УДК 621.926, 533.17) https://doi.org/10.15407/itm2020.03.054

О. Д. ІГНАТЬЄВ, Г. М. ШЕВЕЛЬОВА

ВПЛИВ МІСЦЯ РОЗТАШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТУ КЕРУВАННЯ ГАЗОВИМИ ПОТОКАМИ В ЕЖЕКТОРНОМУ ВУЗЛІ НА ХАРАКТЕР ТЕЧІЇ ПОТОКУ

Інститут технічної механіки
Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
вул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Дніпро, Україна; e-mail: ai2325434@gmail.com

Стаття присвячена чисельному моделюванню течії в ежекторі струминного млина, оснащеного елементом керування газовими потоками. Цей елемент являє собою канал, звідки в розгінну трубку ежектору надходить додатковий потік газу. Керування газовими потоками в ежекторі млина за рахунок використання енергії додаткових потоків газу дозволяє підвищити швидкість основного потоку на виході з розгінної трубки ежектору і створює захисний шар навколо стінок трубки для запобігання зносу конструкції. Разом з тим відсутні обґрунтування вибору оптимальних параметрів управління, методики та наукові способи контролю за газовими потоками в каналах ежектору. Мета даної роботи – дослідити вплив місця розташування елементу керування газовими потоками на газодинамічні характеристики ежектору, а також на характер течії в каналах пристрою. Числове дослідження проводилося в програмному комплексі Ansys Fluent з використанням моделі турбулентності SST *k*-*ω*. У процесі досліджень змінювався тиск додаткового потоку газу, а також відстань від вхідної частини розгінної трубки до місця розташування каналу підведення енергоносія. Кут підведення додаткового потоку газу становив 20º. В результаті числового моделювання отримано картини течії в ежекторі в залежності від розташування елементу керування газовими потоками. Побудовано лінії струму додаткового потоку газу. Представлено залежності зміни середньої швидкості течії на виході з розгінної трубки від тиску додаткового потоку енергоносія і місць розташування елементу керування газовими потоками. Визначено максимальні значення середніх швидкостей на виході для заданих діапазонів значень тисків. Отримано залежності витрат енергоносія від розташування елементу керування і тиску додаткового потоку газу. У статті представлено обґрунтування вибору параметрів керування газовими потоками, які забезпечують максимальну швидкість змішаного потоку на виході з розгінної трубки при найменших витратах газу. Результати дослідження можуть бути використані для удосконалення технологічних процесів обробки матеріалів.

Ключові слова: *елементи керування, ежекторний вузол, числове моделювання, додатковий потік газу.*

This article is devoted to a numerical simulation of the flow in a jet mill ejector equipped with a gas flow control element. This element is a channel wherefrom an additional gas flow enters the accelerating tube of the ejector. The gas flows in the mill ejector are controlled using the energy of additional gas flows, thus increasing the velocity of the main flow at the outlet of the ejector accelerating tube and producing a protective layer around the tube walls to prevent their wear. At the same time, there is no substantiation for the choice of optimal control parameters, a methodology, or scientific methods for gas flow control in the ejector channels. The purpose of this work is to investigate the effect of the location of the gas flow control element on gas-dynamic ejector performance and the flow pattern in the ejector channels. A numerical study was carried out using the Ansys Fluent software package and the SST k-ω turbulence model. In the course of the study, the pressure of the additional gas flow and the distance from the accelerating tube inlet to the energy carrier supply channel were varied. The angle of the additional gas flow was 20 º. The numerical simulation gave flow patterns in the ejector as a function of the location of the gas flow control element. Streamlines of the additional gas flow were constructed. The article presents the average flow velocity at the accelerating tube outlet and the energy carrier flow rate as a function of the pressure of the additional flow of the energy carrier and the location of the gas flow control element and the maximum values of the average outlet velocity for given pressure ranges. The article substantiates the choice of the gas flow control parameters that maximize the velocity of the mixed flow at the accelerating tube outlet at a minimum gas flow rate. The results may be used in improving material processing technologies.

Keywords: *control elements, ejector unit, numerical simulation, additional gas flow*.

