УКРАЇНА

(19) UA **(11) 136761** **(13) U**

(51) МПК
F01D 1/08 (2006.01)
F04D 17/06 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2019 03661**

(22) Дата подання заявки: **09.04.2019**

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **27.08.2019**

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **27.08.2019, Бюл.№ 16**

(72) Винахідник(и):
Мірошниченко Дмитро Валерійович (UA),
Ванєєв Сергій Михайлович (UA)

(73) Власник(и):
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007 (UA)

(54) ВИХРОВА РОЗШИРЮВАЛЬНА ТУРБОМАШИНА

(57) Реферат:

Вихрова розширювальна турбомашина містить корпус з робочим кільцевим каналом, в якому розташовані вхідний патрубок з соплом та вихідний патрубок, між якими встановлений відсікач, та розміщене в корпусі робоче колесо з консольними лопатками. Кількість вхідних і вихідних патрубків (кількість потоків) від 2 до 3, діаметр меридіонального перерізу проточної частини кільцевого каналу d_k визначають за формулою:

$$d_k = \frac{d_c}{d_s},$$

де d_c - діаметр вихідного перерізу сопла вхідного патрубка,

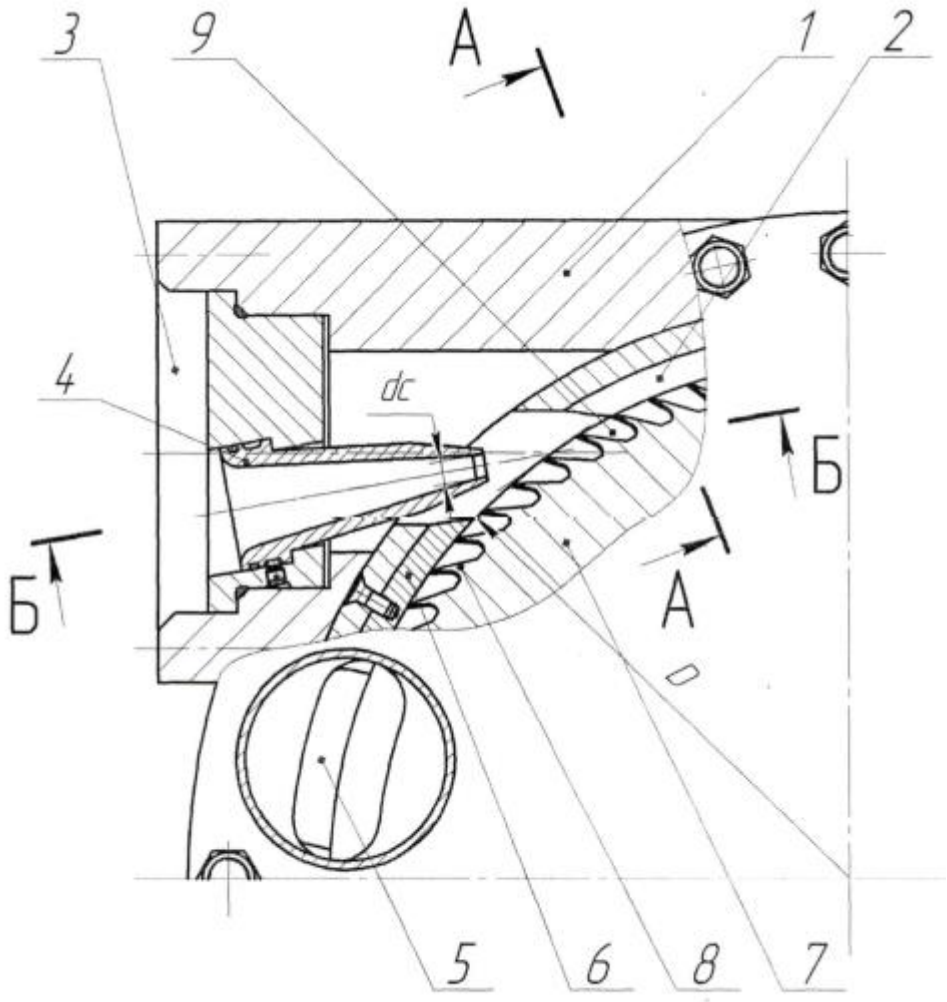
d_s - відносний діаметр сопла вхідного патрубка, який знаходиться в межах від 0,2 до 0,38, а зовнішній діаметр робочого колеса D, визначається за формулою:

$$D = \overline{L_p} \cdot i \cdot d_k,$$

де $\overline{L_p}$ - відносна довжина проточної частини в окружному напрямку для одного потоку, який знаходиться в межах від 8 до 11,

i - кількість вхідних і вихідних патрубків (кількість потоків).

