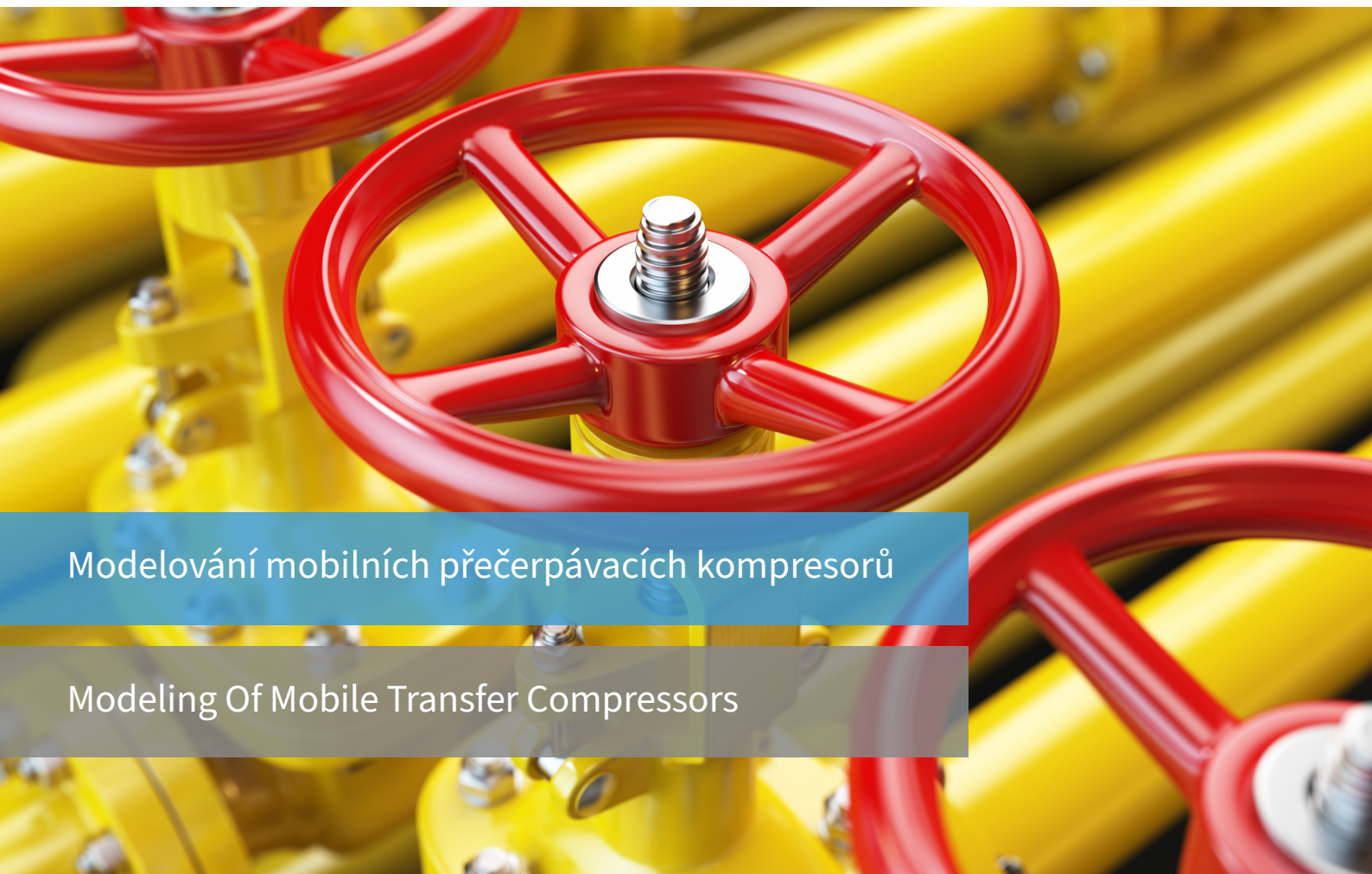




Modelování mobilních přečerpávacích kompresorů

Modeling Of Mobile Transfer Compressors

Autoři: Ing. Martin Stýblo, Ing. Miroslav Golha, Ph.D, Ing. Peter Pavelka, Ing. Robert Kristina

SIMONE Research Group, s.r.o., eustream a.s.