Сучасні технології подрібнення матеріалів в гірничо-збагачувальному, металургійному та агропромисловому комплексах потребують удосконалення. Попит на підвищення якості продуктів призводить до необхідності модернізації існуючого та створення нового обладнання, технологій для тонкого і надтонкого подрібнення. Вдосконалення технологічного обладнання можливе шляхом забезпечення додаткового енергетичного впливу на газодисперсний потік в каналах струминного млина. Одним з найбільш перспективних способів його реалізації є використання елементів управління газовими потоками [1] – [3]. У той же час відсутність обґрунтування вибору оптимальних

параметрів керування, методик і наукових способів контролю за газовими потоками стримує впровадження цього способу у виробництво.

Метою даної роботи є дослідження впливу місця розташування елементу керування газовими потоками в ежекторі млина на характер течії й газодинамічні характеристики пристрою.

В якості базової схеми використовувався ежектор класичної компоновки, який містить сопло подачі ежектуючого газу 1 (основне сопло), вузол підведення матеріалу, що ежектується, 2 (вузол подачі), розгінну трубку 3. Особливістю конструкції є наявність елемента керування газовими потоками. Він являє собою канал підведення (кільцевий вузол вдуву) додаткового потоку енергоносія I, який надходить до розгінної трубки ежектора під кутом 20º (рис. 1). В ході досліджень розглянуто три місця розташування елемента керування: на відстані від вхідної частини розгінної трубки $l_{вд}$ = 14 мм, $l_{вд}$ = 50 мм и $l_{вд}$ = 90 мм. Довжина трубки 180 мм.

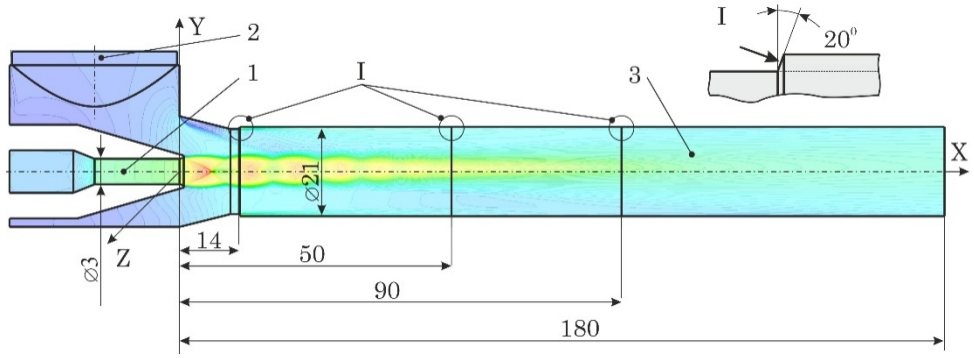


Рис. 1

На даному етапі розрахунки виконувалися для однофазного потоку без урахування часток твердої фази. Числове моделювання проводилося в програмному комплексі Ansys Fluent.

Кут вдуву в даній роботі був прийнятий з таких міркувань.

При нульовому куті вдуву швидкість на виході з ежектора найбільша, разом з тим захисний пристінковий шар найбільш нестійкий. При куті підведення більше 60º істотно зростають втрати в ежекторному вузлі, а при високому тиску вдуву можливо «замикання» ежектора. Тому на даному етапі досліджень був прийнятий кут підведення 20º.

Змішання потоків в газовому ежекторі – складний фізичний процес. Найчастіше для розрахунків процесів, що відбуваються в ежекторі, використовуються спрощені одномірні моделі. Однак такий підхід може призводити до помилок у визначенні характеристик ежектора [4], [5].

Найбільш перспективним методом для дослідження процесів в ежекторі на даний момент є CFD-моделювання [6], [7]. При розрахунку ежектора найважливішим моментом є вибір моделі турбулентності. Як показують численні дослідження впливу моделі турбулентності на характеристики ежектора [8] – [11], найбільш прийнятною є модель SST *k–ω*. Вона являє собою модифікацію моделей *k–ε* та *k–ω* [12]. Ця модель добре працює для пристінкових течій і дозволяє акуратно передбачати відрив [13].

