8
- návrh a výpočet pístového parního motoru s dělenou expanzí páry [Ú.832] 10

Odkazy 11

Přílohy 12

- 573 Řešení úlohy 12
- 577 Řešení úlohy 14
- 595 Řešení úlohy 15

Úvod

Termodynamickým návrhem pístového parního motoru se především rozumí stanovení předpokládaného p-V diagramu motoru, vnitřní práce motoru, spotřeby páry a vnitřní účinnosti. Tyto výpočty nejsou obtížné, ale je nutné předem odhadnout některé vlastnosti motoru a energetické ztráty. Především k odhadu ztrát při konstrukci předpokládaného p-V diagramu a výpočtu spotřeby páry je třeba přistupovat rezervovaně s vědomím jisté nepřesnosti.

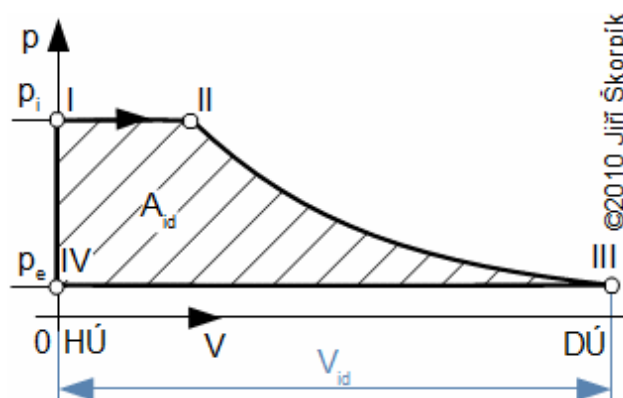
• • •

Návrh p-V diagramu pístového parního motoru

p-V diagram motoru slouží jako podklad pro výpočet práce motoru, spotřeby páry a pro dimenzování mechanických součástí motoru.

• Ideální p-V diagram

Ideální p-V diagram je takový tvar diagramu, který by umožnil pro dané množství a parametry páry nejučinnější přeměnu tepelné energie na energii mechanickou v pístovém parním motoru během jednoho pracovního cyklu. Konstrukce ideálního p-V diagramu předpokládá dokonalou realizaci všech částí pracovního cyklu pístového parního motoru bez jakýkoliv ztrát. U ideálního pracovního cyklu motoru probíhá plnění válce izobaricky, expanze páry izoentropicky, výfuk páry izobaricky a komprese páry izochoricky, viz *Obrázek 570*.



570 Zobrazení jednoho ideálního pracovního cyklu pístového parního motoru

p [Pa] tlak páry; V [m³] objem válce. Velké římské číslice označují rozvodové okamžiky: **I** rozvod páry je otevřen pro vstup páry do válce motoru; **II** rozvod páry je uzavřen; **III** rozvod páry je otevřen pro výstup páry z válce motoru; **IV** rozvod páry je uzavřen. **HÚ** píst se nachází v horní úvratí; **DÚ** píst se nachází v dolní úvratí; A_{id} ideální práce pístu pro dané množství páry proteklé válcem během jednoho cyklu a parametry páry; p_i tlak vstupní páry (před rozvodem páry); p_e tlak výstupní páry (na výstupu z rozvodů páry); V_{id} ideální zdvihový objem válce.

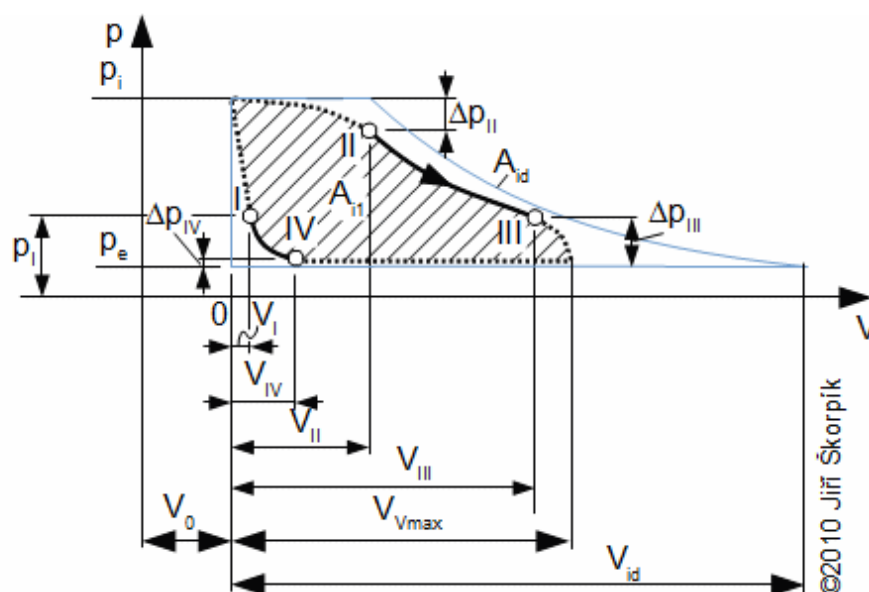
Probíhající děje mezi jednotlivými rozvodovými okamžiky na *Obrázku 570*, s. 1 lze popsat takto: Mezi okamžiky *I-II* (plnění) jsou otevřeny parní kanály v rozvodu páry pro vstup páry do válce a probíhá plnění válce motoru parou z parovodu. Mezi okamžiky *I-III* (expanze) jsou parní kanály uzavřeny a probíhá expanze páry ve válci. Mezi okamžiky *II-IV* (výfuk) jsou parní kanály otevřeny pro výstup páry z válce do odvodního parovodu (například do kondenzátoru), probíhá výfuk páry z válce. Mezi okamžiky *IV-I* (komprese) jsou parní kanály uzavřeny, v ideální případě se ve válci nenachází pára, která se vyrábí mimo válec o tlaku p_3 při konstantním objemu.

