

Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська  
конференція факультету авіаційних двигунів (ФАД)

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ  
ДВИГУНОБУДУВАННЯ,  
ЕНЕРГЕТИКИ  
ТА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ МЕХАНІКИ**



**20-21 травня 2026 року**

**ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ**

Харків «ХАІ» 2026



УДК [621.4+621.1+621.865.8] (063)

Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів (ФАД) «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки» [Електронний ресурс] : тези доповідей, 20-21 травня 2026 р. – Харків: Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», 2026. – 148 с.

Представлено матеріали доповідей науково-практичної конференції «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки». Освітлено проблеми теорії і робочих процесів, конструкції та міцності, систем управління і діагностики двигунів та енергоустановок; технології виробництва двигунів. В збірнику представлено також актуальні питання теплоенергетики та енергозбереження, промислової робототехніки та логістичних систем у виробництві.

Для спеціалістів науково-дослідних і промислових організацій, викладачів, аспірантів і студентів.



**Організатори конференції:**



**Юрій ШИРОКИЙ**  
Голова оргкомітету  
Декан Факультету  
авіаційних двигунів,  
к.т.н, доцент



**Олександр БІЛОГУБ**  
Заступник декана  
Факультету авіаційних  
двигунів з науки,  
д.т.н., професор



**Олег КІСЛОВ**  
Завідувач кафедри  
теорії авіаційних  
двигунів (201),  
к.т.н., професор



**Ольга КЛАДОВА**  
В.о. завідувача кафедри  
теоретичної механіки,  
машинознавства та роботомеха-  
нічних систем (202),  
к.т.н., доцент



**Сергій ЄШФАНОВ**  
Завідувач кафедри конструкції  
авіаційних двигунів (203),  
д.т.н., професор



**Сергій НИЖНИК**  
Завідувач кафедри технологій  
виробництва авіаційних  
двигунів (204),  
к.т.н.



**Костянтин ЄШФАНОВ**  
Завідувач кафедри  
аерокосмічної  
теплотехніки (205),  
к.т.н., доцент



**Євген БІЛОУСОВ**  
Професор кафедри експлуатації  
суднових енергетичних устано-  
вок Херсонської державної мор-  
ської академії, д.т.н., проф.  
(Херсон)



**Андрій МАРЧЕНКО**  
Проректор з наукової роботи  
Національного технічного уні-  
верситету «Харківський політе-  
хнічний інститут»,  
д.т.н., проф. (Харків)



**Володимир СОРОКІН**  
Старший науковий співробіт-  
ник НДЧ кафедри Автоматиза-  
ції та комп'ютерно-інтегрова-  
них технологій Харківського  
національного університету  
міського господарства  
ім. О. М. Бекетова,  
д.т.н., професор (Харків)



**Михайло ТКАЧ**  
Завідувач кафедри інженерної  
механіки та технології машино-  
будування Національного  
Університету Кораблебуду-  
вання ім. адмірала Макарова,  
д.т.н., професор (Миколаїв)



**Роман ВАРБАНЕЦЬ**  
Завідувач кафедри Суднових  
енергетичних систем  
та комплексів  
Одеського Національного  
Морського Університету,  
д.т.н., проф. (Одеса)

**Робоча група:**

**Євген МАРЦЕНІЮК**  
Секретар/організатор/  
координатор



**Ганна МАРТАКОВА**  
Головний редактор



**Олександр БЛОГУБ**  
Секретар/організатор/  
координатор



**Олексій БОНДАРЕНКО**  
Секретар /модератор



**Сергій СВІЖЕНЦЕВ**  
Розробник сайту конференції

© Національний аерокосмічний університет  
"Харківський авіаційний інститут", 2026 р.



## ЗМІСТ

### Загальні питання двигунобудування та механіки

ВПЛИВ МЕТАЛІЗАЦІЇ ПАЛИВА ГІБРИДНОГО РАКЕТНОГО ДВИГУНА  
НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

*М. В. Амброжевич, В. В. Кізіленко* ..... 11

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ВЕРИФІКАЦІЇ РЕЗУЛЬТАТІВ  
CFD РОЗРАХУНКІВ ВИМІРЮВАЧІВ ТЕМПЕРАТУРИ

*Я. С. Веклич*..... 15

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ 2D ТА 3D КОНТРОЛЮ ШОРСТКОСТІ  
В СУЧАСНОМУ МАШИНОБУДІВНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

*В. Калініченко, В. Бочаров*..... 17

ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ В АВІАЦІЙНИХ  
СИЛОВИХ УСТАНОВКАХ

*М. В. Ковтун* ..... 20

АНАЛІЗ КОМПЛЕКСНОГО ПІДХІДУ ДО РЕАЛІЗАЦІЇ МЕТОДІВ  
ОЧИЩЕННЯ І МИТТЯ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНОЇ ФОРМИ

*А. В. Лагоржевська, Н. М. Московська*..... 24

СuO-НАНОСТРУКТУРОВАНІ ПОКРИТТЯ ЯК МАТЕРІАЛОЗНАВЧА  
ОСНОВА КЕРУВАННЯ ПОВЕРХНЕВИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ ЕЛЕМЕНТІВ  
ДВИГУНОБУДУВАННЯ

*М. А. Луценко* ..... 26

ІНТЕГРАЛЬНИЙ КРИТЕРІЙ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНОГО НАБОРУ  
ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ЗАДАЧ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ ГТД

*Є. В. Марценюк*..... 28

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МОНІТОРИНГОВИХ МОДЕЛЕЙ  
НЕВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ГТД ЗА ІНТЕГРАЛЬНИМ КРИТЕРІЄМ  
ЯКОСТІ

*Є. В. Марценюк*..... 33

ГІБРИДНА СИЛОВА УСТАНОВКА ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІТАКА

*А. Р. Шелена, С. В. Єніфанов* ..... 37



## Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ ДОЗВУКОВОЇ ТЕЧІЇ НА ВХОДІ У ТРАНСЗВУКОВУ КОМПРЕСОРНУ РЕШІТКУ РОЗРАХУНКОВИМ ШЛЯХОМ	
<i>А. С. Данда, Н. В. Піжанкова</i> .....	39
РОЗРОБЛЕННЯ СПОСОБУ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ ГАЗОТУРБІННОГО ПРИВОДУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ	
<i>О. Д. Дегтярьов, Г. С. Воробйова, К. В. Фесенко, А. І. Ситніков</i> .....	42
ПІДБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВОЇ ТУРБІНИ КОНВЕРТОВАНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ПРИВОДА ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА	
<i>О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко, С. С. Бондаренко</i> .....	44
ВІДМІННОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУРБОВАЛЬНИХ ПРИВОДІВ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ З БЛОКОВАНОЮ ТА ВІЛЬНОЮ ТУРБІНОЮ НА РЕЖИМАХ ЗНИЖЕНОЇ ПОТУЖНОСТІ	
<i>О. В. Кіслов, Д. М. Чиж</i> .....	45
ПРОЕКТУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РЕГУЛЬОВАНОГО НАДЗВУКОВОГО СОПЛА З ЦЕНТРАЛЬНИМ ТІЛОМ	
<i>К. В. Рябчук, О. В. Кіслов</i> .....	49
ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АМІАКУ ЯК СУДНОВОГО ПАЛИВА	
<i>О. В. Сінкевич, Є. В. Білоусов</i> .....	52
NUMERICAL ANALYSIS OF EJECTOR NOZZLE MODELS	
<i>R. Yu. Tsukanov, S. V. Yepifanov</i> .....	55
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ВУЗЛІВ ГТД НА ПИТОМУ ВИТРАТУ ПАЛИВА	
<i>М. В. Амброжевич, Д. М. Чиж</i> .....	56
ОСОБЛИВОСТІ ОБТІКАННЯ КОМПРЕСОРНОЇ РЕШІТКИ ПРОФІЛІВ НАДЗВУКОВИМ ПОТОКОМ ПРИ ЗМІНІ ПРОТИТІСКУ НА ВИХОДІ	
<i>Л. Г. Бойко, Д. М. Чиж</i> .....	61
ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ШВИДКОСТІ НА ПОВНИЙ ТИСК ТА ПИТОМИЙ ІМПУЛЬС ТЯГИ В СОПЛІ ЛАВАЛЯ	
<i>М. В. Амброжевич, К. С. Єпіфанов, Є. Т. Бондар</i> .....	64



## Конструкція і міцність

МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕДІНКИ ПОРШНЯ В ПРОЦЕСІ «М'ЯКОГО» ГІДРОУДАРУ	
<i>О. В. Білогуб, О. Ю. Гусєв</i> .....	67
PROMISING DEVELOPMENT TRENDS IN TURBINE BLADE COOLING SYSTEMS	
<i>S. B. Borys, O. V. Chubukina</i> .....	70
ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ВНУТРІШНІХ ПОРОЖНИХ ЛОПАТКИ ТУРБИНИ НА ЧАСТОТУ ЇЇ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ	
<i>О. І. Гаркуша, А. О. Хорошкіна</i> .....	71
СПРОЩЕННЯ ПРОЄКТУВАЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ	
<i>В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза, А. С. Сорока</i> .....	72
ВИКОРИСТАННЯ КРИТЕРІЇВ ПОДІБНОСТІ ДЛЯ ОПИСУ ВТРАТ ТЕРТЯ У ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ З КЕРАМІЧНИМИ ТА МЕТАЛЕВИМИ КУЛЬКАМИ	
<i>В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза</i> .....	75
ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ НА РЕСУРС ГІБРИДНИХ ПІДШИПНИКІВ	
<i>М. В. Кібірєв, О. М. Гнисько</i> .....	78
ГІДРОСТАТИЧНИЙ ПІДШИПНИК З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РІДИНИ В НЕСУЧІ КАМЕРИ	
<i>В. І. Назін, С. Ю. Сідий</i> .....	79
ВИБІР НЕОБХІДНОГО ТИСКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ГІДРОСТАТИЧНИЙ ОПОРИ ПЛАНЕТАРНОГО АВІАЦІЙНОГО РЕДУКТОРА	
<i>В. І. Назін, С. В. Щербина</i> .....	81
ВПЛИВ ЗАКРІПЛЕННЯ ПОРШНЯ НА НАПРУЖЕННЯ В ЙОГО ЕЛЕМЕНТАХ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ В SOLID WORK SIMULATION	
<i>А. М. Оніщенко, О. В. Білогуб</i> .....	83
ОЦІНКА ВПЛИВУ МАТЕРІАЛУ ТІЛ КОЧЕННЯ НА КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ У ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ ТУРБОАГРЕГАТІВ	
<i>А. О. Рак, О. М. Гнисько</i> .....	85



## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ДВООПУКЛО-ВВИГНУТИМИ ЗУБЦЯМИ НА ЇХ РЕСУРС

*Р. І. Трофимов, А. В. Кузнецова* ..... 88

## ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ДИФЕРЕНЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ У СКЛАДІ АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ

*В. В. Усик, О. Ю. Кладова, О. В. Косенко* ..... 89

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МОДЕЛЕЙ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ РОЗРАХУНКАХ НА МІЦНІСТЬ ШТИФТОВОГО З'ЄДНАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ГТД

*І. В. Філімонов, О. В. Бондаренко* ..... 93

## САК і діагностика

### ПРОБЛЕМА СИНТЕЗУ СПРОЩЕНИХ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВИСОКОІНЕРЦІЙНИХ ОБ'ЄКТІВ ДЛЯ ЗАДАЧ КЕРУВАННЯ

*О. В. Бондаренко* ..... 97

### ПАРАМЕТРИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЯК ІНСТРУМЕНТ ОЦІНЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДЕН

*В. І. Залож* ..... 99

### МОНІТОРИНГ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ ЯК ДЖЕРЕЛО УТОЧНЕНИХ ДАНИХ ПРО ЕФЕКТИВНУ ПОТУЖНІСТЬ ДУНАЙСЬКИХ ШТОВХАЧІВ

*Т. В. Тарасенко* ..... 103

## Технологія виробництва двигунів

### АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ ЗМІЦНЕННЯ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИМИ ПОКРИТТЯМИ

*О. В. Довженко, І. О. Рябенков, Ю. В. Широкий* ..... 106

### ІМПУЛЬСНА ЛАЗЕРНА ОБРОБКА ЯК ЕФЕКТИВНИЙ МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ПОКРИТТІВ

*О. Д. Семененко, Д. І. Безпалов, Ю. В. Широкий* ..... 110

### ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ МІКРОСТРУКТУРИ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПОКРИТТІВ З КОМПОЗИЦІЙНИХ ПОРОШКІВ

*А. І. Сергієнко, Н. В. Савченко, О. В. Шорінов, А. О. Волков* ..... 112



КОНСТРУКЦІЯ ПЛАЗМОВОГО ДЖЕРЕЛА, ПРАЦЮЮЧОГО В РЕЖИМАХ  
ВАКУУМНО-ДУГОВОГО І МАГНЕТРОННОГО РОЗРЯДІВ

*Ю. О. Сисоєв, А. С. Сорока, Е. В. Торосян*..... 113

РОЗРОБЛЕННЯ ІМПУЛЬСНИХ ВАКУУМНО-ДУГОВИХ ДЖЕРЕЛ ПЛАЗМИ  
ДЛЯ ОТРИМАННЯ БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ ПОКРИТТІВ

*Ю. О. Сисоєв, Ю. В. Широкий* ..... 115

РЕЗУЛЬТАТИ ГРУБОГО І УТОЧНЕНОГО ПРОГРАМНИХ РОЗРАХУНКІВ  
РОБОТИ ДЕФОРМУВАННЯ ШТАМПОВАНОЇ ПОКОВКИ ДЛЯ ГРУПОВОГО  
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ДЕТАЛІ «ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ»

*В. В. Третьак, І. Р. Зеленський, Є. С. Носенко*..... 117

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПОКРИТТІВ  
ШЛЯХОМ ДОДАВАННЯ ЧАСТИНОК ОКСИДІВ І КАРБІДІВ  
ДО ПОРОШКОВОЇ СУМІШІ

*Д. О. Білан, О. В. Шорінов* ..... 120

## Промислова робототехніка

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ПЛАНУВАННЯ ЗАХОПЛЕННЯ ОБ'ЄКТІВ  
РОБОТАМИ-МАНІПУЛЯТОРАМИ

*К. О. Григоров, О. Д. Семененко, Ю. В. Широкий* ..... 121

МЕТОДИ НАВІГАЦІЇ РОБОТОТЕХНІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ: СИСТЕМА  
ПОЗИЦІОНУВАННЯ ТА НАВІГАЦІЇ

*Ю. О. Семененко, М. О. Тихончук, А. М. Оніщенко, О. Д. Семененко* 124

ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОБМЕЖЕННЯ ГУМАНОЇДНОЇ  
ПЛАТФОРМИ PHANTOM MK-1

*А. С. Сорока, Ю. О. Сисоєв*..... 126

АНАЛІЗ ПРИНЦИПІВ ПРИВЕДЕННЯ В РУХ СФЕРИЧНИХ РОБОТІВ

*М. Ю. Старчак, О. Д. Семененко, О. В. Косенко* ..... 127

## Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

ВПРОВАДЖЕННЯ І ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ RENISHAW EQUATOR  
У ГІБРИДНІЙ МЕТРОЛОГІЧНІЙ АРХІТЕКТУРІ МАШИНОБУДІВНОГО  
ПІДПРИЄМСТВА

*В. Б. Бочаров* ..... 129



ВИКОРИСТАННЯ САПР SOLIDWORKS MOTION ДЛЯ КІНЕМАТИЧНОГО  
ТА ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

*Д. В. Василевський, О. Ю. Кладова, Т. К. Мурадян* ..... 130

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОФІЛЮ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА  
У САПР SOLIDWORKS

*М. П. Ковальов, О. Ю. Кладова, Т. К. Мурадян* ..... 131

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БАГАТОПЕРЕХІДНОГО ТЕХПРОЦЕСУ  
ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ЛИСТОВОЇ ЗАГОТОВКИ

*О. Г. Наріжний, М. Є. Тараненко* ..... 133

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ РОБОТИ СИСТЕМИ ПІРОМЕТРИЧНОГО  
ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ У СКЛАДІ УСТАНОВКИ «БУЛАТ-6»

*Ю. О. Сисоєв, Ю. В. Широкий, Є. І. Фесенко* ..... 136

ЗАВАДОСТІЙКЕ КОДУВАННЯ СИГНАЛІВ КЕРУВАННЯ ПРЕЦЕНЗІЙНИМИ  
СИСТЕМАМИ

*А. С. Сорока, О. В. Белявський, О. В. Косенко* ..... 137

СУЧАСНІ МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЙ  
ТРАНСПОРТУЮЧИХ МАШИН ПРИ ЇХ ПРОЄКТУВАННІ

*А. В. Костюров, О. В. Торосян* ..... 141

ПРОГРАМНИЙ РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ОПЕРАЦІЙ  
В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОЦЕСІ ДЕТАЛІ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА  
«ШЕСТЕРНЯ»

*В. В. Третьак, О. В. Караванський* ..... 143

## Логістичні системи у виробництві

ПРОЄКТУВАННЯ ЦИФРОВОЇ ЕКОСИСТЕМИ ТРАНСПОРТНИХ  
ПЕРЕВЕЗЕНЬ У МЕГАПОЛІСІ

*В. О. Захаренко* ..... 145

## Загальні питання двигунобудування та механіки

### ВПЛИВ МЕТАЛІЗАЦІЇ ПАЛИВА ГІБРИДНОГО РАКЕТНОГО ДВИГУНА НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

*М. В. Амброжевич, В. В. Кізіленко*  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

**Актуальність.** Гібридний ракетний двигун (ГРД) займає проміжне положення між рідинним (РРД) і твердопаливним (РДТП), що стосується як масогабаритних характеристик, так і можливості багаторазового запуску та регулювання тяги. У гібридних двигунах зазвичай пальне – тверде, а окисник – рідкий (рис. 1). ГРД упевнено зайняли свою нішу починаючи з кінця 40-х років минулого століття завдяки тому, що поєднують у собі переваги як твердопаливних, так і рідинних реактивних двигунів.

**Метою дослідження** є аналіз впливу металізації палива на властивості палива і продуктів згоряння (ПЗ), і інтегральні характеристики двигуна.

У процесі сумішоутворення та розрахунку процесу горіння ГРД є ближчими до РДТП, проте порівняно з останніми мають низку беззаперечних переваг:

1. Регулювання витрати ПЗ та тиску в камері згоряння (КЗ) визначається тиском окисника, яке може регулюватися в процесі згоряння і яке задається або витіснювальною системою, або турбонасосною; витрата ПЗ регулюється витратою окисника;
2. Більш велика варіабельність за складом пального, яке зазвичай включає чотири складові: саме пальне, затверджувач, пластифікатор і каталізатор процесу затвердіння. П'ятим компонентом може бути металевий порошок (алюміній Al, берилій Be, магній Mg);
3. Більший імпульс тяги ГРД порівняно з РДТП;
4. Багаторазовий запуск.

Недоліки – це як завжди продовження переваг:

1. Рідкий окиснювач (LOX) повинен мати криогенну температуру (~90 K);
2. Більші розміри ГРД порівняно з РДТП.

Отже, в області мініатюрних ракетних двигунів одноразового запуску краще РДТП, для середніх, регульованих по тязі і багаторазового запуску – ГРД.

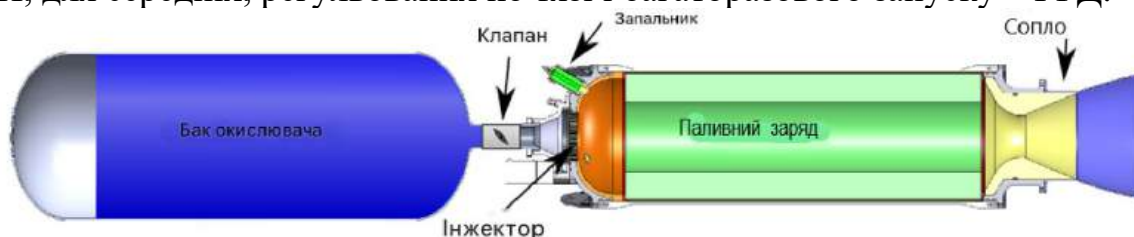


Рис. 1 – Схема гібридного ракетного двигуна [1]

Як пальне для гібридного ракетного двигуна можуть використовуватися: парафін, полібутадієн із кінцевими гідроксильними групами (НТРВ), зокрема

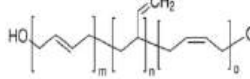
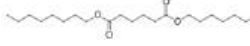
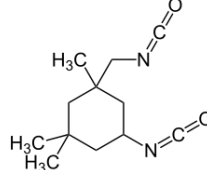
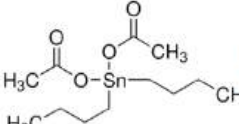


модифікований металевими порошками та сполуками металів (літію, алюмінію, берилію та їхніх сполук), поліметилметакрилат  $(C_5H_8O_2)_n$ , поліетилен PE  $(-CH_2-)_n$ , целюлоза  $(C_6H_{10}O_5)$ , а також карбон (C).

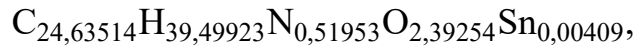
Як окиснювач у гібридних ракетних двигунах застосовують криогенні рідинні компоненти – рідкий кисень (LOX) і рідкий дифторид кисню  $OF_2$ , а також некриогенні окиснювачі – закис азоту  $NO_2$ , тетроксид азоту  $N_2O_4$  і повітря, що можуть зберігатися за температур, близьких до звичайних.

Тверде паливе завжди має складний багатоконпонентний склад, оскільки, окрім горючої основи, до нього можуть входити різноманітні добавки: затверджувачі, стабілізатори, пластифікатори, каталізатори затвердіння, прискорювачі горіння, баластні домішки (наприклад, унаслідок недостатнього очищення вихідних компонентів) (табл. 1), а також металеві порошки й металовмісні сполуки, що підвищують енергетичну ефективність процесу окиснення тощо. Таким чином, окрім вуглецю і водню, до складу пального можуть у невеликих кількостях входити азот, кисень, сірка, хлор, олово і в більшій кількості алюмінієва пудра Al (до 60%), берилій Be та його оксид BeO (до 40%), літій Li, гідрат літію LiH (осушувач) і гідроксид літію LiOH (каталізатор полімеризації), магній Mg.

Таблиця 1 – Складові сумішевого палива на основі НТРВ

Компонент	Формула	Призначення	Масова частка %	Густина, $kg/m^3$ (молярна маса, $kg/kmol$ )
1 Hydroxyl-terminated polybutadiene (HTPB, R45M)	$OH-CH-CH=CH-CH_2-$ $-[CH_2-CH=CH-CH_2-]_m-$ $-CH_2-CH=CH-CH-OH$  $C_{28}H_{42}(OH)_2$	Пальне	79,0	900 (~412,65)
2 Diocetyl adipate (DOA) (Adipic acid dioctyl ester)	 $C_{22}H_{42}O_4$	Пластифікатор	13,1	920 (~370,57)
3 Isophorone diisocyanate (IPDI)	 $C_{12}H_{18}N_2O_2$ $(OCNC_6H_7(CH_3)_3CH_2NCO)$	Затверджувач	7,67	1050 (~222,28)
4 Dibutyltin diacetate (TIN), (Diacetoxydibutyltin)	 $C_{12}H_{24}O_4Sn$	Каталізатор процесу	0,23	1320 (~351,03)
Загальна густина (молярна маса)			100,00	915,09 (~381,74)

На основі відомого складу інгредієнтів можна визначити мольні частки компонентів, молярну масу та умовну формулу цього чотирикомпонентного сумішевого неметалізованого палива:



з умовною кількістю атомів у молекулі 67,0505 та молярною масою 381,74 кг/кмоль. Властивості металізованого НТРВ наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Молекула умовного палива на основі НТРВ та її властивості

Масова частка Al	Формула умовної молекули	Кількість атомів в умовній молекулі	Молярна маса умовної молекули	Густина палива
0,0	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}$	67,0505	381,74	915,09
0,1	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}Al_{1,57203}$	68,6226	424,16	979,87
0,2	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}Al_{3,53708}$	70,5876	477,18	1054,51
0,3	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}Al_{6,06356}$	73,1141	545,35	1141,47
0,4	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}Al_{9,43221}$	76,4827	636,24	1244,06
0,5	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}Al_{14,14831}$	81,1988	763,49	1366,91
0,6	$C_{24,63514}H_{39,49923}N_{0,51953}O_{2,39254}Sn_{0,00409}Al_{21,22247}$	88,2730	954,36	1516,67

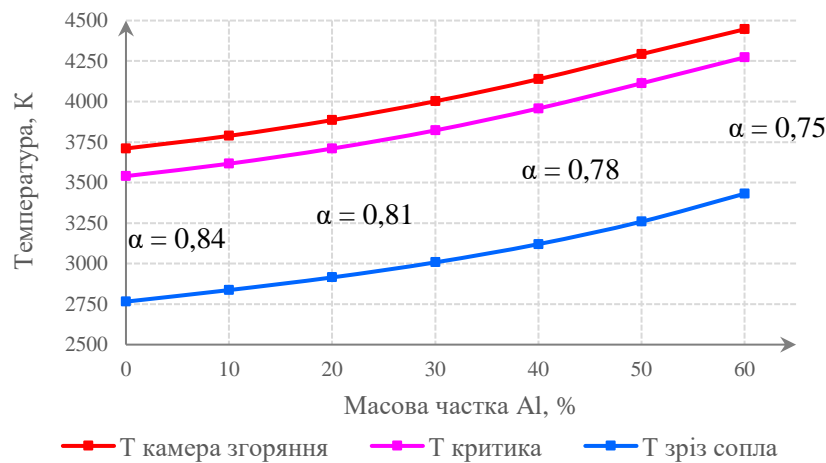


Рис. 2 – Залежність max температури ПЗ від масової частки Al.  
Тиск у камері згоряння 40 бар, тиск на зрізі сопла 1 бар

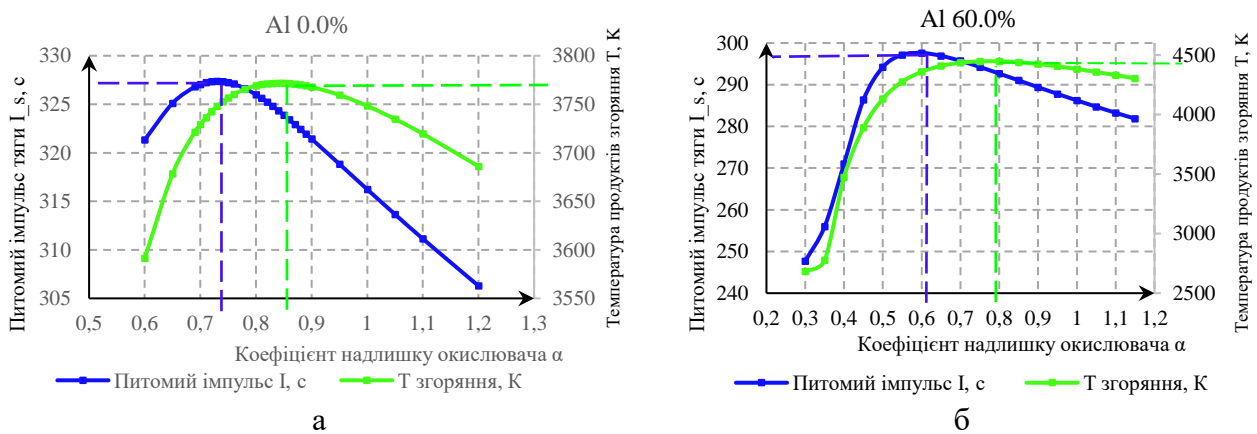


Рис. 3 – Залежність температури згоряння T та питомого імпульсу  $I_s$  металізованого НТРВ від коефіцієнта надлишку окиснювача  $\alpha$



Збільшення масової частки алюмінію в паливному заряді (рис. 2, 3) призводить до:

- зростання температури згоряння;
- зменшення питомого імпульсу тяги;
- зміщення максимумів температури згоряння та питомого імпульсу тяги в бік надлишку пального.

У всіх розглянутих випадках максимуми питомого імпульсу тяги та температури згоряння не збігаються: максимум питомого імпульсу тяги досягається за менших значень коефіцієнта надлишку окисника  $\alpha$  [2].

Причина зменшення питомого імпульсу тяги зі зростанням масової частки Al під час металізації палива полягає у зменшенні швидкості витікання ПЗ на зрізі сопла: важкі тверді та рідкі частинки оксиду алюмінію  $Al_2O_3$  гальмують потік. Але зростання загальної густини продуктів згоряння компенсує зниження питомого імпульсу (рис. 4).

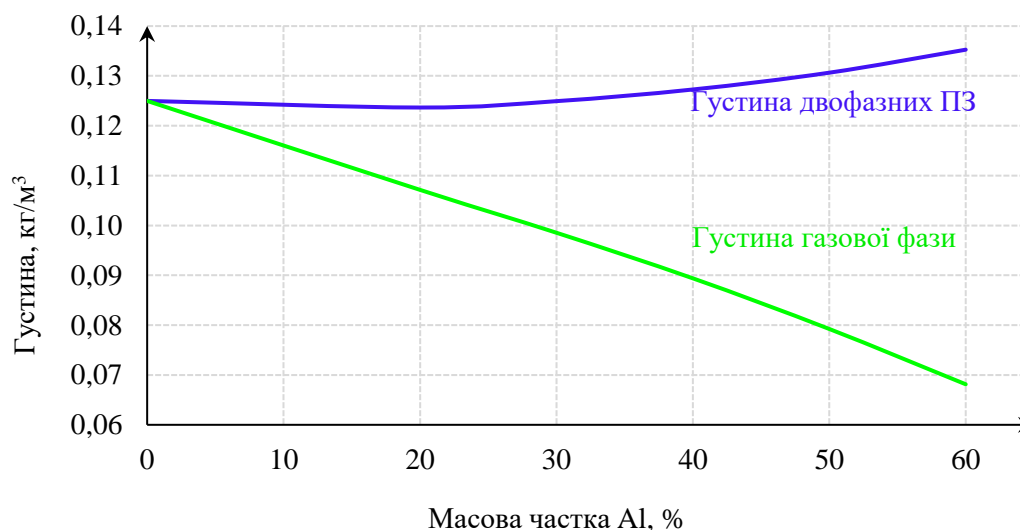


Рис. 4 – Залежність густини продуктів згоряння на зрізі сопла від масової частки Al

Крім питомого імпульсу  $I_s$  у ракетній техніці важливий густинний імпульс  $I_\rho$ , який характеризує компактність двигуна:

$$I_\rho = \rho I_s.$$

Тут  $\rho$ ,  $kg/m^3$  – середня густина паливних компонентів, яка визначається як

$$\rho = \frac{1 + OFR}{\frac{1}{\rho_{НТРВ+Al}} + \frac{OFR}{\rho_{LOX}}}$$

OFR – відношення маси окисника до маси палива.

Проведені розрахунки показали, що металізація палива на основі НТРВ помітно збільшує густинний імпульс тяги (рис. 5).

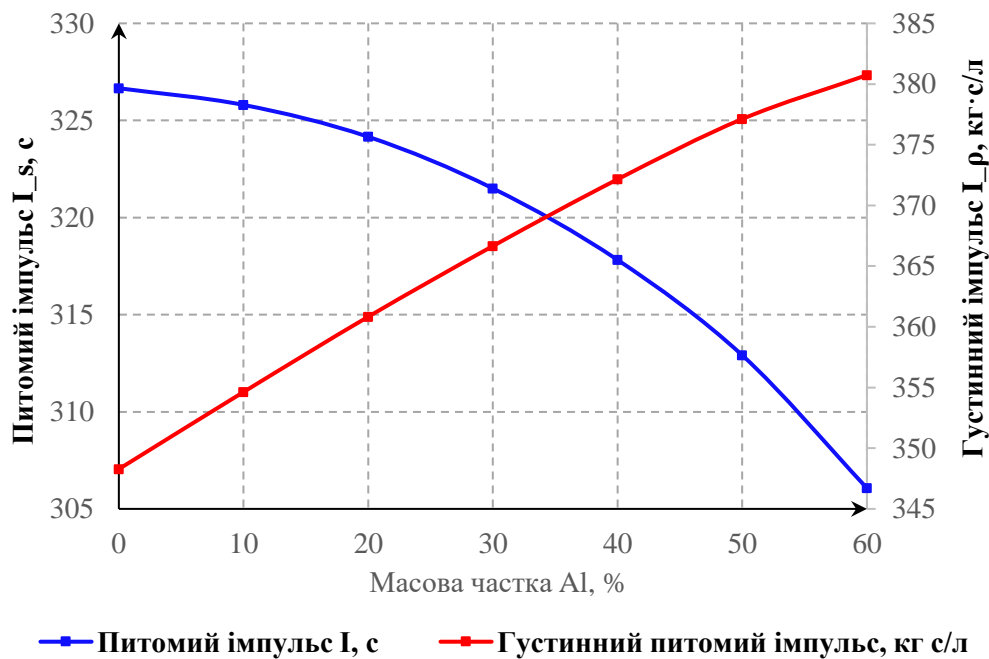


Рис. 5 – Залежність питомого імпульса  $I_s$  і густиного імпульса  $I_\rho$  від масової частки Al

### Перелік посилань

1. Experimental Demonstration of the Vacuum Specific Impulse of a Hybrid Rocket Engine [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://www.researchgate.net/figure/Principle-of-hybrid-propulsion\\_fig5\\_269208602](https://www.researchgate.net/figure/Principle-of-hybrid-propulsion_fig5_269208602)
2. Tarifa, M. C. Theoretical performance analysis of hybrid rocket propellants aiming at the design of a test bench and a propulsive system [Електронний ресурс] / M. C. Tarifa, L. Pizzuti // 8th European Conference For Aeronautics And Space Sciences (Eucass). – 2019. – 9 p. – Режим доступу: <https://www.eucass.eu/doi/EUCASS2019-0488.pdf>

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ВЕРИФІКАЦІЇ РЕЗУЛЬТАТІВ CFD РОЗРАХУНКІВ ВИМІРЮВАЧІВ ТЕМПЕРАТУРИ

**Я. С. Веклич**

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Визначення температури газу є однією з важливих задач керування, діагностики та моніторингу ресурсу газотурбінного двигуна (ГТД). Точність визначення температури газу перед лопатками турбіни, як одних з найбільш відповідальних деталей ГТД, необхідна для забезпечення їх ресурсу, а також для підвищення рвучкості всього двигуна.

В авіаційних двигунах переважно використовуються 2 типи вимірювачів температури: термопари (ТП) та термометри опору (ТО) (рис. 1). Термопари дозволяють визначити температуру в одній точці. Термопара являє собою два різних провідники спаяні в двох місцях, одне з яких є місцем вимірювання температури середовища. При зміні температури на гарячій частині в електричному ланцюгу



виникає термічна ЕРС (електрорушійна сила), яка зчитується системою керування для формування відповідних керуючих команд.

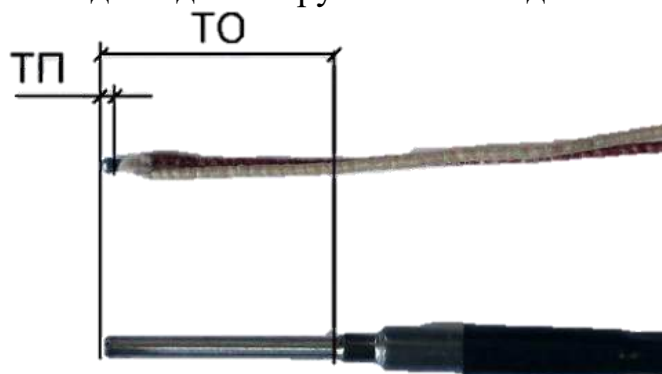


Рис.1 – Термопара та термометр опору

Термометри опору використовують явище зміни електричного опору дроту від температури. Однак опір дроту дуже малий, тому чутливий елемент є дротом великої довжини, який змотаний в компактну котушку, через це чутливі елементи ТО в порівнянні з термопарами мають більші розміри та температурну інерцію. Проте вони знайшли своє застосування для визначення середньої температури у великій кількості речовини наприклад температура повітря на вході або температура мастила в маслобаку.

