

Ing. Vladimír MAREK,
LDM spol. s r.o.

Škrčení přehřáté páry v praxi

Overheated Vapor Throttling in Practice

Recenzent
Prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.

Autor popisuje problematiku škrčení přehřáté vodní páry. Soustřeďuje se na fenomén prudké expanze a odpovídajícího zvýšení rychlosti páry až na 2,3 násobek Machova čísla, které vede k značnému zvýšení kinetické energie na úkor energie tepelné. To vede k rychlému podchlazení páry pod hodnoty odpovídající rovnovážnému stavu na mezi sytosti a v relativně úzce omezené oblasti ke vzniku mokré páry. Autor přináší důležitý závěr, že celý děj vede k většímu hmotnostnímu průtoku kritickou oblastí, tzn. i celým ventilem.

Klíčová slova: vodní pára, škrčení páry, regulační a pojistné armatury

The author describes the problem of throttling the overheated vapor (steam). He focuses to a phenomenon of vigorous expansion and corresponding increase of the vapor speed up to the value of 2.3 multiple of Mach number that leads to a considerable increase of the kinetic energy to the prejudice of the thermal energy. This gives rise to fast under-cooling of vapor below the values corresponding to the balanced state at the limit of saturation and in a relative closely limited area for giving rise to wet vapor. The author brings an important conclusion pertaining to the fact that the entire process goes to a greater mass rate of flow through the critical area, i.e. throughout the whole valve.

Key words: water vapor (steam), vapor throttling, control and safety valves.

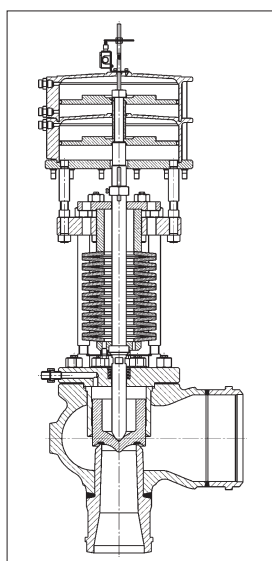
Jedna ze základních pouček při škrčení přehřáté páry zní, že škrčením přehřáté páry se zvětšuje stupeň jejího přehřátí. Tento článek se pokusí ukázat, že jako každá jednoduchá pravda ani tato nemusí platit absolutně.

Naše firma se zabývá převážně vývojem a výrobou regulačních a pojistných armatur pro vytápění a energetiku. Proto se často při návrhu těchto armatur potýkáme právě se škrčením páry. Jedním z hlavních cílů při vývoji nové konstrukční řady řízených pojistných ventilů byla optimalizace jejich škrčícího systému pro dosažení maximálního výkonu, tedy průtoku páry, při současně definici silových účinků proudící teplotnosné látky na kuželku při otevírání a uzavírání ventilu.

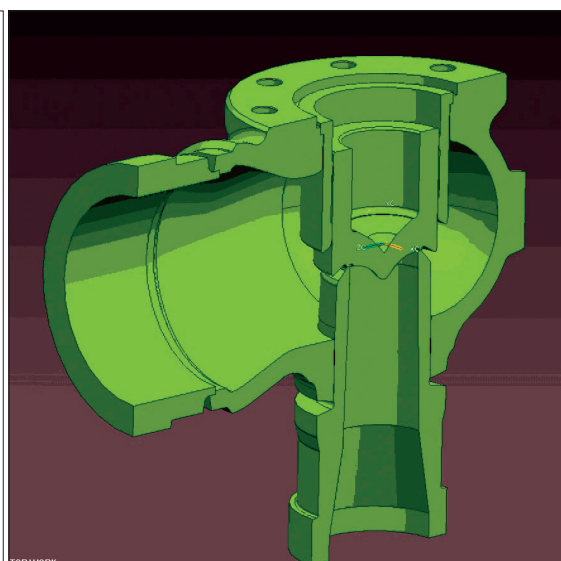
Ve spolupráci s Aerodynamickým institutem technické university v Aachen byl na třech prototypch proměřen výchozí stav na vzduchové měřicí trati, který zároveň posloužil pro validaci našich výpočtů v CFD systému FLUENT. V měřitelných parametrech průtoku bylo dosaženo vynikající shody výpočtu s měřením s maximálními rozdíly do 2 %. Poté po zhruba dvouletém vývoji byl podroben měření nový prototyp, který potvrdil navýšení průtoku o zhruba 10 % při opětovném prokázání shody výpočtů a měření.