• Indikátorový (reálný) p-V diagram

Oproti ideálnímu p-V diagramu zohledňuje návrh indikátorového p-V diagramu reálné technické možnosti (typ konstrukce především, jestli se jedná o motor se šoupátkovým rozvodem nebo motor s ventilovým rozvodem páry) a podmínky za jakých mohou jednotlivé termodynamické děje ve válci motoru probíhat.

Na *Obrázku 571* je porovnání navrženého a ideálního p-V diagramu motoru. Oproti ideálnímu objemu obsahuje pracovní objem i tzv. škodný objem V_0 . Škodný objem je složen z rezervy mezi víkem válce a pístem v horní úvrati a kanálky ve válci vedoucí k rozvodům. Velikost škodného objemu závisí na typu rozvodu a udává se v procentech vzhledem k velikosti zdvihového objemu [2, s. 18]. Nejmenší velikosti bývají u ventilových rozvodů největší u pístových šoupátek. Škodným objemem se nazývá proto, že zvyšuje spotřebu páry.

Reálný zdvihový objem V_{Vmax} je menší než odpovídá ideálnímu zdvihovému objemu V_{id} (nejedná se o tzv. expanzi do špičky) z praktického důvodu: při malém přetlaku nad pístem působí na píst i menší síla, která už může být menší, než je třecí síla v mechanismech, a tedy pohyb pístu by práci nekonal, ale spotřeboval. Doporučené hodnoty tlakové difference Δp_{III} , kdy je vhodné ukončit expanzi jsou uvedeny v [2, s. 18] (tyto hodnoty jsou doporučeny pro dosažení maximální efektivity využití energie v páře pro dané parametry páry na vstupu a výstupu).



571 Indikátorový p-V diagram parního motoru

Δp [Pa] tlakové ztráty; V_{Vmax} [m^3] zdvihový objem válce; A_{II} [J] vnitřní práce motoru připadající na jeden pracovní objem*; V_0 škodný objem (pracovní objem motoru po odečtení zdvihového objemu).

Při proudění páry rozvody do válce dochází k relativně vysoké tlakové ztrátě, která se zvyšuje s tím, jak se rozvod páry postupně zavírá, takže se projeví poklesem tlaku o hodnotu Δp_{II} na konci plnění.

Výsledná tlaková ztráta Δp_{II} může být poměrně vysoká a její obvyklé hodnoty jsou uvedeny například v [2, s. 18]. Křivka tlaku na úseku plnění se odhaduje pomocí podobnosti p-V diagramů pístových parních motorů (křivky si jsou podobné tvarem) získaných z měření – indikací na již provozovaných motorech.

Samotná velikost plnění V_{II} ovlivňuje práci připadající na pracovní objem a měrnou spotřebu páry. Ideální plnění (pro zadaný vstupní a výstupní tlak) je takové, aby následující expanze páry *II-III* byla ukončena pro předpokládaný Δp_{III} . Pro plnění přibližně pod polovinu V_{max} je vhodnější už použít pro rozvod páry dvou šoupátek nebo ventily. Tyto faktory ovlivňují podstatně nejen konstrukci motoru, ale i cenu. Proto zvláště u menších výkonů je nutné zvážit klady a zápory ideálně navržené hodnoty plnění.

Při reálné expanzi páry mezi body *II-III*, tedy po uzavření válce, nelze očekávat izoentropickou expanzi. Průběh expanze ovlivňuje stav páry (zda je mokrá, sytá, přehřátá) a teplota a velikost vnitřní stěn motoru, které pára smáčí a také rychlost expanze (otáčky motoru). Expanze tedy neprobíhá izoentropicky, ale polytropicky se ztrátami. Konec expanze *III* se pohybuje od 85 do 95 % zdvihového objemu válce (větší čísla platí pro větší otáčky a kondenzační stroje).

Po začátku otvírání rozvodů páry v okamžiku *III* začne pára proudit z válce přes rozvody páry z motoru. Výfuk páry se otvírá ještě předtím než píst dosáhne své dolní úvrati, aby se tlak páry ve válci snížil dříve než píst změnil směr pohybu.