Souhrn:

Použití mobilních kompresorů na přečerpávání plynu z odstavovaných úseků vysokotlakých plynovodů je významným opatřením pro snížení emisí metanu. Tyto kompresory mají složitou konstrukci – musejí pracovat s vysokým stlačením. Podklady výrobců těchto kompresorů obsahují zjednodušený vnější popis ve formě grafů či tabulek, sloužících zároveň jako návod pro obsluhu k přepínání módů daného kompresoru. Pro účely plánování údržbových aktivit je potřebný odhad doby přečerpávání konkrétního úseku. Článek je věnován implementaci zmíněných popisů do simulačního softwaru, a také porovnání vypočtených výsledků se skutečností.

Klíčová slova

Pístový kompresor, mobilní kompresory, emise metanu, simulační software, modelování plynovodů

Summary:

Use of mobile compressor units to evacuate pipeline sections scheduled for maintenance is an important step in avoiding methane emissions. Such compressors are designed to reach extreme pressure ratio therefore they have complex internal arrangement. The manufacturer's description comes in form of graphs of tables serving for the operational crew to indicate the internal mode switching. Evaluation of time needed for evacuation run is necessary for operation planning. Paper focuses on the implementation of evacuation compressor model within pipeline simulator, including verification on practical field examples.

Key Words

Reciprocating compressor, mobile compressor units, methane emissions, pipeline simulator, pipeline simulation

Úvod

Eustream, a.s., využívá tři mobilní kompresory, jejichž hlavní vlastnosti shrnuje tabulka 1. Na obr. 1 až obr. 3 jsou pak fotografie spolu s provozními diagramy od výrobců, které popisují chování daného kompresoru a slouží (spolu s hlídáním zátěže pohonné jednotky) obsluze k nastavování pracovních módů během přečerpávacího běhu. Kompresor SW250B30 slouží jako první stupeň (booster) v sérii s CFA34 k dosažení téměř atmosférického tlaku ve vyčerpávaném úseku potrubí na konci běhu.

Na obr. 1 až 3 jsou postupně zobrazeny příslušné grafy; charakteristiky poskytnuté výrobcí svazují průtok kompresorem se vstupním a výstupním tlakem a ukazují, kdy dochází k přepínání vnitřního nastavení strojů. Součástí kompresorů jsou samozřejmě vzduchové chladiče plynu, protože výstupní teplota plynu musí zůstat v rozumných mezích s ohledem na izolaci potrubí, do kterého je plyn přečerpáván.

Model chování kompresorů

Výše uvedené popisy v grafické či tabelární formě lze formálně zapsat jedním ze dvou způsobů:

1. Závislost standardního průtoku Q_0 kompresorem na vstupním tlaku p_i a výstupním tlaku (zadaná jako po částech lineární segmentovaná funkce):

$$Q_0 = f_{c(p_i, p_o)}(p_i, p_o) = f^{(1)}(p_i, p_o) \quad (1)$$

Zde $c(p_i, p_o)$ je číslo daného módu kompresoru v závislosti na pracovních tlacích a $f_j(p_i, p_o)$ pak odpovídající funkce pro průtok v daném módu j . Souhrnně tedy příslušný soubor funkcí $f_j(p_i, p_o)$ označíme jako $f^{(1)}(p_i, p_o)$ pro označení první možné podoby popisu jako „kompresor typu 1“. Tento popis dobře vystihuje kompresory z Obr. 1 a Obr. 2.

2. Závislost výstupního tlaku na vstupním (zadaná opět jako po částech lineární segmentovaná funkce):

$$p_o = f_b(p_i) \quad (2)$$

Tento popis odpovídá popisu boosteru z obr. 3. Označení f_b odkazuje na „booster“.

Pro sériové řazení boosteru s kompresorem typu 1 (zde se předpokládá, že rozsahy průtoku boosteru a navazujícího kompresoru si dobře odpovídají) pak lze sestavit závislost průtoku na sacím a výstupním tlaku série těchto kompresorů, odpovídající opět formálně tvaru typu 1:

$$Q_0 = f^{(1)}(f_b(p_i), p_o) \quad (3)$$

Stanovení doby přečerpávání je nutné pro plánování operací. Výpočet je pohodlný v simulačním softwaru