Dalším krokem byla výpočetní kontrola výkonu a ovládacích sil při průtoku hlavní pracovní teplotnosné látky, tedy přehřáté páry. Za etalonovou teplotnosnou látku byla zvolena přehřátá pára na výstupu z přehříváku o teplotě 550 °C a tlaku 25 MPa, s výstupem do volného prostředí. Výpočet na stejné síti, s výpočetním modelem přehřáté páry však nečekaně vykázal průtok nižší o více než 10 % oproti teoretickým předpokladům!

Po delším neúspěšném hledání příčin rozdílu jsme se rozhodli pro složitější výpočet, kde jsme použili model dvoufázového proudění páry. A náhle byl průtok v očekávaných mezích. A důvod? V oblasti blízko za nejužším místem dochází prudkou expanzí a zvýšením rychlosti páry až na 2,3 násobek Machova čísla ke zvýšení její kinetické energie na úkor tepelné energie. Tím dochází k rychlému podchlazení páry pod hodnoty odpovídající rovnovážnému stavu na mezi sytosti, což vede v této relativně úzce omezené oblasti ke vzniku mokré páry. To následně ovlivňuje celé tlakové i teplotní pole, a ve výsledku vede k většímu hmotnostnímu průtoku kritickou oblastí i celým ventilem.