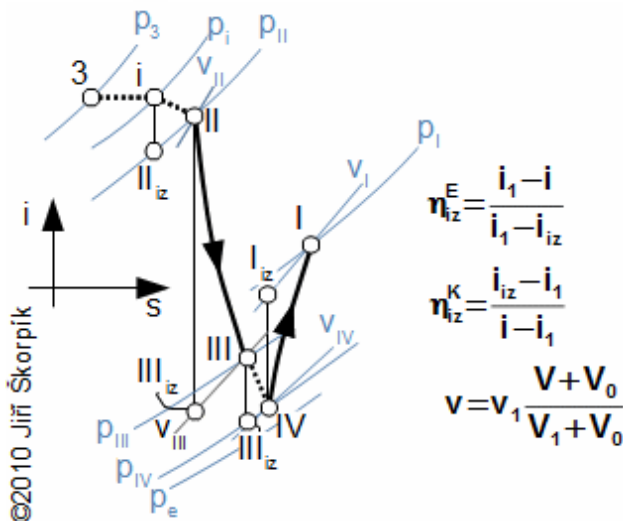
Proudění výfukové páry způsobuje tlakovou ztrátu Δp_{IV} a tlak páry ve válci je o tuto ztrátu vyšší oproti tlaku na výstupu z motoru. Křivka tlaku na tomto úseku se odhaduje opět pomocí podobnosti p-V diagramů pístových parních motorů (křivky si jsou podobné tvarem) získaných z měření – indikací na již provozovaných motorech.

Na rozdíl od ideálního případu zůstane v pracovním objemu motoru po uzaření rozvodů pro výfuk (okamžik *IV*) část nevyfouklé páry. Tu je nutné zkomprimovat, ale opět nelze počítat z izoentropickou kompresí, ale spíše polytropickou se ztrátami. Komprese je ukončena okamžikem *I*, tedy otevřením kanálů pro vstup páry do válce dříve než dosáhne tlak páry ve válci tlaku p_i , protože jinak by komprese páry v pracovním objemu musela začít dříve (okamžik *IV* by se posunul blíže okamžiku *III*), což by způsobilo snížení vnitřní práce. Tlak p_i by neměl přesáhnout $0,6 \cdot p_i$ [2, s. 18]. Vhodné velikosti objemu V_I a tlaku p_I při ukončení komprese a otevření plnění jsou uvedeny například v [2, s. 20].

Tlak páry ve válci p v jednotlivých objemech lze stanovit z i-s diagramu nebo lze použít jednodušší, ale rychlejší řešení konstrukce polytrop popsané v [2, s. 20] či [3]. i-s diagram jednotlivých rozvodových okamžiků reálného motoru je uvedena na *Obrázku 575, s. 4*.

Při odečtu stavu páry v bodě *IV* lze vycházet z podobnosti s výtokem páry z uzavřené nádoby, to znamená, že pokles entalpie v pracovním objemu odpovídá adiabatické expanzi z tlaku p_{III} do tlaku p_{IV} . Na tomto úseku ještě není píst zcela v dolní úvrati a tak část expanze páry je ještě transformována na práci stroje pára, která je v pracovním objemu částečně koná práci.

V případě, že okamžik *IV* spadá do mokré páry vycházíme, při výpočtu komprese, z měrného objemu pro sytou páru při daném tlaku, protože vodní kapičky mají velice malý objem a jsou nestlačitelné, proto jejich vliv na kompresi *IV-I* je minimální.



575 Stav páry v pracovním objemu motoru v jednotlivých okamžicích

p_3 [Pa] tlak páry ve zdroji páry; v [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$] měrný objem páry ve vyšetřovaném bodě; s [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] měrná entropie; η_{iz}^E ; η_{iz}^K [-] izoentropická účinnost expanze, respektive komprese; i [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] měrná entalpie páry ve vyšetřovaném bodě. Index *iz* značí stav páry pro případ izoentropického děje; index *1* startovní bod expanze či komprese. K dějům v pracovním objemu mezi okamžiky *II-III* a *IV-I* přistupujeme jako by se odehrávaly v uzavřené termodynamické soustavě (lze použít uvedený vztah pro výpočet měrného objemu páry). K dějům v pracovním objemu mezi okamžiky *I-II* a *III-IV* přistupujeme jako by se odehrávaly v otevřené termodynamické soustavě (nelze použít uvedený vztah pro výpočet měrného objemu páry).

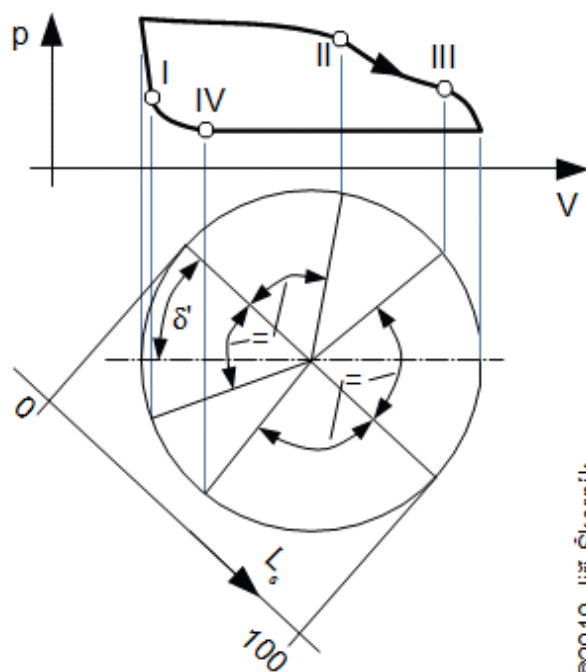
Podle konstrukce a stavu páry se pohybují vnitřní izoentropické účinnosti komprese a expanze ve válci kolem hodnot 0,95. Pro sytou páru a pomaloběžné stroje menší účinnosti, pro přehřátou páru a rychloběžné stroje větší účinnosti. Na úseku *i-II* v ideálním případě probíhá izobarický děj, ale při zavírání vstupu do válce již pára částečně expanduje a tlaková diference Δp_i není způsobena pouze škrcením. Děj na tomto úseku lze tedy

nahradit obecným dějem s velmi nízkou izoentropickou účinností cca 0,15 (odhad autora). Stejný postup lze aplikovat i na úsek *III-IV*.