Для визначення температури газу за турбіною використовуються термопари гарячий спай в циліндричному корпусі з жароміцної сталі та корундового ізолятора між ними. Важливою задачею є коректно оцінити залежність динамічних параметрів ТП від форми, розмірів, положення термопари в потоці, властивостей матеріалів та режиму обтікання.

Для оцінки цих залежностей термопари, на основі методу скінченних елементів створена модель у середовищі Ansys Fluent. CFD-модель дозволяє врахувати геометричні та теплофізичні параметри, визначити вплив характеру потоку, а також глибоко проаналізувати всі процеси теплопереносу у зоні чутливого елемента. Оскільки від якості моделі термопари залежить точність керування температурою, то постає питання її верифікації. Для верифікації результатів розрахунку термопари використовується експериментальна установка ЗМКБ «Прогрес».

Експериментальна установка (рис. 2) складається з форкамери, яка закінчується спеціально спрофільованим соплом. Відношення площ перерізів форкамери та сопла  $\bar{F} = 22,3$ . Конструкція установки дозволяє встановлення, як термопар так і термометрів опору. Установка дозволяє обдувати чутливі елементи на швидкостях  $\lambda = 0,4 \dots 0,9$ , а наявність додаткового підігріву дозволяє отримати широкий діапазон температур, для імітації умов роботи сучасних двигунів. Можливе встановлення на бічних фланцях декількох приймачів температури в форкамері на одному перерізі для оцінки похибок окремих чутливих елементів. На одному з бічних фланців присутній механізм швидкого введення датчика температури для стрибкоподібної зміни умов теплообміну при дослідженні динамічних характеристик чутливих елементів. Чутливі елементи приймачів розташовуються якомога ближче до осі установки для мінімізації впливів стінки.

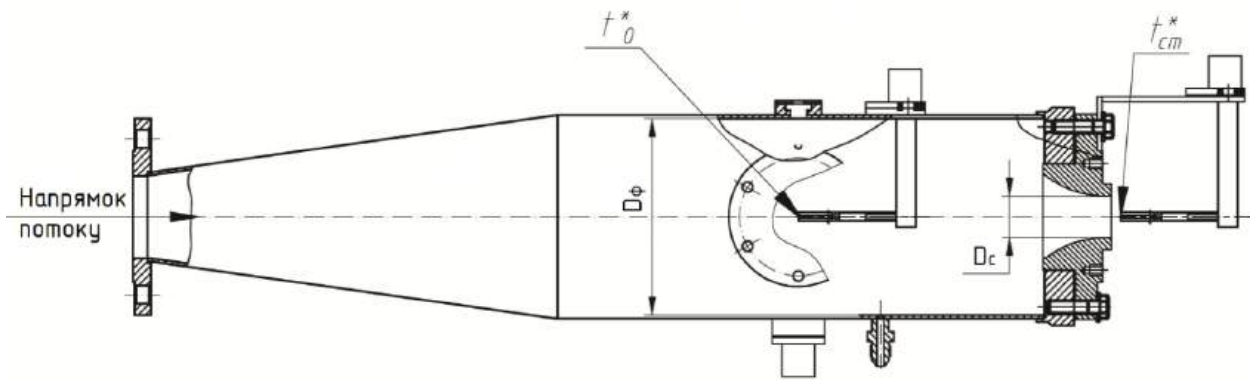


Рис. 2 – Схема експериментальної установки

Побудовано тривимірну модель комбінованого датчика тиску та повної температури (рис. 3), для порівняння результатів CFD-моделювання з існуючими експериментальними дослідженнями. Датчик має клиноподібну форму, з кожного боку розташовані по два отвори. Перші два отвори під'єднані до датчиків статичного тиску, а інші два є входом в камеру гальмування термопари. Знизу датчика розташована Г-подібна трубка яка використовується для вимірювання повного тиску потоку.

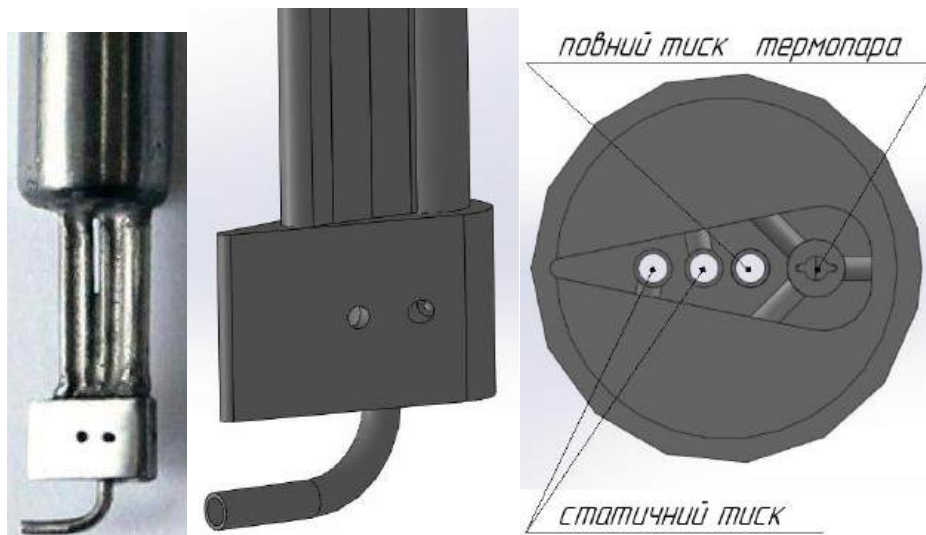


Рис. 3 – Комбінований датчик тиску та повної температури

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ 2D ТА 3D КОНТРОЛЮ ШОРСТКОСТІ В СУЧАСНОМУ МАШИНОБУДІВНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

**В. Калініченко, В. Бочаров**

*Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»*

У виробничій практиці для стандартизації шорсткості поверхні деталей в основу прийнято систему, в якій відлік висот нерівностей проводиться від базової лінії профілю (“система М”). Числові значення шорсткості поверхні визначають від єдиної бази, за яку прийнято середню лінію профілю  $m$ , тобто базову лінію, що має форму номінального профілю і проведена так, що в межах базової довжини середнє квадратичне відхилення профілю до цієї лінії є мінімальним



[1]. На рис. 1 схематично представлено основні параметри шорсткості відповідно до чинних стандартів [2].

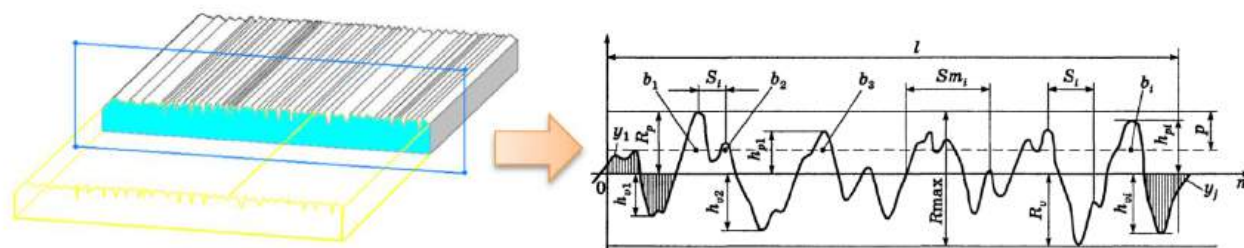


Рис. 1 – Шорсткість поверхні [2]

У вітчизняному машинобудуванні нормування та кількісну оцінку шорсткості поверхні проводять за допомогою трьох висотних параметрів [3, 4]: середнього арифметичного відхилення профілю –  $R_a$ ; висоти нерівностей профілю по десяти точках –  $R_z$  та найбільшої висоти нерівностей профілю  $R_{max}$ . Параметр  $R_a$  є переважним, оскільки визначення параметра  $R_z$  пов'язане із вимірами не менше п'яти виступів і западин профілю вздовж базової довжини, що на практиці не завжди можна здійснити. Крім того,  $R_a$  більш точно визначає шорсткість, оскільки є інтегральним. Останнє реалізується за допомогою спеціальних приладів – контактних профілометрів, які оснащені щупом (стилузом). За допомогою прецизійної системи переміщення щуп рухається по поверхні вздовж лінії оцінки довжиною  $l$  (рис. 1) і по вертикалі для опису профілю поверхні. Точність сучасних профілометрів дозволяє фіксувати перепади висоти менше 0,01 мкм (10 нанометрів) [3]. Отримані дані оброблюються статистичними методами з метою отримання двовимірних параметрів шорсткості. Результатами такого оброблення є графік поверхні (профілограми) та їхній математичний аналіз (рис. 2).

У той же час застосування параметру  $R_a$  є виправдним для контролю шорсткості поверхні лише при наявному добре визначеному виробничому процесі, де застосовані матеріали та засоби його обробки, режими різання чи формування достатньо стабільні та технологічно прогнозовані.

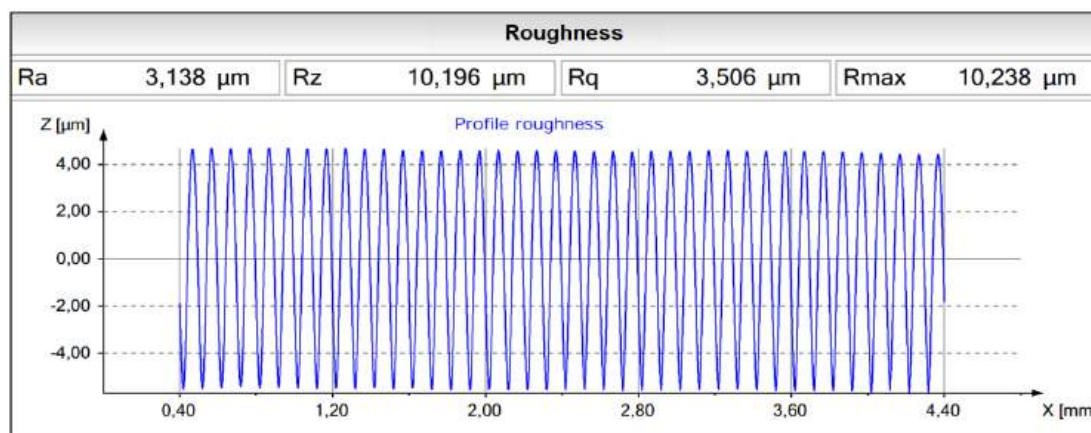


Рис. 2 – Результати обробки профілограми поверхні

Переваги такого двовимірного оцінювання обумовлені малим часом вимірювань та нижчою вартістю інструментів. До всього ж рельєф оцінюється за профілограмою, знятою з обмеженої ділянки поверхні. Базова довжина (для найпоширеніших класів шорсткості) змінюється в діапазоні 0,25...0,8 мм, що є величиною меншою або того ж порядку, що і довжина хвилі. Тому така профілограма не дає розуміння справжнього рельєфу всієї поверхні. З метою усунення цього недоліку в доповіді представлено шляхи переходу до аналізу тривимірної геометрії всієї поверхні та її функціональних властивостей. Для порівняння наведено результати вимірювань трьох різних поверхонь, які отримані різними методами обробки, з однаковими двовимірними параметрами, але різною топографією (рис. 3).

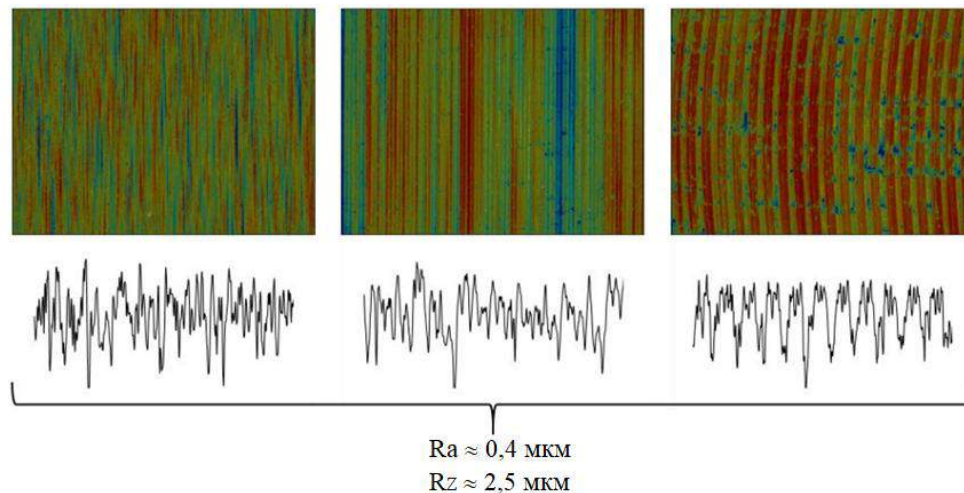


Рис. 3 – Відмінність топографічних 3D результатів від профільних 2D

Для отримання 3D-топографії зроблено аналіз найбільш розповсюджених цифрових оптичних мікроскопів, що отримали назву «3D конфокальні вимірювальні системи», основна структурна схема яких наведено на (рис. 4). Зазначено, що основною їх відмінністю є застосування джерела когерентного світла, що освітлює зразок поверхні, де відбитий пучок світла містить вимірювальну інформацію, яка потім оброблюється за допомогою високочутливих матриць. Наведено приклади таких мікроскопів, а саме: CARL ZEIS SMARTZOOM5, Leica DCM8, Keyence VK-X, Polytec Micro.View тощо.

Надано наступні висновки дослідження. Отримані 3D-параметри дозволять повністю охарактеризувати поверхню і визначити її «рельєф», зрозуміти структуру матеріалу і як саме обробляли заготовку, встановити наявність дефектів, включень тощо [5]. Зазначено, що маючи 3D параметри шорсткості, які враховують і локальний нахил поверхні, з них доволі легко отримати й інформацію про 2D параметри.

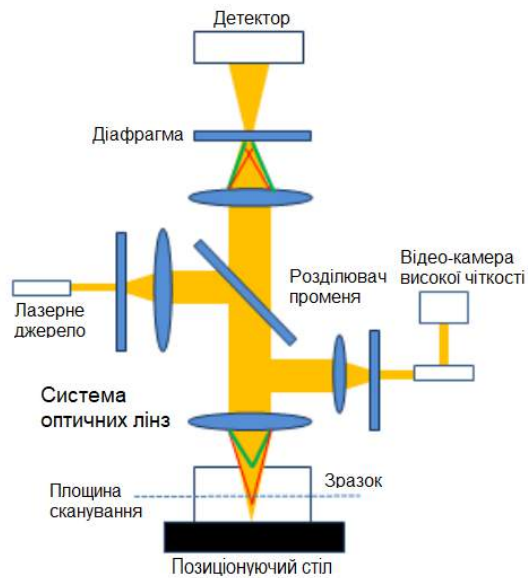


Рис. 4 – Принципова схема 3D конфокальних вимірювальних систем

### Перелік посилань

- 1 Інформаційні та технологічні системи супроводу життєвого циклу виробів авіаційної техніки [Текст]: монографія / І. В. Бичков, К. В. Майорова, Бичков М. І. [та ін.]. – Харків: Панов А. М. – 2023. – 224 с.
- 2 Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Структура поверхні. Профільний метод. Правила і процедури оцінювання структури поверхні (ISO 4288:1996, IDT): ДСТУ ISO 4288-2001 [Текст]. – Київ: Держстандарт України. – 2002. – 14 с.
- 3 Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення: ДСТУ 2413-94 [Текст]. – Київ: Держстандарт України. – 1994. – 39 с.
- 4 Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Структура поверхні. Профільний метод. Терміни, визначення понять і параметри структури (ISO 4287:1997, IDT + ISO 4287:1997/Cor 1:1998, IDT + ISO 4287:1997/Cor 2:2005, IDT): ДСТУ ISO 4287:2012 [Текст]. – Київ: Мінекономрозвитку України. – 2013. – 24 с.
- 5 Stout, K. J. Three dimensional surface topography [Text] / K. J. Stout, L. Blunt // Butterworth-Heinemann. – 2000. – 285 p. doi: 10.1016/B978-1-85718-026-8.X5112-1

## ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ В АВІАЦІЙНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВКАХ

**М. В. Ковтун**

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

В наші дні одним із найважливіших напрямів розвитку авіаційної галузі є необхідність зниження негативного впливу авіації на навколишнє середовище. За прогнозами міжнародних авіаційних організацій, попит на авіаперевезення у найближчі десятиліття буде стабільно зростати, що супроводжуватиметься відповідним збільшенням споживання традиційного авіаційного палива та, відповідно, викидами парникових газів.

Основним компонентом викидів авіаційних двигунів є вуглекислий газ (CO<sub>2</sub>), який утворюється внаслідок повного згоряння авіаційного палива та



сприяє підвищенню глобальної температури та зміні клімату. Окрім CO<sub>2</sub>, авіаційні двигуни викидають оксиди азоту (NO<sub>x</sub>), які утворюються при високотемпературному згорянні палива. NO<sub>x</sub> відіграють важливу роль у хімії атмосфери, сприяючи утворенню тропосферного озону – потужного парникового газу, а також впливаючи на концентрацію метану.

Також негативний вплив чинять тверді частинки (сажа) та аерозолі, що утворюються в процесі неповного згоряння палива. Вони можуть виступати ядрами конденсації для водяної пари, сприяючи утворенню конденсаційних слідів і хмарності, які змінюють радіаційний баланс Землі. Ці ефекти є складними для точного прогнозування, але за оцінками можуть становити значну частину загального кліматичного впливу авіації.

У зв'язку з переліченими проблемами підвищення енергоефективності авіаційних силових установок та переходу до альтернативних джерел енергії набуває особливої наукової й практичної значущості.

Метою цієї науково-дослідницької роботи є огляд можливих джерел альтернативної енергії, що можуть бути впроваджені в авіаційних силових установках, їх аналіз та порівняння.

Одним із ключових напрямів є використання альтернативних палив, зокрема водню, скрапленого природного газу та синтетичних і біогенних палив. Нижче, у таблиці 1, наведено порівняння переваг та недоліків різних типів альтернативних палив.

Повний перехід на інше паливо часто потребує радикальної зміни конструкції, що тягне за собою значні витрати. Одним із найбільш доступних і технологічно доцільних напрямів зниження негативного впливу авіації на довкілля є використання добавок до традиційного авіаційного палива. У таблиці 2 наведено порівняння різних видів добавок.

Таблиця 1 – Порівняння альтернативних палив

Вид палива	Масова енергетична щільність	Об'ємна енергетична щільність	Екологічність	Сумісність з існуючими двигунами
Рідкий водень	Дуже висока (≈120...141 МДж/кг)	Дуже мала (≈9 МДж/л)	Дуже висока при «зеленому» виробництві, відсутність CO <sub>2</sub> при використанні	Низька-середня, потрібні нові системи зберігання та модифікація двигунів
САП (стале авіаційне паливо)	Висока (≈43 МДж/кг)	Висока (≈33 МДж/кг)	Значно нижчі викиди CO <sub>2</sub> (до 80% менше за життєвим циклом)	Дуже висока, сумісне з більшістю сучасних авіадвигунів
Синтетичне паливо	Висока (≈43 МДж/кг)	Висока (≈33 МДж/кг)	Висока при виробництві з ВДЕ та уловленого CO <sub>2</sub>	Висока, може використовуватись у сучасних двигунах
Скраплений природний газ	Висока (≈50 МДж/кг)	Низька (≈22 МДж/кг)	Вища за традиційний авіагас, менше CO <sub>2</sub> та NO <sub>x</sub>	Низька-середня, потрібна адаптація двигунів і баків



Таблиця 2 – Порівняння добавок до традиційних палив

Вид добавки	Основна дія	Вплив на викиди	Переваги	Обмеження
Нанодобавки	Покращують процес згоряння та стабілізують полум'я	Зниження викидів CO, NO <sub>x</sub> і сажі	Підвищення ефективності двигуна та паливної економічності	Висока вартість і складність виробництва
Біоорієнтовані компоненти	Часткова заміна викопних компонентів палива	Зменшення вуглецевого сліду та токсичних викидів	Відновлюване походження та краща екологічність	Обмежені обсяги виробництва
Комбіновані багатофункціональні добавки	Одночасне покращення кількох характеристик палива	Комплексне зниження шкідливих викидів	Універсальність та можливість адаптації під різні двигуни	Потребують складної оптимізації складу

Також значний науковий інтерес становить впровадження паливних елементів та інших систем генерації енергії на борту літального апарата. На рисунку 1 наведено приклад водневого паливного елемента.

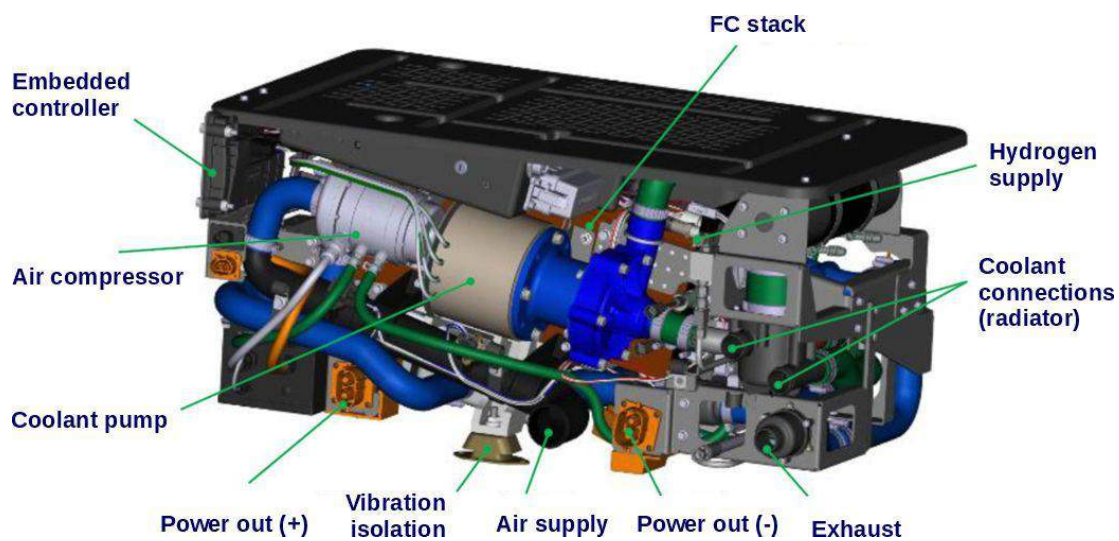


Рис. 1 – Водневий паливний елемент

Паливні елементи, зокрема на основі водню, забезпечують високий коефіцієнт корисної дії та низький рівень шуму, що відкриває нові можливості для створення екологічно чистих літальних апаратів. Разом з тим, їх використання обмежується недостатньою питомою потужністю та складністю систем теплового менеджменту.

Не менш перспективним є розвиток електричних силових установок, включаючи концепцію розподіленої тяги. На рисунку 2 наведено приклад авіаційної електричної силової установки.

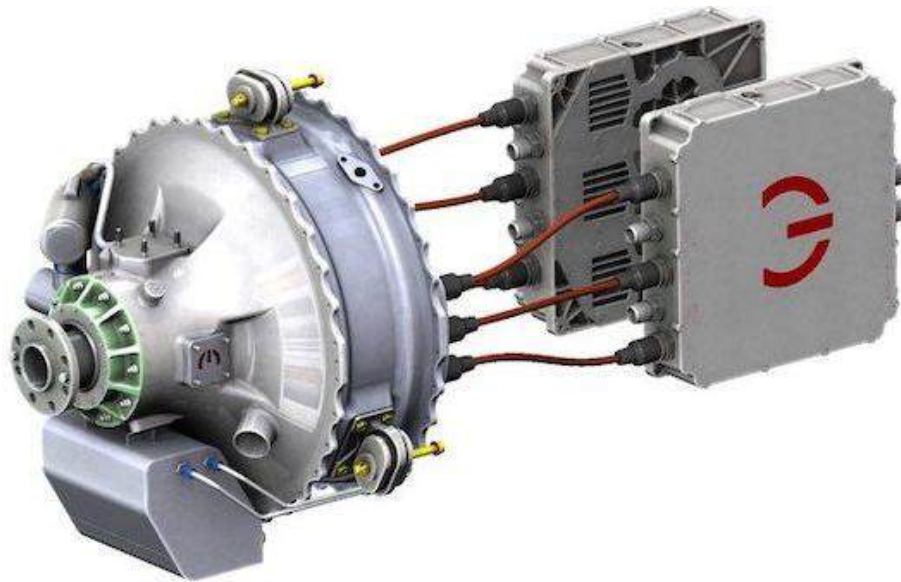


Рис. 2 – Електрична авіаційна силова установка

Перехід до електричної тяги дозволяє підвищити ефективність використання енергії, оптимізувати аеродинамічні характеристики та знизити рівень шуму. Однак основним стримуючим фактором залишається низька енергетична щільність сучасних акумуляторних систем, що обмежує дальність польоту та корисне навантаження.

У цьому контексті особливу увагу привертають гібридні електричні силові установки, які поєднують переваги традиційних і електричних систем.

Перенесення технологій автомобільних гібридів у авіацію відкриває можливості для поступового переходу до більш екологічних рішень без різкої відмови від перевірених технологій. Гібридні системи дозволяють оптимізувати режими роботи двигунів, зменшити витрати палива та викиди, а також підвищити загальну надійність енергетичної системи літального апарата.

Підводячи підсумок, в ході роботи було проаналізовано використання різних типів альтернативних джерел енергії в авіаційних силових установках:

- повний перехід на альтернативні палива
- використання домішок до традиційних палив
- використання паливних елементів
- перехід на електричні силові установки
- перехід на гібридні силові установки

Аналізуючи таблицю 1, що порівнює альтернативні палива, можна зробити висновок, що водень має найвищу масову енергетичну щільність, але найнижчу об'ємну. Найбільш сумісними з існуючими технологіями є САП і синтетичні палива, але вони поступаються за екологічними показниками водню. Газоподібні палива займають проміжне положення.

Однак наразі повний перехід на альтернативні палива пов'язаний з низкою технічних викликів, зокрема, проблемами зберігання, транспортування та інтеграції у конструкцію літальних апаратів. Тому більш доцільним буде використання домішок до вже існуючих палив.



Добавки не здатні повністю усунути викиди CO<sub>2</sub>, а лише частково їх зменшують. Подальший розвиток добавок до авіаційного палива пов'язаний із створенням нових ефективних і екологічно безпечних компонентів, здатних значно знизити викиди шкідливих речовин. Перспективними напрямками є:

- нанодобавки, що покращують процес згоряння
- біо-орієнтовані компоненти з низьким вуглецевим слідом
- комбіновані добавки з багатофункціональними властивостями

Перевагою паливних елементів є те, що вони забезпечують високий ККД та низький рівень шуму, недоліком – недостатня питома потужність та складність потрібної конструкції.

Впровадження електричних та гібридних установок у авіацію є перспективним напрямком, але також висуває виклики, пов'язані зі складністю і масою конструкції, обмеженістю дальності польоту, високою вартістю та недостатньою енергетичною щільністю існуючих акумуляторів.

Таким чином, дослідження альтернативних джерел енергії в авіаційних силових установках є актуальним і своєчасним напрямом наукових досліджень. Воно відповідає глобальним тенденціям декарбонізації транспортного сектору, сприяє підвищенню енергетичної незалежності та формує основу для створення авіації нового покоління.

## **АНАЛІЗ КОМПЛЕКСНОГО ПІДХІДУ ДО РЕАЛІЗАЦІЇ МЕТОДІВ ОЧИЩЕННЯ І МИТТЯ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНОЇ ФОРМИ**

*А. В. Лагоржевська, Н. М. Московська*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Очищення та промивання деталей перед збиранням після їх механічної обробки або розконсервації є одним із аспектів, що забезпечують безперебійну роботу обладнання. Такі процедури є необхідними для видалення слідів рідини, що охолоджує, сторонніх частинок, антикорозійної обмазки, масла. Існує досить широкий клас обладнання для промивання, що використовує як відносно малоефективні ванни, так і більш ефективне струминне обладнання камерного типу. Однак обидві групи пристроїв продемонстрували недостатню ефективність при очищенні виробів складної тривимірної конфігурації з отворами, що змінюють напрямок обігу деталі. У більшості випадків подібна конфігурація вимагає додаткового ручного очищення для видалення мастила з важкодоступних місць.

Аналіз літератури продемонстрував, що загальний вибір методу очищення базується на трьох головних факторах:

- матеріал компонентів, що обробляються,
- тип забруднюючої речовини, яку необхідно видалити,
- форма деталей, з якими необхідно працювати.

В даний час для збільшення ефективності процесу миття вже реалізовані напрями комбінованого впливу на забруднення, таких як поетапний вплив



струменів і ультразвуку або попереднє термоочищення (піроліз). Особливо слід виділити тенденцію, пов'язану із заміною пожежонебезпечних миючих середовищ безпечними (з використанням поверхнево-активних речовин). Однак найбільш ефективним виявилось використання спеціального миючого оснащення з фіксованим положенням деталі.

Недоліком оснащення для миття є її вузькоспеціалізоване застосування, а отже, дорожнеча, так як для кожної деталі потрібно виготовлення окремої оснастки, що забезпечує підведення форсунки до отвору.

У цій роботі пропонується розглянути варіант створення універсального форсункового пристрою, що є комбінацією миючої головки з форсункою високого тиску. При обладнанні цієї головки змінним жорстким елементом, довжина і конфігурація якого підбирається в залежності від глибини отворів, а також гнучкою розподільчою системою з рукавами надвисокого тиску (від 1,1 до 7 бар) з'являється можливість ручного або автоматизованого (згідно з керуючою програмою) підведення форсунки до проблемного місця безпосередньо всередині деталі після її фіксації на стандартному занурювальному кошику.

У ході реалізації цієї пропозиції планується розробка конструкції багатоканальної форсунки, для якої необхідно провести моделювання кута розташування каналів та їх кількості. Моделювання буде реалізовано за допомогою SolidFlow та дозволить оцінити силу тиску струменя рідини у місцях забруднення.

Насамкінець необхідно відзначити, що середовищем моделювання потоку рідини в умовах даної задачі може виступати тільки однофазний потік. Однак з урахуванням турбулентності потоку, створюваного при промиванні, необхідно використання результатів моделювання турбулентної структури течії в полідисперсному бульбашковому потоці. Це також дозволить реалізувати ідею використання такого додаткового методу очищення як барботування - введення в струмінь миючого розчину газового середовища або пари.

#### Перелік посилань

1. Efficient cleaning of ceramic green bodies with complex architectures [Text] / Z. Xing, H Zhou, W. Liu [et al.] // Additive Manufacturing. – 2022. – Vol. 55. – P. 102809 doi: 10.1016/j.addma.2022.102809
2. Study on remanufacturing cleaning technology in mechanical equipment remanufacturing process [Text] / W. Liu, B. Zhang, M. Zheng Li [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – P. 643-648 doi:10.1007/978-981-4451-48-2\_105
3. Korga, S. Analysis of the abrasive-type influence on cleaning efficiency of complex-shaped parts [Text] / S. Korga, K. Żyła, J. Józwick // Materials. – 2020. – Vol. 13(22). – 17 p.
4. Shoful, K. Improving surface quality of polished parts by cleaning cutting fluids [Text] / K. Shoful // НТУ «ХПІ». – 2025. – P. 235-239.
5. Pennati, B. Industrial cleaning of metals: its importance, processes and technologies [Electronic resurs] / B. Pennati. – 2021. – Режим доступу: <https://www.ipcm.it/en/article/industrial-cleaning-importance-processes-technologies.aspx>
6. Klimenko, L. Numerical simulation of microchannel cleaning [Text] / L. Klimenko, B. Maryshev. – 2023. – 11 p. doi: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2312.05539>
7. Development of an effective cleaning method for metallic parts using microbubbles [Text] / K. A. Tan, Y. Mohan, K. J. Liew [et al.] // Journal of Cleaner Production. – 2020. – Vol. 261. – P. 121076 doi: 10.1016/j.jclepro.2020.121076



## **CuO-НАНОСТРУКТУРОВАНІ ПОКРИТТЯ ЯК МАТЕРІАЛОЗНАВЧА ОСНОВА КЕРУВАННЯ ПОВЕРХНЕВИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ ЕЛЕМЕНТІВ ДВИГУНОБУДУВАННЯ**

*М. А. Луценко*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Одним із загальних завдань сучасного двигунобудування є підвищення стабільності поверхневого шару деталей, що працюють в умовах поєднання теплових, механічних і окиснювальних навантажень. Для таких умов важливими є не лише властивості основного конструкційного матеріалу, а й кероване формування функціональних покриттів, здатних змінювати теплофізичні, електрофізичні, адгезійні та морфологічні характеристики поверхні. У цьому контексті наноструктуровані оксидні покриття на основі CuO можуть розглядатися як перспективний матеріалознавчий напрям для створення функціональних поверхонь, потенційно придатних для елементів двигунобудування, сенсорних зон контролю та поверхонь, що контактують з високотемпературним газовим середовищем.

Вихідною проблемою є те, що морфологія CuO-наноструктур при термічному окисненні міді істотно залежить від локального режиму росту, а не тільки від номінальної температури печі. Однакові встановлені параметри нагрівання можуть приводити до різних результатів через відмінності у температурних градієнтах, парціальному тиску кисню, газодинаміці реакційної зони, стані поверхні та мікроструктурі міді [1, 2]. Для загальних питань двигунобудування це має прикладне значення, оскільки саме стабільність поверхневого шару визначає можливість перенесення лабораторного режиму формування покриття на реальні деталі складної геометрії.

Метою роботи є адаптація growth-regime-підходу до задачі керованого формування CuO-наноструктурованих покриттів як функціональних поверхневих шарів для елементів двигунобудування. На відміну від вузького опису синтезу нанодротів, запропонована постановка пов'язує режим термічного окиснення з механічною стабільністю, тепломасоперенесенням і відтворюваністю морфології покриття.

Першим критерієм такого режиму є ефективний коефіцієнт дифузії, який визначає інтенсивність переносу компонентів через оксидний шар, межі зерен і дефектні області:

$$D_{\text{eff}} = D_0 \exp\left(-\frac{E_a}{kT}\right), \quad (1)$$

де  $D_{\text{eff}}$  – ефективний коефіцієнт дифузії,  
 $D_0$  – передекспоненційний множник,  
 $E_a$  – енергія активації,  
 $k$  – стала Больцмана,  
 $T$  – абсолютна температура.



Якщо  $D_{\text{eff}}$  є недостатнім, переважає компактне шароутворення; якщо дифузійна активність надмірна, зростає ймовірність коалесценції, укрупнення структур і втрати однорідності. Для елементів двигунобудування це означає необхідність вибору такого режиму, за якого покриття не лише формується, але й зберігає стабільну морфологію поверхні.

Другим критерієм є характерний час перебування газового середовища в реакційній зоні, що пов'язує геометрію системи, ефективний об'єм і витрату газу:

$$\tau = \frac{V_{\text{eff}}}{Q}, \quad (2)$$

де  $\tau$  – характерний час перебування,  
 $V_{\text{eff}}$  – ефективний об'єм реакційної зони,  
 $Q$  – об'ємна витрата газу.

Саме цей параметр дозволяє перейти від абстрактного опису “температура–тиск” до інженерної постановки, у якій враховано масштабування процесу, конфігурацію нагрівальної зони та можливу неоднорідність обдуву поверхні. Для деталей складної форми така неоднорідність може спричиняти різні морфологічні стани в межах одного зразка: компактний шар, змішаний режим, стабільний 1D-ріст або деградацію структури.

Третім критерієм, який безпосередньо пов'язує матеріалознавчу задачу з механікою, є термічно зумовлений напружений стан покриття. У першому наближенні його можна оцінювати через співвідношення:

$$\sigma_{\text{th}} \approx \frac{E\alpha\Delta T}{1-\nu}, \quad (3)$$

де  $\sigma_{\text{th}}$  – термічне напруження,  
 $E$  – модуль пружності,  
 $\alpha$  – коефіцієнт теплового розширення,  
 $\Delta T$  – перепад температури,  
 $\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Це співвідношення показує, що температурні градієнти впливають не тільки на швидкість росту  $\text{CuO}$ , а й на напружений стан оксидного шару. Отже, для застосувань у двигунобудуванні важливим є не максимальне нарощування наноструктур, а узгодження морфології з адгезією, термічною стабільністю та механічною сумісністю покриття з основою.