UA 136761 U



Фіг. 1

Корисна модель належить до галузі машинобудування - до турбомашин, зокрема вихрових розширювальних машин, і може бути використана як пневмодвигун або детандер, як виконавчий пристрій в пневматичних і газових агрегатах різного призначення.

На стійкість поздовжньо-вихрової течії і на ефективність вихрової розширювальної турбомашини великий вплив мають: відносний діаметр сопла відношення діаметра вихідного перерізу сопла d_c до діаметра меридіонального перерізу проточної частини робочого кільцевого каналу d_k і відносний діаметр проточної частини $\overline{d_k} = d_k / D$ - відношення діаметра меридіонального перерізу проточної частини робочого кільцевого каналу d_k до зовнішнього діаметра робочого колеса D.

Від відносного діаметра сопла залежить величина зміщення осі сопла по ширині лопаток робочого колеса і можливість штучного підкручення потоку на вході в проточну частину для утворення стійкої поздовжньо-вихрової течії по довжині проточної частини. З іншого боку, це співвідношення має бути таким, щоб в центральній частині каналу не утворювалися зворотні течії.

Від відносного діаметра проточної частини залежать параметри поздовжнього вихору, над формуванням якого працює проточна частина, такі як число витків, діаметр витків, довжина ліній струму (течії). Також від цього параметра залежить розподіл тисків між сопловим апаратом і робочим колесом.

Найбільш близьким аналогом пристрою, що заявляється, вибраним як прототип, є вихрова машина, що містить корпус з робочим кільцевим каналом, вхідним і вихідним патрубками, встановлений між останніми в каналі відсікач, і розміщений в корпусі ротор, на валу якого встановлене робоче колесо з консольними лопатками, нахиленими в сторону, протилежну напрямку обертання колеса, і розташованими в кільцевому каналі.

При такій конструкції вихрової машини, де використовується однопотокова схема проточної частини, при тиску більше 10 бар, неминуче виникають радіальні сили, які діють на вал ротора. Це обумовлено зміною тиску в проточній частині в окружному напрямку (зменшенням тиску в робочому каналі від входу до виходу потоку). При тиску більше 10 бар на вході в машину, радіальні сили стають значними і для стабільної роботи потрібно провести зміни габаритів її конструктивних елементів: якщо робоче колесо встановлено на валу електрогенератора, то в цьому випадку неможливе використання стандартного електрогенератора, якщо ротор встановлений на власних опорах, то необхідні більш габаритні підшипники.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення вихрової розширювальної турбомашини, в якій шляхом раціонального підбору діаметра меридіонального перерізу проточної частини кільцевого робочого каналу, зовнішнього діаметра робочого колеса та кількості потоків з вхідних патрубків забезпечується розвантаження ротора машини від радіальних сил тиску, підвищується ефективність та ККД роботи машини.

Поставлена задача вирішується тим, що вихрова розширювальна турбомашина містить корпус з робочим кільцевим каналом, в якому розташовані вхідний патрубок з соплом та вихідний патрубок, між якими встановлений відсікач, та розміщене в корпусі робоче колесо з консольними лопатками. Кількість вхідних і вихідних патрубків (кількість потоків) від 2 до 3, діаметр меридіонального перерізу проточної частини кільцевого каналу d_k визначають за формулою

$$d_k = \frac{d_c}{d_s},$$

де d_c - діаметр вихідного перерізу сопла вхідного патрубка,

d_s - відносний діаметр сопла вхідного патрубка, який знаходиться в межах від 0,2 до 0,38, а зовнішній діаметр робочого колеса D, визначається за формулою:

$$D = \overline{L_p} \cdot i \cdot d_k,$$

де $\overline{L_p}$ - відносна довжина проточної частини в окружному напрямку для одного потоку, який знаходиться в межах від 8 до 11,

i - кількість вхідних і вихідних патрубків (кількість потоків).