Pracovní objemy pod pístem i nad pístem jsou v podstatě totožné. Pouze v případě, že na jedné straně prochází skrz pracovní objem pístní tyč je tento objem a tedy i p-V diagram menší.

Při kreslení navrženého p-V diagramu je výhodné místo absolutní hodnoty objemu na osu objemu vynášet procento objemu nebo zdvihu ($V=L(\%)$), tak jak je to uděláno na *Obrázku 572*. Výsledná plocha neudává přímo práci jednoho pracovního objemu, ale vynásobením příslušným měřítkem (objem, který odpovídá jednomu procentu zdvihu). V takovém případě je bezrozměrná konstrukce diagramu stejná jak pro dolní tak i horní pracovní objem a pouze příslušná měřítka jsou odlišná.

Při navrhování p-V diagramu je už nutné znát typ rozvodu páry v motoru, protože to má vliv na provázanost jednotlivých rozvodových okamžiků. Například v případě, že dvojčinný parní motor bude mít jen jedno šoupátko, tak změnou jednoho rozvodového okamžiku se proporcionálně musí změnit všechny pro oba pracovní objemy. To je dáno tím, že o otevření/uzavření parních kanálů do válce rozhoduje jen jeden společný mechanický orgán – šoupátko, polohy rozvodových okamžiků potom vyplývají z vyšetření pohybu a rozměrů šoupátka, které je dáno kinematickou vazbou šoupátka s pístem, více v článku [30. Vyšetření pohybu a rozměrů šoupátka](#), viz také *Obrázek 572*. Naopak v případě čtyřventilového rozvodu má každý parní kanál válce svůj ventil, a tak se mohou pohybovat nezávisle na sobě. Proto v takovém případě posunutím jednoho rozvodového okamžiku v p-V diagramu mohou ostatní zůstat beze změny.



Návrh p-V diagramu se provádí paralelně s úpravami na konstrukci motoru a naopak (úprava škodných objemů, velikosti rozvodových orgánů, velikosti pístní tyčí apod.).

• • •

572 Rozvodové okamžiky v p-V diagramu dvojčinného parního motoru s jedním šoupátkem L_s [%] zdvih šoupátka vyjádřený v procentech; δ' [°] úhlové zpoždění pohybu šoupátka za pohybem pístu, představuje pootočení od okamžiku, kdy píst dosáhl své horní úvrati do okamžiku, kdy je ve své horní úvrati šoupátko (pro případ $\lim l_s/e \rightarrow \infty$, kde l_s [mm] délka ojnice šoupátka; e [mm] excentricita šoupátka); V [%]. Diagram odvozen pro šoupátko se symetrickým pohybem (dráha jeho pohybu z dolní do horní polohy v závislosti na pootočení hřídele je stejná pouze zrcadlově otočená jako jeho dráha z horní do dolní polohy). Pohyb šoupátka je přímočarý vratný se zdvihem L_s . Jak je patrné z funkce šoupátka stejná hrana šoupátka, která začne odkrývat parní kanál pro vstup páry do válce (okamžik I) kanál při zpětném pohybu uzavře (okamžik II – kdy šoupátko bude mít též zdvih). To platí i pro okamžiky III a IV. Odtud změnou polohy jednoho okamžiku se musí změnit všechny okamžiky a případně i úhel δ' . při návrhu p-V diagramu motoru s tak velkými konstrukčními omezeními je nejlépe navrhnout nejdříve úsek mezi body II-III a pokles tlaku mezi tlaky p_{III} a p_{IV} a až poté vyřešit kompresi mezi body IV-I s případnou změnou δ' .

U středně výkonných parních motorů se šoupátky mají válce dvě šoupátka, přičemž jedno slouží pro plnění a druhé pro výfuk. Tímto nejsou polohy plnicích okamžiků závislé na výfukových.

Vnitřní výkon pístového parního motoru

Vnitřní výkon motoru lze vypočítat z počtu cyklů za jednotku času (otáčky – je zvykem uvádět počet otáček za minutu) a z počtu pracovních objemů motoru a jejich prací podle *Vzorce 580*.

$$P_i = \underbrace{(A_{i1} + A_{i2} + \dots + A_{ik})}_{A_i} \frac{n}{60 \cdot 10^3}$$

580 Vnitřní výkon motoru

P_i [kW] vnitřní výkon motoru s k – počtem pracovních objemů; n [min^{-1}] otáčky motoru (počet pracovních cyklů za minutu); A_i [J] vnitřní práce motoru.

V první iteraci se přesné otáčky motoru odhadují. Pokud motor pohání asynchronní generátor lze vycházet z předpokladu, že frekvence otáčení těchto generátorů je přibližně o 2,5 až 2,7 % větší než je frekvence el. sítě, do které je připojen. Otáčky se upřesní během výpočtu výkonové rovnováhy mezi motorem a spotřebičem práce uvedené v kapitole [31. Nerovnoměrnost chodu-velikost setrvačných hmot soustrojí](#).