Таким чином,  $\text{CuO}$ -наноструктуроване покриття доцільно розглядати не як окремих наноматеріал, а як керований поверхневий шар, властивості якого задаються сукупністю параметрів  $T$ ,  $p_{\text{O}_2}$  та  $V_{\text{eff}}$ . У межах такої логіки стабільний режим формування відповідає балансу трьох процесів: підводу кисню, дифузії через оксидний шар і релаксації термічних напружень. Порушення цього балансу може призводити до морфологічної неоднорідності, зниження адгезії або переходу до небажаного режиму суцільного шароутворення [3, 4].



Запропонована постановка дозволяє віднести дослідження до загальних питань двигунобудування та механіки, оскільки воно спрямоване на формування науково обґрунтованої основи керування поверхневими властивостями деталей, а не лише на опис хімічного синтезу CuO. Практична цінність підходу полягає у можливості попереднього вибору режиму термічного окиснення для отримання покриттів з контрольованою морфологією, зменшенням розкиду структурних параметрів і підвищенням відтворюваності при переході від плоских лабораторних зразків до елементів складнішої геометрії.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальну перевірку меж режимів росту для мідних підкладок різної мікроструктури, оцінювання адгезії та термоциклічної стабільності CuO-покриттів, а також на моделювання температурних і концентраційних полів у реакційних системах, які імітують геометрію реальних елементів двигунобудування.

### Перелік посилань

1. Understanding the growth of copper oxide nanowires and layers by thermal oxidation over a broad temperature range and atmospheric pressure [Text] / M. Košíček, J. Zavašnik, O. Baranov [et al.] // *Crystal Growth & Design*. – 2022. – Vol. 22. – P. 6656–6666. doi: 10.1021/acs.cgd.2c00863.
2. Košíček, M. In search of the limits of CuO thermal oxidation nanowire synthesis [Text] / M. Košíček, G. Filipič, U. Cvelbar // *Applied Physics Letters*. – 2023. – Vol. 123. – P. 041601. doi: 10.1063/5.0154600.
3. Unutulmazsoy, Y. Oxidation kinetics in polycrystalline copper films under controlled oxygen pressure: interplay of grain boundaries and phase evolution [Text] / Y. Unutulmazsoy, J. E. Huber, P. C. McIntyre // *Journal of Applied Physics*. – 2020. – Vol. 127. – P. 065101. doi: 10.1063/1.5131516.
4. Enhanced adhesion and field emission properties of CuO nanowires grown on Cu grid by modified thermal oxidation technique [Text] / S. Tang, H. Zhang, X. Li [et al.] // *Nanotechnology*. – 2016. – Vol. 27. – P. 395605. doi: 10.1088/0957-4484/27/39/395605.
5. Electrical and Thermal Conductivities of Single CuxO Nanowires Produced by Thermal Oxidation [Text] / I. De Carlo, L. Baudino, P. Klapetek [et al.] // *Nanomaterials*. – 2023. – Vol. 13. – P. 2822. doi: 10.3390/nano13212822.

## ІНТЕГРАЛЬНИЙ КРИТЕРІЙ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНОГО НАБОРУ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ЗАДАЧ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ ГТД

**Є. В. Марценюк**

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Загальна задача моніторингу полягає в перетворенні вектора вимірюваних параметрів  $Y$  у величину накопиченого пошкодження  $D$  контрольованої деталі, яку можна подати у вигляді послідовного відображення:

$$Y \xrightarrow{M_1} Z \begin{cases} \xrightarrow{M_{2..4}} S_{t \text{ crit}} \\ \xrightarrow{M_{5..7}} S_{\sigma \text{ crit}} \end{cases} \xrightarrow{M_{8..9}} D, \quad (1)$$



де  $Y$  – вектор вимірювань: вхідні дані, містить штатні параметри (частоту обертання ротора  $n$ , вимірювану температуру  $T$  і тиск  $P$  по тракту двигуна тощо);

$Z$  – вектор невимірюваних параметрів: фізичні параметри (тиск, температура), необхідні для розрахунку умов теплового та силового навантаження контрольованих деталей на довільному режимі роботи двигуна;

$S_{crit}$  – стан у критичній точці контрольованої деталі: температура матеріалу  $t$  і напруження  $\sigma$ ;

$D$  – пошкодження: частка вичерпаного ресурсу.

Кінцева точність оцінки ресурсу  $D$  залежить від інструментальної та методичної похибок. Якщо моделі фізичного рівня (теплові, силові, міцнісні) є достатньо детермінованими, а їхню похибку можна оцінити на етапі верифікації, то найбільшу невизначеність вносить спрощена модель невимірюваних параметрів. Саме від її здатності коректно відновлювати параметри робочого процесу двигуна за обмеженими даними датчиків залежить адекватність вхідних даних для всього подальшого розрахунку. Не менш важливим фактором є робастність: чутливість моделі до експлуатаційної деградації характеристик двигуна.

Традиційні підходи до аналізу точності моніторингу ресурсу [1] і побудовані на їхній основі методики вибору складу вимірюваних параметрів [2] не є ефективними для задач моніторингу ресурсу дисків, які, як правило, пошкоджуються за критерієм малоциклової втоми (МЦВ) [3]. Отже, виникає необхідність у формуванні критерію вибору ефективного складу вимірюваних параметрів газотурбінного двигуна, який ураховує вплив на пошкодження дисків за механізмом МЦВ таких чинників: похибок вимірювання, методичних похибок налаштування моніторингових моделей теплового й напружено-деформованого станів, робастності до зміни технічного стану проточної частини двигуна, а також різного впливу режимів роботи двигуна, характерних для його узагальненого польотного циклу.

### Інтегральний критерій якості складу вимірювань

Для обґрунтованого вибору складу датчиків запропоновано комплексний скалярний критерій якості  $J_{Quality}$ , який забезпечує інтегральну оцінку похибки моніторингу по всьому діапазону режимів роботи двигуна. Критерій базується на використанні вагової функції  $W_{\Sigma}(\lambda)$ , яка відображає неоднакову значущість точності на різних режимах для накопичення МЦВ.

Вагова функція складається з двох компонентів:

$$W_{\Sigma}(\lambda) = W_{mode}(\lambda) + W_{range}(\lambda), \quad (2)$$

де  $\lambda \in [0, 1]$  – нормований параметр режиму (від малого газу до максимуму), визначений через комплекс  $x = C \cdot n_{TK} \cdot T_{TK}^*$ ;

$n_{TK}$  – частота обертання турбіни компресора;

$T_{TK}^*$  – температура газу на виході з турбіни компресора;

$C$  – масштабний коефіцієнт.



Вага режиму  $W_{\text{mode}}$  враховує прямий внесок режиму в накопичення пошкоджень у «віртуальному циклі» (вимкнення з проміжного режиму):

$$W_{\text{mode}}(\lambda) = k_{\text{mode}} \frac{D(\lambda)}{D_{\text{max}}}, \quad (3)$$

де  $D(\lambda)$  – пошкодження в циклі «0–режим–0»;  
 $k_{\text{mode}}$  – ваговий коефіцієнт (прийнято 0,5).

Вага розмаху  $W_{\text{range}}$  забезпечує точність визначення амплітуд циклів навантаження та має задовольняти такі вимоги:

- 1) функція має бути парною відносно середини інтервалу  $\lambda \in [0, 1]$ ;
- 2) мати максимальні значення на границях при  $\lambda = 0$  і  $\lambda = 1$ ;
- 3) мінімум функції знаходиться в геометричному центрі нормованого діапазону режимів ( $\lambda = 0,5$ );
- 4) похідні від цієї функції на границях ( $\lambda = 0$ ,  $\lambda = 1$ ) мають дорівнювати нулю;
- 5) умова нерозривності логіки: для забезпечення балансу між статичним і циклічним внеском у зоні найменшої пошкоджуваності в точці мінімуму ( $\lambda = 0,5$ ) значення ваги розмаху має збігатися зі значенням ваги режиму –  $W_{\text{range}}(0,5) = W_{\text{mode}}(0,5)$ , а максимальне значення на границях ( $\lambda = 0$ ,  $\lambda = 1$ ) має доповнювати вагу режимів до 100%, або  $\max(W_{\text{range}}) = (1 - k_{\text{mode}})$ .

Враховуючи граничні умови та прийнявши кубічний поліном для опису цієї функції отримаємо вираз для ваги розмаху:

$$W_{\text{range}}(\lambda) = W_{\text{mode}}(0,5) + (1 - k_{\text{mode}} - W_{\text{mode}}(0,5)) \left( 12(\lambda - 0,5)^2 - 16|\lambda - 0,5|^3 \right). \quad (4)$$

Остаточно з урахуванням (2), (3) і (4) підсумкова модель вагової функції набуває вигляду

$$W_{\Sigma} = k_{\text{mode}} \left( \frac{D(\lambda)}{D_{\text{max}}} + \frac{D(0,5)}{D_{\text{max}}} \right) + \left( 1 - k_{\text{mode}} - k_{\text{mode}} \frac{D(0,5)}{D_{\text{max}}} \right) \left( 12(\lambda - 0,5)^2 - 16|\lambda - 0,5|^3 \right). \quad (5)$$

Інтегральний критерій якості  $J_{\text{Quality}}(Y)$  складу вимірюваних параметрів  $Y$  поєднує в собі критерії точності  $J_{\text{acc}}(Y)$  і робастності  $J_{\text{rob}}(Y)$ :

$$J_{\text{Quality}}(Y) = J_{\text{acc}}(Y) + \gamma J_{\text{rob}}(Y), \quad (6)$$

де  $\gamma$  – коефіцієнт, що відображає пріоритет стабільності характеристик системи під час тривалої експлуатації.

На відміну від робіт [1,2], розроблений підхід враховує нерівнозначний внесок різних режимів роботи двигуна в накопичення пошкодження деталі за



механізмом МЦВ і визначає критерій точності як метрику зваженого середньоквадратичного відхилення:

$$J_{\text{acc}}(Y) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^K W_{\Sigma}(\lambda_k) \cdot (\Delta D_{\Sigma k})^2}{\sum_{k=1}^K W_{\Sigma}(\lambda_k)}}, \quad (7)$$

де квадрат сумарної похибки визначення ресурсу на  $k$ -му режимі визначається як сума квадратів зміщення та дисперсії

$$(\Delta D_{\Sigma k})^2 \approx (A_k \cdot \Delta Z_{\text{model } k})^2 + (\sigma_{D \text{ instr } k})^2 \quad (8)$$

і враховує систематичну похибку модельної апроксимації (перший доданок) і випадкову похибку вимірювань (другий доданок), які не корелюють між собою (статистично незалежні величини);  $A_k$  – вектор загальної (наскрізної) чутливості пошкодження до зміни параметрів навантаження  $Z(Y)$ ;

$$(\sigma_{D \text{ instr } k}(Y))^2 = \sum_{i \in Y} \left( A_k \cdot \left. \frac{\partial Z}{\partial y_i} \right|_k \cdot \sigma_{y_i} \right)^2; \quad (9)$$

$\frac{\partial Z}{\partial y_i}$  – коефіцієнт впливу  $i$ -го датчика на шуканий параметр  $z$ ;

$\sigma_{y_i}$  – абсолютне середньоквадратичне відхилення похибок вимірюваних параметрів двигуна.

Аналогічно до критерію точності визначено і критерій робастності  $J_{\text{rob}}$ , як міру розсіювання похибки оцінки пошкодження при варіації параметрів технічного стану  $\Theta = [\delta\eta_K, \delta\eta_T, \dots]$  в межах заданих допусків із застосуванням оцінки на основі чутливості першого порядку:

$$J_{\text{rob}}(Y) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^K W_{\Sigma}(\lambda_k) \cdot \sum_{m=1}^M (A_k \cdot \Delta Z_{m,k}(\Theta_m))^2}{\sum_{k=1}^K W_{\Sigma}(\lambda_k)}}, \quad (10)$$

де компоненти вектору  $\Delta Z_{m,k}(\Theta_m)$  розраховуються як різниця між реакцією спрощеної моделі та еталонною поведінкою двигуна при заданому рівні деградації:

$$\Delta Z_{m,k} = Z_{\text{model}}(Y(\lambda_k, \Theta_m)) - Z_{\text{ref}}(\lambda_k, \Theta_m), \quad (11)$$



$Z_{ref}(\lambda_k, \Theta_m)$  – еталоне значення параметрів, розраховане за повною термодинамічною моделлю двигуна при безпосередньому введенні збурення характеристики  $\Theta_m$ ;

$Z_{model}(Y(\lambda_k, \Theta_m))$  – модельне значення, розраховане спрощеними моніторинговими алгоритмами за вектором вхідних параметрів  $Y(\lambda_k, \Theta_m)$ , сформованим еталонною термодинамічною моделлю під впливом деградації  $\Theta_m$ .

### Метод обґрунтування оптимального складу вимірювань

Запропонований метод реалізується у кілька етапів:

- 1) формування множини альтернатив: визначення переліку доступних для вимірювання параметрів та їх можливих комбінацій;
- 2) синтез моніторингових моделей: розроблення каскаду моделей для кожного варіанта складу вимірювань, що перетворюють вхідний вектор  $Y$  у вектор невимірюваних параметрів  $Z$  та відповідний термонапружений стан у критичній точці  $S_{crit}$ ;
- 3) оцінювання похибок і робастності: розрахунок трансформації похибок датчиків через моделі та аналіз відхилень результатів моніторингу при зміні характеристик проточної частини внаслідок експлуатаційної деградації.
- 4) оптимізація: обчислення значення критерію  $J_{Quality}$  для кожної альтернативної комбінації «склад вимірювань – модель  $Z(Y)$ » і вибір варіанта, який забезпечує мінімальну інтегральну похибку.

### Висновки

Застосування розробленої методики формування складу вимірюваних параметрів газотурбінних двигунів для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків дозволяє:

- гарантувати задану точність оцінювання циклічного ресурсу в найбільш важливих зонах заданого узагальненого польотного циклу;
- забезпечити стійкість (робастність) системи моніторингу до природного зношування двигуна.

### Перелік посилань

1. Олейник, А. В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей [Текст] : дис. д-ра техн. наук: 05.07.05 / Олейник Алексей Васильевич. – Харків, 2006. – 240 с.
2. Маравилла Э. К. Повышение точности определения граничных условий теплообмена для мониторинга ресурса рабочих лопаток турбин авиационных двигателей [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Маравилла Эррера Кристиан. – Харьков, 2016. – 138 с.
3. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials [Text] / S. S. Manson, G. R. Halford // Materials Park, OH : ASM International. – 2006. – 476 p. doi: 10.31399/asm.tb.fds.9781627083195.

## АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МОНІТОРИНГОВИХ МОДЕЛЕЙ НЕВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ГТД ЗА ІНТЕГРАЛЬНИМ КРИТЕРІЄМ ЯКОСТІ

Є. В. Марценюк

Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Щоб задовольнити потреби задач моніторингу дисків турбін турбовального двигуна типу ТВЗ-117, запропоновано низку альтернативних моделей невимірюваних параметрів, що базуються на різних методах їх створення та доповнюють склад вимірювань. Алгоритм пошуку оптимальної комбінації «склад вимірювань – метод – модель» із застосуванням інтегрального критерію якості  $J_{Quality}$  передбачає паралельне обчислення кількісних характеристик, які формують даний критерій, для всіх можливих моделей при всіх доступних аргументах – вимірюваннях  $y_i$  (рис. 1).

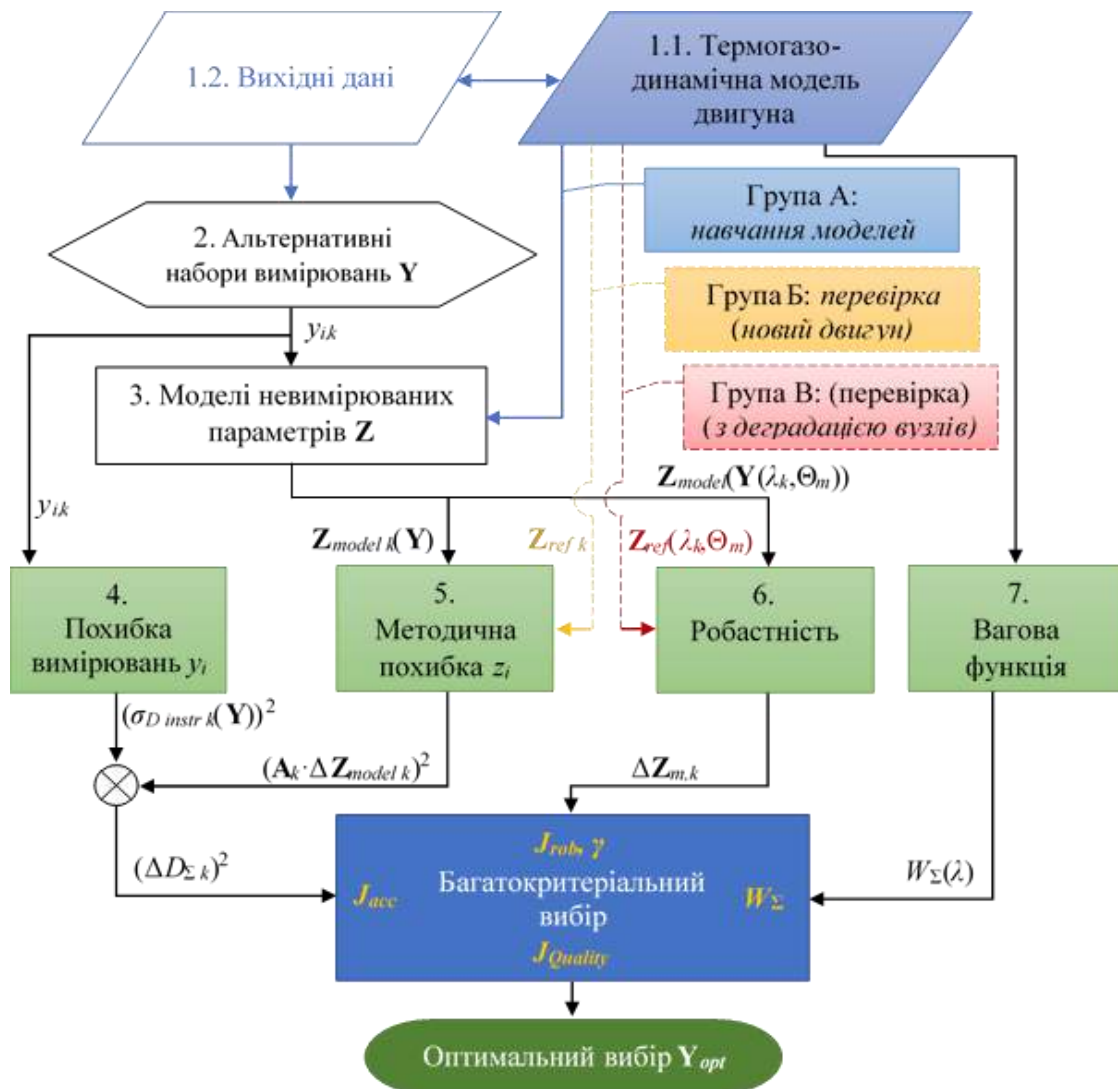


Рис. 1 – Алгоритм пошуку оптимального складу вимірюваних параметрів

Зі схеми видно, що загалом застосовано три окремі групи даних. Перша й найменша за своїм обсягом – група А – використовується для навчання всіх альтернативних моделей невимірюваних параметрів і сформована за таких умов:



$T_1 = \text{const}$ ;  $P_1 = \text{const}$ ;  $n_1 = \text{var}$ ;  $n_2 = \text{var}$ . Групи Б і В [1–4] використовуються для оцінки точності й робастності запропонованих моделей і відрізняються від групи А іншою варіацією вхідних параметрів:  $n_{1\text{ЗВ}} = \text{var}$ ,  $n_2 = \text{const}$ ,  $P_1 = \text{var}$ ,  $T_1 = \text{var}$ .

З метою зменшення обсягу обчислень процедуру вибору оптимальної комбінації «склад вимірювань – метод – модель» поділено на два етапи. Перший – структурна ідентифікація, яка полягає у відсіюванні моделей з низькою інформативністю обраних параметрів  $Y_i$ . Критерієм відсіву є коефіцієнт детермінації  $R^2$  апроксимації розрахункових точок запропонованими регресійними та термодинамічними моделями. Варіанти, що демонструють найменший розкид ( $\max(R^2)$ ), визначаються кандидатами для подальшого аналізу, інші виключаються. Перевірка здійснюється на незалежній контрольній вибірці – група Б – зі зміненими зовнішніми умовами ( $T_0$ ,  $P_0$ ) у зведених координатах, що гарантує стійкість обраних поліноміальних структур. Відібрані таким чином моделі-кандидати переходять до другого етапу – обчислення та порівняння критерію якості  $J_{\text{Quality}}$  і вибору оптимального набору, методу й моделі.

Окремі складові критерію якості визначено на режимах, що формують типовий польотний цикл двигуна та апроксимовано гладкими поліноміальними залежностями для можливості їх екстраполяції на всі режими перевірочних груп даних Б і В.

Аналіз ефективності моніторингових моделей проведено на чотирьох складах вимірювань – двох скорочених і двох розширених (таблиця 1).

Таблиця 1 – Альтернативні склади вимірювань для двигуна типу ТВЗ-117

Склад вимірювань	$n_1$	$n_2$	$P_1$	$P_3$	$T_1$	$T_3$	$T_{44}$	$T_5$	$W_f$
Скорочений 1	+	+	+	+	+	-	+	-	+
Скорочений 2	+	+	+	-	+	-	+	-	+
Розширений 1	+	+	+	+	+	+	+	-	+
Розширений 2	+	+	+	+	+	+	+	+	+

З усіх альтернативних складів вимірювань вибрано найкращі моделі по кожному з методів формування цих моделей – регресійні й на основі термодинамічних співвідношень [5]. Додатково для кращих моделей зі складу «скорочений 1» і «розширений 1» застосовано метод головних компонент з метою покращення стійкості моделей до деградації характеристик вузлів двигуна. Загальне порівняння зазначених комбінацій представлено на рис. 2.

Загальна оцінка комбінацій «вимірювання×метод×модель» за розробленими критеріями точності, робастності та якості показує наступне:

1. Найкращий результат досягається при комбінації складу вимірювань «розширений 2» і моделі  $Z = f(Y)$  (температури газу перед РК ТК), оснований на термодинамічних співвідношеннях і з аргументами  $T_5$  у внутрішніх моделях коефіцієнтів. Ця комбінація забезпечує найменше значення підсумкового критерію якості  $J_{\text{Quality}} = 4871 + 9679 = 14500$ , що в 2,3 рази краще, ніж у найближчого конкурента серед регресійних моделей.

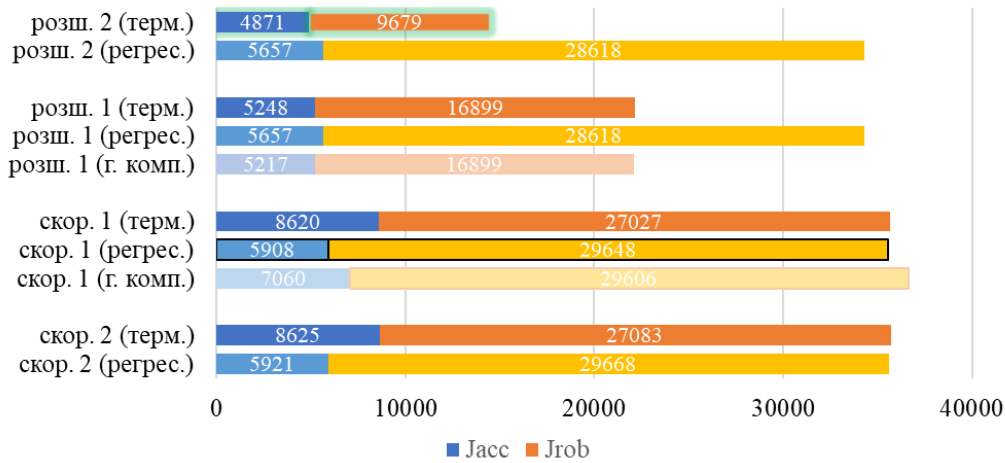


Рис. 2 – Критерій якості найкращих комбінацій «метод × модель» для всіх складів вимірювань

- Для складу вимірювань «розширений 1» зазначена тенденція зберігаться, але різниця в критерії  $J_{Quality}$  між термодинамічними та регресійними моделями зменшується до 1,5 разів.
- Для скорочених складів вимірювань різниця в значеннях критерію  $J_{Quality}$  між різними моделями майже відсутня – вона становить 0,3% на користь більш простих регресійних моделей.
- Методична похибка ( $J_{acc}$ ) моделей  $Z = f(Y)$  слабо залежить від методу їх утворення й зростає зі скороченням кількості вимірюваних параметрів, які формують умови теплового та силового навантаження деталі. Більшою мірою на скорочення вимірювань реагують «термодинамічні» моделі. При відсутності вимірювань температури  $T_3$  за компресором зростання критерію  $J_{acc}$  на даних групи Б становить приблизно 10% – для регресійних моделей і 60% – для термодинамічних моделей.
- Робастність термодинамічних моделей суттєво покращується з переходом від складу вимірювань «скорочений 1» до «розширений 1»: відмінність у критерії  $J_{rob}$  становить 37%, а з переходом до складу «розширений 2» сягає 64%.
- Робастність регресійних моделей майже не залежить від складу вимірювань.
- Через інваріантність точності й робастності до складу вимірювань загальний критерій якості регресійних моделей покращується лише на 4% в розрахунку між найгіршим і найкращим показниками  $J_{Quality}$  цих моделей.
- Застосування методу головних компонент для найкращої (регресійної) моделі складу «скорочений 1» не тільки не покращує ситуацію, а навпаки, призводить до збільшення інструментальних похибок та, як наслідок, погіршення критерію якості даної моделі. Застосування методу головних компонент до найкращої (термодинамічної) моделі складу «розширений 1» має незначний вплив на критерій точності, в результаті чого критерій якості покращується лише на 0,14%.



Зазначений аналіз ефективності комбінацій «вимірювання × моделі (метод)» проведено для характерного представника основних деталей ГТД – диска турбіни компресора авіаційного турбовального двигуна типу ТВ3-117 – і отримано такі основні результати:

1. Інтегральний критерій  $J_{Quality}$  не є кількісною оцінкою, він забезпечує якісне порівняння альтернативних моделей або складів вимірювань в розрізі їх впливу на кінцевий результат – точність моніторингу ресурсу деталі, враховуючи профіль типового польоту.
2. Для складів вимірювань, з яких виключено температуру  $T_3$  або тиск  $P_3$  і температуру  $T_3$  за компресором, різниця якості термодинамічних і регресійних моделей не перевищує 0,3%; отже, вибір на користь регресійних моделей є очевидним, оскільки останні мають простішу структуру, що є принциповим в задачах моніторингу ресурсу, особливо в разі бортової реалізації алгоритмів.
3. «Нечутливість» термодинамічних моделей у «скорочених» складах вимірювань пояснюється спрощенням їх форми запису до вигляду

$$z = f(y_i; C_0(y_i)) \approx \varphi(y_i),$$

що фактично є наближенням до регресійних моделей.

4. Для розширених складів вимірювань перевагу мають термодинамічні моделі внаслідок покращення їх стійкості до деградації характеристик вузлів двигуна.
5. Порівняно з впровадженням на двигуні типу ТВ3-117 складом вимірювань, яким є «скорочений 1», додавання вимірювання температури  $T_3$  за компресором покращує критерій робастності на 37%, а додавання ще й температури  $T_5$  – на 64%, причому критерій точності залишається малочутливим до додавання нових вимірювань.

#### Перелік посилань

1. Curnock, B. OBIDICOTE program work package 4 steady-state test cases for engine deterioration [Text] / B. Curnock // Rolls Royce report, Document DNS78608, May 2001. – 12 p.
2. Dewallef, P. On-Line Aircraft Engine Diagnostic Using a Soft-Constrained Kalman Filter [Text] / P. Dewallef, O. Le´onard, K. Mathioudakis // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Turbo Expo 2004. Vienna, Austria. June 14–17, 2004. ASME. – P. 585-594. doi: 10.1115/GT2004-53539.
3. Mathioudakis, K. Turbofan Performance Deterioration Tracking Using Nonlinear Models and Optimization Techniques [Text] / K. Mathioudakis, P. Kamboukos, A. Stamatis // ASME. J. Turbomach. October 2002. – Vol. 124 (4). – P. 580–587. doi: 10.1115/1.1512678.
4. Romessis, C. The Use of Probabilistic Reasoning to Improve Least Squares Based Gas Path Diagnostics [Text] / C. Romessis, P. Kamboukos, K. Mathioudakis // ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. October 2007. – Vol. 129(4). – P. 970–976. doi: 10.1115/1.2436548.
5. Марценюк, С. В. Выбор модели для определения температуры за компрессором при мониторинге выработки ресурса основных деталей трехвального ТРДД [Тукст] / С. В. Марценюк, С. В. Епифанов, Т. В. Кулик. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 10(107). – С. 154 – 160

**ГІБРИДНА СИЛОВА УСТАНОВКА ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІТАКА***А. Р. Шелена, С. В. Єніфанов**Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Ця робота присвячена розробці та аналізу гібридної турбоелектричної силової установки пасажирського літака зі злітною потужністю 515 кВт.

Подальший розвиток авіаційної промисловості пов'язаний з активним пошуком технічних рішень, спрямованих на зниження витрати авіаційного палива, зменшення емісії шкідливих речовин і підвищення енергоефективності літальних апаратів. Одним із перспективних напрямів розвитку таких літальних апаратів є застосування гібридних турбоелектричних силових установок, у яких газотурбінний двигун поєднується з електричною гілкою.

Повна електрифікація літаків такого класу на сучасному рівні розвитку акумуляторних батарей є технічно ускладненою. Основною причиною є значна різниця між питомою енергоємністю авіаційного палива та акумуляторних батарей. Тому більш раціональним рішенням є часткова гібридизація, за якої акумуляторна батарея використовується не як основне джерело енергії на весь політ, а лише на короткочасних енергоємних режимах.

Як базовий літальний апарат обрано Cessna 208 Caravan.

У роботі розглянуто основні схеми гібридних авіаційних силових установок: послідовну, паралельну, послідовно-паралельну та турбоелектричну.

Порівняння схем показало, що для літака класу Cessna 208 Caravan найбільш раціональною є двовальна паралельна гібридна схема, представлена на рисунку 1.

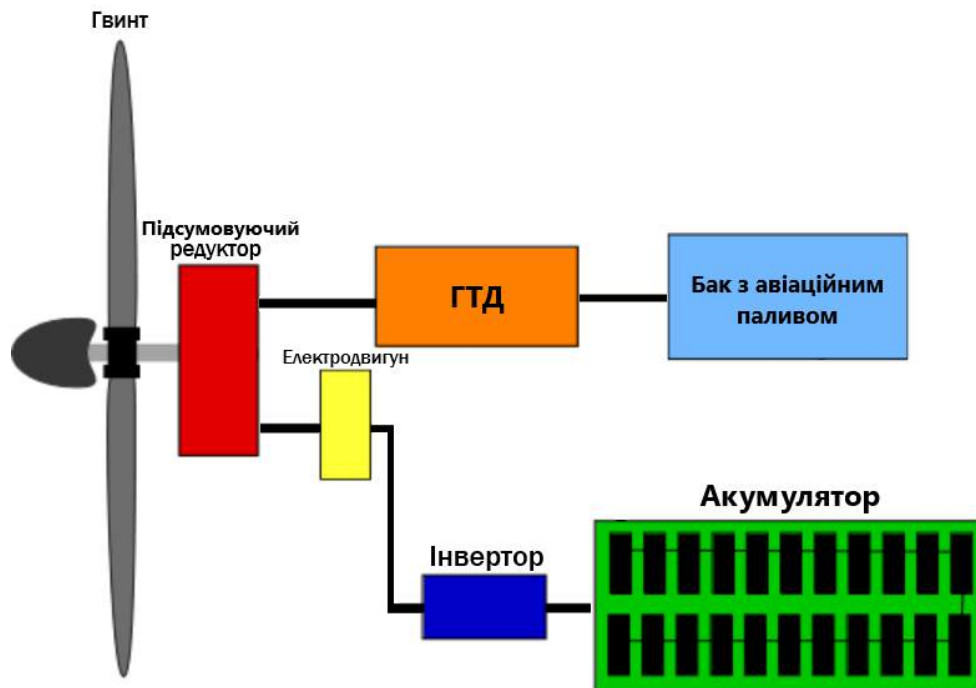


Рис. 1 – Двовальна паралельна схема ГТЕСУ



Основним джерелом потужності є газотурбінний двигун, який працює на авіаційному паливі та передає механічну потужність на повітряний гвинт через підсумовуючий редуктор. Додатковим джерелом потужності є електродвигун, який підключений до того самого редуктора і може підводити крутний момент до вала гвинта на окремих режимах роботи.

Живлення електродвигуна здійснюється від акумуляторної батареї через інвертор, який перетворює постійний струм батареї на змінний струм необхідної частоти та напруги. Така схема дозволяє використовувати електричну гілку для передпольотного руління та короткочасного злітного форсування потужності, тоді як основну частину польоту забезпечує газотурбінний двигун.

Сумарна потужність ГТЕСУ становить 515 кВт. У якості прототипу ГТД обрано двигун типу AI-450C із подальшим масштабуванням розрахункової потужності до 430 кВт. Додаткова електрична гілка має потужність 85 кВт.

Фактичний ступінь гібридизації за сумарною потужністю становить приблизно 16,5 % і відповідає концепції часткової гібридизації, що дозволяє уникнути надмірного збільшення маси акумуляторної батареї.

Для реалізації електричної частини було розглянуто різні типи електричних машин, зокрема асинхронні електродвигуни, синхронні електродвигуни з радіальним магнітним потоком і синхронні електродвигуни з постійними магнітами й аксіальним магнітним потоком.

Для даної гібридної установки найбільш доцільним є застосування синхронного електродвигуна з постійними магнітами та аксіальним магнітним потоком, оскільки він має високу питому потужність, компактну осьову довжину, високий коефіцієнт корисної дії та достатній крутний момент при порівняно малій масі. Також передбачено використання інвертора, акумуляторної батареї, системи керування та теплового менеджменту. Запропонована гібридна силова установка дозволяє реалізувати електричне руління без використання ГТД на малоефективному наземному режимі.

Разом із перевагами, така концепція має низку невирішених інженерних проблем. До них належать: збільшення маси силової установки через наявність акумуляторної батареї, електродвигуна, інвертора та системи охолодження; забезпечення допустимого центрування літака, теплового режиму електричних компонентів, надійності високовольтної системи та ресурсу акумуляторних батарей.

Подальший розвиток цієї концепції пов'язаний із підвищенням питомої енергоємності батарей, зменшенням маси силової електроніки, удосконаленням систем теплового менеджменту та детальнішим опрацюванням компоновання гібридної установки в планері літака.

Таким чином, гібридна турбоелектрична силова установка потужністю 515 кВт може розглядатися як перспективний напрям модернізації силових установок легких регіональних літаків. Запропонована схема поєднує переваги газотурбінного двигуна як основного джерела енергії з високою ефективністю електричного приводу на короткочасних режимах, що дозволяє знизити витрату палива, зменшити локальні викиди та підвищити експлуатаційну ефективність літака.



## Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ ДОЗВУКОВОЇ ТЕЧІЇ НА ВХОДІ У ТРАНСЗВУКОВУ КОМПРЕСОРНУ РЕШІТКУ РОЗРАХУНКОВИМ ШЛЯХОМ

*А. С. Данда, Н. В. Піжанкова*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Моделювання течії в компресорних решітках профілів засноване на використанні уявлення Л. Прандтля про умовний розподіл потоку на дві області – нев'язке ядро потоку і прикордонний шар. Такий підхід широко використовується на практиці і дозволяє визначити основні параметри розглянутої течії та її особливості.

Для розв'язання задачі обтікання решітки профілів змішаним до-, транс- і надзвуковим потоком нев'язкого нетеплопровідного газу, що стискається, використовують різні числові методи, з яких найбільше поширення отримали методи, засновані на принципі встановлення рішення в часі.

