



УДК 621.515-253:531.351:539.4

## Комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса відцентрового компресора

Б. В. Нішта<sup>1)</sup>, Д. В. Криворучко<sup>2)</sup>, А. В. Бурняшев<sup>3)</sup><sup>1), 2)</sup> Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007<sup>3)</sup> ПАТ «Турбогаз», пер. Дубового, 6/4, м. Харків, Україна, 61003**Article info:**

Paper received:

15 November 2014

The final version of the paper received:

18 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

**Correspondent Author's Address:**<sup>1)</sup> quasar\_nbv@mail.ru<sup>2)</sup> dmytro.kryvoruchko@gmail.com<sup>3)</sup> turbogaz@ukr.net

Робочі колеса представляють собою осесиметричні деталі, іноді досить складної форми, навантаженні головним чином відцентровими силами. Колеса є високонавантаженими деталями, часто працюють довгий час, сумарні напруження в них можуть бути настільки великі, що при аналізі умов їх міцності необхідно враховувати повзучість. Разом з цим колеса - це найбільш відповідальні деталі машини, і збереження їх міцності повинно бути гарантованим з повною надійністю. Сказаним і визначаються особливі труднощі та відповідальність розрахунків міцності робочих коліс компресорів.

В даній роботі розглядається робоче колесо відцентрового компресора. Метою роботи було чисельно оцінити вплив потоку газу і дію відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора за допомогою чисельного моделювання в програмному комплексі ANSYS.

Розв'язувалася задача про потік газу в проточній частині колеса компресора, розраховано напружено - деформований стан колеса враховуючи натяги, дію відцентрових сил і потік газу. В роботі представлені результати досліджень впливу потоку газу і дії відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора.

З результату дослідження видно, що врахування потоку газу приводить до суттєвого збільшення напружень, а вони можуть перевищити максимально-допустимі напруження.

**Ключові слова:** робоче колесо компресора, течія газу, відцентрові сили, напружено-деформований стан, метод скінчених елементів

### 1. ВСТУП

Створення нових конкурентоспроможних машин і обладнання не можливе без відповідних глибоких знань у сфері динаміки і міцності.

Сучасні роторні машини (насоси, компресори, турбіни і т.п.), робочі параметри яких постійно зростають і обчислюються десятками тисяч обертів за хвилину і тиском до 50 МПа, відчувають цілий ряд значних статичних і динамічних навантажень, які можуть викликати не тільки поломку окремих вузлів машини, але і призвести до виходу із ладу всього агрегату, тобто до аварії. Тим часом роторні машини можуть перекачувати агресивні, вибухопожежонебезпечні, токсичні рідини і гази, і вихід із ладу, наприклад, робочого колеса такої машини може негативно позначитися на безпеці життєдіяльності людей.

Для проектування надійних машин необхідні надійні методи розрахунку.

В роботі [1] описано метод та наведено результати розрахунків відкритих і закритих відцентрових коліс у пружній і пружно-пластичній областях під дією відцентрових сил. Напружений стан робочого колеса передбачався осесиметричним, що виправдано для коліс з числом лопаток більше 12. Колесо умовно розбивалося на дискову і ступичні частини.

Моделлю дисків з лопатками була кругла тришарова пластина або полого оболонка з пружним заповнювачем. При цьому для деформацій несучих шарів справедлива гіпотеза Кірхгофа-Лява, а для середнього шару (лопаток) - гіпотеза про рівномірний по ширині розподілу деформацій зсуву. Моделлю ступичної частини колеса було кільце або ізотропний диск. Основні рівняння отримані варіаційним методом, вирішення яких зводиться до вирішення інтегральних рівнянь.

Недоліки наведеного методу рішення очевидні. Це використання двох моделей для опису поведінки колеса під дією відцентрових сил. Крім того, використання тришарових пластин і пологих оболонок для дискової частини колеса потребує ретельного обґрунтування. Від цих недоліків вільний метод кінцевих елементів. Колесо моделюється набором кінцевих елементів, не потрібно припущення про осесиметричність його напруженого стану. Легко прикладаються навантаження від відцентрових сил, температурного поля і додаткові. Рішення задачі про напружено-деформований стан зводиться до розв'язання системи алгебраїчних рівнянь з розрядженими матрицями.