Тому розрахунок течії в ежекторі струминного млина виконаний на основі моделі турбулентності SST *k–ω*. Даний метод числового моделювання

заснований на вирішенні нестаціонарних усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є–Стокса (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes – URANS). Рівняння URANS мають вигляд [14]:

– рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 ,$$

де ρ – густина, кг/м^3; u_j – значення миттєвої швидкості, яка складається з усередненої і пульсаційної складових, м/с; t – час, с; x_j – координата, м; $j = 1,2,3$;

– рівняння кількості руху:

$$\frac{\partial(\overline{\rho}\widetilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho}\widetilde{u}_i\widetilde{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial\left(\overline{\tau}_{ij}^{lam} + \overline{\tau}_{ij}^{turb}\right)}{\partial x_j},$$

де $i = 1,2,3$; $P = \overline{\rho} R \widetilde{T}$ – тиск, МПа; R – газова стала, Дж/(кг·К), T – температура, К; $\overline{\tau}_{ij}$ – осереднений тензор в'язких напруг;

– рівняння енергії:

$$\frac{\partial(\overline{\rho}E)}{\partial t} + \frac{\partial\left((\overline{\rho}E + P)\widetilde{u}_j\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-q_j^{lam} - q_j^{turb} + \widetilde{u}_i\left(\tau_{ij}^{lam} + \tau_{ij}^{turb}\right)\right),$$

де q – тепловий потік за рахунок теплопровідності; E – повна енергія, яка дорівнює сумі осередненої внутрішньої енергії і кінетичної енергії турбулентних пульсацій, Дж.

Для ламінарного потоку:

$$\overline{\tau}_{ji}^{lam} = \mu\left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \widetilde{u}_k}{\partial x_k}\right),$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Н·с/м^2; $k = 1,2,3$; δ_{ij} – символ Кронекера;

$$q_j^{lam} = -\lambda\frac{\partial \widetilde{T}}{\partial x_j},$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності газу, Вт/(м·К).

Для турбулентного потоку:

$$\overline{\tau}_{ji}^{turb} = \mu_t\left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \widetilde{u}_k}{\partial x_k}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\overline{\rho}k ,$$

причому компонента $\frac{2}{3}\delta_{ij}\overline{\rho}k$ вносить незначний внесок, тому нею можна знехтувати; μ_t – турбулентна компонента динамічної в'язкості, Н·с/м^2;

$$q_j^{turb} = \lambda_t\frac{\partial \widetilde{T}}{\partial x_j},$$

де λ_t – турбулентна компонента коефіцієнта теплопровідності, Вт/(м·К).

У рівняннях Нав'є–Стокса компоненти швидкості, температури і пов'язані з нею змінні осереднюються за Фавром (в формулах позначені тильдою зверху), густина і тиск – за Рейнольдсом (риса зверху).

Для обчислення коефіцієнта динамічної в'язкості використовується формула Сазерленда [15]:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + C}{T + C},$$

де μ_0 – коефіцієнт в'язкості при $T = T_0$, для T_0 = 273 К коефіцієнт μ_0 = $1{,}71 \cdot 10^{-5}$ Н·с/м^2; C – стала, для газа C = 117.

Для замикання усереднених рівнянь Нав'є–Стокса вводяться рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності і рівняння відносної швидкості дисипації [16]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k,$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega,$$

де k – турбулентна кінетична енергія, Дж; ω – швидкість питомої дисипації, м/с; Γ_k, Γ_ω – ефективна дифузія k та ω відповідно; G_k, G_ω – генеративні члени; Y_k, Y_ω – дисипативні члени; D_ω – перехресний член; S_k, S_ω – користувальницькі вихідні умови.

Як робоче тіло використовувалося повітря температурою 300 К. Дослідження проводилися з урахуванням припущень:

– змішувані гази підпорядковуються рівнянню стану ідеального газу і однакові за складом;

– профіль тиску, температури та швидкості в початковому перетині рівномірний;

– теплопередачею на стінках можна знехтувати.

При розрахунку течії в ежекторі в якості граничних умов задавалися тиск і температура на трьох входах газового потоку, а також на виході з розгінної трубки. Тиск ежектуючого потоку на вході приймався рівним 0,4 МПа, на виході – 0,1 МПа, а тиск додаткового потоку $(p_{вд.})$ відповідно рівним 0,1 МПа, 0,12МПа, 0,14МПа, 0,16 МПа.

Результатом розрахунків був вибір найбільш оптимального розташування елементів керування газовими потоками в ежекторі, при якому досягалася максимальна швидкість на виході з розгінної трубки при найменших витратах енергоносія.

Для досягнення необхідної точності результатів використовувалася розрахункова сітка, побудована в додатку Ansys Meshing. Для коректного розрахунку необхідно мати як мінімум 15 – 20 шарів розрахункових комірок для кожного елемента конструкції. Особливістю геометрії даного ежекторного

вузла є великий діапазон розмірів елементів. Так, при загальній довжині ежекторного вузла близько 240 мм кільцевий зазор має ширину 0,5 мм.