Для дослідження обтікання решіток профілів нев'язким нетеплопровідним потоком система рівнянь: закони збереження маси, імпульсу на осі координат і енергії, записані в дивергентній формі:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{W}) &= 0; \\ \frac{\partial \rho W_x}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho W_x \vec{W}) + \frac{\partial P}{\partial x} &= 0; \\ \frac{\partial \rho W_y}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho W_y \vec{W}) + \frac{\partial P}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho E \vec{W}) + \operatorname{div}(P \vec{W}) &= 0,\end{aligned}$$

де  $t, \rho, P, T, \vec{W}, W_x, W_y, E$  – час, щільність, тиск, температура, вектор швидкості та його складові вздовж координатних осей  $Ox$  і  $Oy$ ; питома повна енергія  $E = c_v T$ ;  $c_v$  – питома ізохорна теплоємність.

Для чисельної дискретизації системи рівнянь використано метод Крупних часток О. М. Білоцерковського, Ю. М. Давидова, на підставі якого на кафедрі Теорії авіаційних двигунів розроблено відповідний програмний комплекс. Його й було використано для виконання досліджень.

У якості об'єкту дослідження вибрано переріз випрямного апарату вентилятору сучасного авіаційного двоконтурного двигуна. До особливостей обтікання цього профілю відносяться високі швидкості потоку, що набігає,  $M_p = 0,81$ , і великий (більш за 45 град) кут повороту потоку в решітці на «розрахунковому» режимі.



Для обраної кількості осередків розрахункової сітки на профілі виконаний розрахунок течії у заданій решітці профілів за стандартних атмосферних умов на вході при заданому значенні кута натікання  $\dot{\nu}_p = +2$  та різних режимах роботи  $M = var$ . Результати наведено на рис. 1.

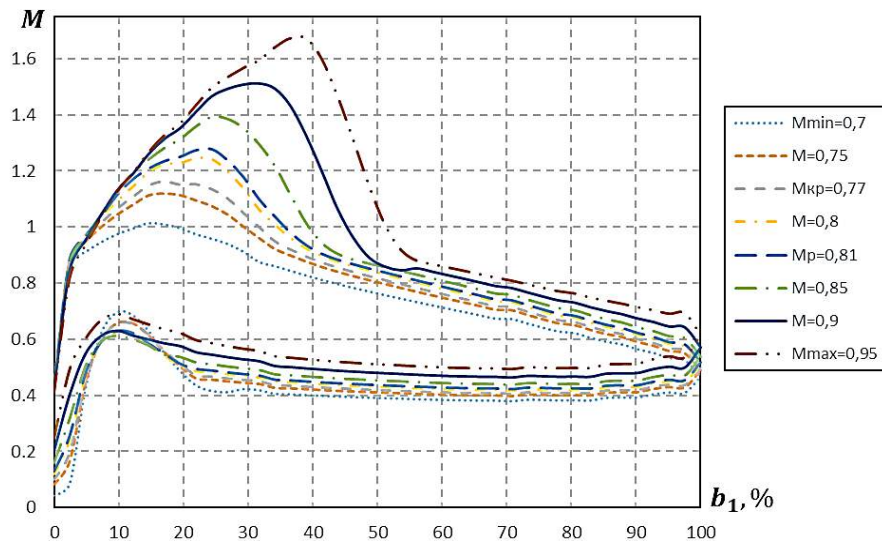


Рис. 1 – Розподіл чисел Маха уздовж хорди профілю на заданому режимі по куту натікання та різних значеннях числа Маха на вході.

Характер розташування ізоліній чисел Маха на мінімальному і максимальному режимі по числам Маха показано на рис. 2, 3.

Рис. 3 наочно демонструє наявність потужного стрибка ущільнення при високих значеннях швидкості течії на вході, червона лінія відображає значення числа Маха, що дорівнює одиниці.

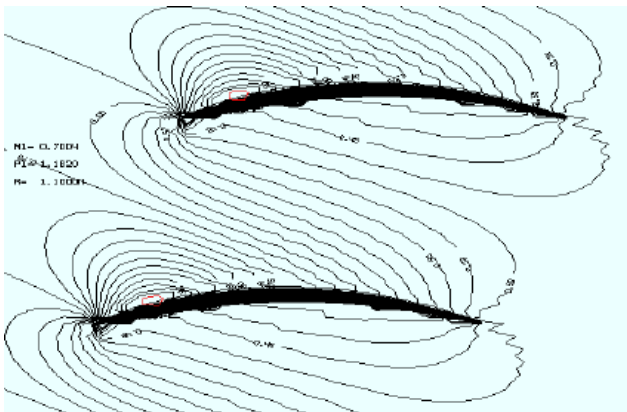


Рис. 2 – Ізолінії чисел Маха у решітці при  $M1 = Mmin = 0,7$

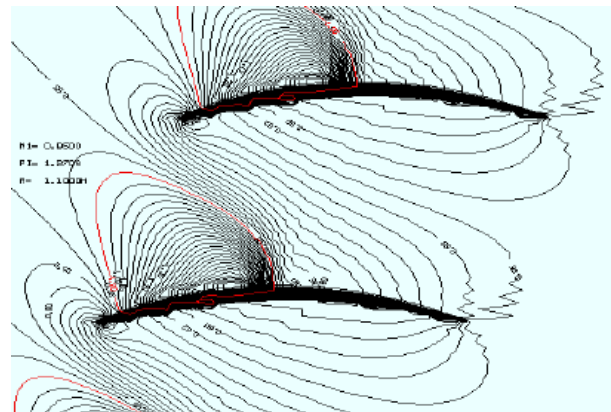


Рис. 3 – Ізолінії чисел Маха у решітці при  $M1 = Mmax = 0,95$

Характеристика решітки у вигляді залежності коефіцієнтів сумарних, хвильових втрат та втрат на тертя від числа Маха на вході при заданому куті натікання  $\xi_{\Sigma} = f(M1)$ ,  $\xi_{\text{тер}} = f(M1)$ ,  $\xi_{\text{хвил}} = f(M1)$  наведена на рис. 4 – 6.

Також на рис. 5 та рис. 6 показані інші характеристики, такі як розподіл форм параметру прикордонного шару на спинці профілю та товщини втрати імпульсу відповідно.

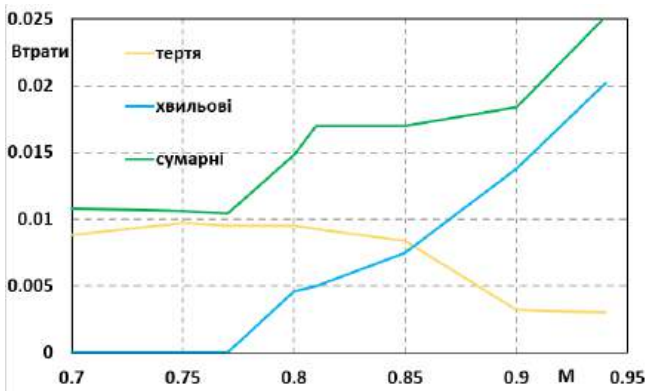


Рис. 4 – Характеристика решітки профілів при заданому значенні кута натікання  $i = +2$

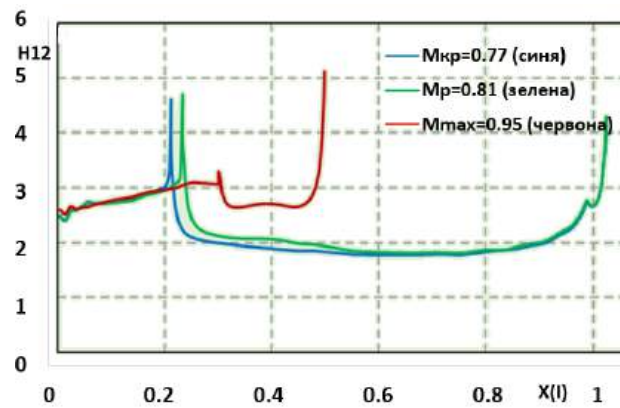


Рис. 5 – Розподіл форм параметру прикордонного шару на спинці профілю: при  $M_{кр}$ ,  $M_r$ ,  $M_{тах}$  набігаючого потоку

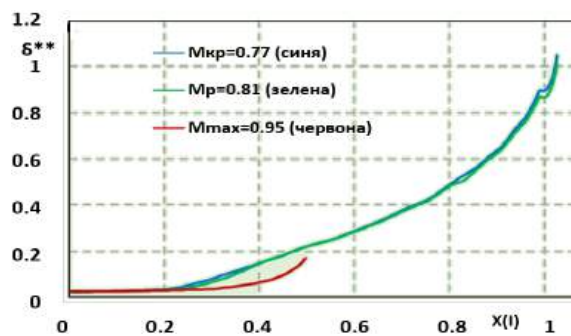


Рис. 6 – Товщини втрати імпульсу при  $M_{кр}$ ,  $M_r$ ,  $M_{тах}$  набігаючого потоку

З отриманих результатів розрахунку течії у решітці профілів можна зробити висновок про вплив числа Маха на характеристику, а саме, що зі збільшенням швидкості потоку на вході понад критичне значення,  $M_1 > M_{1кр}$ , структура течії в решітці змінюється – спостерігається зміна кута відставання  $\delta$ , а отже зниження кута повороту потоку  $\Delta\alpha$  при заданому куті натікання, з'являється область надзвукової течії, що при гальмуванні спричиняє хвильові втрати. При подальшому зростанні швидкості надзвукова зона розповсюджується і може замикатися потужним стрибком ущільнення, а також супроводжуватися відривом прикордонного шару. Це спричиняє додатковою до втрат на тертя і кромкових, появу хвильових втрат при досяганні і перевищенні критичних значень числа Маха  $M_{1кр} = 0,77$ . При подальшому рості швидкості у всьому поперечному перерізі міжлопаткового каналу настає «замикання» каналу і числа Маха приймають максимальних значень, при цьому потік на вході і виході з решітки є дозвуковий.

Проведене дослідження дозволило визначити для даного профілю критичне значення числа Маха при заданому значенні кута натікання та зробити висновок, що для практичного застосування при  $M_{1р} = 0,81$  цього лопаткового вінця його частина має бути перероблена і замінена більш досконалішими профілями, наприклад, супер критичними.



## РОЗРОБЛЕННЯ СПОСОБУ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ ГАЗОТУРБІННОГО ПРИВОДУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

*О. Д. Дегтярьов, Г. С. Воробйова, К. В. Фесенко, А. І. Ситніков*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Газотурбінні установки (ГТУ) широко застосовуються як привідні агрегати на компресорних станціях магістральних газопроводів завдяки високій питомій потужності, надійності та здатності працювати в різних умовах експлуатації. Водночас їх суттєвим недоліком є низький рівень використання енергії палива: значна частина теплоти (до 50–60 %) втрачається з вихлопними газами. Це призводить до зниження загального коефіцієнта корисної дії установки, збільшення витрат палива та негативного впливу на навколишнє середовище.

У сучасних умовах зростання вартості енергоресурсів і підвищення вимог до екологічності енергетичних систем актуальним є впровадження технологій утилізації відпрацьованого тепла. Одним із найбільш ефективних напрямів є використання контурів утилізації тепла (ТУК), які дозволяють перетворювати теплову енергію вихлопних газів у корисну роботу або теплову енергію для подальшого використання.

Метою роботи є розроблення та обґрунтування способу утилізації теплоти вихлопних газів газотурбінного приводу газоперекачувального агрегату з урахуванням сучасних технологічних можливостей, режимів роботи компресорних станцій та вимог до ефективності й екологічності.

У роботі розглянуто основні підходи до утилізації тепла, зокрема застосування контурів ТУК-1 та ТУК-2, а також інтеграцію з технологіями парового впорскування (STIG). Контур ТУК-1 передбачає використання теплоти вихлопних газів для виробництва додаткової енергії у нижньому циклі, що дозволяє підвищити загальний ККД установки. Контур ТУК-2 забезпечує більш глибоку утилізацію теплоти за рахунок багаторівневого відбору енергії. Використання технології STIG дозволяє додатково підвищити потужність установки за рахунок збільшення масової витрати робочого тіла та зниження температурних навантажень на елементи турбіни.

Особливу увагу приділено аналізу доцільності впровадження ТУК-систем на компресорних станціях. Показано, що на таких об'єктах існує значний потенціал утилізації теплової енергії, оскільки газотурбінні агрегати працюють тривалий час у стаціонарних або квазістаціонарних режимах. Це створює сприятливі умови для ефективного використання технологій рекуперації тепла.

Розглянуто основні технології, що застосовуються для утилізації тепла:

- пряме теплоспоживання (опалення, технологічні потреби);
- органічний цикл Ренкіна (ОЦР) для виробництва електроенергії;
- цикл Каліни як альтернативний варіант підвищення ефективності;
- турбоекспандери для використання перепаду тиску;
- системи акумулювання теплової енергії.



Найбільш поширеним і технічно відпрацьованим рішенням є використання ОЦР, який дозволяє перетворювати низько- та середньотемпературне тепло в електроенергію. За результатами сучасних досліджень, такі системи здатні забезпечувати додаткову генерацію електроенергії на рівні сотень кВт або навіть декількох МВт, залежно від потужності установки. Ексергійна ефективність при цьому може перевищувати 20 %, що свідчить про високу доцільність застосування даної технології.

Важливим аспектом є врахування реальних умов роботи компресорних станцій, зокрема змінних режимів навантаження, коливань температури вихлопних газів і нерівномірності споживання енергії. У зв'язку з цим доцільним є застосування комбінованих або гібридних схем, які поєднують декілька технологій утилізації, наприклад: ТУК + ОЦР + акумулювання тепла або ТУК + тепловий насос.

Окремо розглянуто можливість використання утилізованого тепла для побутових і комунальних потреб. Після проходження через основний контур утилізації залишкова теплота може бути використана для підігріву води, опалення приміщень, теплиць або технологічних процесів. Такий підхід дозволяє реалізувати принципи когенерації та значно підвищити загальну ефективність використання енергії, доводячи її до 60–80 %.

У роботі також проаналізовано основні технічні та економічні обмеження впровадження ТУК-систем, серед яких:

- змінність режимів роботи агрегатів;
- необхідність інтеграції з існуючою інфраструктурою;
- капітальні витрати на встановлення обладнання;
- залежність ефективності від наявності споживачів тепла або електроенергії.

Разом з тим, проведений аналіз показує, що за умов правильної адаптації до конкретної станції впровадження ТУК є економічно доцільним і забезпечує зменшення витрат палива, скорочення викидів CO<sub>2</sub> та підвищення енергетичної незалежності об'єкта.

У результаті дослідження встановлено, що використання контурів утилізації теплоти дозволяє істотно підвищити ефективність газотурбінних установок. Зокрема, застосування ТУК-1 забезпечує збільшення ККД до 14 % та приріст потужності до 50 % за рахунок використання енергії вихлопних газів. Крім того, залишкове тепло може бути ефективно використане для побутових потреб, що додатково підвищує загальну енергетичну ефективність системи.

Таким чином, розроблення та впровадження способів утилізації теплоти вихлопних газів є перспективним напрямом підвищення ефективності газотурбінних приводів газоперекачувальних агрегатів. Використання сучасних технологій рекуперації тепла дозволяє не лише знизити енергетичні втрати, але й забезпечити екологічну та економічну ефективність роботи компресорних станцій.



## ПІДБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВОЇ ТУРБІНИ КОНВЕРТОВАНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ПРИВОДА ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА

*О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко, С. С. Бондаренко*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасні тенденції розвитку енергетичного машинобудування зумовлюють зростаючий інтерес до використання конвертованих авіаційних газотурбінних двигунів у складі наземних енергетичних установок. Це пов'язано з їх високою питомою потужністю, відпрацьованими конструктивними рішеннями та можливістю скорочення витрат на розроблення нових двигунів. Водночас специфіка експлуатації наземних газотурбінних установок, зокрема робота в стаціонарних режимах, тривала безперервна експлуатація та підвищені вимоги до ресурсу й надійності, потребує адаптації параметрів і конструкції базового авіаційного двигуна. Особливо важливим є обґрунтований вибір параметрів силової турбіни, яка забезпечує передачу механічної енергії на електрогенератор.

Метою дослідження є підбір та наукове обґрунтування основних параметрів силової турбіни конвертованого авіаційного газотурбінного двигуна, призначеного для приводу електрогенератора. Для досягнення поставленої мети виконано комплекс досліджень, що включає аналіз доцільності конверсії авіаційних двигунів, узагальнення сучасного досвіду їх використання в наземній енергетиці, формування принципів адаптації, а також проведення термогазодинамічних, газодинамічних і проектно-розрахункових досліджень базового двоконтурного турбореактивного двигуна.

У ході роботи розроблено математичну модель газогенератора, еквівалентного газогенератору авіаційного двигуна, що дозволило дослідити особливості його функціонування в умовах наземної експлуатації. Проведено узгодження параметрів основних вузлів двигуна, розрахунок компресорів і турбін. Отримані результати підтвердили досягнення високих значень коефіцієнтів корисної дії, відповідність газодинамічних параметрів сучасному рівню розвитку газотурбінних двигунів та забезпечення необхідних умов міцності елементів конструкції.

Особливу увагу приділено аналізу можливих варіантів реалізації силової турбіни. Розглянуто кілька підходів, що базуються на використанні турбіни вентилятора авіаційного двигуна з різним ступенем модифікації. Дослідження показали, що пряме використання турбіни без зміни геометрії не забезпечує необхідних параметрів потоку та стабільної роботи вихлопного тракту. Варіант із перерозподілом потужності дозволяє досягти високої корисної потужності, однак потребує застосування редуктора, що ускладнює конструкцію та знижує загальну ефективність установки. Зниження частоти обертання ротора до значень, характерних для електрогенераторів, призводить до необхідності збільшення кількості ступенів турбіни, що ускладнює конструкцію та збільшує габарити. Варіант зі зміною геометрії проточної частини та зменшенням частоти обертання дозволяє



забезпечити необхідні параметри потоку, проте супроводжується зростанням масогабаритних характеристик і зниженням ефективності.

Отримані результати свідчать, що жоден із розглянутих варіантів адаптації турбіни вентилятора не забезпечує оптимального поєднання енергетичних, конструктивних і експлуатаційних характеристик. Це обґрунтовує доцільність розроблення спеціалізованої силової турбіни, спроектованої з урахуванням умов роботи наземної енергетичної установки, заданої частоти обертання та параметрів газового потоку.

Таким чином, виконане дослідження дозволило сформулювати науково обґрунтовані підходи до вибору параметрів силової турбіни конвертованого газотурбінного двигуна та визначити напрямки подальшого проектування. Запропоновані рішення створюють основу для підвищення ефективності, надійності та конкурентоспроможності наземних газотурбінних установок на базі авіаційних двигунів.

## **ВІДМІННОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУРБОВАЛЬНИХ ПРИВОДІВ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ З БЛОКОВАНОЮ ТА ВІЛЬНОЮ ТУРБІНОЮ НА РЕЖИМАХ ЗНИЖЕНОЇ ПОТУЖНОСТІ**

*О. В. Кіслов, Д. М. Чиж*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Використання газотурбінних установок є перспективним напрямком у сфері енергетики, поєднуючи високу надійність, гнучкість та здатність швидко реагувати на зміну потреб енергосистеми. Для України актуальність використання газотурбінних установок є особливо високою з огляду на сучасні виклики. Їх використання дозволяє у відносно короткі строки компенсувати дефіцит електроенергії, забезпечити резервне та пікове живлення, а також підвищити стійкість енергосистеми до зовнішніх впливів.

Вибір приводу енергоустановки є одним із ключових етапів її проектування, оскільки саме привід визначає техніко-економічні, експлуатаційні та екологічні характеристики всієї системи. Тип приводу безпосередньо впливає на ефективність перетворення енергії, надійність роботи, гнучкість у регулюванні навантаження, пускові характеристики та здатність енергоустановки працювати в різних режимах.

Головною метою роботи було порівняння закономірностей зміни параметрів газотурбінного приводу та режимів його роботи в залежності від потужності газотурбінної енергоустановки при використанні у якості газотурбінного приводу одновального турбовального двигуна (ТВаД) та ТВаД з вільною турбіною.

Методи досліджень, що використовувались в роботі: математичне моделювання робочого процесу ГТД, інженерний розрахунок, аналіз результатів розрахунку та синтез висновків та рекомендацій.

Для виявлення відмінностей режимів роботи газотурбінних приводів обох схем розраховані їх дросельні характеристики.

Для коректного порівняння розглянуті газотурбінні приводи, які на розрахунковому режимі мають однакові параметри циклу та рівень втрат.



Для забезпечення незмінності частоти електричного струму використовуються закон регулювання  $n = \text{const}$  для одновального ТВаД та  $n_{TC} = \text{const}$  для ТВаД з вільною турбіною.

Для обох схем ТВаД регулюючим фактором є секундна витрата палива. Для зменшення потужності ГТД вона повинна зменшуватися.

За результатами розрахунків побудовані робочі лінії та залежності параметрів ГТД від відносної потужності  $\bar{N}_e = N_e/N_{ep}$ , які показані на рисунках нижче.

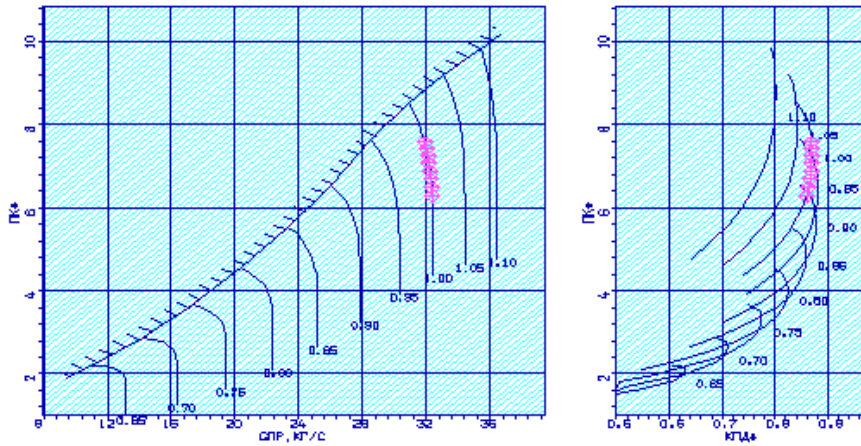


Рис. 1 – Робоча лінія на характеристиці компресора одновального ТВаД

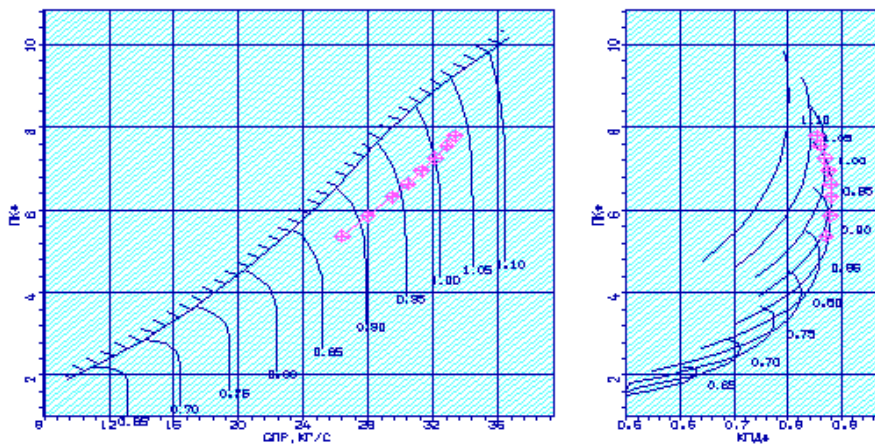


Рис. 2 – Робоча лінія на характеристиці компресора ТВаД з вільною турбіною

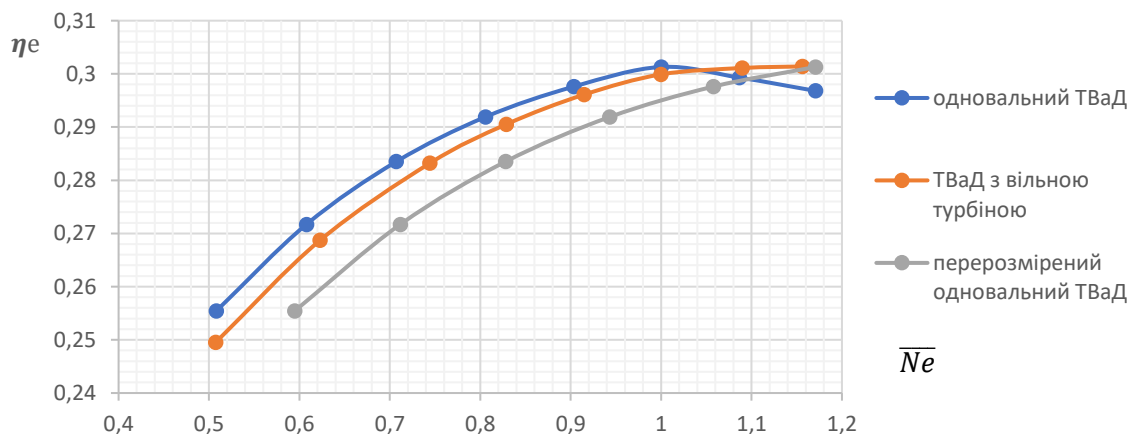


Рис. 3 – Залежності ефективних ККД ГТД від відносної потужності

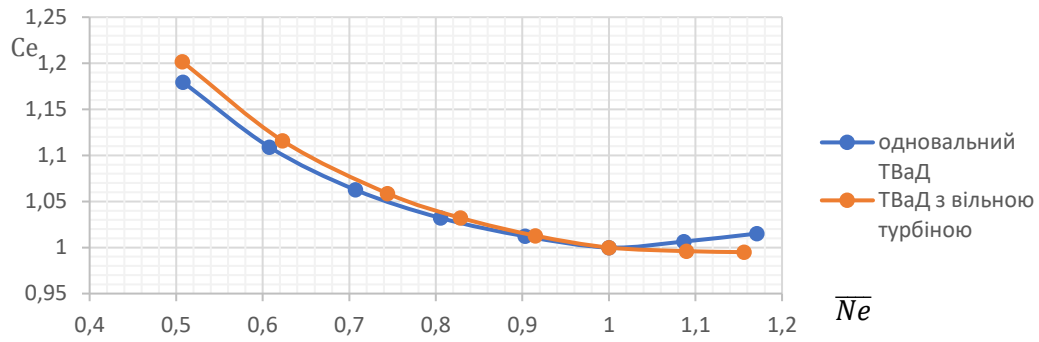


Рис. 4 – Залежності відносних питомих витрат палива від відносної потужності

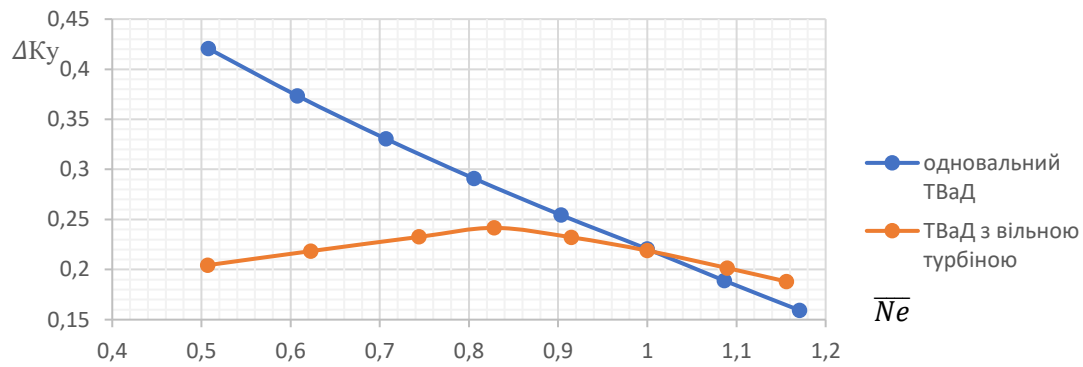


Рис. 5 – Залежності коефіцієнтів запасу стійкості компресора від відносної потужності

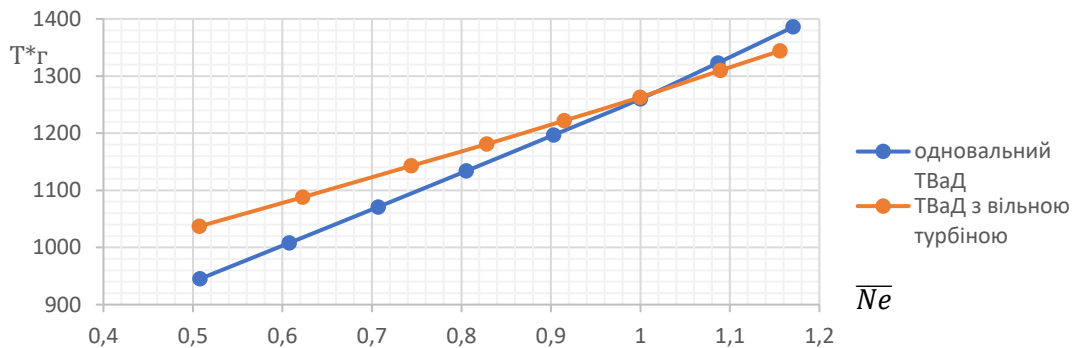


Рис. 6 – Залежність температури газів перед турбіною від відносної потужності

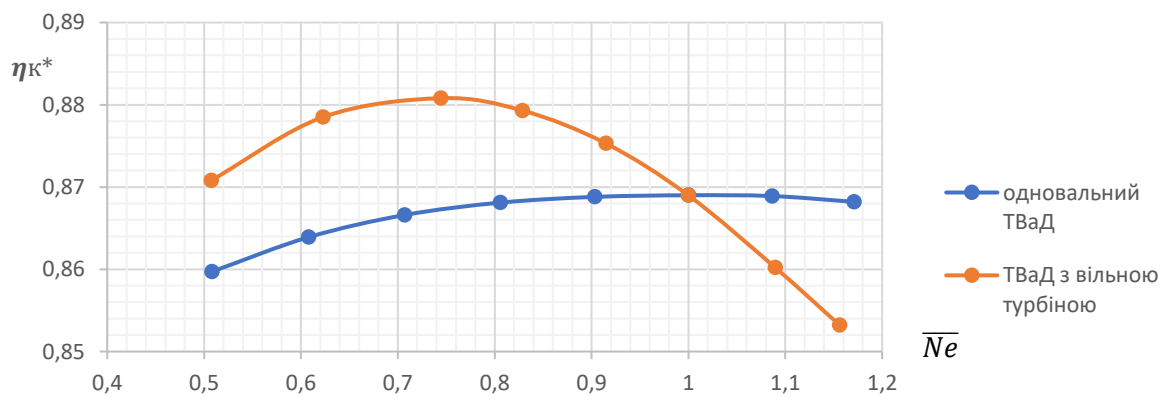


Рис. 7 – Залежності ККД компресора від відносної питомої потужності



З аналізу одержаних результатів можна зробити наступні висновки:

1. Робочі лінії на характеристиці компресора одновального ТВаД і одновального ТВаД з вільною турбіною практично перпендикулярні одна одній, а режими роботи компресорів абсолютно різні при однаковій потужності на вивідному валу.
2. На режимах зниженої потужності переваги має одновальний ТВаД. Зокрема, він має:
  - більший ефективний ККД ГТД внаслідок більшого ступеня підвищення тиску в компресорі  $\pi_k^*$ , недивлячись на гірші значення ККД компресора;
  - більш низькі значення повної температури на виході з камери згоряння  $T_g^*$ , що забезпечує більший ресурс ГТД;
  - більший запас стійкої роботи компресора.

Недоліком є більш висока частота обертання ротора у порівнянні з ТВаД з вільною турбіною, що негативно впливає на ресурс ГТД.

3. На режимах підвищеної потужності переваги має одновальний ТВаД з вільною турбіною. Зокрема, він має:
  - більший ефективний ККД ГТД внаслідок більшого ступеня підвищення тиску в компресорі  $\pi_k^*$ , попри гірші значення ККД компресора;
  - більш низькі значення повної температури на виході з камери згоряння  $T_g^*$ , що забезпечує більший ресурс ГТД;
  - більш високий запас стійкої роботи компресора.

Недоліком є більш висока частота обертання ротора турбокомпресора у порівнянні з ТВаД, що негативно впливає на ресурс ГТД.

Виходячи з висновків, можна запропонувати рекомендації з обрання доцільної схеми ТВаД:

1. Якщо робочі режими енергоустановки знаходяться в діапазоні  $N_e < N_{ep}$ , то доцільно обирати схему одновального ТВаД;
2. Якщо енергоустановка використовується для компенсації піків споживання електрики і має режими підвищеної потужності, то доцільно обирати схему одновального ТВаД з вільною турбіною.

Такий газотурбінний привід матиме перевагу над одновальним ГТД надмірних розмірів (має підвищену розрахункову потужність) у всьому діапазоні потужностей, крім режиму максимальної пікової потужності.

## ПРОЕКТУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РЕГУЛЬОВАНОГО НАДЗВУКОВОГО СОПЛА З ЦЕНТРАЛЬНИМ ТІЛОМ

*К. В. Рябчук, О. В. Кіслов*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

У проектних роботах потрібні швидкі наближені методи побудови контуру сопла з високими тяговими характеристиками.

Попередні дослідження сопел із фіксованою звужувально-розширювальною геометрією, наведені в джерелах [1-3], показали, що за умови відповідного проектування можна отримати високі коефіцієнти тяги при розрахункових відношеннях тиску. Водночас при роботі сопла поза розрахунковим режимом виникають значні втрати через надмірне або недостатнє розширення. Для того щоб уникнути цих втрат сопло повинно мати змінне горло (критичний переріз).

Об'єктом дослідження є газодинамічні процеси, що протікають у проточній частині надзвукового регульованого сопла з центральним тілом змінного положення.

Предметом дослідження є вплив геометрії зовнішнього обводу сопла та центрального тіла на газодинамічні параметри та тягу сопла у заданому діапазоні режимів роботи.

Метою роботи є побудова геометрії зовнішнього обводу сопла і центрального тіла змінного положення, що формують проточну частину, яка забезпечує необхідну тягу сопла у заданому діапазоні режимів роботи.

Розглянуте надзвукове регульоване реактивне сопло, яке складається зі стаціонарного корпусу і рухомого центрального тіла.

Схема проектуваного сопла показана на рис. 1 із зазначенням двох крайніх положень центрального тіла, при яких забезпечуються максимальна і мінімальна площі критичного перерізу сопла.

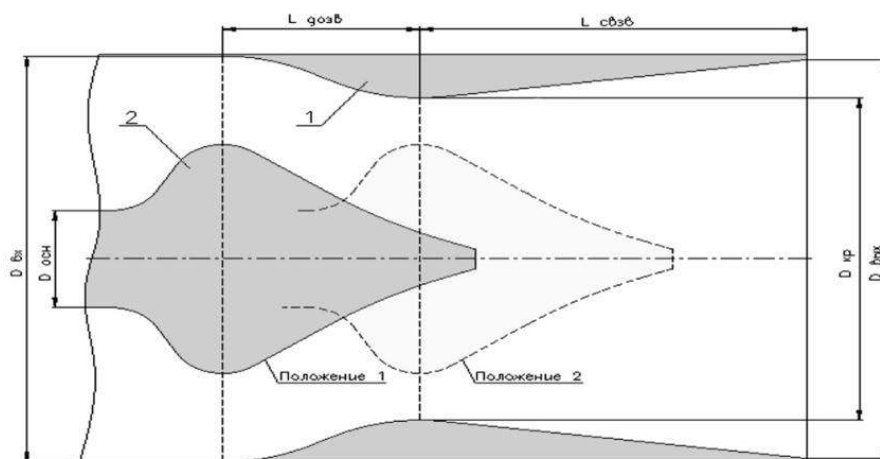


Рис. 1 – Схема надзвукового сопла з центральним тілом змінного положення

Основною характеристикою сопла на етапі побудови є розподіл його площі вздовж проточної частини.



В якості розрахункового комплексу був обраний CFD пакет програм ANSYS Fluent 18.1 для розрахунку стаціонарної задачі у осьосиметричній постановці. Стінки – адіабатичні, на них діють умови прилипання.

Зміна густини модельного середовища підпорядковувалася закону ідеального стисливого газу, а для опису залежності динамічної в'язкості від температури використовувалося рівняння Сазерленда.