## 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження було чисельно оцінити вплив потоку газу і дію відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора для удосконалення існуючих методів розрахунку.

В якості об'єкта дослідження було обрано колесо відцентрового компресора.



Рис. 1. Тривимірний модель колеса компресора

Для конкретизації чисельного розрахунку вибрані наступні параметри компресора: надлишковий тиск газу на вході в компресор  $10\div 12$  МПа; робоча частота  $13000\div 18000$  об/хв.

## 3. РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧІ

Розрахунки здійснювалися за допомогою програмного комплексу ANSYS.

Алгоритм розв'язання задачі про течію газу в проточній частині колеса компресора передбачав наступні етапи: визначення основних припущень (вибір типу аналізу, вибір моделі турбулентності), препроцесінг (створення геометричної моделі, генерація сітки, задання властивостей матеріалу, задання початкових та граничних умов, вибір розрахункових параметрів), розрахунок, постпроцесінг (перегляд результатів, перевірка достовірності рішення).

Слід зауважити, що у модель було додано дві області (вхідну і вихідну) для того, щоб потік перед входом в колесо і на виході з колеса встиг сформувався.

Початкові і граничні умови задавалися за допомогою режиму **Turbo Mode** в **CFX-Pre** (рис. 2). В якості початкових умов для колеса компресора задавалися повний тиск на вході в компресор, а також обертання рухомого демена з робочою швидкістю.

Було обрано k-Epsilon модель турбулентності. Задача розв'язувалася для газу – метан  $\text{CH}_4$  (реальний газ, модель Пенга-Робінсона, молярна маса  $0,016$  кг/моль, критична температура  $191$  °К, критичний тиск  $4,6$  МПа). Температура газу на вході в колесо  $310$  °К.

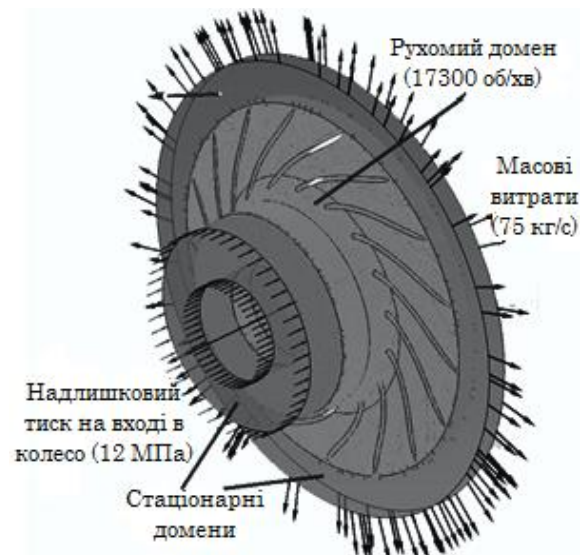


Рис. 2. Рухомий і стаціонарні домени для колеса компресора

Розрахункова модель для колеса компресора складалася з колеса компресора, ступиці, частини вала, 10-ти штифтів.

Фізико-механічні характеристики матеріалу (титановий сплав) робочого колеса компресора – границя текучості  $834$  МПа, модуль пружності  $96000$  МПа, густина  $4430$  кг/м<sup>3</sup>, коефіцієнт Пуасона  $0,36$ .

На першому етапі розв'язання враховувалися тільки натяги, які задавалися при налаштуванні контактів.

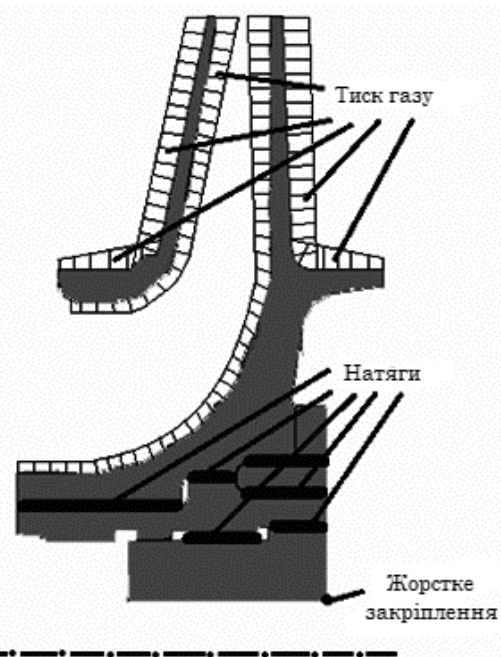


Рис. 3. Граничні умови для колеса компресора

На другому етапі додавалася дія відцентрових сил за допомогою функції **Rotational Velocity** і задавалася швидкість обертання.