До особливостей течії в даному вузлі відносяться великі градієнти швидкості від 0 до 500 м/с в окремих частинах ежектору, а вдув призводить до відриву пограничного шару. Ці особливості, а також прагнення мінімізувати кількість розрахункових комірок пред'являли певні вимоги як до побудови геометрії ежекторного вузла, так і до організації розрахункової сітки.

На першому етапі при побудові геометрії ежекторний вузол розбивався на ряд шарів, перпендикулярних осі вузла, в кількості 35 штук. Причому ці шари створені нерівномірними, зі згущенням в зонах інтенсивної взаємодії потоку.

На наступному етапі за допомогою інструментів Multizone, Sizing, Inflation побудовано неструктуровану розрахункову сітку з переважанням гекса-призматичних комірок, що дозволило мінімізувати загальну кількість комірок. Мінімальна ортогональність при цьому склала 0,136. Неструктурована сітка має певні недоліки. Зокрема на границях шарів при відображенні полів швидкостей і тисків спостерігаються певні зміщення, які, однак, не впливають на загальну точність розрахунків.

На рис. 2 представлено розрахункову сітку початкової ділянки розгінної трубки.

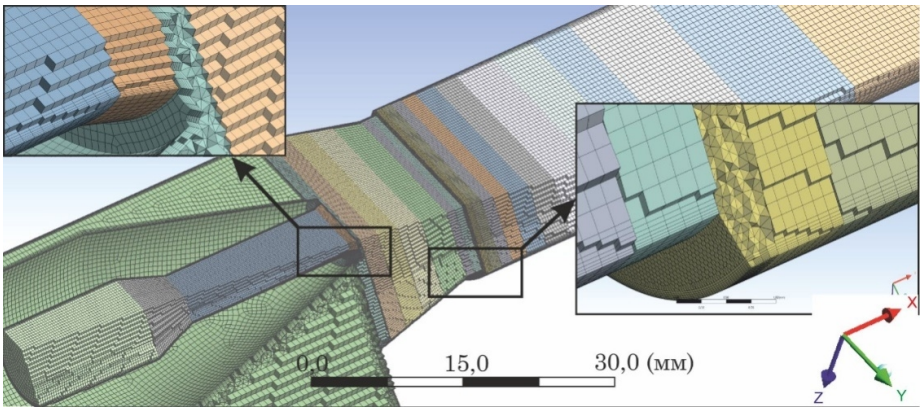


Рис. 2

Збіжність рішення контролювалася за «монітором залишків» і відносною «нев'язкою» по витраті. Рішення зупинялося при досягненні постійних значень залишків і нев'язці по витраті менше 0,1 %.

Для визначення загального характеру течії в даному ежекторному вузлі спочатку проведено чисельне моделювання течії в класичному ежекторі, тобто без системи додаткового підведення енергоносія.

Середньозважені значення параметрів класичного ежектора склали:

– сумарна витрата через вузол 0,0354;

– середня швидкість на виході з розгінної трубки 180,85 м/с.

На рисунку 3 представлено поле швидкостей в даному вузлі, а на рисунках 4, а), 4, б) – розподіл ліній струму активного і пасивного потоків.

Витікання з основного сопла (рис. 3) аналогічно течії вільного струменя при надкритичному перепаді тиску. При цьому реалізується надзвуковий струмінь з утворенням системи прямих і косих стрибків ущільнення, який на відстані (4 – 5) діаметрів розгінної трубки переходить в дозвуковий потік.