Моделювання турбулентних ефектів здійснювалося за допомогою диференціальної двопараметричної моделі перенесення зсувних напружень (SST) Ментера. Система RANS диференціальних рівнянь вирішувалася чисельно явною різницевою схемою другого порядку точності.

Для коректного опису і моделювання аеродинаміки течії газу в соплі і витікання струменя газу з сопла були встановлені граничні умови: повні тиск та температура, напрям руху внутрішнього потоку на вході, статичні тиск, температура і вектор числа  $M$  для зовнішнього потоку, умови прилипання та адіабатності для стінок, умови осьової симетрії на поздовжній осі. Для виключення можливості впливу граничних умов на зовнішніх межах на коректний розрахунок процесу витікання струменя з сопла, були прийняті наступні співвідношення розмірів розрахункової області до внутрішнього діаметра ( $D$ ) перерізу зрізу сопла:  $H/D = 5$  та  $L/D = 15$ .

Методика включала в себе процес адаптації сітки за допомогою градієнтного методу за розподілом поля чисел Маха на готовому постпроцесорному масиві даних. Після розрахунку на неадаптованій сітці проводилася адаптація (перебудова) сітки за допомогою одержаного поля чисел Маха з метою більш точного опису структури стрибків ущільнення. Вигляд адаптованої розрахункової сітки для першого положення ЦТ показаний на рис. 2.

Після адаптації сітки проводився повторний розрахунок сопла на новій розрахунковій сітці, початковим наближенням для якого служило чисельне рішення, отримане на вихідній розрахунковій сітці.

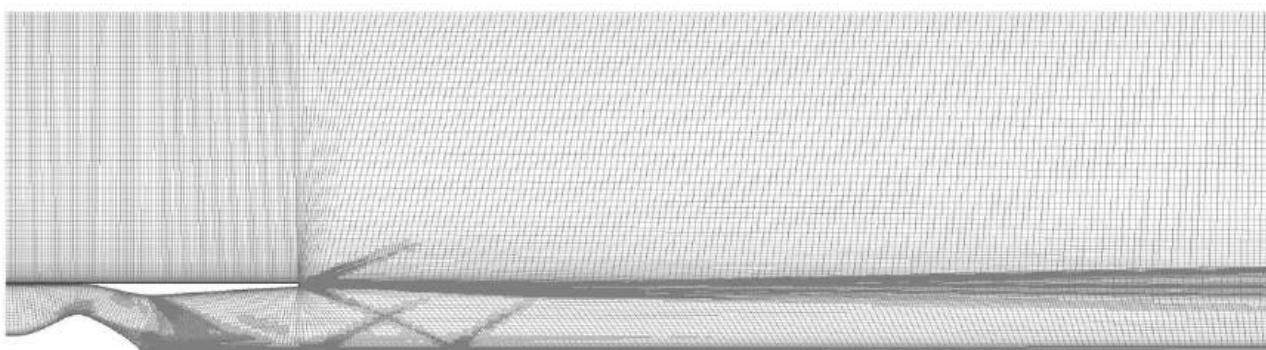


Рис. 2 – Адаптована розрахункова сітка (положення 1)

Розрахунки виконувалися на двох режимах, що відповідають крайнім положенням центрального тіла сопла, для трьох варіантів геометрії центрального тіла, які названі BLUE, RED і GREEN та показані відповідним кольором на рис. 3.

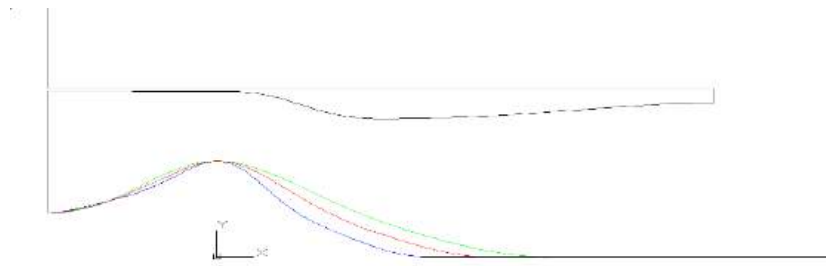


Рис. 3 – Варіанти центрального тіла сопла BLUE, RED і GREEN

На рис. 4, як приклад, показано поле чисел Маха для RED варіанта центрального тіла в положенні 1.

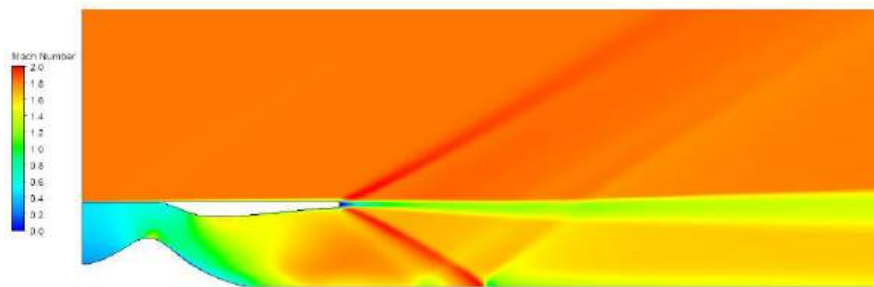


Рис. 4 – Поле чисел Маха для RED варіанта центрального тіла в положенні 1

За результатами розрахунку полів параметрів внутрішнього і зовнішнього потоків визначені витрати газу через сопло і осереднені швидкості та статичний тиск на виході з сопла, що дозволило розрахувати тягу сопла  $R_c$  та коефіцієнт тяги сопла  $\bar{R}_c$ .

Результати розрахунків параметрів сопел представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків

Позначення параметрів	Одиниці вимірювання	Значення параметрів					
		Положення 1			Положення 2		
		blue	red	green	blue	red	green
$P_{вх}^*$	Па	108147,2	108147,2	108147,2	89377,4	89377,4	89377,4
$P_c$	Па	21654,1	23106,76	21413,12	9028,775	9820,53	9598,9138
$P_{кр}$	Па	78583,73	75630,66	81654,36	51933,13	51748,124	51171,18
$P_c^*$	Па	103347,62	103913,12	104244,16	84342,61	85242,99	86435,08
$P_{кр}^*$	Па	107696,68	107470,22	107517,31	88940,92	88922,127	89084,09
$G$	кг/с	15,476	15,951	15,222	6,2266	6,1951	6,2250
$\sigma$	-	0,9556	0,9608	0,9639	0,9437	0,9537	0,9671
$\mu$	-	0,8782	0,9051	0,8638	0,9893	0,9843	0,9891
$R_c$	кгс	1864,32	1919,07	1833,93	1310,18	1335,76	1332,34
$V_c$	м/с	1216,3	1192,11	1220,77	1752,28	1771,32	1765,88
$V_{кр}$	м/с	566,26	601,32	533,75	921,02	928,81	939,48
$M_c$		1,714	1,671	1,728	2,1701	2,2091	2,2024
$M_{кр}$		0,704	0,750	0,659	0,9445	0,9529	0,9645
$M_{п}$		1,83	1,83	1,83	6,5	6,5	6,5
$\bar{R}_c$		0,8667	0,8922	0,8526	0,9098	0,9276	0,9252



### Висновки

Показана можливість побудови геометрії сопла з центральним тілом, яка дозволяє отримати потрібну тягу сопла на різних режимах польоту.

Геометрія сопла та центрального тіла змінного положення може бути використана як основа для проектування надзвукового регульованого сопла.

Розроблена CFD модель дозволяє досліджувати газодинамічні процеси у проточній частині сопла та може застосовуватись для оптимізації конструкцій надзвукових сопел, знижуючи витрати на проведення дорогих експериментів.

За результатами розгляду декількох варіантів сопла найкращим за коефіцієнтом тяги сопла є варіант RED.

Результати роботи підтверджують можливість створення ефективного надзвукового регульованого сопла з центральним тілом, що забезпечує високі тягові характеристики у широкому діапазоні режимів роботи сопла.

### Перелік посилань

1. Krull, H. G. Performance Characteristics of One Convergent and Three Convergent-Divergent Nozzles [Text] / H. G. Krull, F. W. Steffen // NACA RM E52H12. – 1952. – 29 p.
2. Reshotko, E. Preliminary Investigation of a perforated Axially Symmetric Nozzle for Varying Nozzle Pressure Ratios [Text] / E. Reshotko // NACA RM E52J27. – 1953. – 43 p.
3. Schairer, G. Performance Characteristics of Jet Nozzles [Text] / G. Schairer // Doc. No. D-12054, Boeing Co., Seattle (Wash.), July 25. – 1951. – 35 p.

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АМІАКУ ЯК СУДНОВОГО ПАЛИВА

*О. В. Сінкевич, Є. В. Білоусов*

*Одеський національний морський університет*

**Актуальність.** Питання екологічності суднових двигунів зараз стоїть дуже гостро. ІМО ще у 2018 році прийняла стратегію, згідно з якою до 2050 року торговельний флот повинен скоротити викиди  $\text{CO}_2$  щонайменше на 50% відносно рівня 2008 року [1, 2] і це на тлі того, що за прогнозами, валова місткість флоту за цей час зросте у двічі. На практиці це означає, що традиційне мазутне паливо вже не має майбутнього, і галузь активно шукає йому заміну. Одним із варіантів, який останніми роками викликає реальний інтерес у двигунобудівних компаній, є аміак ( $\text{NH}_3$ ). Головна причина проста: в молекулі аміаку немає жодного атому вуглецю. Це означає, що при спалюванні  $\text{NH}_3$  у принципі не може утворитись  $\text{CO}_2$ . З цієї точки зору аміак ідеальне паливо для вирішення проблем декарбонізації. Крім того, аміак вже давно є поширеним промисловим продуктом. У світі щороку виробляється близько 180 млн. тон [2], існує розвинена інфраструктура його транспортування і зберігання в портах, що суттєво спрощує створення інфраструктури для бункерування суден.

**Шляхи вирішення.** Основна практична перевага використання аміаку – порівняно нескладне зберігання на борту. Аміак переходить у рідкий стан вже при  $-33\text{ }^\circ\text{C}$  і атмосферному тиску [3, 4], тоді як зріджений природний газ (LNG)

зберігають при  $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а зріджений водень потребує  $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$  [1, 4]. Тобто за технічною складністю зберігання аміак займає проміжне місце між LNG і нафтовим паливом. До того ж, об'ємні запаси аміаку на борту необхідно буде збільшити у 3,4 рази у порівнянні з нафтовим паливом, що трохи більше ніж у LNG (2,77 рази) але менше ніж у зрідженого водню (7,2 рази) [5].

Перша і найсерйозніша проблема пов'язана з використанням аміаку – його висока токсичність. Аміак має різкий запах і є небезпечним для людини навіть у невеликих концентраціях. ГДК у повітрі робочої зони не повинен перевищувати  $20\text{ мг/м}^3$  [6]. При концентрації від 2,5% об. суміш з повітрям стає вибухонебезпечною. Це одразу ставить дуже серйозні вимоги до герметичності паливних систем та підготовки екіпажу [1].

Друга проблема – аміак погано горить. Швидкість полум'я у нього значно нижча, ніж у дизельного палива чи LNG, а діапазон займистості дуже вузький – 15-28% об. Через це робочий процес двигуна суттєво відрізняється від робочого процесу двигуна, що працює на нафтовому паливі (рис. 1) [1, 7]. Це потребує узгодження режимів роботи системи паливостачання, наддуву та мащення. Для ефективного займання аміаку потрібне або пілотне паливо (до 5-10% дизельного палива), або спеціальні пальники [8]. Що суттєво ускладнює двигун.

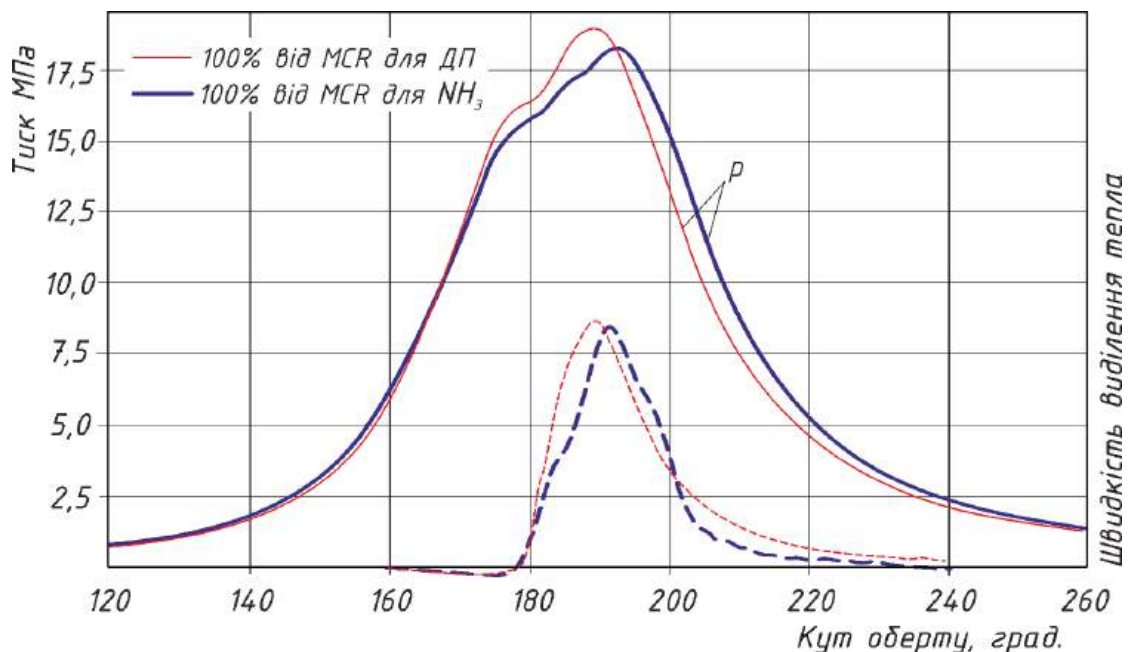


Рис. 1 - Зміна тиску та швидкості виділення тепла в лабораторному двотактному малооборотному двигуні MAN B&W 4T50ME-X під час роботи на аміаку та дизельному паливі з навантаженням 100% від Maximum continuous rating (MCR) [7]

Третя проблема – при горінні аміаку утворюються в значній кількості оксиди азоту  $\text{NO}_x$ . Якщо не вживати заходів, їх рівень може перевищити норми Tier III додатку VI до MARPOL, що суперечить самій ідеї «чистого» палива [1].

Для вирішення питань безпеки, провідні класифікаційні товариства (DNV, Lloyd's Register) вже розробляють вимоги до аміачних паливних систем. За основу були взяті IGF Code IMO – норми розроблені для газодизельних двигунів, які вже набули поширення на світовому торговельному флоті [8]. Основні технічні рішення – двостінні паливопроводи з примусовою вентиляцією міжтрубного



простору, автоматичні датчики витоків та аварійні скрубери для нейтралізації парів аміаку водою [1, 9].

Компанії MAN Everllence SE і WinGD вже кілька років ведуть розробку двотактних двопаливних двигунів, здатних працювати на аміаку з невеликою добавкою пілотного палива [1, 7]. Перші серійні зразки заплановані на кінець 2026 року [9]. Паралельно досліджується можливість часткового заміщення нафтового палива аміаком у чотиритактних середньооборотних двигунах [1].

Для зниження викидів  $\text{NO}_x$  розглядається поєднання рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) із системою селективного каталітичного відновлення (SCR). Це рішення вже добре відпрацьоване на LNG-двигунах і може бути адаптоване для аміачного циклу [10, 11].

Якщо порівнювати аміак з іншими «зеленими» паливами, виходить цікава картина. Метанол і LNG – це вуглецевмісні речовини, вони не дають нульових викидів  $\text{CO}_2$ . Водень – безвуглецевий, але його об'ємна енергетична щільність у рідкому вигляді ( $\sim 8,5$  ГДж/м<sup>3</sup>) нижча, ніж у рідкого аміаку ( $\sim 12,7$  ГДж/м<sup>3</sup>), і зберігати його на борту технічно набагато складніше [1, 2]. Аміак виявляється єдиним паливом, яке одночасно не містить вуглецю і при цьому є практично прийнятним для зберігання та транспортування в існуючій портовій інфраструктурі. Саме ця комбінація і робить його унікальним.

**Висновки.** Аміак – це не ідеальне паливо, але на сьогодні один із реальних варіантів для досягнення цілей декарбонізації морського транспорту. Проблеми токсичності, горіння та емісії  $\text{NO}_x$  вирішуються – нехай і потребують серйозної технічної роботи. Якщо двигунобудівники, класифікаційні товариства та портова інфраструктура рухатимуться узгоджено, аміачний флот цілком може стати реальністю вже у найближчому десятилітті.

#### Перелік посилань

1. Bilousov, I. Marine Internal Combustion Engines and Environmental Protection Issues [Text] / I. Bilousov, R. Varbanets // Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping (NAMESS, volume 27), Springer Nature Switzerland AG. 2026. – 264 p. ISSN 2194-8445; ISBN 978-3-032-20939-9; doi: 10.1007/978-3-032-20940-5
2. Ammonia for power [Text] / A. Valera-Medina, H. Xiao, M. Owen-Jones [et al.] // Progress in Energy and Combustion Science. – 2018. – Vol. 69. – P. 63–102. doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.07.001>
3. Белоусов, Е. В. Исследование процессов топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низького давления [Текст] / Е. В. Белоусов, Р. А. Варбанец, В. П. Савчук [та ін] // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2019. – № 1. – С. 27-33. doi: 10.20998/0419-8719.2019.1.05
4. International Energy Agency (IEA). Ammonia Technology Roadmap [Electronic recurs]. Paris: IEA. – 2021. – 176 p. Available et: <https://www.iea.org/reports/ammonia-technology-roadmap>
5. Використання метанолу у якості моторного палива для суднових двигунів внутрішнього згоряння [Текст] / Є. В. Білоусов, А. П. Марченко, В. П. Савчук, Т. П. Білоусова // Двигун внутрішнього згоряння. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2024. – № 1. – С 43-51. doi: 10.20998/0419-8719.2024.1.06



6. ДСТУ EN 482:2016 Повітря робочої зони. Загальні вимоги до характеристик методик вимірювання вмісту хімічних речовин. – 2022. – 23 с.
7. High efficiency ammonia combustion in the MAN B&W LGI-A marine two-stroke engine. [Text] / J. Hult, J. Sjöholm, F. R. Westlye [et al.] // Fuels – Alternative & New Fuels. Paper No. 82. Zürich, CIMAC Congress. – 2025. – 13 p.
8. Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях [Текст] / Е. В. Белоусов, В. П. Савчук, И. В. Грицук, Т. П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: НТУ (ХПИ). – 2017. – №2. – С. 13-16.
9. MAN Energy Solutions. Two-stroke Ammonia Engine: Technology development status [Electronic recurs] // Copenhagen. – 2023. – Available it: <https://www.man-es.com/marine/two-stroke/ammonia>
10. Dimitriou, P. A review of ammonia as a compression ignition engine fuel [Text] / P. Dimitriou, R. Javaid // International Journal of Hydrogen Energy. – 2020. – Vol. 45, no. 11. – P. 7098–7118. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.209>
11. DNV. Ammonia as a marine fuel [Electronic recurs] // DNV GL Position Paper. Oslo. – 2020. – Available it: <https://www.dnv.com/maritime/publications/ammonia-as-a-marine-fuel.html>

## NUMERICAL ANALYSIS OF EJECTOR NOZZLE MODELS

*R. Yu. Tsukanov, S. V. Yepifanov*  
*National Aerospace University*  
*«Kharkiv Aviation Institute»*

In aircraft powerplant design, it is often necessary to find ways to increase engine thrust due to changes in aircraft performance requirements or flight conditions. The problem of thrust enhancement for small turbojets used in Unmanned Aerial Vehicles (UAVs) is particularly urgent, as the same engine model may be selected for various platforms with significantly different operating environments. These small-scale turbojets typically share a similar architecture: a static thrust below 1,000 N at sea level, a single-stage centrifugal or diagonal compressor with a low-pressure ratio (up to 4-5), and an uncooled turbine with a limited turbine inlet temperature (TIT) of up to 1,000 °C. When only a moderate thrust increase is required, a full structural redesign of the engine core is often economically unfeasible. One technically simple and effective method to enhance thrust without modifying the primary engine structure is the application of an ejector nozzle.

Based on M. Alperin's 1D theory, the ideal thrust augmentation ratio was calculated for mixing chamber area ratio to primary nozzle exit area ( $\alpha = 1..25$ ) considering both the first and second solutions. Additionally, thrust losses caused by underexpansion in the supersonic exhaust unit were accounted for using R. Hermann's methodology.

For  $\alpha = 5$ , 32 2D-models of the computational domain were developed, with sizes large enough to specify far-field boundary conditions. Computational grids were generated, and numerical simulations were performed in ANSYS Fluent 2024 R1. A grid independence study was conducted using the Grid Convergence Index (GCI), and the optimal grid was selected from five candidates. By varying the air intake parameters, the authors attempted to achieve conditions corresponding to Alperin's "second solution" but were unsuccessful. Since the secondary flow rate in the obtained



numerical solutions was considerably lower than predicted by 1D theory, 27 additional 2D models were constructed for  $\alpha = 4$ , and analogous calculations were performed. However, the authors could not confirm the existence of Alperin's second solution, which corresponds to supersonic speeds at the mixing chamber exit and a significant thrust increase. This does not necessarily imply that the solution is physically non-existent; rather, certain parameters that trigger the transition between these solutions may not have been fully accounted for.

Simultaneously, according to Alperin's 1D theory, the Mach number dependence of the thrust augmentation ratio (for the first solution) indicates no potential for thrust increase within the range of  $M = 0.4 \dots 1.4$ . This conclusion is supported by the authors' CFD simulations in ANSYS Fluent 2024 R1, which demonstrated that an ejector nozzle does not provide significant engine thrust augmentation within the considered Mach number range.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ВУЗЛІВ ГТД НА ПИТОМУ ВИТРАТУ ПАЛИВА

*М. В. Амброжевич, Д. М. Чиж*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасна авіація перебуває в умовах постійного пошуку балансу між економічністю, ефективністю та екологічною безпекою. З кожним роком вимоги до зниження витрат палива та скорочення шкідливих викидів стають жорсткішими, що змушує інженерів і науковців дедалі глибше досліджувати процеси, які визначають роботу авіаційних двигунів. У центрі уваги опиняються газотурбінні двигуни з високим ступенем двоконтурності, які сьогодні широко застосовуються в цивільній авіації завдяки своїй високій паливній ефективності на крейсерських режимах польоту.

Ефективність та економічність двигуна залежать від великої кількості факторів, серед яких особливе місце займають коефіцієнти ефективності окремих вузлів — компресорів, турбін, камери згоряння та інших елементів. Кожен із цих параметрів по-своєму впливає на загальні характеристики двигуна, і навіть незначні зміни можуть призводити до помітних змін у питомій витраті палива. Саме тому виникає потреба не лише у визначенні цього впливу, а й у розумінні того, які з параметрів є найбільш критичними.

У цій роботі увага зосереджена на дослідженні того, як саме коефіцієнти ефективності вузлів тривального газотурбінного двигуна впливають на його паливну економічність у крейсерському режимі польоту. Було розглянуто вплив шістнадцяти коефіцієнтів ефективності вузлів газотурбінного двигуна на питому витрату палива.

Для дослідження впливу кожного коефіцієнта було застосовано принцип суперпозиції: кожен коефіцієнт варіювався в заданому діапазоні за фіксованих

значень інших параметрів, що дозволило оцінити індивідуальний внесок у зміну питомої витрати палива.

Усі розрахунки виконано із застосуванням сучасних програмних засобів і обчислювальної техніки. Для визначення теплофізичних властивостей робочих тіл використовувалася програма REFPROP, а параметри процесу згоряння визначалися за допомогою NASA CEA.

Об'єктом дослідження є двигун RR Trent XWB-97 — сучасний тривальний вентиляторний двигун для далекомагістральних пасажирських літаків, розроблений для максимальної паливної ефективності та високої тяги.

Схема та вигляд двигуна наведені на рисунках 1 та 2.

Для дослідження було побудовано модель розрахунку проточної частини тривального газотурбінного двигуна з двоконтурним реактивним соплом.

Базовий варіант значень коефіцієнтів відповідає нижнім значенням параметрів.

Після створення розрахункової моделі двоконтурного тривального газотурбінного двигуна з двоконтурним реактивним соплом було виконано аналіз впливу кожного з коефіцієнтів, наведених у Таблиці 1.

У розглянутій моделі використовується 16 таких параметрів. Для оцінювання їхнього впливу застосовано принцип суперпозиції, вважаючи вплив окремих коефіцієнтів незалежними. Змінюючи вибраний параметр у заданому діапазоні за фіксованих значень інших параметрів, визначено вплив цього параметра на силу тяги двигуна та питому витрату палива (SFC).

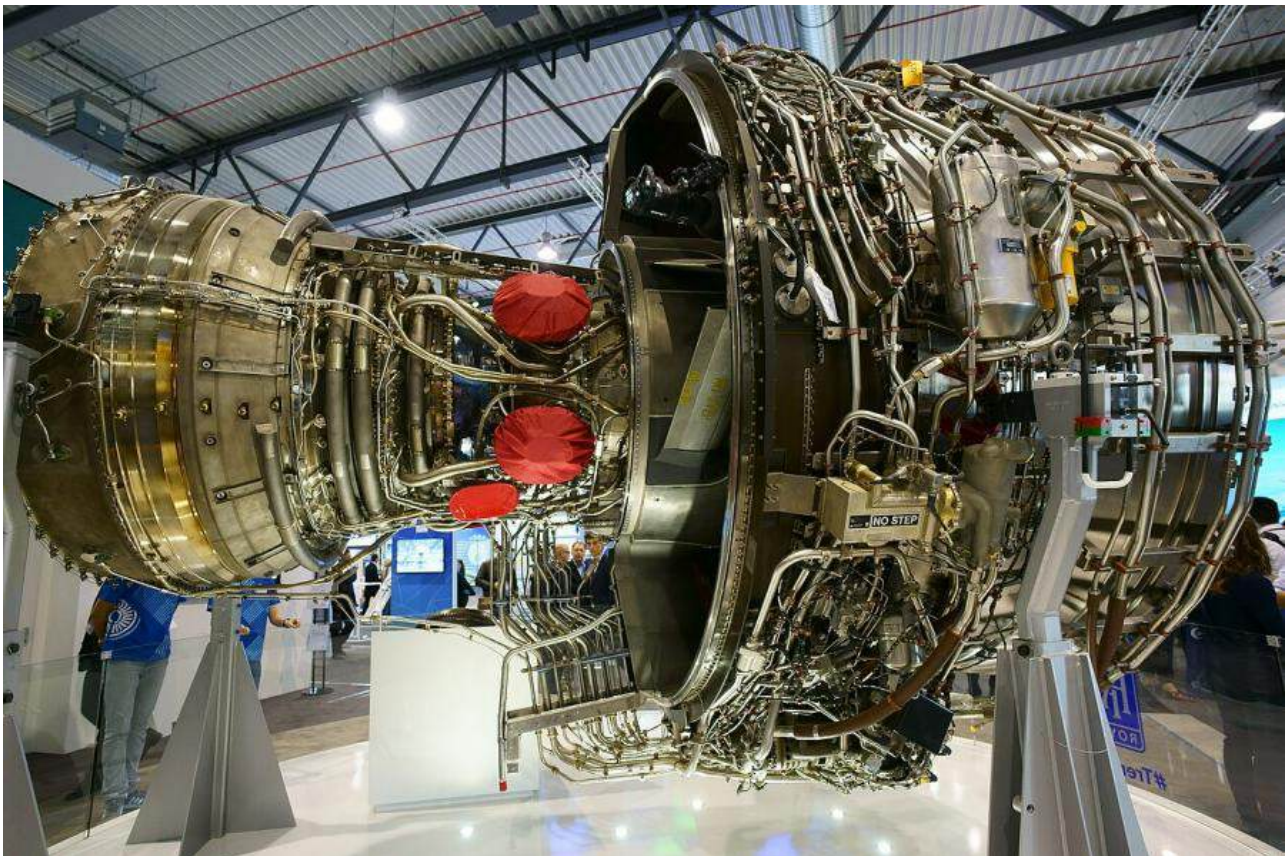


Рис. 1 – Двигун Trent XWB-97 (Rolls-Royce) на стенд

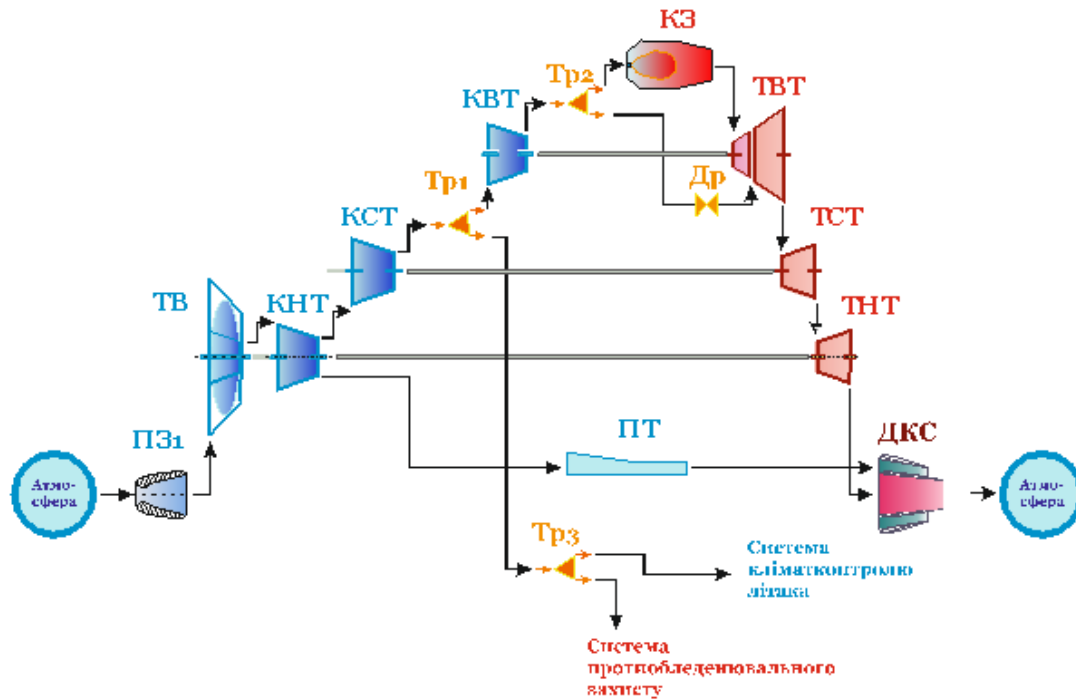


Рис. 2 – Схема ГТД RR Trent XWB-97

Таблиця 1 — Параметри, що враховують втрати у вузлах ГТД

Вузол СУ	Параметр	Значення
Повітрязабірник	$\sigma_{ПЗ}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску	0,97...0,99
Вентилятор	$\eta_{int_{ТВ}}$ – Внутрішній ККД,	0,88...0,94
	$\eta_{mech_{ТВ+БК}}$ – Механічний ККД	0,99...0,995
КНТ	$\eta_{int_{БК}}$ – Внутрішній ККД,	0,90...0,93
	$\eta_{mech_{ТВ+БК}}$ – Механічний ККД	0,99...0,995
КСТ	$\eta_{int_{КСТ}}$ – Внутрішній ККД,	0,86...0,92
	$\eta_{mech_{КСТ}}$ – Механічний ККД	0,99...0,995
КВТ	$\eta_{int_{КВТ}}$ – Внутрішній ККД,	0,86...0,92
	$\eta_{mech_{КВТ}}$ – Механічний ККД	0,99...0,995
Камера згоряння	$\eta_{КЗ}$ – Коефіцієнт повноти згоряння,	0,995
	$\sigma_{КЗ}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску	0,95...0,97
ТВТ	$\eta_{int_{ТВТ}}$ – Внутрішній ККД	0,87...0,93
	$\sigma_{Зміш}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску змішування	0,99
ТСТ	$\eta_{int_{ТСТ}}$ – Внутрішній ККД	0,90...0,93
ТНТ	$\eta_{int_{ТНТ}}$ – Внутрішній ККД	0,90...0,93
Тракт другого контуру	$\sigma_{ПТДК}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску	0,94...0,98
Двоконтурне сопло	$\varphi_1$ – Коефіцієнт швидкості першого контуру	0,960...0,985
	$\varphi_2$ – Коефіцієнт швидкості другого контуру	0,960...0,985
Трійники	$\sigma_{Тр}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску	1,0

За результатами розрахунків було обчислено коефіцієнти впливу кожного параметра та виконано їх ранжування.

Коефіцієнт впливу являє собою логарифмічну похідну вигляду



$$\kappa_i = \frac{\partial \ln(\text{SFC}_i)}{\partial \ln(\xi_i)}, \quad (1)$$

де  $\xi_i$  – один із шістнадцяти коефіцієнтів ефективності.

Застосування логарифмічної похідної, на відміну від звичайної, дає змогу аналізувати відносну зміну параметра замість абсолютної та характеризується безрозмірністю.

При значеннях коефіцієнтів ефективності, відмінних від базових, розрахунок питомої витрати палива можна зробити згідно з формулами 2–4, у яких диференціали замінені кінцевими різницями.

$$\kappa_i = \frac{\partial(\text{SFC}_i)/\text{SFC}_i}{\partial(\xi_i)/\xi_i} \approx \frac{\Delta\text{SFC}_i/\text{SFC}_i}{\Delta\xi_i/\xi_i}, \quad (2)$$

$$\Delta\text{SFC} = \sum_{i=1}^{16} \Delta\text{SFC}_i = \text{SFC}_0 \sum_{i=1}^{16} \kappa_i \cdot \frac{\Delta\xi_i}{\xi_i}, \quad (3)$$

$$\text{SFC} = \text{SFC}_0 + \Delta\text{SFC}. \quad (4)$$

Питома витрата за базових коефіцієнтів ефективності становить

$$\text{SFC}_0 = 66,436 \text{ кг/год/кН}.$$

Таблиця 2 — Ранжування коефіцієнтів впливу у порядку спадання

Коефіцієнт ефективності $\xi_i$	Коефіцієнт впливу $\kappa_i$
$\varphi_2$ – Коефіцієнт швидкості другого контуру сопла	-1,7957
$\sigma_{\text{ПТДК}}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску у другому контурі	-1,1826
$\eta_{\text{mech}_{\text{ТВ+БК}}}$ – Механічний ККД вентилятора і КНТ	-1,0856
$\eta_{\text{КЗ}}$ – Коефіцієнт повноти згоряння палива у КЗ	-0,9847
$\eta_{\text{int}_{\text{ТНТ}}}$ – Внутрішній ККД турбіни низького тиску	-0,8734
$\sigma_{\text{ПЗ}}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску у повітрязабірнику	-0,8373
$\eta_{\text{mech}_{\text{КВТ}}}$ – Механічний ККД компресора високого тиску	-0,6892
$\eta_{\text{int}_{\text{ТВ}}}$ – Внутрішній ККД вентилятора	-0,5175
$\eta_{\text{mech}_{\text{КСТ}}}$ – Механічний ККД компресора середнього тиску	-0,4478
$\eta_{\text{int}_{\text{БК}}}$ – Внутрішній ККД бустерного компресора	-0,3784
$\varphi_1$ – Коефіцієнт швидкості першого контуру сопла	-0,3306
$\sigma_{\text{КЗ}}$ – Коефіцієнт відновлення повного тиску у камері згоряння	-0,3166
$\eta_{\text{int}_{\text{КСТ}}}$ – Внутрішній ККД компресора середнього тиску	-0,2987
$\eta_{\text{int}_{\text{ТВТ}}}$ – Внутрішній ККД турбіни високого тиску	-0,2940
$\eta_{\text{int}_{\text{КВТ}}}$ – Внутрішній ККД компресора високого тиску	-0,2863
$\eta_{\text{int}_{\text{ТСТ}}}$ – Внутрішній ККД турбіни середнього тиску	-0,2305



З отриманого графіка за «крутістю» нахилу лінії можна оцінити вплив коефіцієнта ефективності. Серед 16 коефіцієнтів впливу можна виокремити 5 найвпливовіших (у порядку спадання):

- Коефіцієнт швидкості другого контуру сопла;
- Коефіцієнт відновлення повного тиску тракту другого контуру;
- Механічний ККД вентилятора і бустерного компресора;
- Коефіцієнт повноти згоряння палива у камери згоряння;
- Внутрішній ККД турбіни низького тиску.