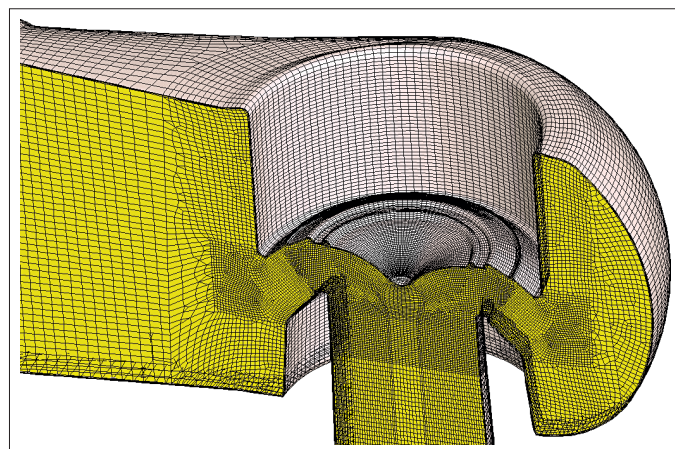


Obr. 1 Sestava pojistného ventilu

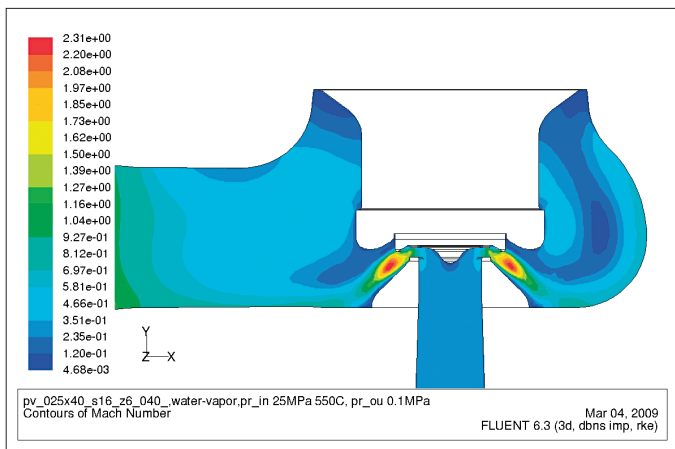


Obr. 2 Škrčící systém pojistného ventilu

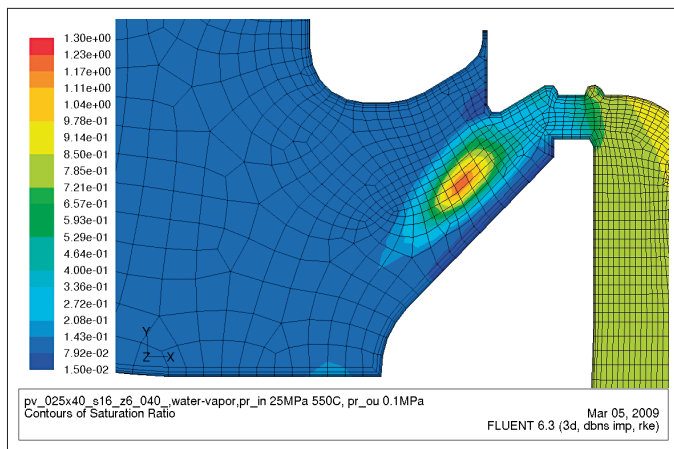
Na obrázcích je dokumentován průběh škrčení při výtoku přehřáté páry pojistným ventilem. Na obr. 1 a 2 je vidět sestava pojistného ventilu včetně talířové pružiny a ovládací pneumatické jednotky, která ve spolupráci s řídicím přístrojem podstatně zpřesňuje a stabilizuje funkci pojistného ventilu. Obr. 3 znázorňuje průtočný kanál tak, jak je reprezentován prostorovou



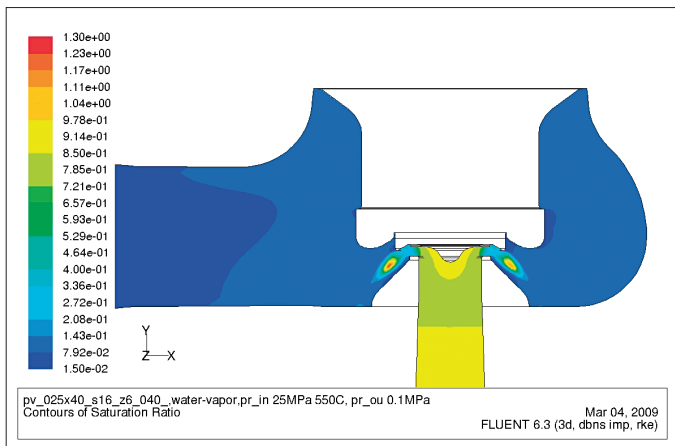
Obr. 3 Detail sítě konečných objemů



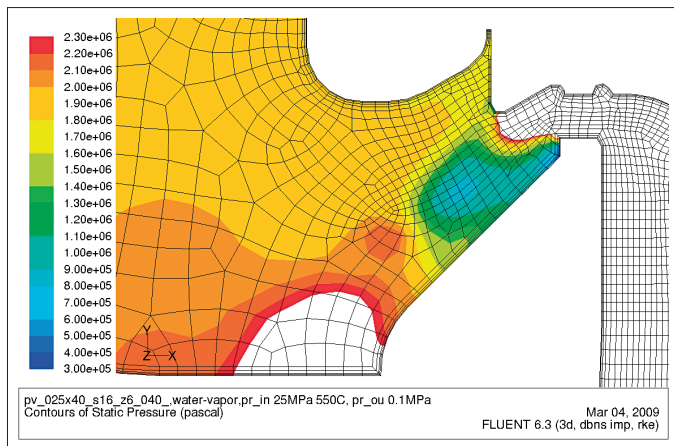
Obr. 4 Rychlost proudění páry v jednotkách Machova čísla