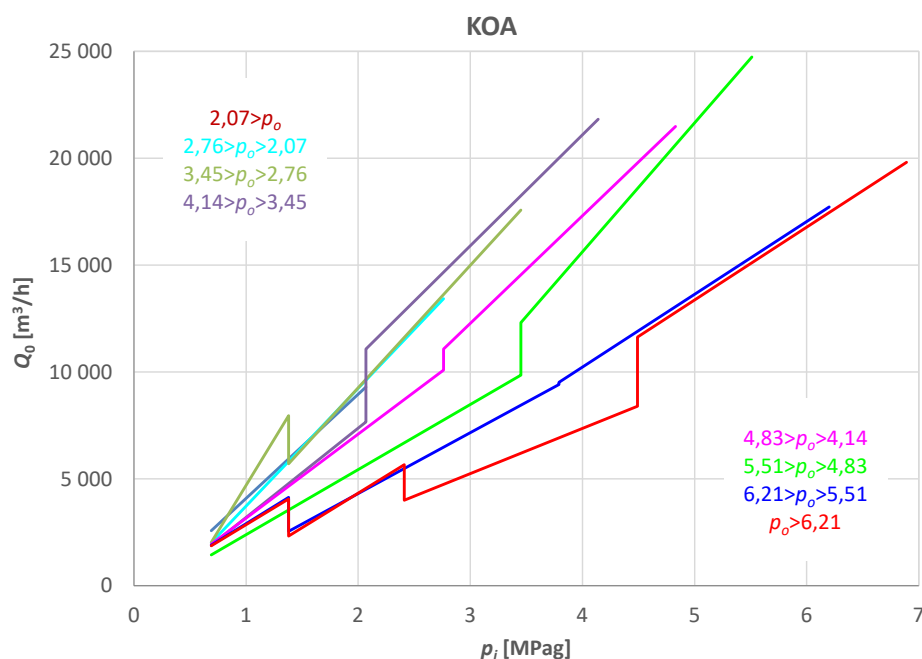
Modelování přečerpávací operace

Dostupný popis kompresorů poskytuje tedy průtok v závislosti na sacím a výstupním tlaku; očekávatelně s klesajícím tlakem v evakuovaném úseku dosažitelný průtok klesá. Výstupní tlak kompresoru lze po dobu běhu pokládat za konstantní, protože plyn je vytlačován do zbývajících (velké) části vysokotlaké sítě. Výpočet doby přečerpávání tak vyžaduje integrovat diferenciální rovnici pro tlak ve vyčerpávaném úseku, protože známe pouze okamžitý přečerpávaný průtok. To již není příliš pohodlně realizovatelné bez dalších nástrojů.

Nabízí se proto využití simulátoru plynovodních sítí, kterému je však potřeba vhodně zadat výše uvedené chování použitých kompresorů.

Tabulka 1: Přehled údajů o mobilních jednotkách

Kompresor – výrobce, typ/ parametr		Dresser Rand KOA2	Cameron C-Force CFA34	SAFE SW250B30
Min. sací tlak p_i	MPag	0,70	0,50	0,01
Max. výstupní tlak p_o	MPag	7,20	7,20	4,00
Rozsah průtoků Q_0	m ³ /h (20 °C, 101 325 kPa)/h	2500 – 25 000	1 500 – 30 000	1 500 – 20 000
Výkon pohonu	kW	300	275	250
Počet pracovních módů		8 podle výstupního tlaku a v každém z nich 2 až 4 různá nastavení	2	4



Obr. 1: Kompresor KOA2 – foto a pracovní diagram zobrazující dosažitelný průtok v závislosti na sacím tlaku (8 různých křivek podle výstupního tlaku)

Původní řešení, připravené týmem ze společnosti eustream, a.s., spočívalo v použití simulátoru SIMONE, kdy do výpočetního scénáře byly příslušné vztahy pro průtok kompresoru zavedeny uživatelsky definovanými funkcemi a podmíněnými příkazy. Toto řešení se ukázalo jako funkční, ale stále nepříliš pohodlné a přehledné.