Úloha 573

Navrhněte p-V diagram a vnitřní výkon dvojčinného pístového parního motoru s jedním pístovým šoupátkem. Tlak syté páry na výstupu ze zdroje páry 0,54 MPa, teplota kondenzace 105 °C. Požadovaný zdvihový objem válce a otáčky, respektive vnitřní výkon navrhněte podle svého uvážení. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 573, s. 12*.



Spotřeba páry

Když se v souvislosti s pístovým parním motorem řekne "spotřeba páry", je tím myšlena celková spotřeba páry motorem vztažená na jednotku času, výkonu nebo jeden cyklus. Nicméně ne veškerá pára vstupující do motoru koná práci z kvůli různým netěsnostem či předčasné kondenzaci o chladné části motoru. Z uvedených příčin tedy při výpočtu se ještě rozlišuje tzv. "přímá spotřeba páry" v jednom pracovním objemu, což je množství páry, která se spotřebuje během jednoho cyklu v jednom pracovním objemu (bez uvažování kondenzace páry uvnitř pracovních objemů a netěsností).

• Přímá (direktní) spotřeba páry v motoru

Výpočet přímé spotřeby páry bývá nepřesný (průtok se periodicky mění a i ztráty) a většinou se vychází ze zkušeností a měření spotřeby na podobných konstrukčně a výkonových motorech podle parametru páry, které se tabelizují. Tabulky přímé spotřeby páry pro jednotlivé typy motorů a stavů páry jsou uvedeny ve většině knih zabývajících se návrhem pístového parního motoru. V češtině např. [2, s. 34]. Pokud jsou známy stavy páry v jednotlivých rozvodových okamžicích lze přímou spotřebu páry přibližně vypočítat podle následujícího postupu.

Před vstupem páry do pracovního objemu v okamžiku *I* není tento objem prázdný a obsahuje páru v množství m_{IV} podle *Vzorce 574*.

$$m_{ik} = m_{II} - m_{IV} = (V_0 + V_{II}) \frac{1}{v_{II}} - (V_0 + V_{IV}) \frac{1}{v_{IV}}$$

574 Přímá spotřeba páry pracovního objemu

m_{ik} [kg] přímá spotřeba páry jednoho pracovního objemu. m_{II} [kg] množství páry v pracovním objemu v okamžiku *II*; m_{IV} [kg] množství páry v pracovním objemu v okamžiku *IV* (dečítá se pouze množství páry, kondenzát odtéká).

Měrný objem páry v pracovním objemu v okamžiku *II* přibližně odpovídá měrnému objemu páry při tlaku p_{II} a měrné entalpii páry na vstupu do pracovního objemu. Měrný objem páry v okamžiku *IV* závisí na délce adiabatické expanze a zařízení, které je na výfukovém potrubí stroje (kondenzátor, parovod...).

Přímou spotřebu páry motoru za jednotku času (je zvykem uvádět spotřebu páry za jednu hodinu) se vypočítá z přímé spotřeby páry všech pracovních objemů v motoru a vynásobí počtem cyklů za jednotku času (otáčkami), viz *Vzorec 576*.

$$\dot{m}_i = (m_{i1} + m_{i2} + \dots + m_{ik}) \cdot n \cdot 60$$

576 *Přímá spotřeba páry motoru*

Spotřeba páry v motoru s *k*-počtem pracovních objemů. \dot{m}_i [kg·h⁻¹] přímá spotřeba páry v motoru.

Měrná přímá spotřeba páry v motoru udává kolik *kg* páry je potřeba na výrobu *1 kWh* vnitřní práce a vypočítá se podle *Vzorce 606*.

$$\mu_i = \frac{\dot{m}_i}{P_i}$$

606 *Měrná přímá spotřeba páry v motoru*

μ_i [kg·kWh⁻¹] měrná přímá spotřeba páry v motoru (za P_i dosazeno v *kW*).

Úloha 577

Vypočítejte přímou spotřebu páry v motoru, suchost a teplotu páry v okamžiku *III* v jednotlivých pracovních objemech dvojčinného jednoválcového parního motoru, jehož *p-V* diagram odpovídá diagramu navrženému v *Úloze 573* pro zadané otáčky. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 577*, s. 14.

• Celková spotřeba páry v motoru

Celková spotřeba páry v motoru je větší než přímá spotřeba motoru o množství předčasně zkondenzované páry při průtoku motorem a vnitřní a vnější netěsnost, viz *Vzorec 607*.

Předčasně zkondenzované páry v motoru je tím menší, čím je kratší pobyt páry

v pracovním objemu tj., čím jsou vyšší otáčky. Závisí také na kvalitě páry – u přehřáté páry je kondenzace menší. Závisí i na konstrukci motoru – u stejnosměrného parního motoru je kondenzace nižší. Ztráty kondenzací jsou také vyšší, čím větším je podle [6, s. 54] poměr zdvihu a průměru pístu.