На третьому етапі додатково імпортувалося поле тисків, яке попередньо було отримано, розв'язавши задачу про течію газу. На зовнішні сторони основного і покривного дисків колеса компресора прикладався робочий тиск, а також на поверхнях, де повинні

розміщуватися лабіринтні ущільнення, прикладався тиск, який змінювався лінійно від мінімального до максимального. Конструкція закріплювалася наступним чином:

- жорстке закріплення на кінці частини валу; обмеження руху вздовж осі  $x$  для колеса компресора.

#### 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати обчислення показали, що найбільш небезпечними є два місця, де лопатки кріпляться до покривного диска (рис. 4).

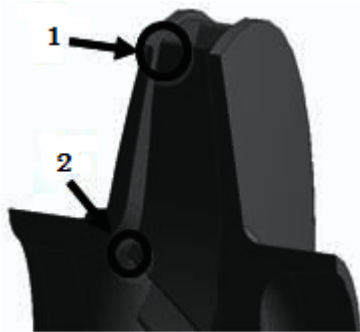


Рис. 4. Потенційно небезпечні місця колеса компресора Використовуючи програмний комплекс ANSYS

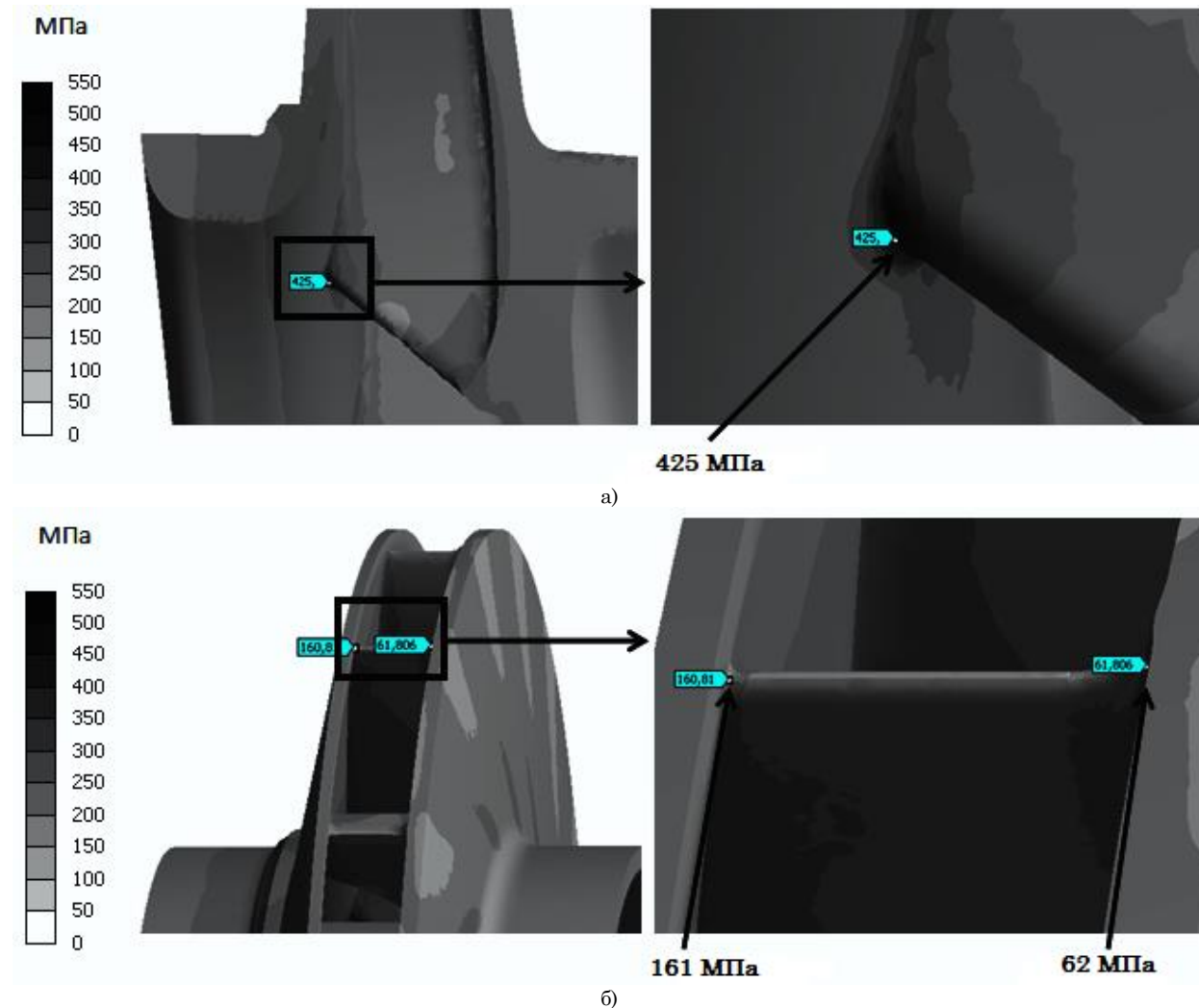


Рис. 5. Еквівалентні напруження з урахуванням натягів і дії відцентрових сил для колеса компресора в небезпечних місцях

було визначено напружено-деформований стан колеса компресора.

Розрахунок показав, що максимальні еквівалентні напруження для моделі з урахуванням натягів, дії відцентрових сил і тиску потоку газу для колеса компресора становлять 510 МПа (рис. 5). Порівнюючи рис. 5 та 6 видно, що тиск газу призводить до збільшення еквівалентних напружень у колесі на 85 МПа (20%) за інших рівних умов. Ці напруження квадратично залежать від частоти обертання (рис. 7).

Суттєве збільшення напружень на кромці лопатки на вході в колесо компресора (в небезпечній точці 1) можна пояснити тим, що при врахуванні течії газу, газ створює тиск на основний диск, покривний диск і лопатки. Таким чином виникають додатково напруження, які додаються до напружень, які виникають при врахуванні дії відцентрових сил.

Суттєве збільшення напружень на кромці лопатки на виході з колеса компресора (в небезпечній точці 2) можна пояснити тим, що при врахуванні течії газу покривний диск зазнає більшої деформації згину (рис. 8), і в місцях, де лопатка кріпиться до покривного диска, виникають додатково згинальні напруження.