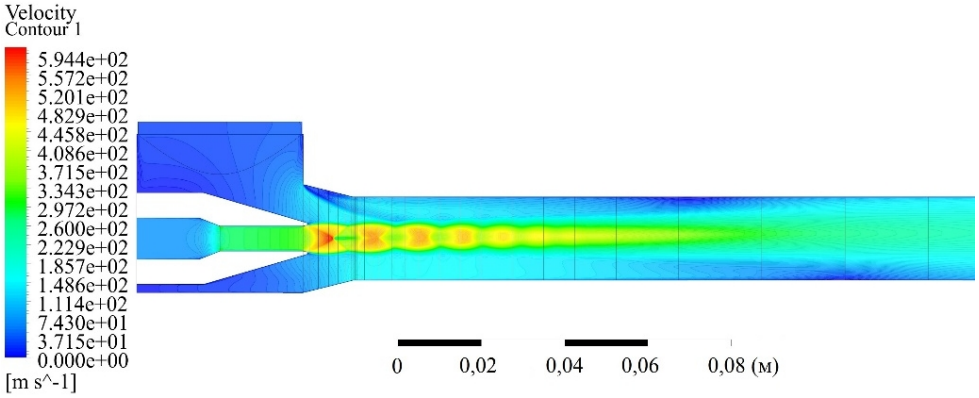
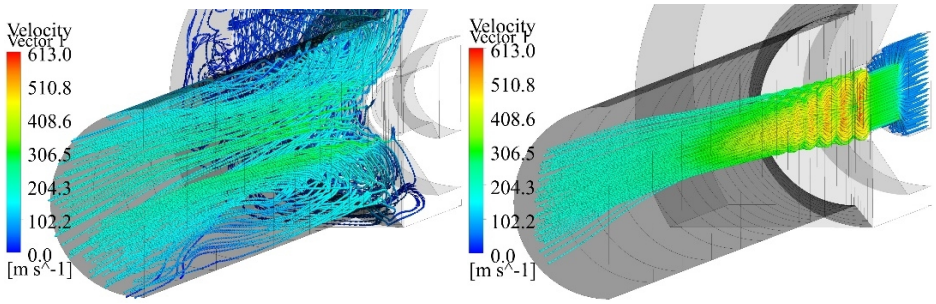


Рис. 3

Течія потоку, що ежектується, має складний характер, обумовлений бічним підведенням і обтіканням основного сопла, і призводить до вихрової несиметричної течії в розгінній трубці (рис. 4, а)) і до несиметричної деформації ежектуючого потоку (рис. 4, б)).

Несиметричний характер течії зберігається аж до кінця розгінної трубки.



а) б)

Рис. 4

На представлених рисунках видно, що потік в області входу і на початковій ділянці має яскраво виражений вихровий несиметричний характер у вертикальній площині. На відстані близько (2 – 3) діаметрів розгінної трубки течія стає більш упорядкованою зі збереженням значної несиметрії.

На рисунку 5 представлено графіки зміни швидкості W_a на зрізі розгінної трубки по осі OY (крива 1) і осі OZ (крива 2) на кінці розгінної трубки.

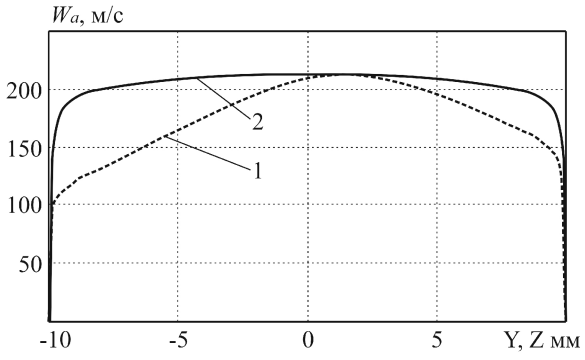


Рис. 5

Такий характер течії в ежекторному вузлі призводить до несиметричного характеру зносу розгінної трубки, що підтверджується станом конструкції ежекторного вузла в процесі дослідної експлуатації (рис. 6).

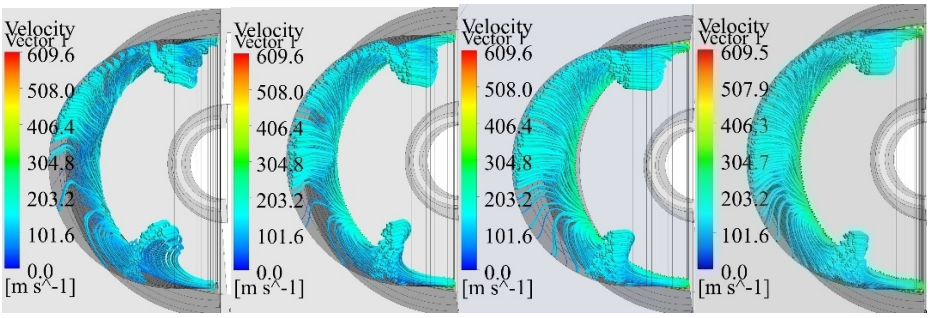
Рис. 6

Додаткове підведення енергоносія через кільцевий вузол вдуву в розгінній трубці забезпечив вирівнювання потоку в ежекторі. До того ж утворений пристінковий шар «чистого» газу – перспективний спосіб захисту розгінної трубки від зносу абразивними частинками. Крім того, додаткове підведення енергоносія дозволить активно впливати на двофазний потік для формування оптимальних параметрів останнього на виході з ежекторного вузла в залежності від крупності і фізико-хімічних властивостей вихідного матеріалу.