Vnitřní netěsnost je především na pístních krouzcích, kdy pára uniká mimo svůj pracovní prostor a netěsnost na rozvodech – především u šoupátek podfukuje páry ze vstupu přímo do výfuku. Vnější netěsnost je přes ucpávky (přes příruby a víka nesmí unikat žádná pára), ale u dobře provedených a seřízených ucpávek neuniká téměř nic.

$$\dot{m} = \mu \cdot P_i; \quad \mu = \mu_i + \mu' + \mu''$$

607 *Celková spotřeba páry v motoru*

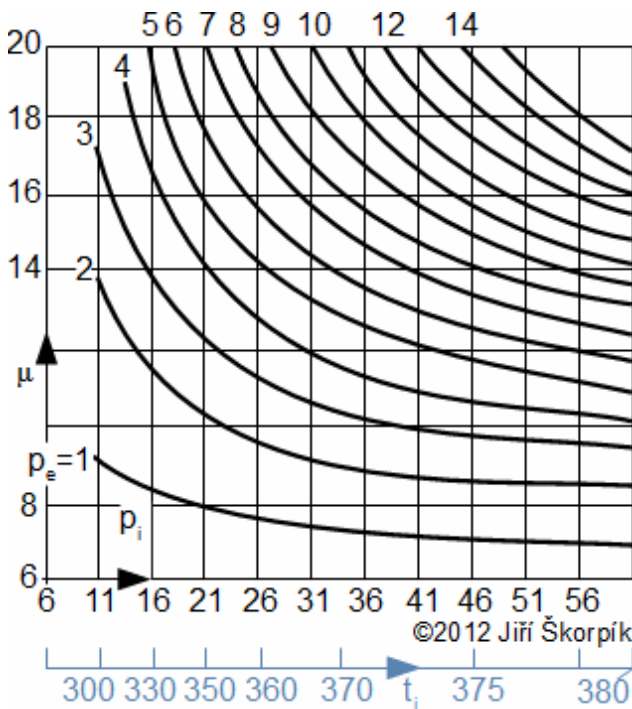
μ [kg·kWh⁻¹] měrná spotřeba páry v motoru;

μ' [kg·kWh⁻¹] měrné ztráty páry v motoru způsobené předčasnou kondenzací páry uvnitř pracovního objemu o chladnější části motoru; μ'' [kg·kWh⁻¹] měrné ztráty páry v motoru způsobené vnitřní a vnější netěsností motoru.

Při odhadu ztrát páry kondenzací a netěsností se opět vychází z tabulek např. [2, s. 37 – tabulka jednotlivých měrných ztrát] nebo pro přímý odhad spotřeby motoru z tabulky uvedené [2, s. 41] či grafu [1, s. 194]. V [6, s. 53-54] je uveden i poloempirický výpočet ztráty kondenzací páry jako funkce stavu páry a poměru zdvihu a průměru pístu. V *Tabulce 852* jsou uvedeny příklady měření jednotlivých spotřeb pístových parních motorů různých výkonů a na *Obrázku 853* je graf očekávané celkové spotřeby páry podle tlaků páry na vstupu a výstupu motoru a podle teploty páry na vstupu.

852 Tabulka příkladů rozložení spotřeby páry v pístových parních motorech, podle [2, s. 38] (a) výfuk do okolí (atmosféry); (b) na výstupu z motoru je kondenzátor; (c) sytá pára na vstupu; (d) přehřátá pára na vstupu; P_i [kW]; μ' [kg·kWh⁻¹]; μ'' [kg·kWh⁻¹].

P_i			μ'	μ''
7,36	(a)	(c)	4,21	1,5
		(d)	2,31	1,5
22,08	(a)	(c)	4,08	1,22
		(d)	2,17	1,22
	(b)	(c)	3,26	0,95
		(d)	1,77	0,95



853 Očekávaná spotřeba páry pístového parního motoru

t_i [°C] teplota páry na vstupu do motoru; p_i [bar]; p_e [bar]; μ [kg·kWh⁻¹]. Graf pro motor spotřebovávající přehřátou páru. Data pro graf z [1, s. 194].

• • •

Vnitřní účinnost pístového parního motoru

Vnitřní účinnost pístového parního motoru je definována jako poměr skutečné měrné práce ku ideální měrné práci motoru podle Vzorce 594.

$$\eta_{iz} = \frac{a_i}{a_{id}} = \frac{\frac{P_i}{\dot{m}}}{\frac{P_{i,id}}{\dot{m}_{id}}} = \frac{P_i}{P_{id}} = \frac{A_i}{A_{id}}$$

594 Definiční vzorec vnitřní účinnosti pístového parního motoru

a_i [J·kg⁻¹] měrná vnitřní práce páry uvnitř motoru.

Přitom měrnou práci ideálního oběhu a_i lze stanovit z parametrů páry na vstupu a výstupu z motoru (v kondenzátoru), stejně jako pro parní oběh, jenž je pro pístový parní motor jeho porovnávacím oběhem (ideální p-V diagram má stejný tvar jako parní oběh a to i po převedení do T-s diagramu).