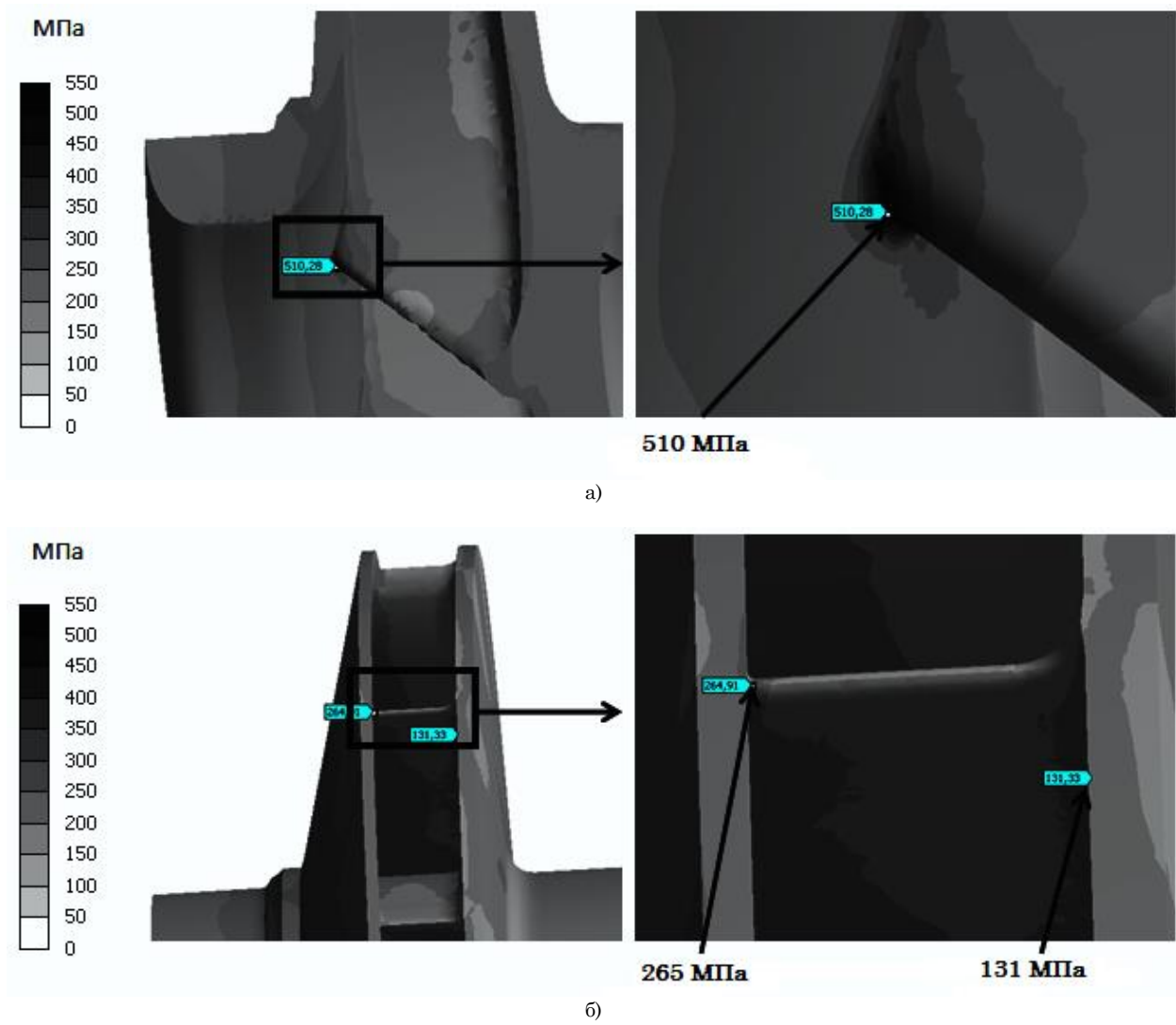


Рис. 6. Еквівалентні напруження з урахуванням натягів, дії відцентрових сил і тиску потоку газу для колеса компресора в небезпечних місцях