Obr. 6 Detail oblasti se vznikem mokré páry



Obr. 5 Saturační koeficient páry při průtoku ventilem

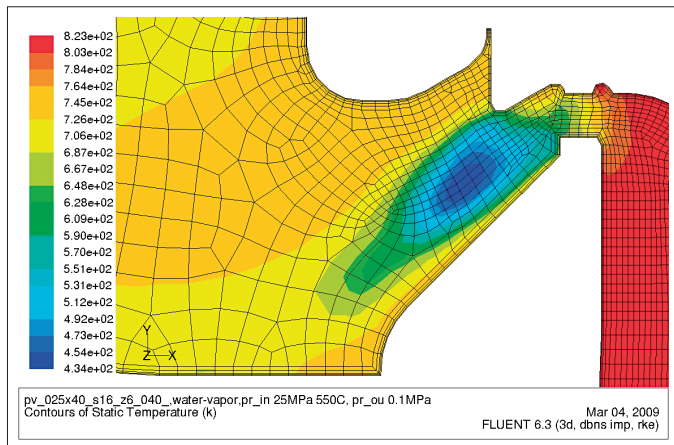


Obr. 7 Průběh statického tlaku v Pa

sítí konečných objemů. Kvalita této sítě v podstatné míře předurčuje průběh, kvalitu i dosažitelnou přesnost výpočtu, a svou hustotou i uspořádáním musí respektovat modelovaný fyzikální děj.

Obr. 4 popisuje průběh rychlostí proudění páry při výtoku z částečně otevřeného ventilu v násobcích Machova čísla. Je vidět, že v oblasti blízko za nejužším místem dosahuje rychlost proudění páry hodnoty 2,2 až 2,3 násobku Machova čísla. Nejlepší představu o vzniku dvoufázové směsi mokré páry potom dává saturační koeficient, což je poměr absolutního statického tlaku parní fáze k tlaku syté vodní páry. Hodnoty menší než 1 představují oblast přehřáté páry. Hodnota 1 přísluší rovnovážnému stavu syté páry na mezní křivce. Hodnoty vyšší než 1 ukazují oblast, kde již začíná docházet ke kondenzaci páry. Jak je vidět na obr. 5 a 6, těsně za nejužším místem mezi sedlem a kuželkou ventilu nabývá saturační koeficient hodnot větších než jedna, a vzniká tam oblast dvoufázové směsi ve tvaru rotačního prstence kolem sedla. V tomto omezeném objemu potom vypočtené teploty a tlaky teplotně tlakově dosahují hodnot odpovídajících, za ustáleného stavu, kapalnému skupenství vody.

Z obr. 7 a 8 můžeme odečíst v centru této oblasti teplotu 161 °C při absolutním tlaku nad 800 kPa (8 bar), přičemž této teplotě odpovídá absolutní tlak syté páry 634 kPa. Z čehož lze usuzovat, že se při velice rychlém a dynamickém škrcení dostává teplota páry na zlomky sekundy pod teplotu na mezní křivce mezi vodou a párou v ustáleném stavu, a tato nerovnováha začíná vyvolávat vznik vodních kapiček. Výpočet zde indikuje změnu fáze u poměrně výrazného procentuálního množství teplotně tlakově ustálené látky. Samozřejmě v dalším průběhu škrcení potom dochází zpomalením proudění k regeneraci tlaku i teploty, a na výstupu z ventilu máme již očekávaný výsledek, páru s výrazně vyšším stupněm přehřátí než na vstupu. Nicméně i tato chvilková a prostorově ohraničená změna skupenství výrazně ovlivňuje průtok páry zařízením, a to nejen velikostí hmotnostního průtoku, ale



Obr. 8 Rozložení teplotního pole v K

i erozními účinky na mechanické součásti, které by se v tomto prostoru vyskytovaly.

Se způsobem analýzy je jistě možné polemizovat. Jedná se pouze o výpočetní model, který ještě nemusí odpovídat skutečnosti, a který se velice těžko experimentálně ověřuje. Nicméně v jeho prospěch svědčí fakt, že na rozdíl od jednofázového modelu přehřáté páry poskytuje kvantitativní výsledky, které odpovídají experimentálně získaným hodnotám a dává výsledky srovnatelné s výpočty pojistných ventilů podle léty prověřené ČSN 13 4309 i nové EN ISO 4126.

Zdroj: Interní firemní dokumentace LDM spol. s r.o.