Úloha 595

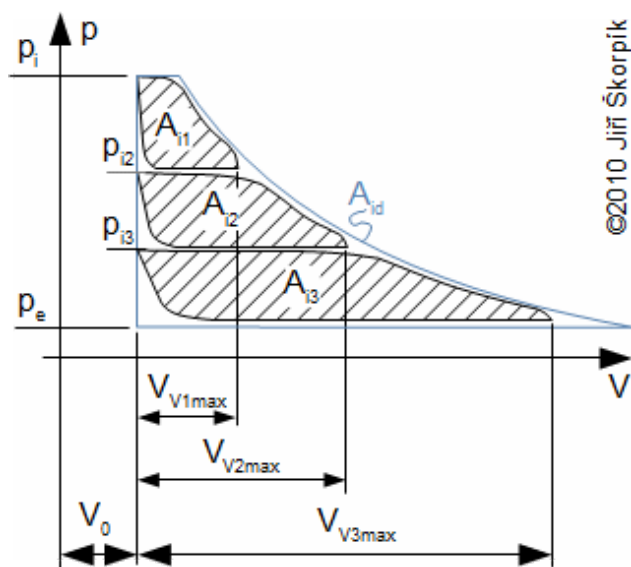
Vypočítejte vnitřní účinnost pístového parního motoru z Úlohy 573, s. 6? Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 595, s. 15.

• Zvýšení vnitřní účinnosti rozdělením expanze páry

Při zpracování velkého tlakového spádu by, při požadavku dosažení na konci expanze tlakové diference Δp_{III} , bylo nutné snížit plnění válce V_{II} , jinak se bude snižovat vnitřní účinnost motoru. Pokud již není možné snižovat plnění válce V_{II} (snižování je náročné na mechanismus rozvodu, zvyšuje potřebný objem válce pro daný výkon a při velkém rozdílu teplot také ztráty předčasnou kondenzací), potom je možné expanzi páry rozdělit do dvou i více částí, respektive použít pístový parní motor s dělenou expanzí páry.

V motoru s dělenou expanzí páry nejprve expanduje v jednom válci do určitého tlaku, přičemž vyfouknutá pára z tohoto

válce je zároveň vstupní párou do dalšího válce, ve kterém pára dále expanduje. Tak jak pára expanduje se zvětšuje její objem a následující zdvihový objem válce se musí taky zvětšit, jak je patrné z *Obrázku 578*. Rozdělením expanze na více menších se také sníží rozdíl teplot mezi plnicí a výfukovou parou a tedy i ztráty předčasnou kondenzací páry ve válci a plnicích kanálech, vzrostou mechanické ztráty (zvýšení počtu válců) a ztráty netěsností.



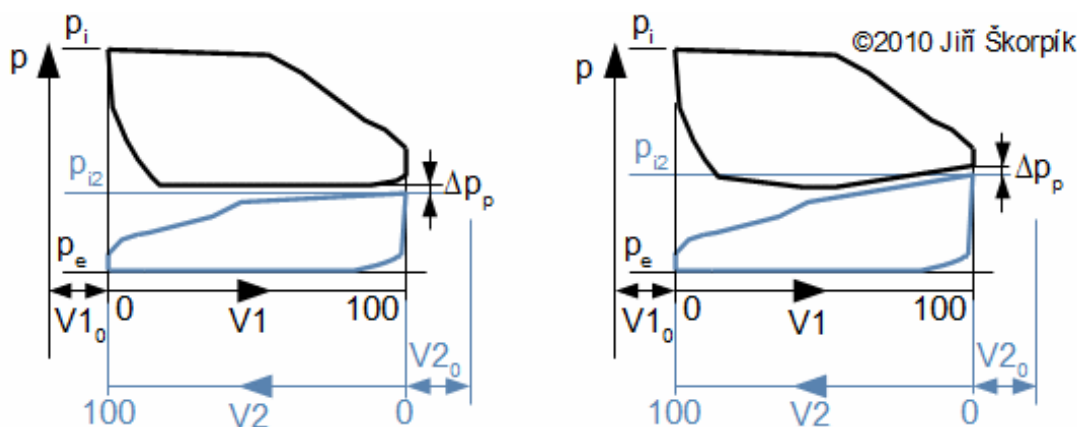
578 Rozdělení expanze páry v motoru na tři navazující expanze

Při návrhu p - V diagramů jednotlivých válců se postupuje stejně jako v případě nedělené expanze s přihlédnutím k vlivu propojovacího potrubí mezi válci, které má

jistou tlakovou ztrátu Δp_p a objem. Indikátorový diagram motoru s dělenou expanzí páry pro jedno šoupátko je uveden např. v [4, s. 325]. Pokud celkový tlakový spád nelze rozdělit mezi jednotlivé válce tak, aby rozdíl tlaku mezi Δp_{III} byl co nejmenší (u všech válců) podle doporučení uvedeném u *Obrázku 571*, s. 2, je nejvýhodnější, aby jenom poslední měl tlakový rozdíl Δp_{III} větší než doporučený. Všechny předchozí válce tedy budou pracovat s vyšší vnitřní účinností a poslednímu se vnitřní účinnost sníží, ale vzroste jeho výkon.

Velikost objemu propojovacího potrubí může mít vliv na výfukový tlak předchozího válce a plnicí tlak následujícího válce. Čím větší je objem propojovacího potrubí (resivru; přestupníku), tím méně tlakové výkyvy výstupu z předchozího válce ovlivňuje tlak na vstupu do následujícího válce a naopak, viz *Obrázek 579*.