Navržený postup implementuje závislosti od výrobců přímo do simulátoru

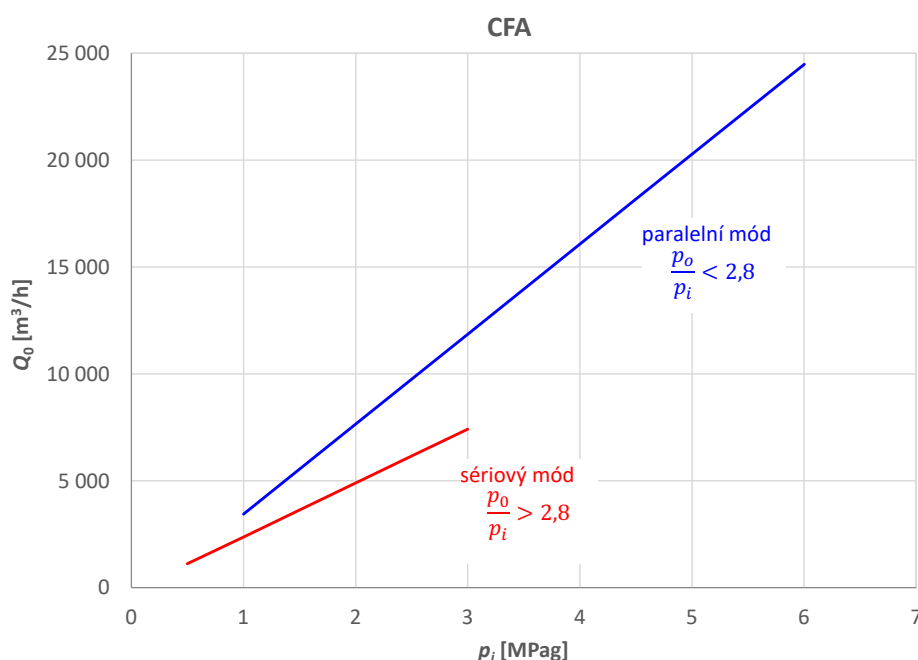
Dalším krokem tedy byl pokus implementovat popis přečerpávacích kompresorů přímo do simulátoru SIMONE s tím, že vstupní data by byla v podobě tabulek odpovídajících výše uvedeným popisům.

Implementace popisu kompresorů do potrubního simulátoru

Pro potřeby simulace je kompresor vždy popisován statickou relací (vnitřní dynamiku můžeme zanedbat proti chování sítě), vyjadřující realizovatelný hmotový průtok kompresorem m při zadaných tlacích na vstupu a výstupu:

$$m = f(p_i, p_o) \quad (4)$$

Zde uvedená funkce f v sobě zahrnuje veškeré zohledňované vnitřní detaily chování kompresoru, tedy může být velice zjednodušená, či naopak velmi detailní včetně otáčkových map kompresoru a výkonových křivek pohonu.



Obr. 2: Kompressor CFA34 – foto a pracovní diagram zobrazující dosažitelný průtok v závislosti na vstupním tlaku (2 křivky podle tlakového poměru)

Používají se mobilní pístové kompresory, schopné dosáhnout vysokých stlačení

Kompressor však musí interagovat s okolní sítí, což je vystiženo relací:

$$p_i = a_p + b_p m, b_p < 0 \quad (5)$$

$$p_o = u_p + v_p m, v_p > 0$$

kde koeficienty a_p , b_p , u_p , v_p jsou v daném časovém kroku odvozené z rovnic celé sítě. Tato relace popisuje lokální odezvu sítě na průtok kompresorem, kdy zvýšení průtoku kompresorem znamená snížení sacího tlaku a zvýšení výstupního tlaku.

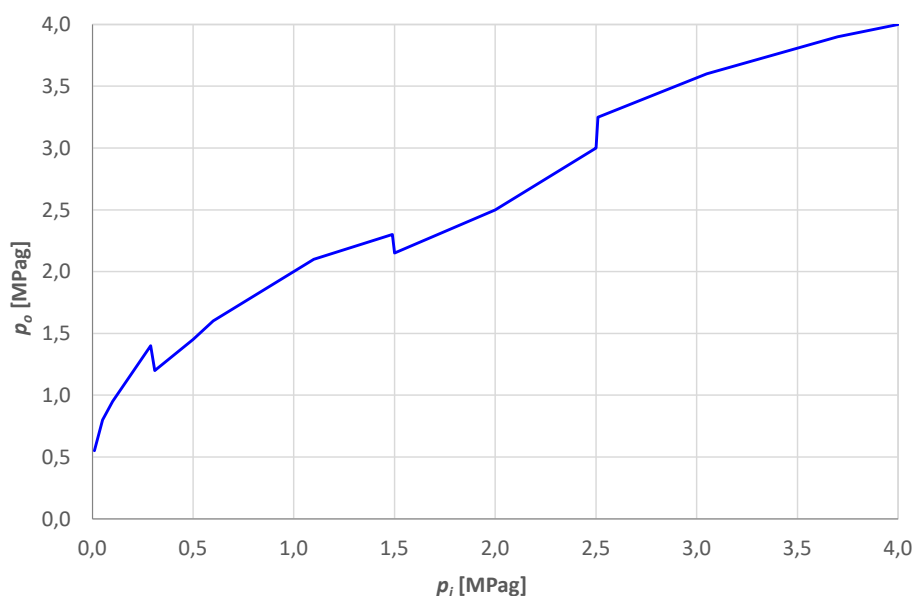
V případě přečerpávacích kompresorů tedy můžeme spojit informaci od okolní sítě s funkcí podle rovnice (4), kterou připravíme z výše popsaných závislostí pro přečerpávací kompresory (1) až (3) ve tvaru