Запропонована конструкція вихрової розширювальної машини, забезпечує її стабільну роботу при тиску більше 10 бар без зміни габаритних розмірів основних конструктивних деталей за рахунок розвантаження ротора від радіальних сил. Застосування вказаних вище діапазонів зміни співвідношень геометричних параметрів та збільшення кількості потоків дозволяє підвищити ККД вихрової розширювальної машини за рахунок формування стійкого поздовжньо-

вихрового руху робочого тіла (газу) по всій довжині кільцевого каналу, та збільшити ефективність обміну енергією потоку з робочим колесом, тим самим підвищити ККД проточної частини.

Суть запропонованої вихрової розширювальної машини пояснюється кресленнями, де на фіг. 1 - схема вихрової розширювальної машини, фіг. 2 - переріз А-А вихрової розширювальної машини, фіг. 3 - переріз Б-Б вихрової розширювальної машини, фіг. 4 - схема розташування вхідних патрубків при $i = 2$, фіг. 5 схема розташування вхідних патрубків при $i = 3$.

Вихрова розширювальна машина з двома вхідним патрубками (потоками) містить корпус 1 з робочим кільцевим каналом 2. В корпусі 1 виконані рівновіддаленими один від одного в окружному напрямку два вхідних патрубки 3 з соплом 4 та два вихідних патрубки 5, між якими встановлені відсікачі 6. В корпусі 1 розміщене робоче колесо 7 з консольними лопатками 8. Між консольними лопатками 8 знаходяться міжлопаткові канали 9. Робочий кільцевий канал 2 разом з міжлопатковими каналами 9 утворюють проточну частину 10 робочого кільцевого каналу 2.

Діаметр d_k, меридіонального перерізу проточної частини 10 робочого кільцевого каналу 2 визначають за формулою:

$$d_k = \frac{d_c}{d_s}$$

При цьому діаметр d_c вихідного перерізу сопла 4 вхідного патрубка 5 визначають за загальновідомими формулами по масовій витраті газу. $\overline{d_s}$ - відносний діаметр сопла вхідного патрубку, знаходиться в межах від 0,2 до 0,38. Значення від 0,2 до 0,38 - оптимальне, яке отримане в результаті проведення обчислювальних і фізичних експериментів.

Зовнішній діаметр робочого колеса D визначають за формулою:

$$D = \overline{L_p} \cdot i \cdot d_k,$$

де $\overline{L_p}$ - відносна довжина проточної частини в окружному напрямку для одного потоку та знаходиться в межах від 8 до 11. Це значення отримано в результаті проведених обчислювальних і фізичних експериментів і є оптимальним. i - кількість потоків (вхідних і вхідних патрубків, розташованих у корпусі), в даному випадку, $i = 2$. d_k визначають за попередньою формулою.

В результаті проведених обчислювальних і фізичних експериментів отримані оптимальні співвідношення геометричних параметрів, які відповідають максимальним значенням ККД вихрової розширювальної машини.

Вихрова розширювальна машина працює наступним чином. Газ подається у вхідні патрубки 3. Потенційна енергія тиску газу в соплах 4 перетворюється в кінетичну енергію потоку. Газ через сопла 4 надходить в проточні частини 10, які утворені робочими кільцевими каналами 2 та міжлопатковими каналами 9. При переміщені газу в міжлопаткових каналах 9 змінюється напрям, величина швидкості і момент кількості руху газу. В результаті, на консольних лопатках 8 з'являються сили, які створюють крутний момент відносно осі обертання робочого колеса і приводять робоче колесо 7 в рух. Конфігурація проточних частин 10 змушує потоки газу рухатися по спіралеподібній траєкторії від вхідних патрубків 3 до вихідних патрубків 5, багаторазово взаємодіючи з консольними лопатками 8 робочого колеса 7 і поступово віддаючи їм енергію. З проточних частин 10 газ відводиться через вихідні патрубки 5. Відсікачі 6 перешкоджають перетіканню газу з входу на вихід.