Далі розглянуто, як змінюється характер течії в ежекторному вузлі при додатковому підведенні енергоносія.

В результаті числового розрахунку течії в ежекторі отримано лінії струму додаткового потоку газу (рис. 7 – рис. 9) при наступних тисках вдуву: а) $p_{вд}$ = 0,10 МПа; б) $p_{вд}$ = 0,12 МПа; в) $p_{вд}$ = 0,14 МПа; г) $p_{вд}$ = 0,16 МПа.

На рис. 7 представлено лінії струму від вузла вдуву, розташованого на відстані 14 мм від зрізу основного сопла. В даному випадку основний потік активно руйнує пристінковий шар у всьому діапазоні зміни тиску подачі.



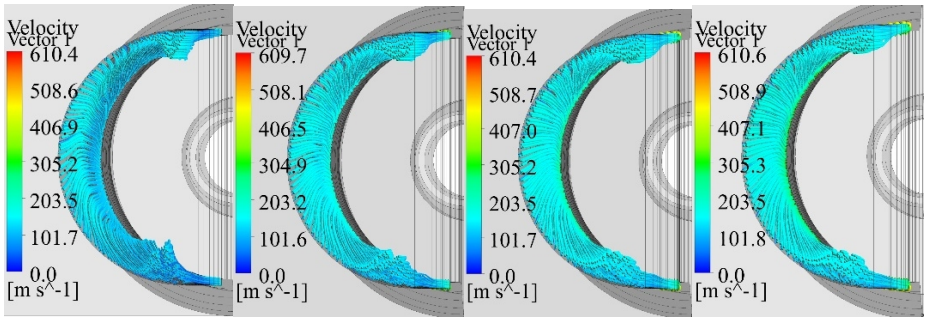
а) б) в) г)

Рис. 7

При переміщенні вузла вдуву на 50 мм (рис. 8, а) – г)) пристінковий шар практично повністю покриває поверхню розгінної трубки. Причому дана картина зберігається у всьому діапазоні зміни тиску подачі, включаючи 0,1 МПа (тобто при атмосферному тиску на вході в вузол вдуву).

Варто відзначити, що інтенсивний знос розгінної трубки для даного ежекторного вузла починається на відстані 70 мм – 90 мм ((3 – 5) діаметрів) від вихідного перетину.

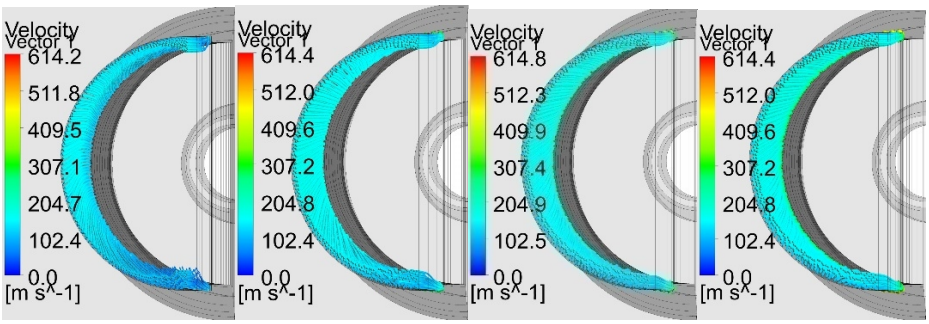
Таким чином, вдув на відстані 50 мм (2,5 діаметра) здатний забезпечити захист стінки, а вплив розміру частинок вихідного матеріалу можна враховувати шляхом зміни тиску подачі додаткового енергоносія.



а) б) в) г)

Рис. 8

На рисунку 9 представлено результати розрахунку ліній струму при вдуві на відстані 90 мм. У цьому випадку основний потік слабо впливає на течію в пристінковому шарі. Більш того, при тисках подачі більше 0,1 МПа лінії струму розподілені по поверхні розгінної трубки практично рівномірно. В цьому випадку статичний тиск потоку на стінці практично дорівнює тиску навколишнього середовища, що обумовлює невелике збурення течії на зрізі розгінної трубки.