Při výpočtu celkové spotřeby parního motoru s dělenou expanzí páry se postupuje stejně jako u nedělené expanze. Významnější rozdíl je při stanovení parametrů páry v předchozím pracovním objemu v okamžiku IV , respektive parametrů páry v následujícím pracovním



579 p - V diagram pro dělenou expanzi páry

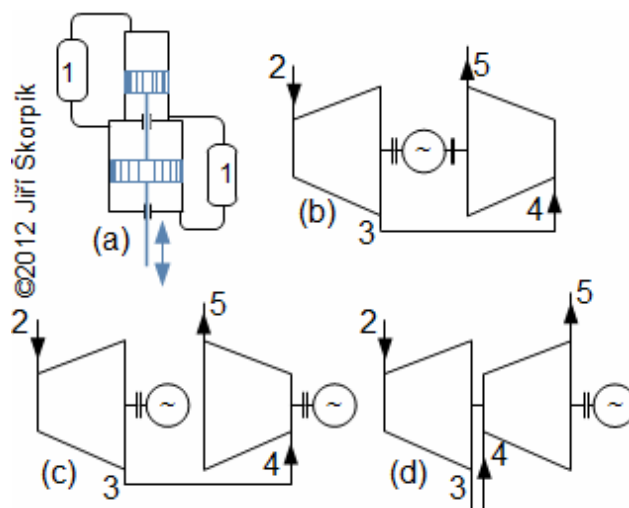
vlevo propojovací potrubí má velký objem; **vpravo** propojovací potrubí má malý objem. V [%]. Píst následujícího válce je v horní úvratí v době, kdy píst předchozího válce je v dolní úvratí. Takže, když je objem válce u předchozího válce 100 %, tak u následujícího je 0 %. Tlaková ztráta Δp_p bývá kolem 20 kPa, ale záleží na konstrukci a typu propojení.

objemu v okamžiku *II*. Po výpočtu musí být celková spotřeba páry pracovního objemu rovna přímé spotřebě páry předchozího pracovního objemu (předchozí válec je odvodněn). Pokud tak nevyhází, je nutné změnit předpokládané *p-V* diagramy. Například, pokud bude vycházet vyšší průtok u předchozího pracovního objemu než následujícím pracovním objemem, potom se bude za tímto objemem zvyšovat tlak, tak dlouho dokud hustota páry nevzroste natolik, aby i následujícím objemem proteklo stejné množství páry a naopak. Další možností je zvětšit zdvihový objem následujícího válce.

Pokud stav páry z předchozího válce odpovídá mokré páře, vstupuje do válce následujícího pára na mezi sytosti, protože předchozí válec, a obvykle i propojení mezi válci, jsou odvodněny – pára je zbavena vlhkosti.

Vnitřní termodynamická účinnost se u motorů zapojených sériově s dělenou expanzí páry vypočítá pro celkový vnitřní výkon (součet vnitřního výkonu jednotlivých pracovních objemů). Přičemž spotřeba je rovna spotřebě na vstupu tj. prvního pracovního motoru.

Válce motoru s dělenou expanzí páry nemusí být nutně v jednom společném bloku, jak je ukázáno na *Obrázku 837a*, ale každý válec může mít vlastní blok (prakticky se jedná o samostatný motor) – tyto bloky jsou propojeny mechanicky pře generátor nebo společnou hřídel (*Obrázky 837b, c, d*), jako je v případě motoru *Spelling*, který je uveden v článku [28](#). Pístový parní motor (Parní stroj).



837 Příklady zapojení válců při dělené expanzi (ve všech případech na dvě části)

(a) tandemový motor (píst vysokotlakého i nízkotlakého válce jsou na stejné pístní tyči); (b) dva motory zapojené do série se společným generátorem; (c) dva motory zapojené do série; (d) dva motory zapojené do série na společné hřídeli např. pístový parní motor Spilling. 1 přestupník (resívr), vyrovnává tlakové pulzace mezi válci; 2 vstup páry do prvního (vysokotlakého) válce; 3 výfuk páry z prvního válce; 4 vstup páry do druhého válce; 5 výfuk páry z druhého válce.

• • •

Odkazy

- [1] MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H. *Energietechnik und Kraftmaschinen*, 1972. Hamburg: Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, ISBN 3-499-19042-7.
- [2] KLÁG, Josef. *Parní stroje a turbíny-Obsluha a provoz*, 1952. 1. vydání. Praha: ROH-práce-vydavatelství knih.
- [3] KALČÍK, Josef, SÝKORA, Karel. *Technická termomechanika*, 1973. 1. vydání, Praha: Academia.
- [4] INOZEMCEV, N. *Kurs teplových dvigatelj*, 1954. 3. vydání. Moskva: Gocudarctvennoe izdatelstvo oboronnoj promyšlennosti.
- [5] *Tenza, a.s.*, 2012. Společnost zabývající se mimo jiné vývojem pístového parního motoru a jeho příslušenství. Adresa: Svatopetrská 7, 617 00 Brno, Česká republika. Web: <http://www.tenza.cz>.
- [6] KROPÍK, František. *Projektování energetických zařízení v malých a středních závodech*, 1972. První vydání. Praha: SNTL.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Termodynamický návrh pístového parního motoru, *Transformační technologie*, 2012-11, [last updated 2020-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/29.html>.