За рахунок збільшення кількості вхідних патрубків в корпусі вихрової розширювальної машині забезпечено розвантаження ротора машини від радіальних сил тиску, а також організовано поздовжньо-вихровий рух по всій довжині проточної частини, завдяки чому ефективно використовується енергії робочого тіла (газа) та збільшується ККД. Раціональний підбір діаметра меридіонального перерізу проточної частини кільцевого робочого каналу та зовнішнього діаметра робочого колеса забезпечує стабільну роботу вихрової машини без зміни габаритів її основних конструктивних елементів.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Вихрова розширювальна турбомашина, що містить корпус з робочим кільцевим каналом, в якому розташовані вхідний патрубок з соплом та вихідний патрубок, між якими встановлений відсікач, та розміщене в корпусі робоче колесо з консольними лопатками, яка **відрізняються** тим, що кількість вхідних і вихідних патрубків (кількість потоків) від 2 до 3, діаметр меридіонального перерізу проточної частини кільцевого каналу d_k визначають за формулою:

$$d_k = \frac{d_c}{d_s},$$

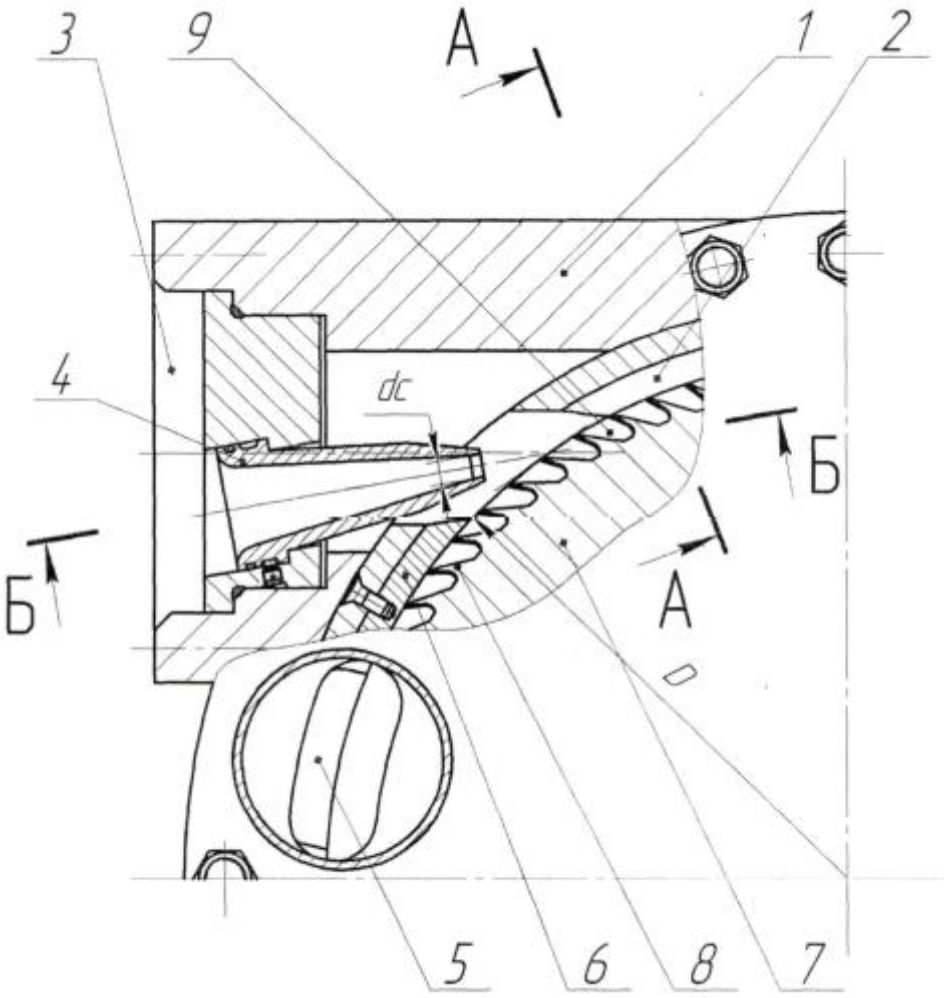
де d_c - діаметр вихідного перерізу сопла вхідного патрубка,

d_s - відносний діаметр сопла вхідного патрубка, який знаходиться в межах від 0,2 до 0,38, а зовнішній діаметр робочого колеса D, визначається за формулою:

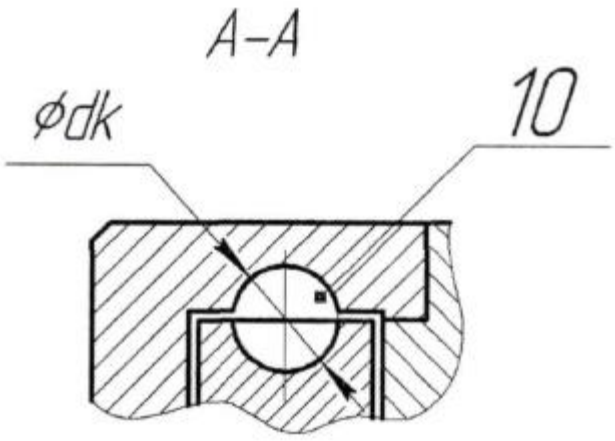
$$D = \overline{L_p} \cdot i \cdot d_k,$$

де $\overline{L_p}$ - відносна довжина проточної частини в окружному напрямку для одного потоку, який знаходиться в межах від 8 до 11,

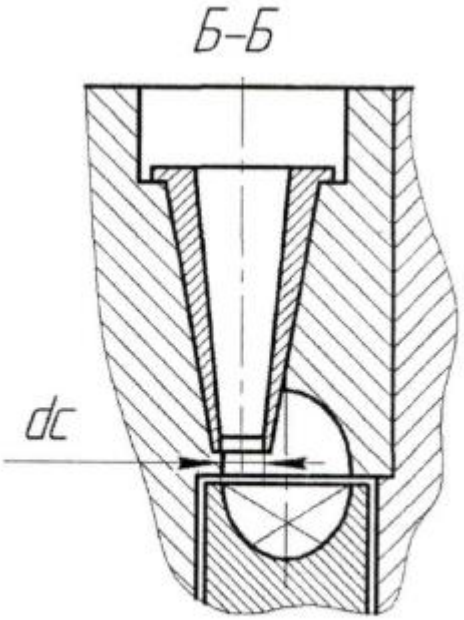
i - кількість вхідних і вихідних патрубків (кількість потоків).



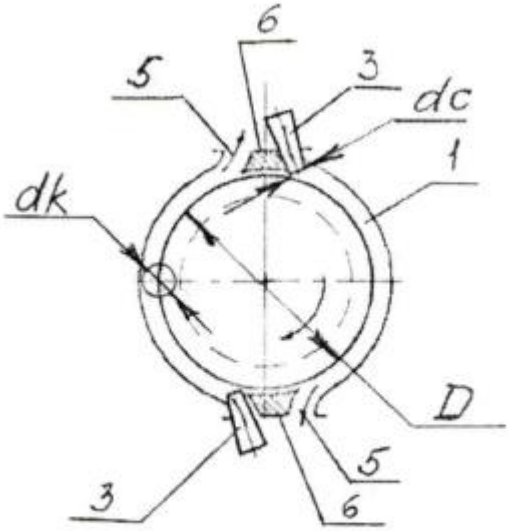
Фіг. 1



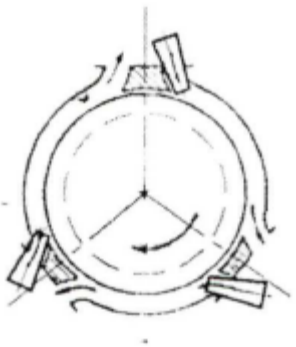
Фіг. 2



Фіг. 3



Фіг. 4



Фіг. 5

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601