$$m = N_Q r_i \rho_{air,0} f^{(1)}(p_i, p_o) \quad (7)$$

(6) kde r_i je vstupní hustota plynu, $\rho_{air,0}$ hustota vzduchu, obě při referenčních podmínkách používaných ve výpočtu,



SAFE



Obr. 3: Kompressor SW250B30 – foto a pracovní diagram zobrazující výstupní tlak v závislosti na vstupním tlaku (4 módy – segmenty křivky)

a N_Q konstanta související s převodem jednotek průtoku a referenčních podmínek. Software SIMONE používá zvolené referenční podmínky definující výchozí $m^3(\text{ref.})$ pro jednotky průtoku plynu a toto nastavení se ukládá do definice modelu sítě. Konverze průtoků (respektive referenčních podmínek), uvedených v podkladech výrobce, je tedy vždy definovaná.

Nalezení průtoku přečerpávacím kompresorem vzhledem k okolní síti (v každém časovém kroku) pak znamená vyřešit rovnici:

$$g(m) = m - N_Q r_i p_{air,0} f^{(1)}(a_p + b_p m, u_p + v_p m) \equiv 0 \quad (8)$$

Funkce g sice není spojitá (viz obrázky obr. 1 až obr. 3 a přepínání vnitřních módů vedoucí ke skokům průtoku), ale lze očekávat rozumnou separaci kořene (mezi nulou a průtokem pro maximální možný výstupní tlak přečerpá-

vacího kompresoru) a její řešení se v praxi ukazuje jako nepřiliš komplikované.

Další vnitřní detaily kompresoru jsou ponechány velice zjednodušené, s představou konstantní adiabatické účinnosti a konstantní účinnosti pohonu, aby bylo možné formálně dopočítat základní pracovní proměnné black-box kompresoru, jako jsou výkon na hřídeli, spotřeba pohonného plynu a výstupní teplota. Výstupní teplota je ve výpočtu přepisována dodatečným omezením na rozumnou maximální hodnotu 45 °C.

Ověření na reálných operacích porovnáním přečerpávací doby vypočtené a změřené

Ověřovací výpočty

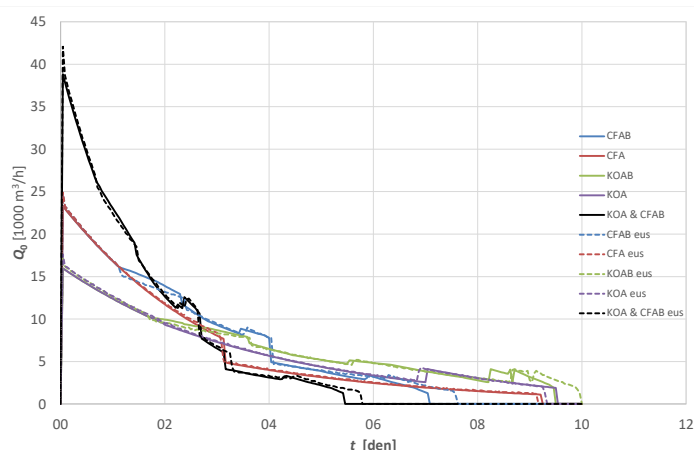
Výpočty s modely kompresorů implementovanými uvnitř sw SIMONE podle rovnic v předchozí části článku byly porovnány nejdříve s původním řešením uživatelskými funkcemi a poté na třech konkrétních přečerpávacích akcích na linii provozovatele.