Отримані результати можуть бути корисними для кращого розуміння процесів у газотурбінних двигунах і подальшого підвищення їхньої паливної ефективності.

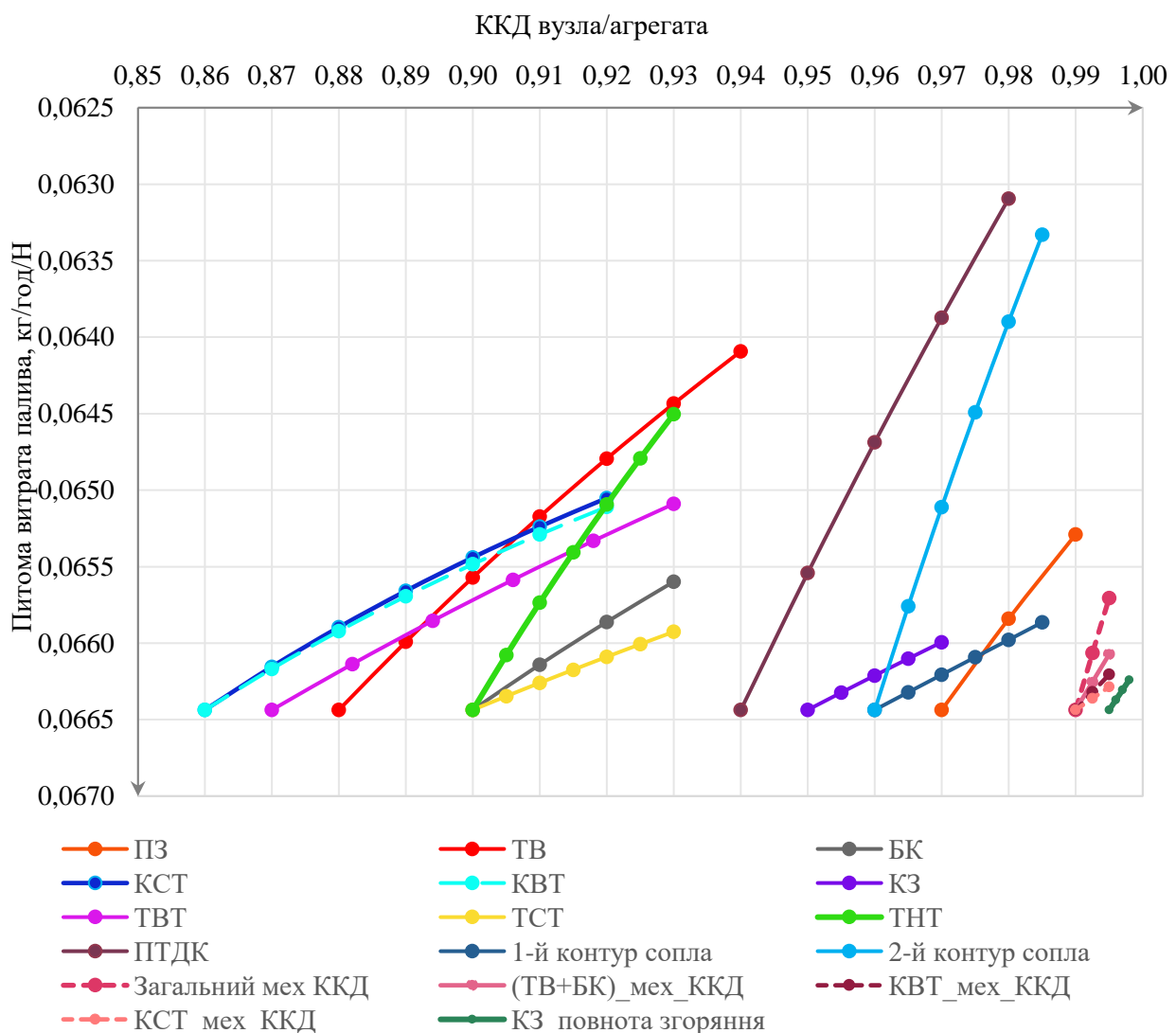


Рис. 3 – Чутливість питомої витрати палива до коефіцієнтів ефективності ГТД



## ОСОБЛИВОСТІ ОБТІКАННЯ КОМПРЕСОРНОЇ РЕШІТКИ ПРОФІЛІВ НАДЗВУКОВИМ ПОТОКОМ ПРИ ЗМІНІ ПРОТИТИСКУ НА ВИХОДІ

*Л. Г. Бойко, Д. М. Чиж*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

В сучасному авіадвигунобудуванні одним із ключових напрямів підвищення ефективності газотурбінних двигунів (ГТД) є зниження їх маси та габаритних характеристик. Досягнення цієї мети безпосередньо пов'язане зі зменшенням зовнішнього діаметра лопаток компресора та скороченням кількості його ступенів. Однак за заданих значень витрати повітря та ступеню підвищення повного тиску такі конструктивні рішення зумовлюють необхідність підвищення напору та ефективності окремих ступенів компресора. Це, у свою чергу, призводить до зростання швидкості потоку, що набігає на лопаткові вінці робочих коліс і напрямних апаратів, а також до збільшення відповідних чисел Маха. За таких умов робота компресорних ступенів переходить у область надзвукових швидкостей, де істотно змінюється характер обтікання профілів.

Важливим фактором, що визначає характер течії в компресорних решітках, є рівень надзвукових швидкостей на вході у решітку. Зміна протитиску потоку на виході з решітки призводить до перебудови структури потоку, що безпосередньо впливає на аеродинамічні характеристики решітки, її ефективність та робочий діапазон.

В даній роботі досліджено вплив протитиску на виході з решітки (відношення  $P_2/P_1$ ) при заданому значенні числа Маха на вході на особливості її обтікання, побудовано графіки розподілу чисел Маха на стороні тиску та стороні розрідження профілю лопатки та отримано ізолінії параметрів течії.

Для розрахунків використано програмний комплекс CASCADE, розроблений на кафедрі «Теорії авіаційних двигунів» Національного аерокосмічного університету «ХАІ», який дозволяє досліджувати до-, транс- та надзвукові течії в компресорних решітках профілів з урахуванням в'язких ефектів. Моделювання течії засноване на використанні уявлення Л. Прандтля про умовний розподіл потоку на дві підобласті – нев'язке ядро потоку і прикордонний шар.

Програма використовує чисельний метод "великих частинок", запропонований Белоцерківським О. М. та Давидовим Ю. М. для спрощення пошуку рішення системи рівнянь газової динаміки з урахуванням стисливості течії у трансзвуковому діапазоні швидкостей. Саме така система рівнянь описує течію в лопатковій гратці компресора.



Дискретизація системи рівнянь з використанням підходів кінцевих різниць відбувається в три етапи:

1. Ейлерів етап: рідина передбачається загальмованою, поле щільності – фіксованим; перенесення маси через межі осередків відсутнє. Розглядається зміна стану всередині осередку, обумовлена зовнішніми силами; визначаються проміжні значення параметрів потоку.
2. Лагранжев етап: частинки переміщуються без зміни внутрішнього стану; обчислюються потоки маси через межі осередків за час  $\Delta t$ .
3. Заключний етап: за допомогою рівнянь збереження визначаються остаточні значення маси, кількості руху та енергії в осередках.

Об'єктом дослідження в даній роботі є компресорна решітка профілів R270. На рис. 1 – показано профіль решітки, що досліджується. В таблиці 1 наведено геометричні параметри решітки, які відображають хорду профілю, його максимальну товщину, геометричні кути на вході і виході та кут установки у решітці.

Таблиця 1 – Основні геометричні параметри решітки профілів R270

$b$	$C_{max}$	$\beta_{1г}$	$\beta_{2г}$	$\gamma$	$b/t$
мм	мм	град	град	град	-
103,36	3,5	28,15	35,8	30,96	1,28

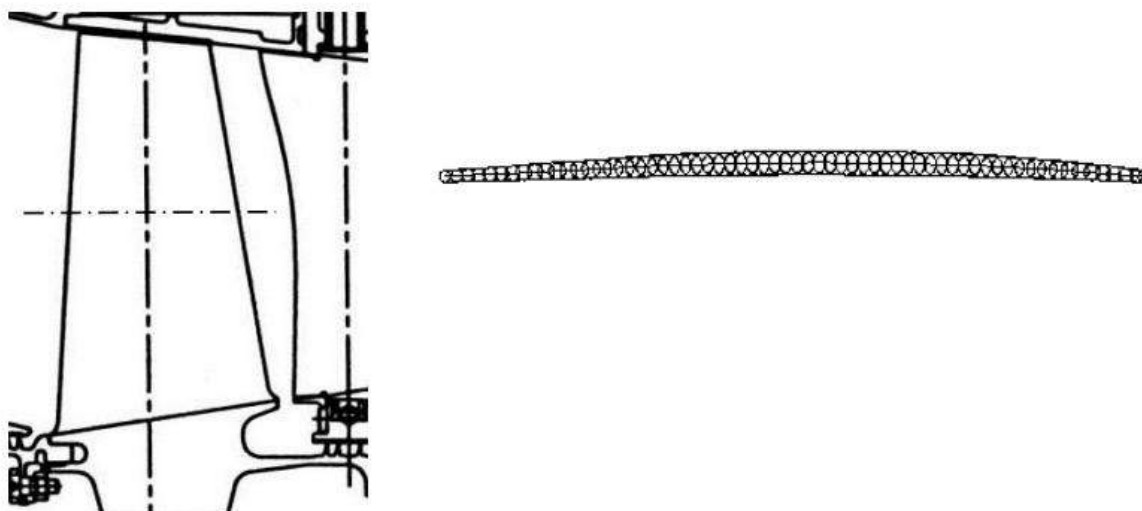


Рис.1 – Переріз РК R270 на середньому радіусі

Проведено розрахунки течії у даній решітці для значень протитиску за решіткою  $P_2/P_1$  в діапазоні 1,1...2,1 з кроком 0,2. Число Маха на вході у решітку при цьому становить  $M_1 = 1,36$ . Результати розрахунків наведено на рисунках нижче.

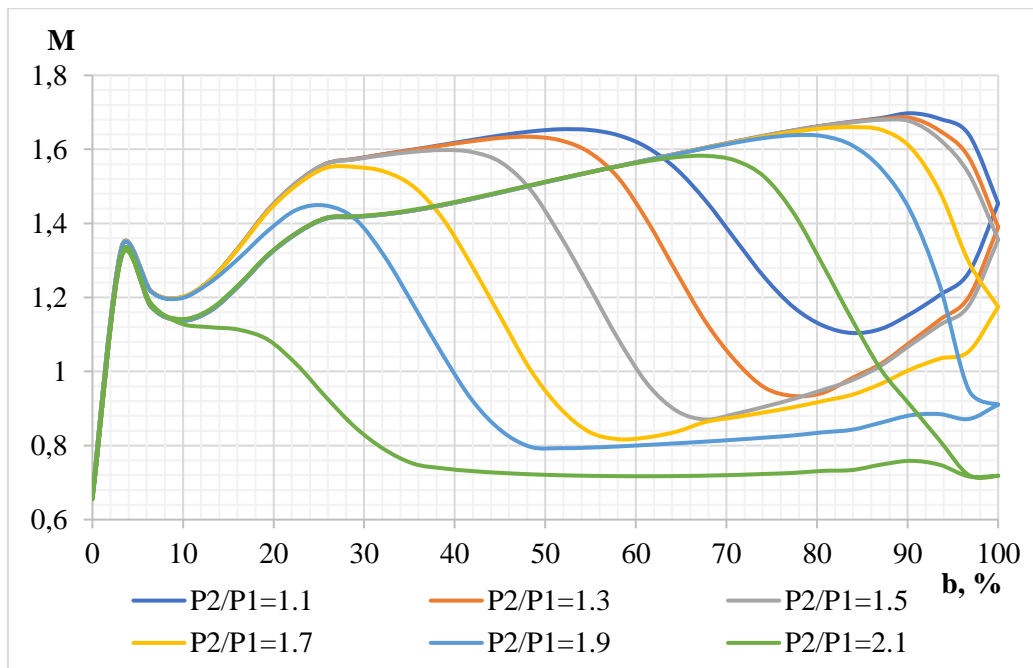


Рис.2 – Розподіл чисел Маха вздовж сторін тиску та розрідження профілю лопатки за різних величин протитиску  $P_2/P_1$  за решіткою та числа Маха на вході  $M_1 = 1,36$

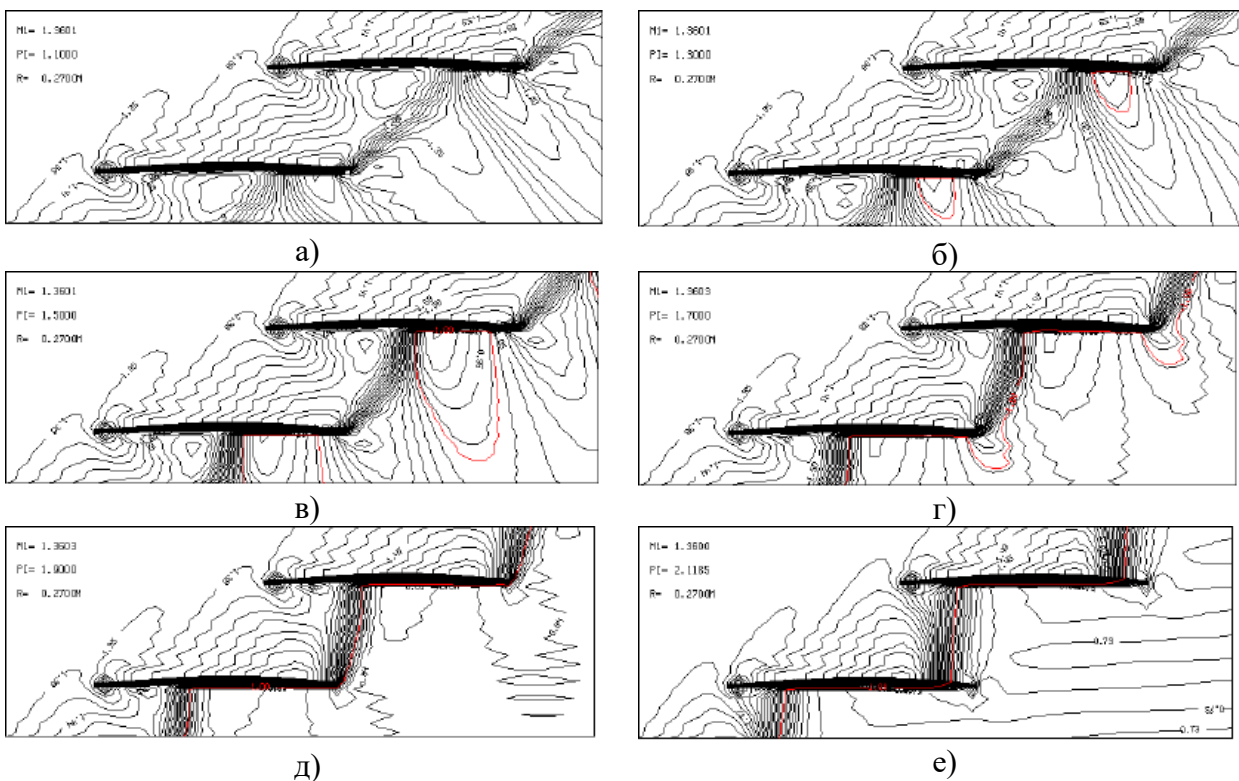


Рис.3 – Ізолінії чисел Маха за різних величин протитиску  $P_2/P_1$  за решіткою та числа Маха на вході при  $M_1 = 1,36$ : а)  $P_2/P_1 = 1,1$ ; б)  $P_2/P_1 = 1,3$ ; в)  $P_2/P_1 = 1,5$ ; г)  $P_2/P_1 = 1,7$ ; д)  $P_2/P_1 = 1,9$ ; е)  $P_2/P_1 = 2,1$

Аналізуючи результати, стає зрозумілим, що при збільшенні значення протитиску стрибки зміщуються у напрямі проти течії в сторону входних крамок та змінюють свою форму. Так на рис. 3 а, б стрибок є косим та відображається від сторони розрідження сусіднього профілю.



При подальшому збільшенні протитиску стрибок стає наближеним до прямого та розташовується безпосередньо в міжлопатковому каналі (рис. 3е). Таке зміщення супроводжується зміною локальних параметрів потоку: зменшенням числа Маха в каналах на стороні розрідження та посиленням втрат повної енергії. При цьому число Маха на вході на хвої в силу особливостей надзвукової течії залишається незмінним. При досягненні певного високого значення протитиску можливе виникнення вибитої головної хвилі перед профілем, що негативно впливає на ефективність роботи компресорного ступеня.

Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення методів проектування надзвукових ступенів компресорів, підвищення їх ефективності та розширення робочих меж, що в кінцевому підсумку сприятиме створенню більш компактних, економічних і надійних газотурбінних двигунів.

## ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ШВИДКОСТІ НА ПОВНИЙ ТИСК ТА ПИТОМИЙ ІМПУЛЬС ТЯГИ В СОПЛІ ЛАВАЛЯ

*М. В. Амброжевич, К. С. Єніфанов, Є. Т. Бондар*

*Національний аерокосмічний університет*

*«Харківський авіаційний інститут»*

**Актуальність.** Класичний розрахунок сопла Лавалю в межах одновимірної стаціонарної моделі передбачає ізоентропійний процес розширення робочого тіла в соплі. На практиці процес розширення супроводжується різноманітними дисипативними явищами, які порушують ізоентропійність цього процесу. Стандартним параметром, що характеризує необоротність процесу розширення, є коефіцієнт швидкості, який визначається як відношення дійсної швидкості потоку до гіпотетичної ізоентропійної швидкості, що реалізувалася б за ідеалізованого процесу розширення.

**Метою дослідження** є отримання залежностей основних параметрів потоку продуктів згоряння (ПЗ) від коефіцієнта швидкості  $\phi$ . У ході дослідження було розглянуто конічне непрофільоване сопло Лавалю та продукти згоряння метану в кисні за коефіцієнта надлишку окисника, близького до стехіометричного. Коефіцієнт швидкості  $\phi$  варіювався в інтервалі від 1,0 до 0,94.

У процесі розрахунків були досліджені такі параметри: питомий і повний імпульси тяги, статична температура, швидкість продуктів згоряння, коефіцієнт відновлення повного тиску, число Маха на зрізі сопла, а також характер зміни повного тиску продуктів згоряння вздовж довжини сопла.

Тиск у камері згоряння приймався рівним 6,0 МПа, тиск на зрізі сопла – 0,1 МПа, температура гальмування ПЗ в камері згоряння становила 3500 К, показник ізоентропи ПЗ – 1,12. Склад продуктів згоряння вважався «замороженим», тобто реакції рекомбінації продуктів згоряння в процесі розширення були відсутні.

Результати розрахунків у графічному вигляді подано нижче.

Залежності є лінійними; величини питомих імпульсів є прямо пропорційними коефіцієнту швидкості  $\phi$ .

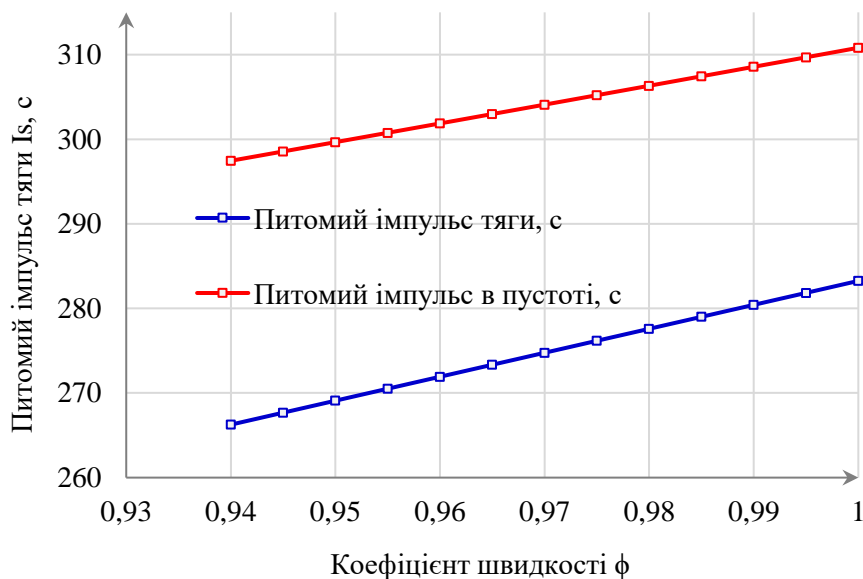


Рис. 1 – Питомий та повний питомий імпульси тяги залежно від коефіцієнта швидкості

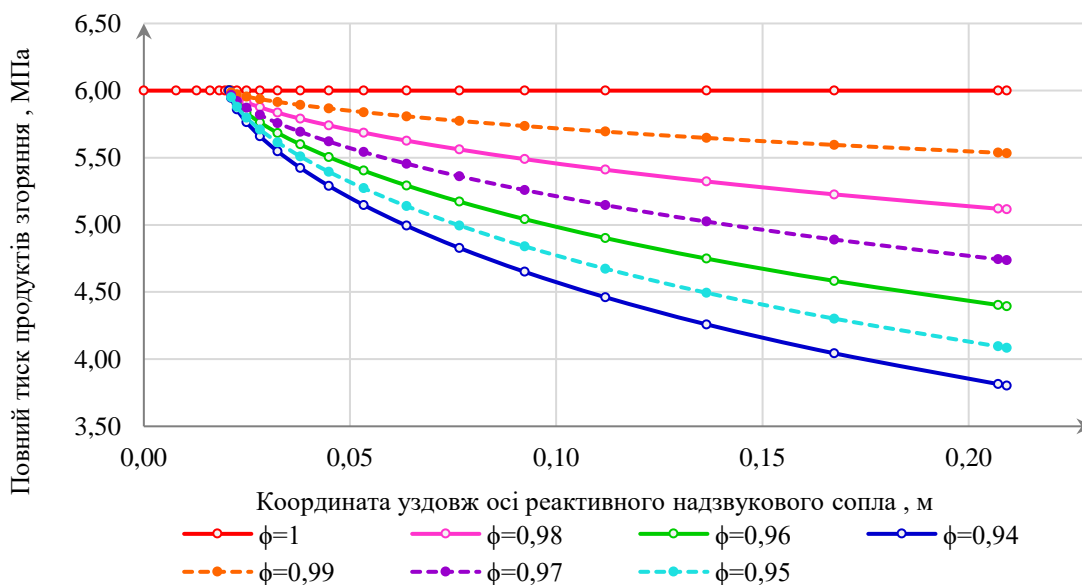


Рис. 2 – Зміна повного тиску продуктів згоряння вздовж осі сопла за різних значень коефіцієнта швидкості

На цьому графіку добре видно, наскільки суттєво повний тиск залежить від коефіцієнта швидкості. У безрозмірному вигляді цю залежність відображає коефіцієнт відновлення повного тиску  $\sigma$ , наведений на рис. 3.

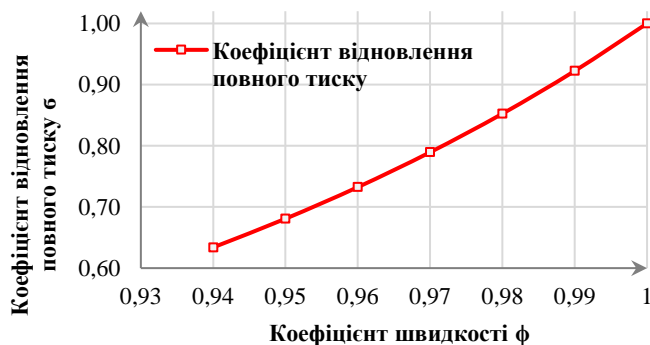


Рис. 3 – Коефіцієнт відновлення повного тиску

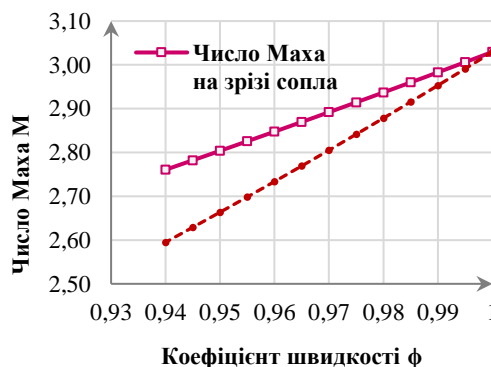


Рис. 4 – Число Маха на зрізі сопла

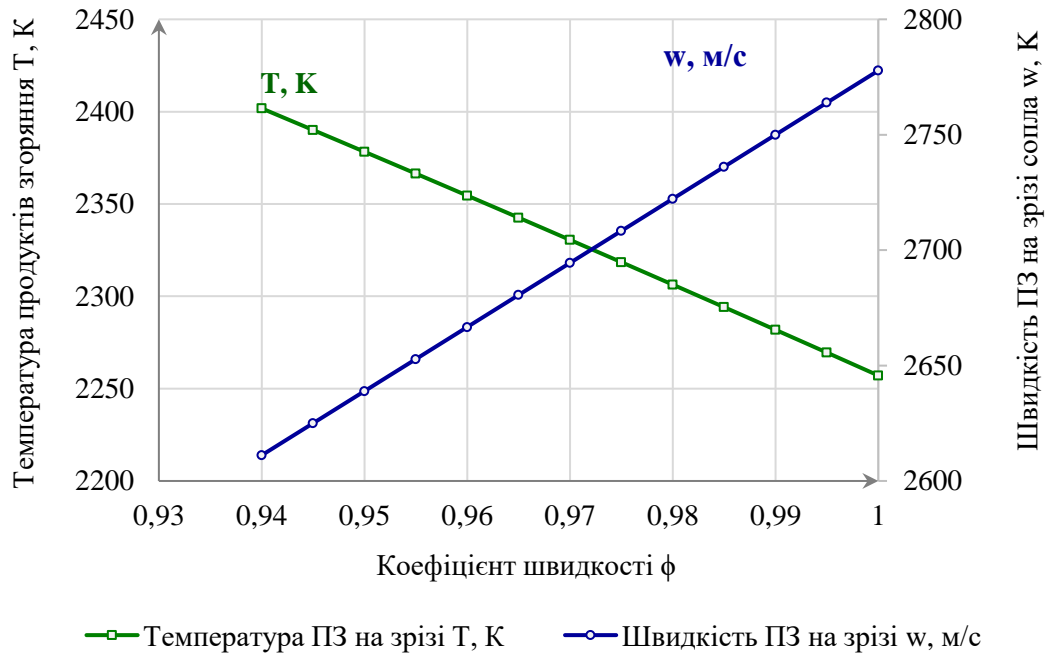


Рис. 5. – Температура та швидкість продуктів згоряння на зрізі сопла залежно від коефіцієнта швидкості

### Загальний висновок:

Модель ізентропійної течії є придатною лише на етапі оціночного розрахунку сопла Лавалю; точніший розрахунок потребує врахування необоротності процесу розширення.

## Конструкція і міцність

### МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕДІНКИ ПОРШНЯ В ПРОЦЕСІ «М'ЯКОГО» ГІДРОУДАРУ

О. В. Білогуб, О. Ю. Гусєв

Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

У роботі проведено аналіз навантаження умовного поршня ДВЗ при попаданні в циліндр рідини (оливи, охолоджуючої рідини, палива) в результаті несправності відповідних складових (прокладки головки блоку, системи паливопостачання, тощо). При цьому наповнення циліндра рідиною відбувається поступово, тому і максимальний тиск від циклу до циклу в циліндрі підвищуватиметься поступово аж поки це не призведе до руйнування шатунно-поршневої групи (ШПГ) [1-3]. Цей феномен названо «м'яким» гідроударом.

Модель, що аналізується представлена на рис.1. Основні розміри: діаметр циліндра 80 мм; діаметр отвору під поршневий палець (ОП) – 18 мм; дезаксаж ОП – 0,9 мм; спідниця еліптична (менша вісь еліпса зменшена на 0,5 мм). Переріз стрижня шатуна закладено значно більшим, ніж того вимагають умови рівномірності конструкції ШПГ, задля отримання «чистого» результату моделювання напружень у поршні та поршневому пальці. Розглянуто модель, розсічену по площині симетрії.

Матеріали, що використані при моделюванні: циліндр, шатун і шатунна шийка – сталь 1020,  $\sigma_B = 420$  МПа,  $\sigma_T = 350$  МПа; поршневий палець – сталь 1045  $\sigma_B = 625$  МПа,  $\sigma_T = 530$  МПа; поршень – Al-сплав 3003 H18  $\sigma_B = 200$  МПа,  $\sigma_T = 175$  МПа. Щодо поршневого сплаву, то в подальшому потрібно більш детально підійти до призначенні його властивостей.

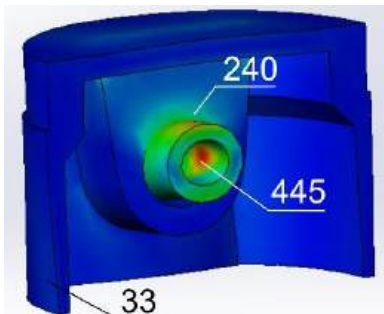


Рис. 2 – Напруження в поршні і поршневому пальці, МПа

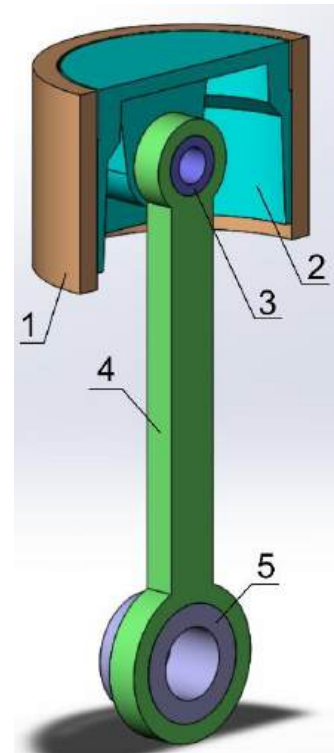


Рис. 1 – Розрахункова модель: 1 – циліндр, 2 – поршень, 3 – поршневий палець, 4 – шатун, 5 – шатунна шийка

Щодо поршневого сплаву, то в подальшому потрібно більш детально підійти до призначенні його властивостей.

Попередній розрахунок зроблено в пружній постановці при тиску в циліндрі 6 МПа, що відповідає штатній роботі двигуна на режимі максимального моменту. ШПГ знаходиться в ВМТ. На рис. 2 наведено результати розрахунку. Видно, що в пальці напруження не перевищують межу текучості, а в ОП – перевищують її на 40%, що є нормальним, коли пальцевий отвір деформується і в подальшому працює

без обмежень [4]. Напруження на спідниці поршня (тиск на циліндр) дорівнюють 33 МПа.



Наступні розрахунки зроблені при змінному тиску в циліндрі (рис. 3) максимальне значення якого досягає 11 МПа. На рис. 4 показано розташування поршня в циліндрі при навантаженні, масштаб 30:1. При цьому застосована модель пластичної деформації за Мізесом. На рис. 5 показано напруження і деформації в ОП і поршневому пальці при застосованому навантаженні. На рис. 4а вузол 8327 відповідає найбільш навантаженому в поршневому пальці, а вузол 10109 – такому-ж в ОП. З рисунка видно, що в цих вузлах маємо значні остаточні напруження. Більш цікавим є остаточні деформації (рис. 4, б) де елемент 7361 стосується ОП, а елемент 4446 – поршневого пальця. Така значна деформація може привести до появи зазору в ОП і подальшому руйнуванню як пальця так і ОП.

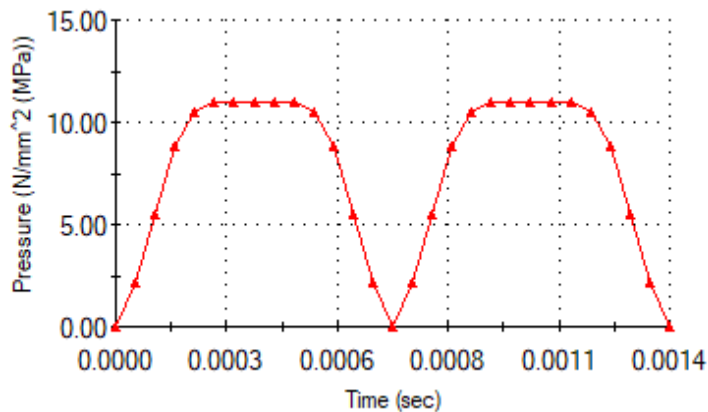


Рис. 3 – Крива навантаження поршня тиском

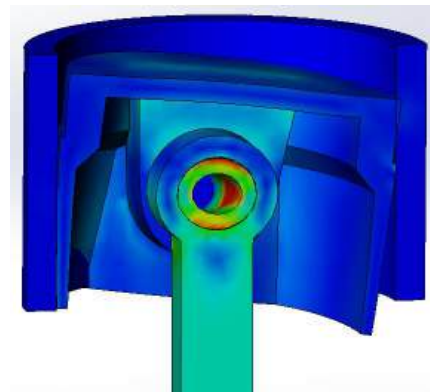
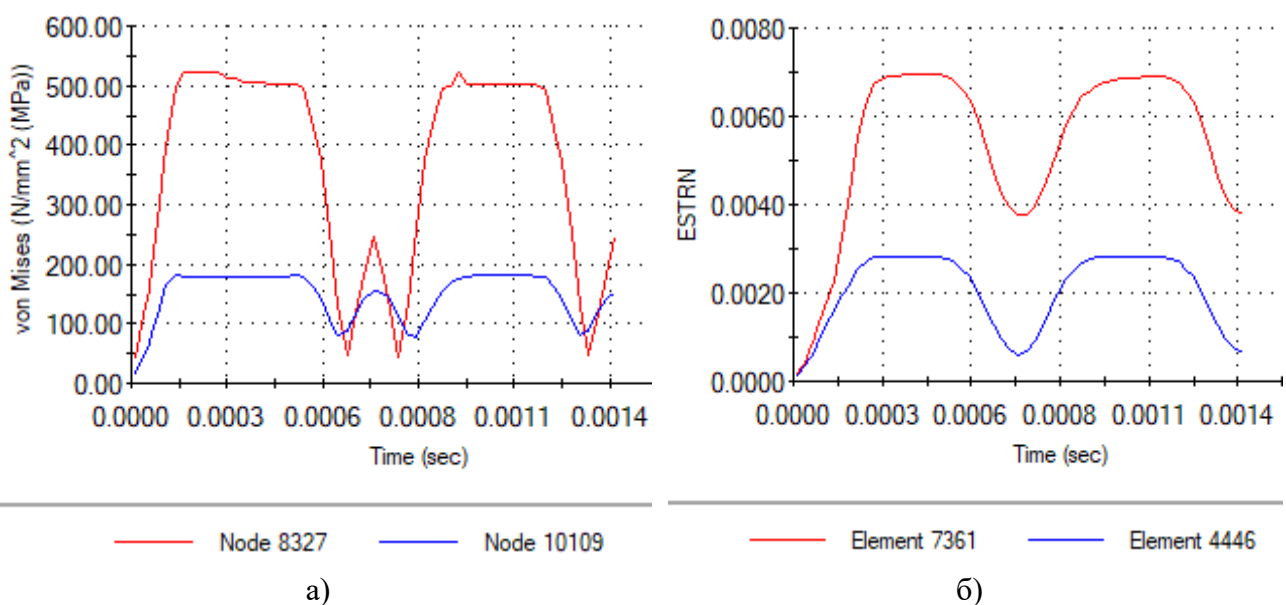


Рис. 4 – Вигляд деформованого комплекта поршень-палець, М. 30:1

На рис.5 наведено зміну напружень на спідниці поршня при навантаженні як на рис. 3. Напруження на спідниці не перевищують межу текучості, але вже достатньо великі, щоб призвести до появи задирок на спідниці.