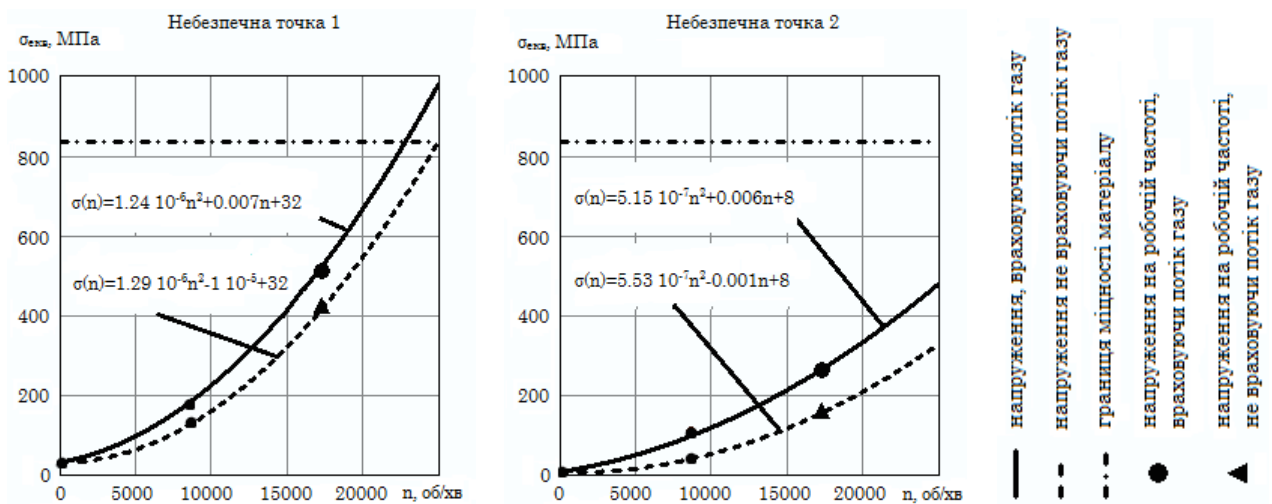


Рис. 7. Вплив частоти обертання колеса компресора на максимальні еквівалентні напруження у небезпечних місцях колеса



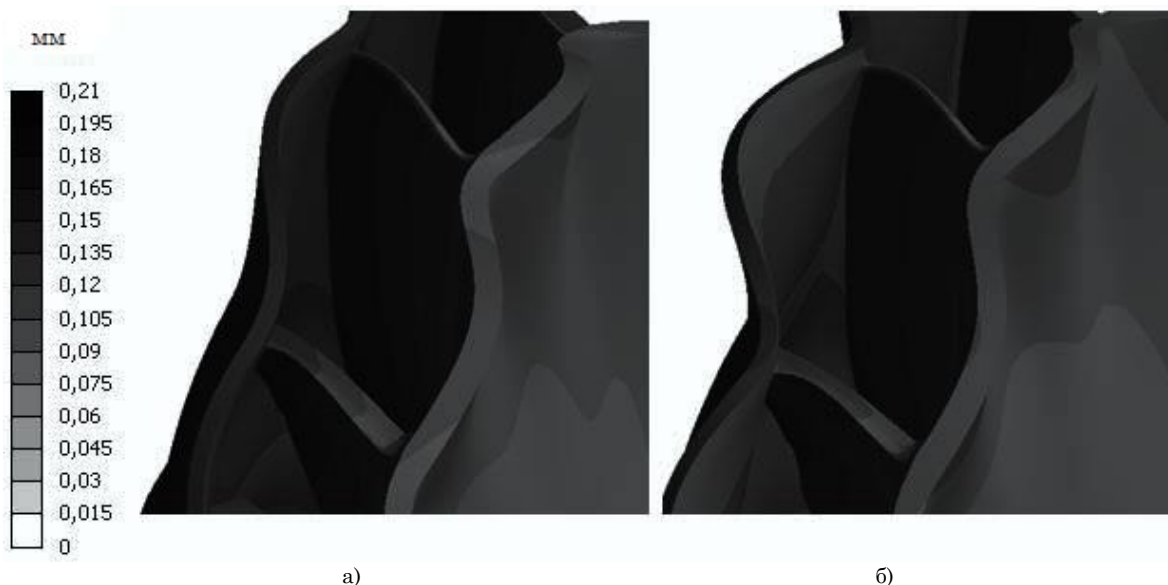


Рис. 8. Деформації колеса з урахуванням натягів та дії відцентрових сил (а) та додатково тиску газу (б) для колеса компресора. Масштаб деформації 300:1

## 5. ВИСНОВОК

За результатами розрахунку напружено-деформованого стану колеса компресора як абсолютно пружного тіла максимальне напруження становить 510 МПа (умова міцності виконується,  $\sigma_r=834$  МПа) у моделі, що враховує потік газу, і 425 МПа в моделі, яка наявності газу не враховує. Наявність потоку газу збільшує максимальні напруження у небезпечному місці (спряжені лопатки з покривним диском) на 20%.

Отже, врахування потоку газу та тисків, що він створює на стінки лопаток та дисків, призводить до суттєвого підвищення розрахункових напружень порівняно з результатами розрахунків за традиційно вживаними методиками. Це свідчить про потенційну небезпечність руйнування та показує необхідність більш детального подальшого теоретичного та експериментального вивчення розподілу напружень та запасів міцності в колесі компресора в умовах складного навантаження.