Kontrolní test proběhl na příkladu přečerpávání z 21,9 km dlouhého úseku linie DN 1200 při počátečním tlaku 5,80 MPag (výstupní tlak byl udržován na této hodnotě) až do minimálního vstupního tlaku dosažitelného příslušným kompresorem či jejich kombinací. Na obr. 4 a obr. 5 je porovnání vypočtených průběhů průtoku a sacího tlaku.

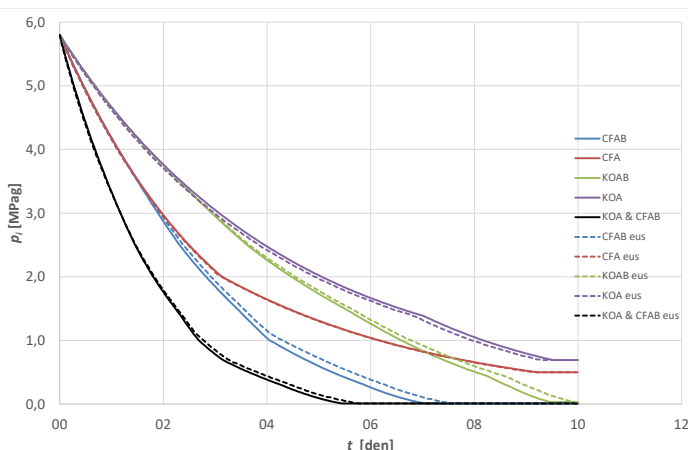
Ukázalo se, že rozdíl mezi původním přístupem a „vnitřní“ implementací je malý (odchylka celkového času v jednotkách hodin z řádově desítek dní.

Reálný příklad 1: Přečerpávání z 33 km dvou linií DN 900 s počátečním tlakem 4,58 MPag a stejným výstupním tlakem, použit kompresor KOA2, a běh skončil dosažením sacího tlaku 0,70 MPag. Vypočtená předpověď doby přečerpávání je 376 h oproti času 370 h reálně dosažených, viz obr. 6.

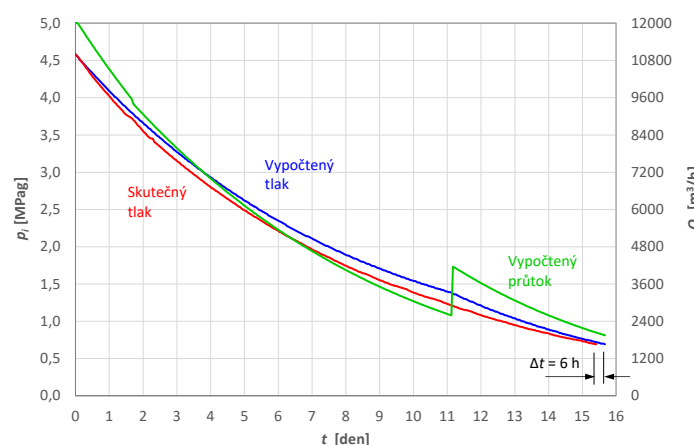
Výpočty s modely kompresorů implementovanými uvnitř sw SIMONE podle rovnic v předchozí části článku byly porovnány nejdříve s původním řešením uživatelskými funkcemi a poté na třech konkrétních přečerpávacích akcích na linii provozovatele



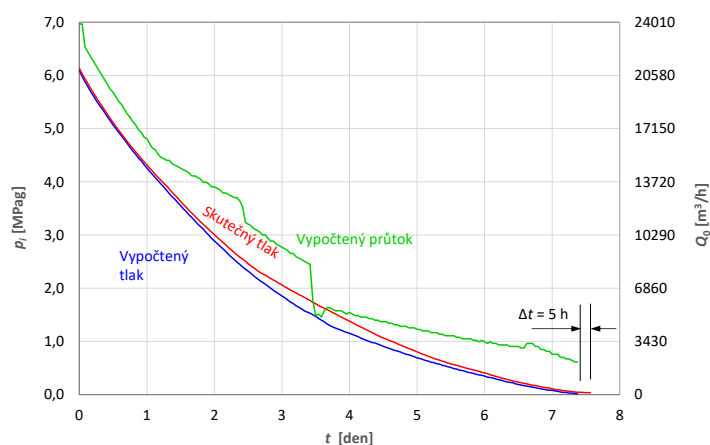
Obr. 4: Porovnání průtoků různých kompresorů a jejich kombinací na testovacím příkladu podél času od začátku přečerpávání (čárkované čáry jsou původní řešení eustream a plné čáry nová implementace založená na rovnici (8))