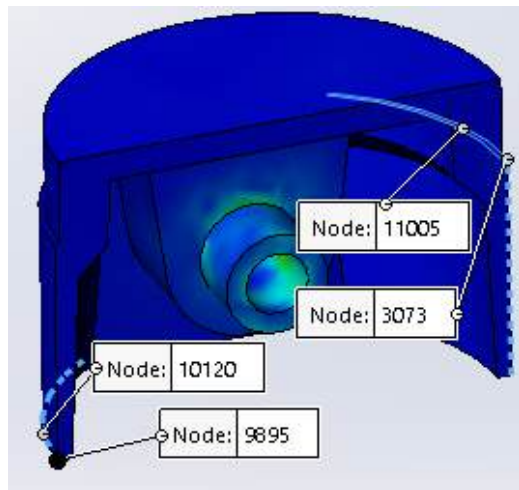
— Node 8327    — Node 10109

а)

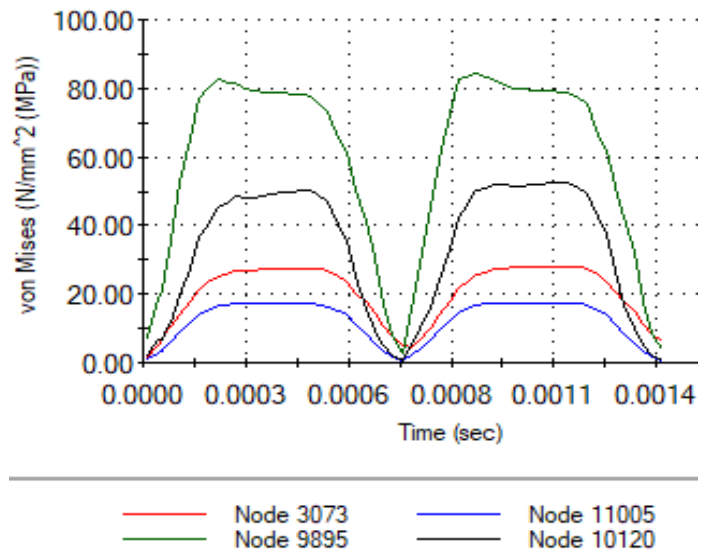
— Element 7361    — Element 4446

б)

Рис. 5 – Напруження і відносні деформації в ПО (а) і поршневому пальці (б)



а)



б)

Рис. 6 – Напруження на спідниці поршня при максимальному тиску в циліндрі 11 МПа: а) – розташування пробників, б) – напруження за часом

Висновки і пропозиції. В роботі показано можливість моделювання поведінки поршневої групи при «м'якому» гідроударі. Показано, що в першу чергу пластичні деформації будуть стосуватися пальцевого отвору і поршневого пальця. При цьому безпосереднього впливу деформації поршневого пальця на напруження в спідниці не виявлено.

У подальшій роботі планується встановити залежність контактного тиску спідниці поршня на дзеркало циліндра від величини дезаксажу, геометрії спідниці та ступеня наповнення циліндра рідиною, що допоможе пояснити механізм руйнування поршневої групи внаслідок гідроудару.

#### Перелік посилань

1. Хрулев О.Е . Метод експериментальної оцінки пошкоджень двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів [Електронний ресурс] / О. Е. Хрулев... Діс. д-р. техн. наук. – Х., 2025. – 412 с. – Режим доступу: [https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/Spec\\_VR\\_\\_d.64.059.05/2025/Khrulev/dis\\_Khrulev\\_2025.pdf](https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/Spec_VR__d.64.059.05/2025/Khrulev/dis_Khrulev_2025.pdf)
2. Khrulev, O. E. Method of expert assessment of the technical condition of the cylinder-piston group of an automobile engine after hydraulic shock [Text] / O. E. Khrulev, O. V. Saraiev, I. Yu. Saraeva // *Automobile and Electronics. Modern technologies.* - 2024. - Iss. 25. - P. 63-70. doi: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2024.25.0.7>
3. Khrulev, A. E. Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines [Text] / A. E. Khrulev, S. A. Dmitriev // *Problems of friction and wear.* - 2020. - No. 1 (86). - P. 23-37. doi: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(86\).144855](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(86).144855)
4. Білогуб, О. В. Профілювання поверхні пальцевого отвору в бобищі поршня [Текст] / О. В. Білогуб // *Двигуни внутрішнього згоряння.* – 2024. – № 1. – С. 12-16. doi: <https://10.20998/0419-8719.2024.1.02>



## PROMISING DEVELOPMENT TRENDS IN TURBINE BLADE COOLING SYSTEMS

*S. B. Borys<sup>1</sup>, O. V. Chubukina<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*JSC «Ivchenko-Progress»*

<sup>2</sup>*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Increasing the thermogasdynamic efficiency of gas turbine engines (GTE) is inextricably linked to the rise in turbine inlet temperature ( $T_{41}$ ). Modern  $T_{41}$  values significantly exceed the melting points of turbine blade materials. Consequently, global research efforts are directed toward enhancing material properties, improving thermal barrier coatings, and advancing cooling systems for high-pressure turbine (HPT) blades.

The development of HPT blade cooling systems remains a primary approach to maintaining allowable material temperatures under a fixed cooling air mass flow rate ( $m\% = \text{const}$ ).

### Objective

The objective of this study is to search for and evaluate promising cooling schemes that ensure required metal temperatures, adequate structural strength margins, and extended blade service life. The improvement of GTE HPT blade cooling is pursued by increasing the efficiency of cooling system components and cooling air supply systems.

### Content

Global trends in HPT blade cooling systems are reviewed, ranging from classical convective to innovative near-wall (inter-wall) cooling schemes [1]. Particular attention is given to the experience of JSC «Ivchenko-Progress» in implementing combined and inter-wall cooling schemes in HPT blade designs, which allow for increased blade life at  $m\% = \text{const}$  or higher  $T_{41}$  values.

The evolution of HPT blade cooling systems has progressed from basic convective schemes (cooling effectiveness  $\Theta \approx 0,2 \dots 0,4$ ) to convective-film cooling (effectiveness up to  $\Theta \leq 0,65$ ). Current research focuses on intensifying internal heat transfer and reducing local temperatures at the leading and trailing edges, where metal temperatures are highest and the leading edge is particularly susceptible to high-temperature erosion.

Based on the research, two main directions for improving the thermal state of HPT blades have been identified:

#### 1. Modification of Internal Cooling Channels

##### 1.1 Jet (Impingement) Cooling of Internal Channels:

While the intensification of cooling flow using turbulators (ribs, pins, etc.) is standard practice, recent developments for HPT blades involve additional impingement cooling within serpentine schemes. This approach increases cooling efficiency and reduces temperatures in erosion-prone zones.

##### 1.2 Inter-wall Cooling Schemes



The most promising solution for high-temperature GTEs is inter-wall cooling (double-wall, etc.). A scheme developed by JSC «Ivchenko-Progress», achieved cooling effectiveness  $\Theta$  to 0.607 [2], eliminating life-limiting "hot spots" and enabling a 50 K increase in T41.

## 2. Perforation Modification and Air Supply Optimization

Film cooling effectiveness is enhanced through the use of shaped (profiled) film holes. Shaped holes developed by JSC «Ivchenko-Progress» demonstrated higher discharge coefficients and superior film cooling effectiveness compared to standard cylindrical holes.

For small-scale engines, improving the cooling air delivery system and minimizing leakages is as critical as blade design itself.

## Conclusions

The implementation of innovative solutions in HPT blade designs-specifically inter-wall cooling systems and shaped perforation holes-is essential for ensuring the reliable operation of GTE turbines. Future research is expected to concentrate on the detailed study and efficiency enhancement of inter-wall cooling, followed by experimental validation of modified cooling systems.

## References

1. Bunker, R. S. Evolution of turbine cooling / R. S. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 2017. – 26 p.
2. Experimental investigation of two competitive high pressure turbine blade cooling systems / S. Riznyk, I. Kravchenko, A. Artushenko, S. Borys // Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA. – 2017. – 7 p.

## ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ВНУТРІШНІХ ПОРОЖНИХ ЛОПАТКИ ТУРБИНИ НА ЧАСТОТУ ЇЇ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ

*О. І. Гаркуша, А. О. Хорошкіна*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

При проектуванні вузла турбіни для забезпечення віброміцності лопаток проводяться розрахунки та експериментальне визначення їх власних частот коливань. Отримані дані використовуються для оцінки динамічного навантаження на лопатки турбіни та виявлення небезпечних резонансів. У процесі доведення вузла турбіни часто вносять зміни в конструкцію лопаток з метою оптимізації їх охолодження шляхом зміни геометрії каналів, що охолоджують. Така корекція внутрішніх порожнин лопаток призводить до зміни власних частот коливань і може вплинути на віброміцність.

Для оцінки впливу геометрії охолодних каналів на частоту власних коливань лопатки турбіни було проведено чисельне дослідження в пакеті SolidWorks



Simulation робочої лопатки турбіни високого тиску ТРДД Д-36 з двома, трьома та чотирма каналами, з товщиною стінки 0,8, 1,0 та 1,2 мм.

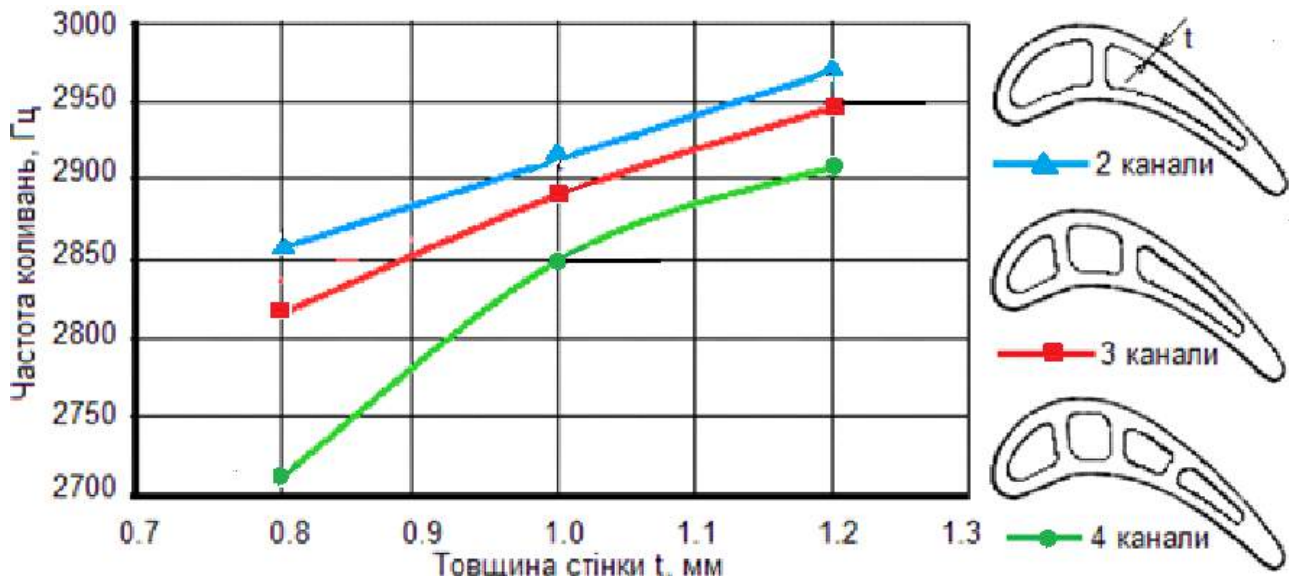


Рис. 1 – Графік залежності частот коливань від конструкції охолоджуючих каналів

Розрахунки показують (рис. 1), що при збільшенні товщини стінки, за рахунок підвищення жорсткості лопатки частота її власних коливань збільшується у всіх розглянутих конструкціях охолоджуючих каналів.

Найбільша частота коливань у лопатки з двома каналами, оскільки за інших рівних умов її маса найменша серед розглянутих конструкцій.

Збільшення маси за рахунок потовщення стінки має менший вплив, ніж збільшення жорсткості пера лопатки. Найбільша різниця частоти власних коливань розглянутих конструкцій становить 5,64%.

## СПРОЩЕННЯ ПРОЄКТУВАЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

*В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза, А. С. Сорока*  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Зубчасті передачі поширені в машинобудуванні завдяки більшій у порівнянні з іншими видами передач несучій здатності, малим втратам потужності, високій надійності і довговічності.

Характер навантаження зубців в зачепленні досить складний. Крім корисних, зубці навантажені додатковими зовнішніми і внутрішніми силами, які виникають внаслідок коливань і ударів. Перекоси і деформації елементів передач, неточність виготовлення також призводять до концентрації навантажень на окремих ділянках контактних ліній.

В існуючих методиках розрахунку зубчастих передач, зокрема, в чинному ISO 6336 різні додаткові фактори, що впливають на працездатність зубчастих передач, враховані за допомогою введення відповідних емпіричних коефіцієнтів у вигляді таблиць або графіків. В сучасному виробництві нецифрова форма даних

не є зручною, тому корисніше змінити її хоч й на емпіричний, але формульний вигляд.

У роботі викладено приклади, що стосуються розрахунку коефіцієнта  $K_{H\beta}$ , який враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній.

Зазвичай розрахунок виконують у два етапи. Проектний розрахунок служить для попереднього визначення розмірів зубчастих коліс, тому розраховують такий геометричний параметр, який дозволить обчислити всі інші. Зокрема, може бути знайдено орієнтовне значення діаметра початкового кола шестерні.

Для прямозубої циліндричної передачі з умови контактної міцності значення діаметра початкового кола шестерні передачі, мм

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} u_{12} + 1}{\psi_{bd} [\sigma]_H^2 u_{12}}}, \quad (1)$$

де  $K_d$  – розрахунковий геометричний коефіцієнт (для прямозубих передач  $K_d = 770$ , для косозубчастих і шевронних  $K_d = 675$ );  $T_1$  – крутний момент на шестерні, Нм;  $u_{12}$  – передавальне число зубчастої передачі;  $[\sigma]_H$  – допустиме контактне напруження, що не викликає небезпечної контактної втоми, є заданими або знайденими у кінематичному розрахунку.

Відносну ширину зубчастого вінця,  $\psi_{bd} = b / d_{w1}$  у проєктувальному розрахунку рекомендовано визначати згідно діапазонів, наведених у табл. 1. Коефіцієнт  $K_{H\beta}$  знаходять за графіками як функцію від  $\psi_{bd}$  згідно рис. 1.

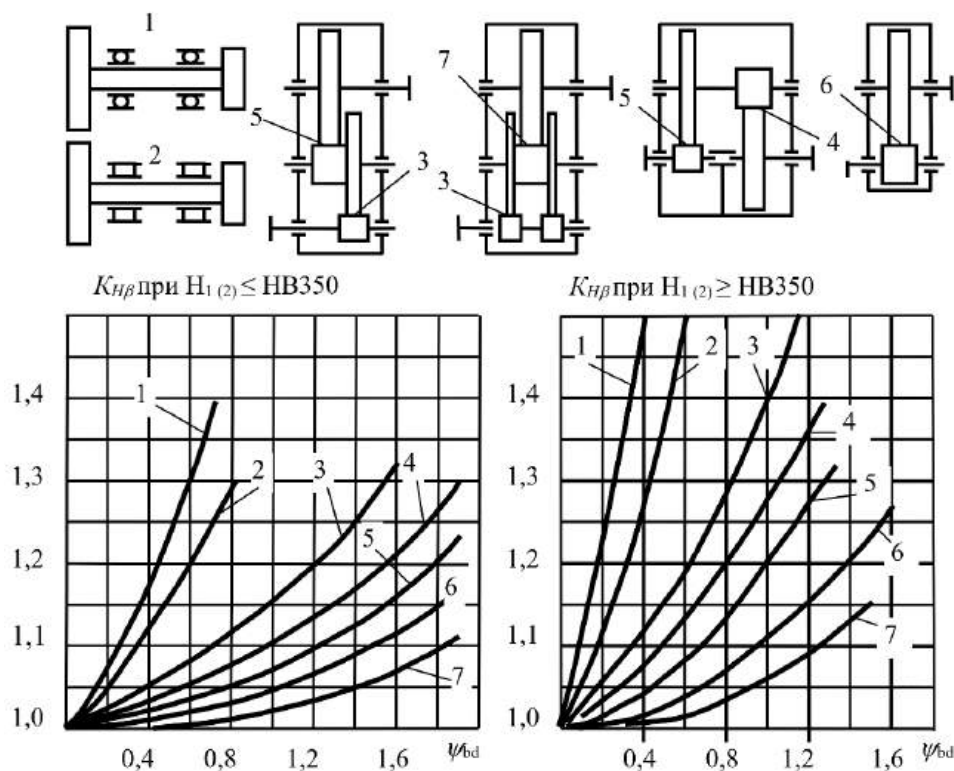


Рис. 1



Таблиця 1

Розташування коліс відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубців	
	менше 350 HV хоча б для одного з коліс пари	більше 350 HV обох коліс пари
Симетричне	0,8...1,4	0,4...0,9
Несиметричне	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольне	0,3...0,4	0,2...0,3

При розрахунках із застосуванням обчислювальної техніки можна використувати апроксимації, представлені в табл. 2.

Таблиця 2

Лінія	Параметри	Формула
1	$x = \psi_{bd}$ $y = K_{H\beta}$	$y = e^{(0,4098x + 0,000257/x)}$
2		$y = 1,81x + 0,207 / x$
3		$y = 0,969 + 0,318x + 0,09x^2$
4		$y = e^{(0,261x - 0,022/x)}$
5		$y = e^{(0,1713/x + 0,4165 \ln x)}$
6		$y = 0,868 + 0,132e^x - 0,107x$
7		$y = -0,2083x^3 + 0,5x^2 - 0,2917x + 1,06$

Крім того, наявність апроксимаційних формул  $K_{H\beta} = f(\psi_{bd})$  при різних схемах дає можливість осереднити значення по полю результатів. Були пораховані дані  $K_{H\beta}$  як функції від схем при постійному  $\psi_{bd}$  (рис. 2).

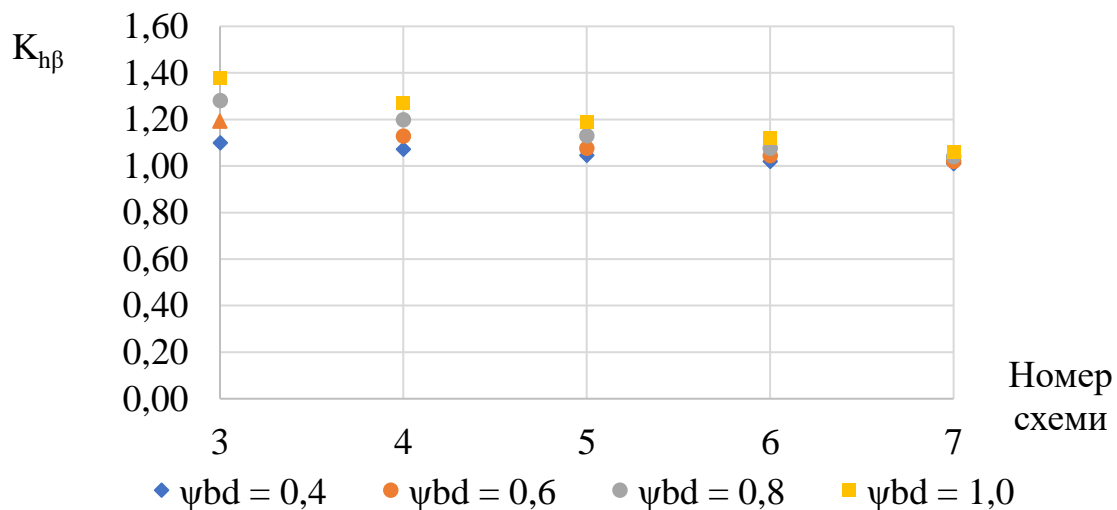


Рис. 2

Аналіз результатів зокрема виявив, що середнє значення відношення  $K_{H\beta} / \psi_{bd}$  становить 1,9...2, тобто формулу 1 можна спростити, використовуючи константу 2 замість вищезначеного співвідношення.

Також з'ясовано, що вказані спрощення не впливають істотно на кінцеві результати.



## ВИКОРИСТАННЯ КРИТЕРІЇВ ПОДІБНОСТІ ДЛЯ ОПИСУ ВТРАТ ТЕРТЯ У ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ З КЕРАМІЧНИМИ ТА МЕТАЛЕВИМИ КУЛЬКАМИ

*В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

В останні десятиліття у зв'язку з підвищенням вимог до високошвидкісних вузлів зростають вимоги до експлуатаційних характеристик опор роторів таких вузлів. Особливо критично це для опорних вузлів авіаційно-космічної техніки (авіаційних двигунів та турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів (РРД)) та вузлів і агрегатів автомобільної та бронетанкової техніки (опори турбокомпресорів). Підшипникам доводиться витримувати важкі робочі режими, пов'язані з підвищеними швидкостями, навантаженнями та появою внаслідок цього великого теплового впливу на опорний вузол, що відзначається авторами роботи [1].

Ефективність використання гібридних підшипників експериментально підтверджена авторами роботи [2] при випробуваннях зазначених підшипників у складі турбонасосних агрегатів РРД, де отримано зниження тепловиділення до 25 % порівняно з кульковими підшипниками, у яких кульки виготовлені з нержавіючої сталі.

Аналіз проведених теоретичних та експериментальних досліджень свідчить про перевагу керамічних підшипників для зменшення тертя, зношування та тепловиділення. Тому досить раціональними є дослідження втрат потужності на тертя і ККД при зміні матеріалу тіл кочення зі сталевих на керамічні та надання рекомендації з їх використання.

У даній роботі проаналізовано результати, одержані авторами під час експериментального дослідження втрат на тертя у підшипниках кочення з керамічними та сталевими кульками в залежності від величини навантаження, швидкості обертання та виду змащування

У раніше опублікованих роботах авторів детально розглянуто експериментальну установку, випробувальний стенд і методику проведення експерименту [3, 4, 5].

У процес випробувань вимірювали момент опору на парі підшипників, температуру зовнішнього кільця підшипника, температуру середовища, що змащує, на вході і виході з блоку підшипників, а також частоту обертання валу.

Для узагальнення отриманих результатів вони були представлені у вигляді критеріальних залежностей, вид яких буде приведено нижче.

Вираз для втрат потужності знаходився у вигляді

$$Q = \varphi m \rho d_{\text{ш}}^2 u^3,$$

де  $\varphi = K \left( \frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^b \text{Re}^x \text{Pr}^y \text{Eu}^z;$



$K$  – числовий коефіцієнт, який визначається в процесі обробки даних експерименту;

$\rho$  – щільність мастильно-охолоджуючого середовища;

$q$  – витрата оливи через підшипник;

$q_{\text{ном}}$  – номінальне значення витрати оливи через підшипник, у разі, якщо  $\frac{q}{q_{\text{ном}}} > 1$ , приймалося  $\frac{q}{q_{\text{ном}}} = 1$ .

Як показали результати експериментальних досліджень [4], отримані значення втрат потужності в гібридних і суцільнометалевих підшипниках доволі близькі. Тому було зроблено припущення, що й описуватися вони можуть одним аналітичним виразом. Спільна обробка результатів експериментів дозволяє отримати узагальнену формулу із незначним зменшенням точності знаходження коефіцієнтів регресії. В результаті спільної обробки отримано такий аналітичний вираз для визначення втрат потужності на опір обертанню в суцільнометалевих та гібридних підшипниках:

$$Q = 1,740 \cdot 10^{10} \left( \frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^{2,26} \text{Re}^{-1,483} \text{Pr}^{-2,299} \text{Eu}^{0,155} \text{m} \rho d_{\text{ш}}^2 u^3.$$

Графічне співставлення результатів розрахунку та експериментів показує, що у ряді випадків спільне вираження описує експериментальні дані точніше, ніж вирази, отримані при індивідуальній обробці (рис. 1 і рис. 2).

Регресійний аналіз одержаного виразу показав його адекватність.

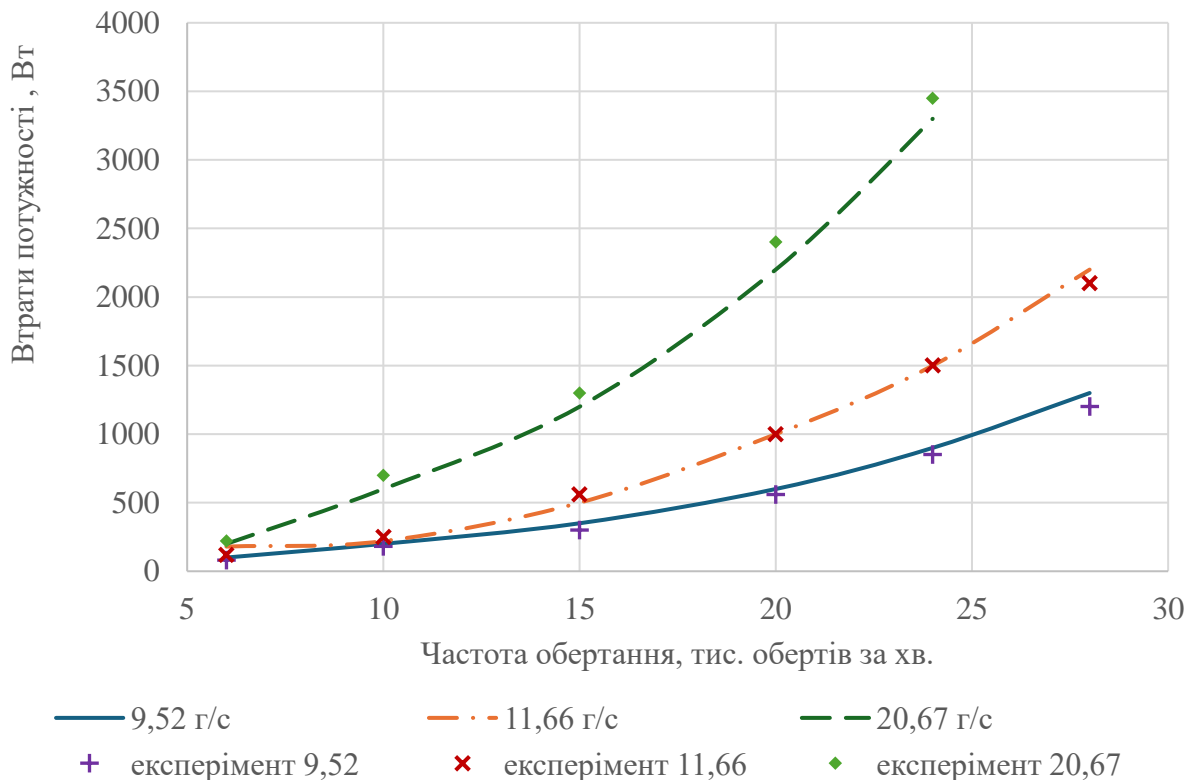


Рис. 1 - Залежності втрат потужності в підшипнику зі сталевими кульками

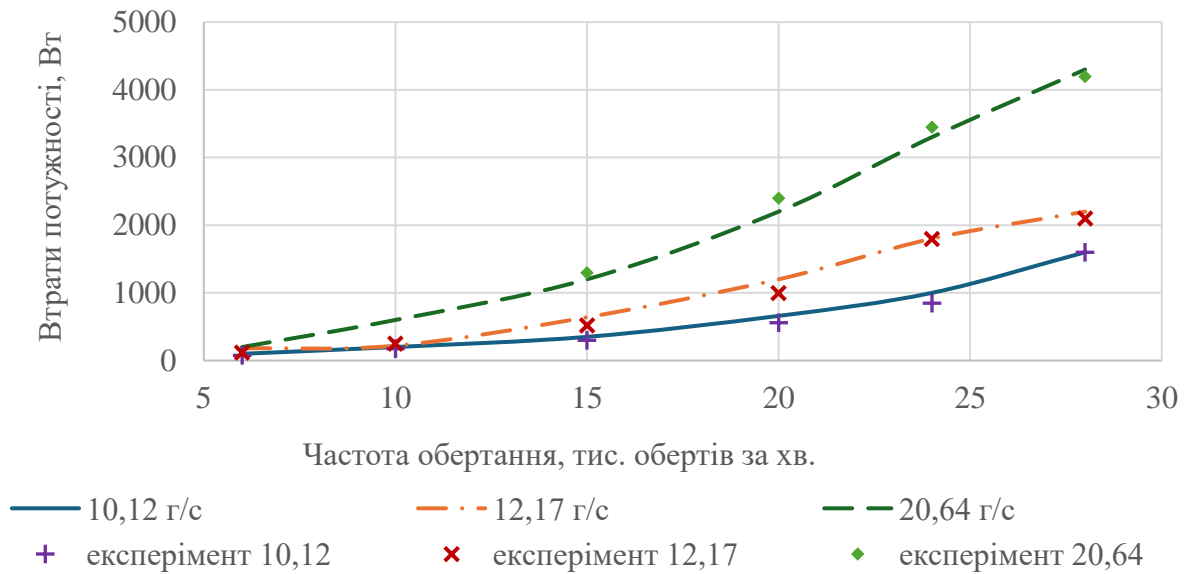


Рис. 2 - Залежності втрат потужності в підшипнику із керамічними кульками

### Висновки

Підвищення витрати оливи через підшипник збільшує втрати у підшипнику та його нагрівання. При досягненні певного значення (при повному наповненні порожнини підшипника) втрати стабілізуються. Подальше збільшення витрати призводитиме лише до охолодження підшипника, не підвищуючи втрати в ньому.

1. На підставі проведених досліджень запропоновано критеріальні залежності для визначення втрат потужності на тертя при струминному змащенні. Отримані залежності враховують вплив навантаження, теплофізичні властивості змащувальної речовини, витрати оливи, діаметр кульок та їх кількість, частоту обертання ротора.
2. Внаслідок малої різниці втрат для керамічних і сталевих тіл кочення отримано узагальнений вираз визначення втрат у них.
3. Отримані результати дозволяють більш обґрунтовано підходити до вибору типу підшипника та прогнозувати його тепловий стан та втрати потужності.

### Перелік посилань

1. Kerrouche, R. Thermal characteristics of 90 mm cylindrical roller bearings for aerospace applications. All-steel versus hybrid bearings [Text] / R. Kerrouche, A. Dadouche, S. Boukraa // Tribology International. – 2023. – Vol. 185. – P. 1084. doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108495>
2. Jacob, B. Ultra High DN Ceramic Ball Bearing for High Thrust Liquid Rocket Engine Turbopump [Text] / B. Jacob, P. George // Trans Indian Natl. Acad. Eng. – 2024. – Vol. 9. – P. 393–403 doi: <https://doi.org/10.1007/s41403-024-00463-w>
3. Use of Ceramic and Hybrid Rolling Bearings in Modern Technology and Their Comparative Tests [Text] / V. Dotsenko, Y. Koveza, O. Gnytko, A. Kuznetsova // 19th International Scientific Conference on Industrial Systems. IS'23, Serbia. – 2023. – P. 479-485.



4. Experimental Determination of Power Losses in Steel and Hybrid Rolling Bearings [Text] / V. M. Dotsenko, O. M. Gnytko, Yu. V. Koveza, A. V. Kuznetsova // In: Ciobotă, D. D. (eds) International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE). ICoRSE 2023. Lecture Notes in Networks and Systems. Springer, Cham. – 2023. – Vol. 762. – P. 155–163 doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_13)
5. Experience in using ceramics (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>) as a material for rolling bearings of high-speed machines [Text] / V. M. Dotsenko, O. M. Gnytko, Yu. V. Koveza, A. V. Kuznetsova, V. Usik // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2024. – Vol. 125(1). – P. 16-24. doi: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0054.7777>

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ НА РЕСУРС ГІБРИДНИХ ПІДШИПНИКІВ

*М. В. Кібірєв, О. М. Гнисько*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Підшипникові вузли є одними з найвідповідальніших елементів авіаційних планетарних редукторів, оскільки саме від їхньої надійності та довговічності залежить ресурс усієї силової установки. В умовах постійного зростання вимог до питомої потужності та зниження маси авіаційних двигунів особливої актуальності набуває пошук конструктивних рішень, здатних забезпечити тривалу та надійну роботу підшипників за підвищених навантажень і швидкостей.

У даній роботі досліджується планетарний редуктор авіаційного двигуна, в якому підшипникові вузли працюють в умовах значних радіальних та осьових навантажень, високих частот обертання і обмеженого підведення мастила. Традиційні підшипники із сталевими тілами кочення в таких умовах мають суттєві обмеження за ресурсом і потребують складних систем примусового змащення.

Як перспективне рішення розглядаються гібридні підшипники, в яких тіла кочення виготовлені з нітриду кремнію (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>), а доріжки кочення – зі сталі. Такі підшипники мають ряд суттєвих переваг перед суцільносталевими аналогами: нижчу густину матеріалу тіл кочення (що зменшує відцентрове навантаження на доріжки), вищу твердість, кращу корозійну стійкість та нижчий коефіцієнт теплового розширення. Крім того, керамічні тіла кочення менш вимогливі до якості мастильного середовища, що є критично важливим для авіаційних застосувань із ресурсообмеженими системами змащення [1, 2].

Дослідження в галузі прогнозування ресурсу гібридних підшипників показують, що класична модель Лундберга–Пальмгрена не враховує відмінності в модулі пружності між керамічними тілами кочення та сталевими доріжками, що призводить до суттєвих похибок у розрахунках. Ервін Зарецький та його співатори встановили, що показник степеня за напруженнями Герца для нітриду кремнію становить у середньому 16,1 – значно більше, ніж для сталі (9–12), що принципово змінює підхід до оцінки ресурсу таких вузлів [1].

Одним із ключових аспектів підвищення ефективності гібридних підшипників є раціональна організація системи змащення. В умовах планетарного редуктора мастило підводиться до підшипників у складних кінематичних умовах, що може призводити до кінематичного голодування мастильного шару – явища, при



якому в зону контакту надходить недостатня кількість мастила для формування повноцінної еластогідродинамічної (ЕГД) плівки. Дослідження NASA підтверджують, що при високих швидкостях основною причиною стоншення мастильного шару є саме кінематичне голодування, а не недостатня в'язкість мастила [2].

Метою даної роботи є аналіз впливу параметрів системи змащення на ресурс гібридних підшипників планетарного редуктора та розробка рекомендацій щодо раціонального вибору режимів подачі мастила. Для оцінки ресурсу використовується модифікована імовірнісна модифікована модель Е. Зарецького на основі рівняння Вейбулла, яка враховує реальні характеристики нітридокремнієвих тіл кочення та дозволяє окремо розраховувати ресурс тіл кочення і доріжок. Застосування уточнених показників степеня навантаження ( $p = 4$  для кулькових та  $p = 5$  для роликів підшипників) забезпечує більш точний прогноз ресурсу порівняно зі стандартними значеннями [3].

Очікувані результати роботи дозволять обґрунтувати вибір типу підшипника та параметрів системи змащення для конкретного планетарного редуктора, що сприятиме підвищенню його ресурсу та надійності в умовах реальної експлуатації.

#### Перелік посилань

1. Effect of Silicon Nitride Balls and Rollers on Rolling Bearing Life [Electronic resurs] / E. V. Zaretsky, B. L. Vlcek, R. C. Hendricks // NASA/TM—2005-213061. – 2005. – 21 p. – Available et: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20050175860/downloads/20050175860.pdf>
2. Coy, J. J. Some Limitations in Applying Classical EHD Film-Thickness Formulae to a High-Speed Bearing [Electronic resurs] / J. J. Coy, E. V. Zaretsky // NASA TM-81431. – 1980. – 18 p. – Available et: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19800018409/downloads/19800018409.pdf>
3. Oswald, F. B. Effect of Roller Geometry on Roller Bearing Load-Life Relation [Electronic resurs] / F. B. Oswald, E. V. Zaretsky, J. V. Poplawski // NASA/TM—2015-218895. – 2015. – 20 p. – Available et: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20160000341/downloads/20160000341.pdf>

### ГІДРОСТАТИЧНИЙ ПІДШИПНИК З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РІДИНИ В НЕСУЧІ КАМЕРИ

*В. І. Назін, С. Ю. Сідий*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Одним із важливих напрямків розвитку машинобудування є проектування надійних і компактних авіаційних двигунів, потужних турбогенераторів для атомних станцій, різних типів насосів та інших агрегатів енергоустановок. При їх проектуванні виникає необхідність вирішення низки складних завдань, до яких належить забезпечення надійної роботи опор їх роторів. Як правило, ротор і підшипники визначають ресурс всієї машини. В якості опор роторів сучасних швидкохідних машин виникає необхідність використання замість підшипників кочення підшипників ковзання рідинного тертя. У класифікації підшипників ковзання рідинного тертя важливе місце займають гідростатичні підшипники, які в своїй роботі використовують як гідростатичні, так і гідродинамічні ефекти. Вони



здатні забезпечувати постійну наявність масляного шару потрібної товщини у тих випадках, коли це не можуть забезпечити гідродинамічні підшипники, наприклад при великих питомих навантаженнях. Для них не потрібна додаткова система мастила з іншим робочим тілом, так як вони можуть працювати на робочому тілі машини. Робочими тілами машини, як правило, є мало в'язкі рідини. Мала в'язкість робочих тіл і порівняно високі швидкості ковзання створюють умови, при яких існує велика ймовірність появи турбулентної течії робочої рідини. Однією з основних вимог, що пред'являються до будь яких проєктованих підшипників, є висока надійність і довговічність їх роботи на всіх режимах. Це дослідження присвячено аналізу роботи гідростатичного підшипника в екстремальних умовах. Під екстремальними умовами розуміються різного роду перевантаження статичного характеру, а також динамічні навантаження, що відбуваються зі значними амплітудами коливань. За роботи на таких режимах зазор у підшипнику суттєво зменшується, і може виникнути взаємодія мікронерівностей контактних поверхонь. Для запобігання таких випадків пропонується передбачити автоматичне регулювання подачі робочої рідини в несучі камери гідростатичного підшипника.