а) б) в) г)

Рис. 9

Залежності зміни середньої швидкості потоку на виході з розгінної трубки від місця розташування елементів управління і тиску додаткового потоку представлено на рис. 10 для випадків: 1 – $X_{вд}$ =14 мм; 2 – $X_{вд}$ =50 мм; 3 – $X_{вд}$ =90 мм.

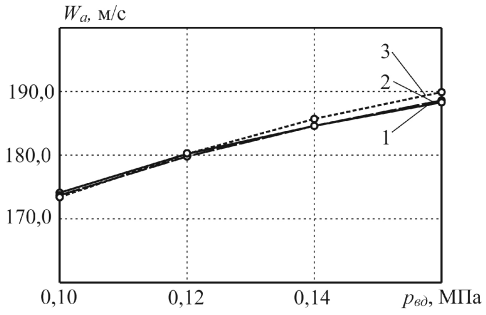


Рис. 10

Додатковий потік енергоносія слабо впливає на середню швидкість потоку на виході з ежекторного вузла. Однак починаючи з 0,14 МПа, швидкість на виході при наявності додаткового вдуву у всіх трьох точках розташування каналу підведення більше середньої швидкості газу на виході в класичному ежекторі.

Зміну витрат і швидкостей на виході з ежектора показано в табл. 1.

Таблиця 1 – Газодинамічні характеристики ежекторного вузла з додатковим потоком газу

№	Параметри вдуву	G_a, кг/с	W_a, м/с
1	$p_{вд.}$ = 0,10 МПа, $l_{вд}$ = 14 мм	0,0375	174,1
2	$p_{вд.}$ = 0,12МПа, $l_{вд}$ = 14 мм	0,0389	180,2
3	$p_{вд.}$ = 0,14 МПа, $l_{вд}$ = 14 мм	0,0399	184,6
4	$p_{вд.}$ = 0,16 МПа, $l_{вд}$ = 14 мм	0,0408	188,3
5	$p_{вд.}$ = 0,10 МПа, $l_{вд}$ = 50 мм	0,0373	173,7
6	$p_{вд.}$ = 0,12 МПа, $l_{вд}$ = 50 мм	0,0388	179,8
7	$p_{вд.}$ = 0,14 МПа, $l_{вд}$ = 50 мм	0,0399	184,6
8	$p_{вд.}$ = 0,16 МПа, $l_{вд}$ = 50 мм	0,0409	188,6
9	$p_{вд.}$ = 0,10 МПа, $l_{вд}$ = 90 мм	0,0373	173,4
10	$p_{вд.}$ = 0,12 МПа, $l_{вд}$ = 90 мм	0,0389	180,2
11	$p_{вд.}$ = 0,14 МПа, $l_{вд}$ = 90 мм	0,0402	185,7
12	$p_{вд.}$ = 0,16 МПа, $l_{вд}$ = 90 мм	0,0413	189,9

У таблиці прийнято наступні позначення:

G_a – сумарна витрата через ежекторний вузол, кг/с;

W_a – середня швидкість потоку на виході з ежекторного вузла, м/с.

При $p_{вд}$ = 0,10 МПа швидкість на виході трохи падає за рахунок втрат енергії на прискорення додаткового потоку газу і збільшення діаметра розгінної трубки на 1 мм (180,85 м/с – швидкість на виході з класичного ежектора).

При появі надлишкового тиску вдуву відбувається підвищення енергетики, яке при $p_{вд}$ = 0,12 МПа повністю компенсує зменшення швидкості за рахунок збільшення діаметра розгінної трубки.

Подальше підвищення тиску призводить до незначного збільшення швидкості на виході (максимально 5 % для $p_{вд}$ = 0,16 МПа, $l_{вд}$ = 90 мм).

Середня сумарна витрата енергоносія для дванадцяти досліджених випадків склала 0,393 кг/с. Виходячи з цього, а також зі значення середньої швид-

кості потоку на виході для класичного ежектора, найбільш оптимальними варіантами будуть випадки 3 – для $p_{вд}$ = 0,14 МПа, $l_{вд}$ = 14 мм та 7 – для $p_{вд}$ = 0,14 МПа, $l_{вд}$ = 50 мм (G_a = 0,399; W_a = 184,6 м/с). Однак, з огляду на те, що в разі $l_{вд}$ = 14 мм основний потік руйнує пристінковий шар, отже захист трубки не ефективний, найбільш раціональним рішенням буде варіант, де $l_{вд}$ = 50 мм; $p_{вд}$ = 0,14 МПа.