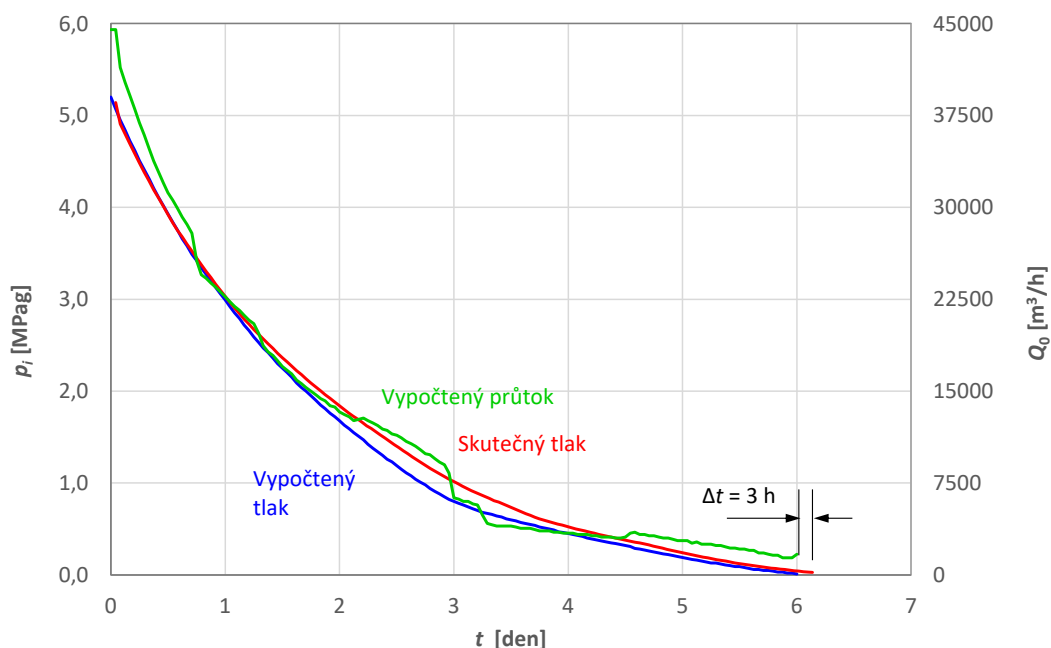
Obr. 5: Porovnání sacího tlaku p_1 různých kompresorů a jejich kombinací na testovacím příkladu podél času od začátku přečerpávání (čárkované čáry jsou původní řešení eustream a plné čáry nová implementace založená na rovnici (8))



Obr. 6: Průběh sacího tlaku na reálném příkladu 1. Na primární svislé ose je sací tlak měřený a vypočtený, na sekundární svislé ose je vypočtený průtok. Vodorovná osa udává čas od začátku přečerpávání



Obr. 7: Průběh sacího tlaku na reálném příkladu 2. Na primární svislé ose je sací tlak měřený a vypočtený, na sekundární svislé ose je vypočtený průtok. Vodorovná osa udává čas od začátku přečerpávání



Obr. 8: Průběh sacího tlaku na reálném příkladu 3. Na primární svislé ose je sací tlak měřený a vypočtený, na sekundární svislé ose je vypočtený průtok. Vodorovná osa udává čas od začátku přečerpávání

Nový model vystihuje dostatečně přesně chování a umožňuje přesnější předpověď doby přečerpávání. V případě interakce kompresoru s boosterem však procházel větším počtem přepínání módů. Ukázalo se, že do modelu je vhodné zařadit hysterezi – v praxi například CFA34 přepíná mód z paralelního na sériový jen jednou, a poté už jsou jen přestavovány módy boosteru podle klesajícího sacího tlaku.

Reálný příklad 2: Přečerpávání z 23 km linie DN 1200 s počátečním tlakem 6,10 MPag. Použit byl kompresor CFA34 s boosterem SW250B30 a běh skončil dosažením sacího tlaku 0,01 MPag. Vypočtená předpověď doby přečerpávání je 177 h oproti času 182 h reálně dosažených, viz obr. 7.