## Computer analysis of the stress-deformation state of the centrifugal compressor impeller

B. V. Nishta<sup>1)</sup>, D. V. Kryvoruchko<sup>2)</sup>, A. V. Burnyashev<sup>3)</sup>

<sup>1), 2)</sup> Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007

<sup>3)</sup> «Turbogaz» PJSC, 6/4, Dubovogo lane, Kharkov, Ukraine, 61003

Impellers are axisymmetrical parts. Sometimes they have complex forms. They are mainly loaded by centrifugal forces. The wheels are heavy duty parts, often working for long time and their summary stress-creep may be so large that the analysis of the conditions of their strength is impossible without considering creep. At the same time the wheels are the most critical parts of machines and saving their strength should be provided with complete reliability. All this is defined by special difficulties and responsibilities of the compressor and turbine wheel strength calculating.

In this work the wheel of the centrifugal compressor is considered. The aim of the study was to numerically evaluate the influence of the gas flow and the action of centrifugal forces on the stress-deformation state of the centrifugal compressor by using of numerical simulation in ANSYS software.

The problem of the gas flow in the flow area of the compressor wheel was solved; the stress-deformation state of the wheel including the tension, the action of the centrifugal forces and the gas flow was calculated. The results of the investigation of the gas flow influence and the action of centrifugal forces on the stress-deformation state of the impeller are presented in this article.

The study shows that the consideration of the gas flow leads to the significant stress increasing that may exceed the maximum allowable stress.

**Key words:** compressor impeller, gas flow, centrifugal forces, stress-deformation state, finite element method

## Компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса центробежного компрессора

Б. В. Ништа<sup>1)</sup>, Д. В. Криворучко<sup>2)</sup>, А. В. Бурняшев<sup>3)</sup>

<sup>1), 2)</sup> Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007

<sup>3)</sup> ОАО «Турбогаз», пер. Дубового, 6/4, г. Харьков, Украина, 61003

Рабочие колеса представляют собой осесимметричные детали, иногда довольно сложной формы, нагруженные главным образом центробежными силами. Колеса есть высоконагруженных деталями, часто работают долгое время, суммарные напряжения в них могут быть настолько велики, что при анализе условий их прочности необходимо учитывать ползучесть. Вместе с этим колеса - это наиболее ответственные детали машины, и сохранение их прочности должно быть гарантированным с полной надежностью. Сказанным и определяются особые трудности и ответственность расчетов прочности рабочих колес компрессоров.

В данной работе рассматривается рабочее колесо центробежного компрессора. Целью работы было численно оценить влияние потока газа и действие центробежных сил на напряженно-деформированное состояние колеса центробежного компрессора с помощью численного моделирования в программном комплексе ANSYS.

Решалась задача о потоке газа в проточной части колеса компрессора, рассчитано напряженно-деформированное состояние колеса учитывая натяжения, действие центробежных сил и поток газа. В работе представлены результаты исследований влияния потока газа и действия центробежных сил на напряженно-деформированное состояние колеса центробежного компрессора.

Из результата исследования видно, что учет потока газа приводит к существенному увеличению напряжений, а они могут превысить максимально допустимые напряжения.

**Ключевые слова:** рабочее колесо компрессора, течение газа, центробежные силы, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Демьянушко И. В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И. В. Демьянушко, И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 247с.
2. Батурин О. В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»: Учеб. Пособие / О. В. Батурин. – Самара: СГАУ, 2011. – 241 с.
3. Загорулько А. В. Програмный комплекс ANSYS в инженерных задачах: Навчальний посібник / А. В. Загорулько. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 201 с.

### REFERENCES

1. Demyanushko I. V., Birger I. A. (1978). Raschet na prochnost vraschayuschihysya diskov. M. Mashinostroenie. 247 p. [in Russian].
2. Baturin O. V. (2011). Konspektyi lektsiy po uchebnoy distsip-line «Teoriya i raschet lopatochnyih mashin»: Ucheb. Poso-bie. Samara. SGAU. 241 p. [in Russian].
3. Zagorulko A. V. (2008). Programnyj kompleks ANSYS v inzhenernykh zadachax: Navchalnyj posibnyk. Sumy Vyd-vo SumDU. 201 p. [in Ukrainian].