Висновки. На підставі числового моделювання тривимірної в'язкої турбулентної течії в ежекторному вузлі показано принципову можливість керування газовим потоком для захисту елементів від впливу газодисперсного потоку.

Найбільш ефективним для захисту є розташування елементів керування в зоні відносної стабілізації потоку, для даної моделі на відстані більше 2 діаметрів розгінної трубки від входу.

Перспективним є дослідження впливу геометрії системи, яка підводить, і параметрів системи вдуву, що включає: тиск подачі; відстань від початку розгінної трубки і кут нахилу струменя до осі ежектора.

1. *Нікулін О. Ф., Тітенко О. М.* Математична модель руху двофазового потоку в прискорюючому каналі. Вісник Національного авіаційного університету. 2010. Т. 42. № 1. С. 65–69. https://doi.org/10.18372/2306-1472.42.1814
2. *Шушин Н. А.* Газовый эжектор с тангенциальным вдувом в камеру смешения. Ученые записки ЦАГИ. Жуковский. 2010. Т. XLI, № 3. С. 69–81. https://doi.org/10.1615/TsAGISciJ.v41.i3.60
3. *Шевелёва А. М., Тынына С. В.* Способы управления двухфазным потоком в каналах ежектора струйной мельницы. Геотехнічна механіка: збірник наукових праць. 2019. Вип. 144. С. 190–198. https://doi.org/10.15407/geotm2019.144.190
4. *Huang B., Chang J., Wang C., Petrenko V.* A 1-D Analysis of Ejector Performance. Int. J. Refrig. 1999. Vol. 22. No. 5. Pp. 354–364. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3
5. *Kong F., Kim H.* Analytical and Computational Studies on the Performance of a Two-Stage Ejector Diffuser System. Int. J. Heat Mass Transf. 2015. Vol. 85. Pp. 71–87. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.117
6. *Gagan J., Smierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J.* Comparative Study of Turbulence Models in Application to Gas Ejectors. Int. J. Therm. Sci. 2014. Vol. 78. Pp. 9–15. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.11.009
7. *Garc a del Valle J., Sierra-Pallares J., Garcia Carrascal P., Castro Ruiz F.* An Experimental and Computational Study of the Flow Patternin a Refrigerant Ejector. Validation of Turbulence Models and Real-Gas Effects. Appl. Therm. Eng. 2015. Vol. 89. Pp. 795–811. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.064
8. *Croquer S., Poncet S., Aidoun Z.* Turbulence Modeling of a Single-Phase R134a Supersonic Ejector. Part 1: Numerical Benchmark. Int. J. Refrig. 2016. Vol. 61. Pp. 140–152. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.030
9. *Croquer S., Poncet S, Aidoun Z.* Turbulence Modelingof a Single-Phase R134a Supersonic Ejector. Part 2: Local Flow Structure and Exergy Analysis. Int.J. Refrig. 2016. Vol. 61. Pp. 153–165. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.029
10. *Mazzelli F., Little A.B., Garimella S., Bartosiewicz Y.* Computational and Experimental Analysis of Supersonic Air Ejector: Turbulence Modeling and Assessment of 3D Effects. Int. J. Heat Fluid Flow, 2015. Vol. 56. Pp. 305–316. https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.08.003
11. *Besagni G., Inzoli F.* Computational Fluid-Dynamics Modeling of Supersonic Ejectors: Screening of Turbulence Modeling Approaches. Applied Thermal Engineering. 2017. Vol. 117. P. 122–144. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.011
12. *Menter F. R.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Application. AIAA Journal. 1994. Vol. 32. № 8. Pp. 1598–1605. https://doi.org/10.2514/3.12149
13. *Федорова Н. Н., Вальгер С. А., Данилов М. Н., Захарова Ю. В.* Основы работы в ANSYS 17. ДМК Пресс. 2017. 210 с.
14. *Wilcox D. C.* Turbulence Modeling for CFD. Griffin Printing. 1993. 460 p.
15. *Валландер С. В.* Лекции по гидроаэромеханике. Изд-во Ленинградского ун-та, 1978. 312 с.
16. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2019 R1. ANSYS, Inc. 2019. 922 pp.

Отримано 07.09.2020,
в остаточному варіанті 21.09.2020