Reálný příklad 3: Přečerpávání z 25 km linie DN 1200 s počátečním tlakem 5,10 MPag. Použité všechny tři kompresory, KOA2 paralelně s kombinací CFA34 a boosteru SW250B30. Kompresor KOA2 se zastavil při dosažení svého minimálního sacího tlaku 0,70 MPag a celý běh končil dosažením sacího tlaku 0,01 MPag. Vypočtená předpověď doby přečerpávání je 144 h oproti času 147 h reálně dosažených, viz obr. 8.

Ve výpočtech bylo předpokládáno typické složení zemního plynu vstupujícího do přepravní soustavy uživatele pro období daných operací (velký obsah metanu). Stavové

chování plynu bylo popisováno pomocí rovnice AGA8 DC92 (implementované v souladu s popisem v normě ISO 12213-2). Je ale dobré si uvědomit, že vstupní popis kompresorů je podstatně méně detailní než dopad volby stavové rovnice pro zemní plyn v daném rozsahu tlaků.

Závěr

Testy ukázaly, že nový model vystihuje dostatečně přesně chování a umožňuje přesnější předpověď doby přečerpávání. V případě interakce kompresoru s boosterem však procházel větším počtem přepínání módů (každé přepnutí znamená zastavení a opětovný start). Ukázalo se, že do modelu je vhodné zařadit hysterezi – v praxi například CFA34 přepíná mód z paralelního na sériový jen jednou, a poté už jsou jen přestavovány módy boosteru podle klesajícího sacího tlaku. Práce na zdokonalování modelu dále pokračují.

Literatura

- [1] Kristina R., Pavelka P., Golha P., „Piston compressor model for the evacuation of gas from pipelines,“ v 16th SIMONE Congress 2024, Vienna, 2024.
- [2] Stýblo M., Hauliš M., Golha M., Pavelka P., Kristina R., „PSIG 2507: Reciprocating Compressors Anew in Pipeline Simulation,“ v PSIG Annual Meeting, Seattle, Washington, 2025.
- [3] Pavelka P., Tóth P., „How to make process of moving the remaining gas more efficient during shutting down of a transmission gas system line,“ v SIMONE Congress, Bratislava, 2012.
- [4] International Standard ISO 12213-1÷3:2006(E) Natural gas — Calculation of compression factor, Geneva, Switzerland: ISO, 2006.



Ing. Martin Stýblo

Narodil se v roce 1970 v Praze, Československo. V roce 1993 získal titul v oboru aplikované matematiky na Českém vysokém učení technickém, Fakultě jaderné a fyzikálně inženýrské. Od roku 1997 pracoval pro českou plynárenskou společnost Transgas jako analytik simulací. Od roku 1999 působí ve společnosti SIMONE Research Group. Mezi jeho současné aktivity patří vývoj výpočetního jádra, realizace projektů, školení zákazníků a správa/finanční řízení společnosti. Je autorem nebo spoluautorem více než dvaceti publikací. Pracoval na projektech v Chorvatsku, Srbsku, na Slovensku, v České republice a dalších zemích.



Ing. Miroslav Golha, Ph. D

Je vedoucím plánování systémů a strategických projektů ve společnosti eustream na Slovensku. Ve společnosti eustream pracuje již 21 let, zde se podílí na různých projektech rozvoje plynovodů, instalaci a testování nových kompresorových jednotek a přestavbě plynovodů pro přepravu vodíku. Je absolventem Slovenské technické univerzity v Bratislavě, Fakulty strojního inženýrství, kde získal titul PhD v oboru hydraulické stroje.



Ing. Peter Pavelka

Je vedoucím oddělení rozvoje přepravního systému ve společnosti eustream na Slovensku. Ve společnosti eustream pracuje již 19 let, zde se podílí na různých projektech rozvoje plynovodů a evakuace kompresorů. Je absolventem Slovenské zemědělské univerzity v Nitře, Fakulty techniky se specializací na systémové inženýrství.



Ing. Róbert Kristina

Je specialistou na simulaci plynovodů ve společnosti eustream na Slovensku. Ve společnosti eustream pracuje již 17 let, zde se věnuje především výpočtům kapacit a evakuaci plynu. Před nástupem do společnosti eustream se zabýval vývojem stavebních strojů a dekontaminační techniky pro jaderné elektrárny. Je absolventem Slovenské technické univerzity v Bratislavě, Fakulty strojního inženýrství se specializací na tepelnou techniku.