На цьому етапі розроблено принципову електричну схему для автоматичного керування процесом регулювання підведення рідини до підшипника. Схема складається з керівної частини та силової розв'язки. Остання захищає блок керування від кидків напруги в мережі та дозволяє підключати електроустаткування, яке працює від мережі 220 В за потужності до 15 кВт. Силова розв'язка містить мінімальну кількість елементів, що є перевагою з економічної точки зору, забезпечує високу надійність та високий коефіцієнт корисної дії системи.

Основним робочим компонентом системи є мікроконтролер, який містить:

1. Вбудований аналого-цифровий перетворювач, за допомогою якого здійснюється опитування встановленого на підшипнику індуктивного датчика та зацифрування отриманих даних для їх подальшої обробки
2. Вбудований модуль широтно-імпульсної модуляції, призначений для керування золотником через електромагнітну котушку шляхом зміни вихідної напруги»

До мікроконтролера підключений дисплей, на який виводиться інформація про поточний зазор між валом і підшипником, а також відображається мінімальний зазор, на який налаштований датчик відстані. Датчик підключений до мікроконтролеру через фільтр. Дана схема має високу надійність за рахунок своєї простоти. Управління роботою мікроконтролера здійснюється за допомогою спеціальної програми. В схему управління підводу рідини в підшипник в автоматичному режимі входить електромеханізм. Цей пристрій, що спрямовує потік рідини або газу шляхом зміщення рухомої частини (золотника) відносно вікон в поперхні корпусу, або в гільзи у випадку циліндричної конструкції, по якій золотник ковзає. Золотник за конструктивним виконанням може бути коробчастий або циліндричний. В конструкції з коробчастим золотником переміщення золотника відбувається за допомогою спеціальної золотникової тяги по золотниковому дзеркалу вправо або вліво. На золотниковому дзеркалі виконані прямокутні вікна, які регулюють підведення робочої рідини в несучі камери гідростатичного



підшипника. Недоліком коробчастого золотника є його неврівноваженість, внаслідок якої робоче тіло сильно притискає його до дзеркалу, що призводить до зносу тертьових поверхонь і потребує значних зусиль для переміщення золотника. Циліндричний золотник по принципу дії аналогічний коробчастому, але він повністю врівноважений. Такий золотник звичайно має два поршня на загальному штоку і переміщається в забезпеченій вікнами втулці. В системах гідравлічного регулювання високої точності циліндричному золотнику іноді надають безперервний обертальний рух навколо осі або коливання вздовж осі з метою підвищити чутливість системи шляхом заміни тертя спокою тертям ковзання. На потягах найбільше поширення отримав рухомий циліндричний золотник. Він відрізняється від звичайного золотника тим, що поршні в цьому пристрої не закріплені жорстко на штоку, а можуть переміщуватись вздовж нього. Максимальна відстань між поршнями обмежується за допомогою упорних шайб. Така конструкція дозволяє відмовитись від спеціальних пристроїв, які впливають на опір переміщенню потягу. Крановий золотник по суті є коробчастий золотник зігнутий навколо осі. У даному випадку кожен із розглянутих золотників може бути використаний на практиці. Запропонована система підводу робочої рідини в несучі камери гідростатичного підшипника дозволяє запобігти небезпечним режимів роботи опорних вузлів роторів і таким чином підвищити надійність та довговічність роторів машин і агрегатів енергоустановок.

## **ВИБІР НЕОБХІДНОГО ТИСКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ГІДРОСТАТИЧНІЙ ОПОРІ ПЛАНЕТАРНОГО АВІАЦІЙНОГО РЕДУКТОРА**

***В. І. Назін, С. В. Щербина***

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

В опорах планетарних авіаційних редукторів все більше поширення набувають підшипники ковзання рідинного тертя. Вони мають багато переваг у порівнянні з підшипниками кочення. Серед підшипників рідинного тертя важливу роль відіграють гідростатичні підшипники. Гідростатичне змащування опор та напрямних підвищує експлуатаційні показники верстатів. Підшипники ковзання рідинного тертя, що розробляються для роторів турбін атомних станцій повинні сприймати навантаження, які складають десятки тон. Підшипники мають розміри діаметрів 520 мм і більше, окружні швидкості в цих підшипниках досягають 100 м/с. З огляду на високу навантажувальну здатність і більш високі демпфуючі властивості, можливе застосування підшипників ковзання рідинного тертя в редукторах авіаційних двигунів. У зв'язку з передачею редуктором великої потужності, на підшипники зубчастих коліс діють значні навантаження – від 100000 до 200000 Н за частоти обертання близько 10000 об/хв. За таких навантажень і високої частоти обертання підшипники кочення не здатні забезпечити заданий ресурс, який становить понад 10000 годин. Альтернативою підшипникам кочення для зубчастих коліс редуктора авіаційного двигуна є підшипники ковзання з рідинним мащенням. Ці підшипники здатні витримувати значні навантаження і



мають за високої частоти обертання значний ресурс. Гідростатичні опори відомі давно, проте лише протягом останніх років їх почали активно досліджувати, оскільки вони мають низку переваг порівняно з підшипниками кочення

Теоретичне використання гідростатичних опор ковзання не має обмежень

Практично ця можливість обмежена продуктивністю насосів та їхньою здатністю забезпечувати високий тиск. Основним критерієм працездатності гідростатичних підшипників є забезпечення мінімальної товщини оливної плівки. В основі визначення товщини оливної плівки лежить функція розподілу тиску робочої рідини в її шарі. Основними характеристиками гідростатичних підшипників є їхня несуча здатність, витрата змащувального матеріалу, а також втрати потужності на тертя і прокачування. Для визначення функції розподілу тиску по робочій поверхні підшипника необхідно спільно розв'язати рівняння балансу витрат і рівняння Рейнольдса.

Баланс витрат робочої рідини записують з умови рівності витрат через входні компенсувальні пристрої (жиклери) та витрат по контуру камер. Витрати по контуру несучої камери визначають з урахуванням переносної та градієнтної течії робочої рідини. Рівняння Рейнольдса сформульовано з урахуванням припущень, загальноприйнятих у гідродинамічній теорії мащення. Течію оливи вважають ізотермічною, а тиск за товщиною оливного шару приймають як сталий.

Систему рівнянь для визначення тиску в камерах розв'язували чисельно ітераційним шляхом. Задаючи початкові значення тисків у камерах, знаходили їхні нові значення на  $(n+1)$ -му кроці. Ітераційний процес тривав до досягнення заданої точності визначення тиску.

Рівняння Рейнольдса у загальному вигляді не має аналітичного розв'язку, тому його розв'язували чисельно за допомогою наближених методів, а саме – методу скінченних різниць у поєднанні з методом подовжньо-поперечної прогонки. Граничними умовами для рівняння Рейнольдса слугували тиски в камерах та на торцях підшипника (тобто в зоні зливу робочої рідини). Для запису рівняння Рейнольдса у скінченно-різницевої формі поверхню між камерами дискретизували за допомогою регулярної сітки, а окремі похідні апроксимували з використанням п'ятиточкового шаблону.

Початкові дані для розв'язання рівнянь Рейнольдса та балансу витрат приймали на основі досвіду проектування гідростатичних опор. Після визначення тисків у несучих камерах і на міжкамерних перемичках розраховували несучу здатність підшипника, витрату робочої рідини та втрати потужності на тертя і прокачування. Для обчислення несучої здатності підшипника застосовували метод Сімпсона (метод парабол).

Наведена математична модель дає змогу завдяки підбору конструктивних та експлуатаційних параметрів гідростатичного підшипника забезпечити його необхідну несучу здатність. Об'єкт розрахунку мав такі параметри:

1. Тиск робочої рідини на вході в несучі камери: від 2 до 8 МПа;
2. Діаметр гідростатичного підшипника: 75 мм;
3. Діаметр жиклера на вході в несучі камери: 2,5 мм;
4. Робочий зазор у підшипнику: 0,1 мм;
5. Кутова швидкість сателіта відносно воділа:  $1713,168 \text{ c}^{-1}$ ;

6. Потужність двигуна: 1876 кВт;
7. Робоче середовище: олива МК-8 за температури 75 °С;
8. Необхідна вантажність підшипника: не менше 5438 Н.

Результати розрахунків показують, що потрібна несуча здатність підшипника забезпечується за вихідного тиску на вході в камери приблизно 3 МПа. Витрата робочої рідини при цьому становить 0,0011 м<sup>3</sup>/с (або 1,1 л/с), а втрати потужності на тертя і прокачування – близько 4 кВт. Слід зазначити, що сумарні втрати потужності у підшипниках усіх 4 сателітів складають лише 1,066% від загальної потужності двигуна.

Запропонована методика дозволяє розраховувати гідростатичні підшипники сателітів авіаційних редукторів у широкому діапазоні конструктивних та експлуатаційних параметрів.

## ВПЛИВ ЗАКРІПЛЕННЯ ПОРШНЯ НА НАПРУЖЕННЯ В ЙОГО ЕЛЕМЕНТАХ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ В SOLID WORK SIMULATION

*А. М. Оніщенко, О. В. Білогуб*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Досліджено вплив закріплень на напруження під час моделювання поршня двотактного двигуна. На рис. 1 наведено модель поршня, що підлягає розрахунку. Основні розміри та особливості: діаметр – 60 мм; діаметр отвору під поршневий палець (ОП) – 14 мм; висота поршня – 80 мм; компресійна висота – 30 мм; дезаксаж осі ОП – 1 мм; вікна в спідниці є несиметричними відносно площини, яка проходить через вісь поршня і паралельна осі поршневого пальця; бобишка з'єднана з донцем двома ребрами. На рис. 1 показано загальний вигляд моделі поршня в зборі з пальцем. Оскільки поршень має дезаксаж осі ОП, у моделі передбачено опорні еліптичні поверхні, виділені на спідниці (рис. 1) для прикладання сил, що створюють реактивний момент.

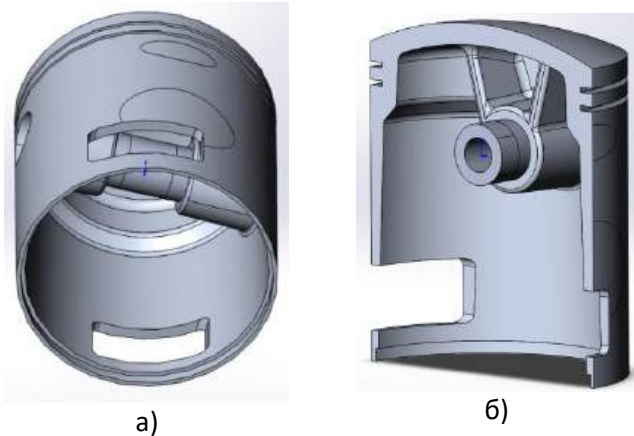


Рис. 1 – Розрахункова модель поршня :  
а – загальний вигляд; б – розріз.

Під час розрахунку неможливо скористатися симетрією (половиною або чвертю поршня) через наявність дезаксажу та несиметричність продувних вікон [1, 2]. Навантаження на поршень – тиск на головку поршня 4 МПа. Матеріали: поршень – алюмінієвий сплав 2024-0; поршневий палець – сталь 1045 холоднокатана.

Варіанти закріплень показано на рис. 2, 3. У перших трьох варіантах поршневий палець відсутній. Варіант 1 – повна фіксація поверхонь ОП (рис. 2, а), реакцію на момент від дезаксажу сприймають ОП. Варіант 2 – повна фіксація за



сектором в ОП, компенсація моменту прикладанням пари сил до еліптичних поверхонь на спідниці (рис. 2, б). За заданої геометрії та тиску компенсувальна сила становить 492,3 Н. Варіант 3 – фіксація поверхонь ОП за секторами для запобігання обертанню, прикладання пари сил до еліптичних поверхонь на спідниці; службові фіксації: від переміщення вздовж осі ОП – у точці на внутрішній поверхні донця, від повороту навколо осі ОП – за двома точками на зовнішніх торцях бобишок (рис. 2, в). Варіант 4 – повна фіксація циліндричної поверхні, виділеної всередині пальця (рис. 3, а). Компенсація моменту від дезаксажу та фіксація поршня від переміщення й повороту реалізовані аналогічно до варіанта 3. Варіант 5 – повна фіксація сектора циліндричної поверхні, виділеної всередині пальця (рис. 3, б). Компенсація моменту від дезаксажу та фіксація поршня від переміщення й повороту реалізовані аналогічно до варіантів 3, 4.

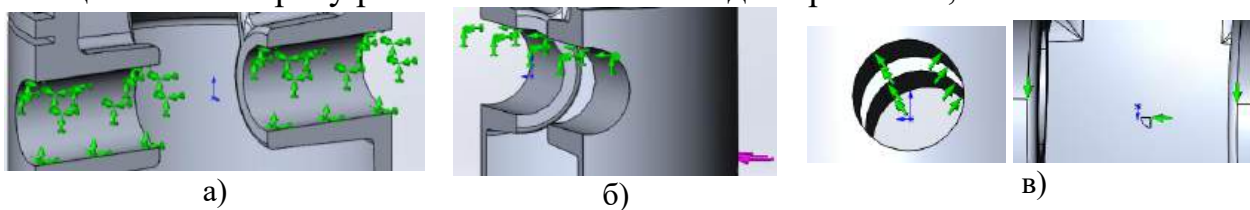


Рис. 2 – Закріплення моделі поршня без поршневого пальця:  
а – варіант 1; б – варіант 2; в – варіант 3

На рис.4 показано контрольні точки для яких наведено напруження, а в таблиці – числові значення для 5 варіантів обчислення.

Таблиця 1 – Напруження в контрольних точках для 5 варіантів закріплення.

№ точки	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3	Варіант 4	Варіант 5
1	94	95	89	132	134
2	22	26	33	105	100
3	86	87	151	260	255

Порівнюючи наведені в таблиці дані, бачимо, що результати обчислень для збірки з пальцем і окремого поршня суттєво відрізняються. Це насамперед пов'язано з відсутністю деформації ОП у варіантах 1, 2 і 3. Для цих варіантів моделювання напруження розподіляються рівномірніше по ребрах жорсткості, що не відповідає реальній схемі навантаження з деформованим пальцем (рис. 5). Різниця напружень на ребрах досягає 30%, а в ОПІ — до 3 разів.

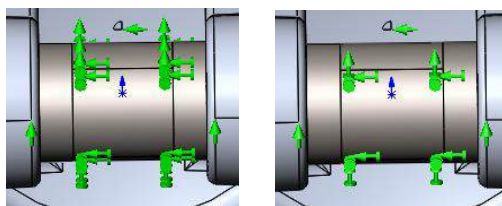


Рис. 3 – Закріплення моделі поршня в збірці з пальцем

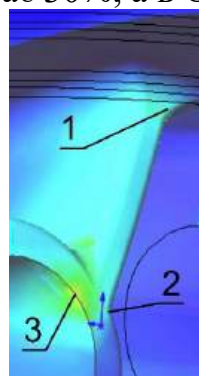


Рис. 4 – Контрольні точки для напружень

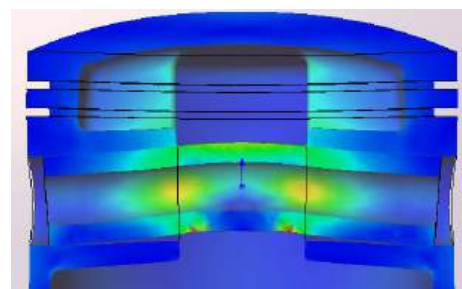


Рис. 5 – Напружено-деформований стан поршня – варіант 5



### Перелік посилань

1. Білогуб, О. В. Як впевнити студента, що досконале знання пакета прикладних програм не є залогом успіху. Моделювання напруженого стану поршня двотактного двигуна [Текст] / О. В. Білогуб, Є. В. Марценюк, М. О. Максимова // Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ І ТЕ ОНМУ МРР&О-2022. – С. 208-215. doi: <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15422.36166>
2. Білогуб, О. В. Профілювання поверхні пальцевого отвору в бобищі поршня [Текст] / О. В. Білогуб // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2024. – № 1. – С. 12-16. doi: <https://DOI:10.20998/0419-8719.2024.1.02>

## ОЦІНКА ВПЛИВУ МАТЕРІАЛУ ТІЛ КОЧЕННЯ НА КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ У ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ ТУРБОАГРЕГАТІВ

*А. О. Рак, О. М. Гнисько*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

У роботі проведено аналіз впливу матеріалу тіл кочення на рівень контактних напружень у підшипникових вузлах, що працюють в умовах високих частот обертання, характерних для турбоагрегатів. Виконано розрахунок контактної навантаженості та оцінено зміну контактних напружень за використання сталевих і керамічних тіл кочення. Показано, що застосування керамічних матеріалів дає змогу знизити інерційні навантаження та оптимізувати контактну взаємодію, що сприяє підвищенню ресурсу підшипникових вузлів.

Підшипникові вузли турбоагрегатів працюють в умовах високих швидкостей обертання, значних навантажень і підвищених температур. У таких умовах визначальним фактором довговічності є контактні напруження у зоні взаємодії тіл кочення з доріжками. Перевищення допустимого рівня контактних напружень призводить до розвитку втомних пошкоджень матеріалу та подальшого руйнування поверхні кочення [1]. Згідно з теорією Герца, максимальні контактні напруження визначаються залежністю

$$\sigma_{\max} \sim \sqrt{\frac{F}{R}},$$

де  $F$  - сила, що діє на контакт,  $R$  - приведений радіус кривизни контактуючих поверхонь [1, 3].

У високошвидкісних режимах роботи значну роль відіграють інерційні сили, що діють на тіла кочення. Відцентрова сила визначається залежністю

$$F_{\text{ц}} = m \cdot \omega^2 \cdot r,$$

де  $m$  – маса тіла кочення,  $\omega$  - кутова швидкість,  $r$  - радіус обертання [1].



Для проведення розрахункової оцінки використано високоточний радіально-упорний кульковий підшипник типу 7008 CD/P4A, який застосовується у високошвидкісних вузлах (шпинделі, турбокомпресори, авіаційні агрегати) [2]. Геометричні параметри підшипника наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Геометричні параметри підшипника

Параметр	Значення
Внутрішній діаметр d	40 мм
Зовнішній діаметр D	68 мм
Ширина B	15 мм
Діаметр кульки	8 мм
Кількість кульок z	14

У якості матеріалів тіл кочення розглянуто підшипникову сталь та кераміку на основі нітриду кремнію. Основні фізико-механічні властивості наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Властивості матеріалів

Параметр	Сталь	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>
Густина, кг/м <sup>3</sup>	7800	3200
Модуль пружності, ГПа	210	300

Для розрахунку приймається радіальне навантаження на підшипник

$$P = 1000 \text{ Н.}$$

Навантаження на одне тіло кочення визначається за залежністю

$$F = \frac{P}{z} = \frac{1000}{14} \approx 71 \text{ Н}$$

що відповідає спрощеним інженерним методам розрахунку [1].

У процесі роботи при високих швидкостях обертання значну частину навантаження становить інерційна складова. Зменшення густини матеріалу тіл кочення призводить до зниження їх маси, а отже і відцентрових сил. Порівняння навантаження для різних матеріалів наведено у таблиці 3.

Таблиця 3 – Порівняння навантаження

Параметр	Сталь	Кераміка
Відносна маса	1	0,42
Відцентрова сила	1	0,42
Сумарне навантаження	1	~0,5

Залежність навантаження від швидкості обертання має квадратичний характер, що призводить до різкого зростання навантаження при підвищенні швидкості. Відповідна залежність наведена на рис. 1.

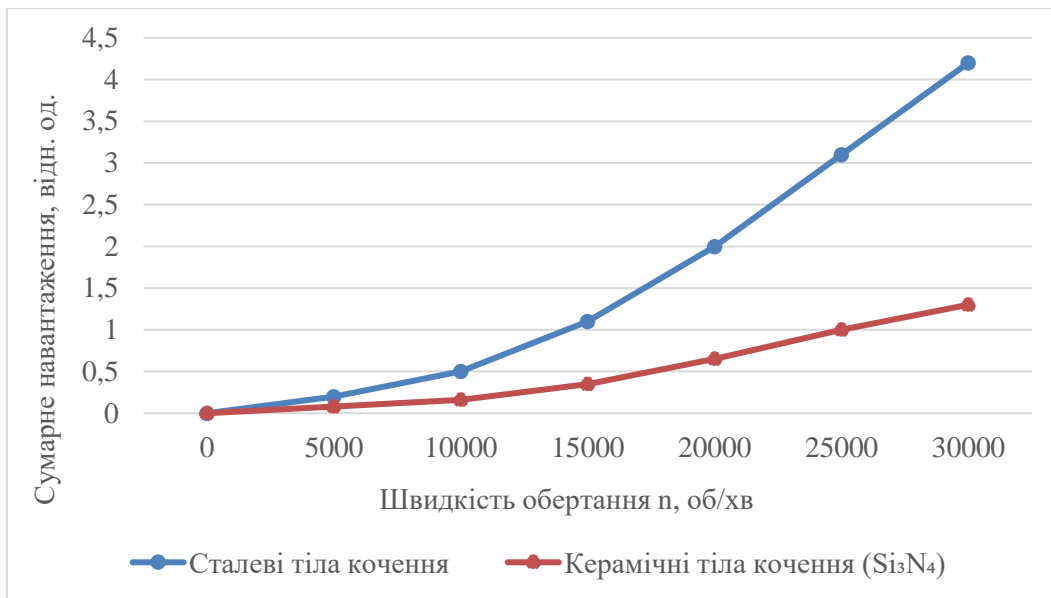


Рис. 1 – Залежність сумарного навантаження на тіло кочення від швидкості обертання підшипника

Контактні напруження визначаються не лише величиною навантаження, але й властивостями матеріалу. Підвищений модуль пружності кераміки призводить до зменшення площі контакту, проте одночасне зниження навантаження компенсує цей ефект. Порівняльні результати наведені у таблиці 4.

Таблиця 4 – Контактні напруження

Параметр	Сталь	Кераміка
Навантаження	1	0,42
Контактні напруження	1	0,65-0,7

Схема контактної взаємодії тіла кочення з доріжкою підшипника наведена на рис. 2.

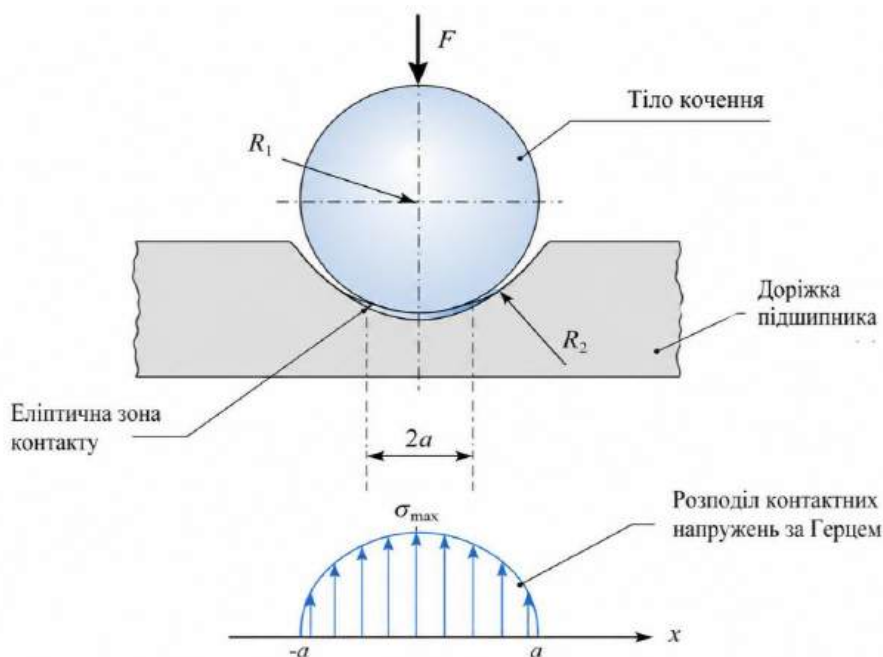


Рис. 2 – Схема контактної взаємодії тіла кочення з доріжкою підшипника



Отримані результати показують, що матеріал тіл кочення впливає на контактні напруження комплексно: через зміну маси та через зміну механічних властивостей. Використання керамічних тіл кочення дозволяє знизити інерційні навантаження та покращити умови контакту, що особливо важливо для високошвидкісних режимів роботи турбоагрегатів.

Проведений аналіз показав, що матеріал тіл кочення суттєво впливає на контактні напруження та ресурс підшипникових вузлів. Використання керамічних тіл кочення дозволяє знизити інерційні сили приблизно у 2,4 рази та зменшити контактні напруження на 30–35 %. Це підтверджує доцільність застосування керамічних матеріалів для підвищення довговічності підшипникових вузлів турбоагрегатів.

#### Перелік посилань

1. Harris, T. A. Rolling Bearing Analysis [Text] / T. A. Harris // CRC Press. – 2007. – 758 p.
2. SKF Rolling Bearings Catalogue [Text]. – SKF. – 2020. – 577 p.
3. Bhushan, B. Introduction to Tribology [Text] / B. Bhushan // Wiley. – 2013. – 744 p.
4. Jones, A. B. Ceramic Bearings: A Review of Manufacturing, Properties, and Applications [Text] / A. B. Jones, C. D. Smith // Materials. – 2019. – 744 p.

### ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ДВООПУКЛО-ВВІГНУТИМИ ЗУБЦЯМИ НА ЇХ РЕСУРС

*Р. І. Трофимов, А. В. Кузнецова*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Зношування зубців значно впливає на значення радіусів кривизни профілів зубців. Внаслідок зміни радіусів кривизни профілів змінюється наведений радіус кривизни, який у свою чергу безпосередньо впливає на величину контактних напружень.

Запропоновано методику оцінки ступеня відповідності результатів моделювання зношування зубців результатам експериментальних досліджень. Оцінка ступеня цієї відповідності проводилася за ймовірністю знаходження експериментальних даних у межах ширини довірчого інтервалу, що відраховується від значень зношування зуба за результатами моделювання.

З ймовірністю більше 0,85 значення зношування зуба, отримані в результаті експерименту, знаходяться в межах довірчого інтервалу.

Порівняння прогнозованого 2767 годин та експлуатаційного 2500 годин значень ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями редуктора приводу очисного комбайна РКУ10 показало похибку моделювання 10 %.

На підставі виконаних теоретичних досліджень розроблено методику прогнозування ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями (ДОВ) зубцями, засновану на обліку викривлення вихідного профілю робочої поверхні зубців після кожного циклу зміни напружень (контакту зубців шестірні та



колеса) та, як наслідок, зміни значень геометричних, кінематичних, силових параметрів контакту.

На базі розробленої методики створено програму для вибору раціональних параметрів ДОВ зубців конічних передач.

На основі аналізу впливу параметрів зачеплення конічних передач із ДОВ зубцями на їх ресурс за допомогою розробленої програми встановлено:

- зі збільшенням модуля в 1,8 рази значення ресурсу зростає на 12% в рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів конічних передач з ДОВ зубцями (параметри досліджуваної передачі  $z_1 = 13$ ,  $z_2 = 24$ ,  $x_1 = +0,3$ ,  $x_2 = -0,3$ ,  $b = 60$  мм);
- збільшення кількості зубців шестерні призводить до зростання ресурсу зубчастої пари в 2 рази в рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів конічних передач з ДОВ зубцями.

### ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ДИФЕРЕНЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ У СКЛАДІ АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ

*В. В. Усик, О. Ю. Кладова, О. В. Косенко*

*Національний аерокосмічний університет*

*«Харківський авіаційний інститут»*

В авіаційних редукторах використовують поряд з планетарними механізмами прості диференційні механізми типу Д.АІ та Д.АІ̄, а також замкнені диференційні механізми.

Прості диференційні механізми використовують, як правило, в редукторах турбогвинтових двигунів літаків. Передатне число цих редукторів лежить в межах  $U_p = 10 \dots 20$  (рис. 1)

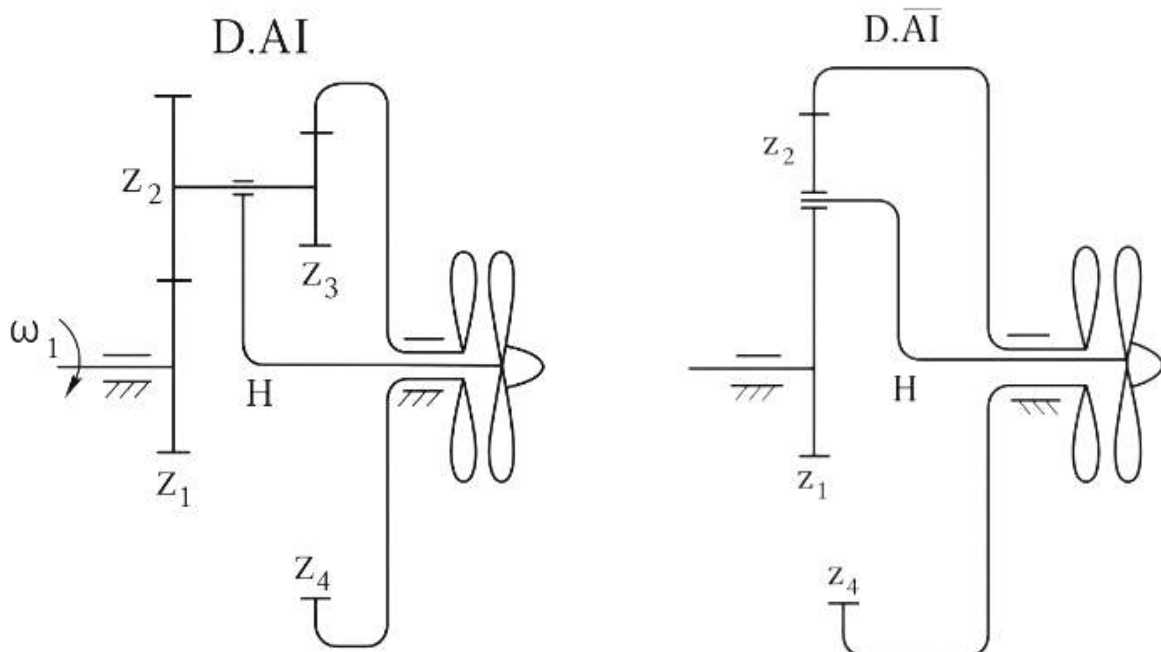


Рис. 1 – Схема редукторів двигунів: а – турбогвинтового двигуна НК-12М;  
б – двигуна Д-27



Диференційний механізм має два ступені рухомості, що дозволяє підвести необхідну потужність до вхідного валу редуктора та роздати її на два вихідні вали для привода в рух двох співвісних повітряних гвинтів, які обертаються в різні боки з однаковою кутовою швидкістю ( $\omega_n = \omega_4$ ). Передній гвинт вставлений на валу водила Н, а задній – на валу центрального колеса  $z_4$ .

Диференціальний механізм являє собою динамічну систему і кутові швидкості вихідних валів залежать від співвідношення значень корисного навантаження на них.

Зв'язок кутових швидкостей центральних ланок (коліс  $z_1$  і  $z_2$  та водила Н) диференціального механізму визначається формулою Вілліса (рис. 1, а)

$$\omega_1 = \omega_n \cdot i_{1n}^4 + \omega_4 \cdot i_{14}^n. \quad (1)$$

При  $\omega_n = \omega_4$  передатне число диференційного механізму

$$U_{\text{диф}} = U_{1n,4} = \pm(1 - 2U_{14}^n) = \pm\left(1 + 2\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}\right).$$

Крім рівняння (1) диференціальний механізм буде працездатним, якщо забезпечується умова рівноваги крутних моментів

$$T_1 + T_n + T_4 = 0.$$

та рівняння балансу потужностей (закон збереження енергії).

$$P_1 + P_n + P_4 + P_{\text{втрат}} = 0.$$

При  $P_{\text{втрат}} = 0$  отримаємо рівняння балансу потужностей:

$$T_1 \omega_1 = T_n \omega_n + T_4 \omega_4 = T_1 i_{1n}^4 \omega_n + T_1 i_{14}^n \omega_4;$$

Отримана залежність свідчить про те, що крутний момент  $T_n = T_1 i_{1n}^4$  більше крутного моменту  $T_4 = T_1 i_{14}^n$ , бо  $i_{1n}^4 > i_{14}^n$ . Таким чином, щоб забезпечити  $\omega_n = -\omega_4$  необхідно підводити до переднього гвинта крутний момент  $T_n$ , за модулем більший ніж крутний момент  $T_4$  до заднього гвинта ( $T_n > T_4$ ).

На практиці рівність кутових швидкостей підтримується регуляторами обертів шляхом зміни кутів установки лопатей переднього та заднього гвинтів (наприклад редуктор двигуна НК-12М, (рис. 1, а), або встановлюють різну кількість лопатей на передньому та задньому гвинтах (редуктор двигуна Д-27 (рис. 1, б).

Різниця крутних моментів на передньому та задньому повітряних гвинтах дорівнює  $T_1$ :

$$T_n - T_4 = T_1 i_{1n}^4 - T_1 (i_{1n}^4 - 1) = T_1.$$



Редуктори вертольотів зі співвісними гвинтами мають більш складну кінематичну схему, до складу якої входять також зубчасті передачі з нерухомими осями. В таких редукторах потужність підводиться, як правило, від двох ГТД і далі в редукторі ці потужності об'єднуються на вхідному валу тихохідної ступені диференціального механізму, а потім розподіляються на два вихідні вали для привода двох співвісних гвинтів. Передатне число таких редукторів  $U_{ред} = 80 \dots 100$ . За такою кінематичною схемою виконано, наприклад редуктор РВ-3Ф (рис. 2) та інші.

На практиці, щоб забезпечити рівність кутових швидкостей  $\omega_n = -\omega_4$ , а також рівність крутних моментів  $T_n = T_4$  (по модулю) в простий диференційний механізм входять додатковий замикаючий зубчастий механізм, який кінематично зв'язує передній та задній повітряні гвинти, або замикаючий механізм кінематично зв'язує ведучий вал диференціального механізму з верхнім, або нижнім повітряними гвинтами. Використання замикаючого механізму для забезпечення рівності кутових швидкостей  $\omega_n = -\omega_4$  перетворює динамічно врівноважену систему на жорстку з кінематичним замиканням, у якої ступінь рухомості  $W = 1$ .

Наприклад, у редуктора РВ-3Ф замикаючий механізм кінематично зв'язує вхідний вал диференціального механізму (колесо  $Z_7$ ) з колесом  $Z_9$ , за допомогою зубчастих передач  $Z_{10} - Z_{11}$  і  $Z_{12} - Z_{13}$ . Для такої схеми замикаючого механізму передатне число має дорівнювати передатному числу диференціального механізму,  $U_{зам} = U_{диф}$ .

Розглянемо детальніше кінематичну схему редуктора РВ-3Ф (рис. 2).

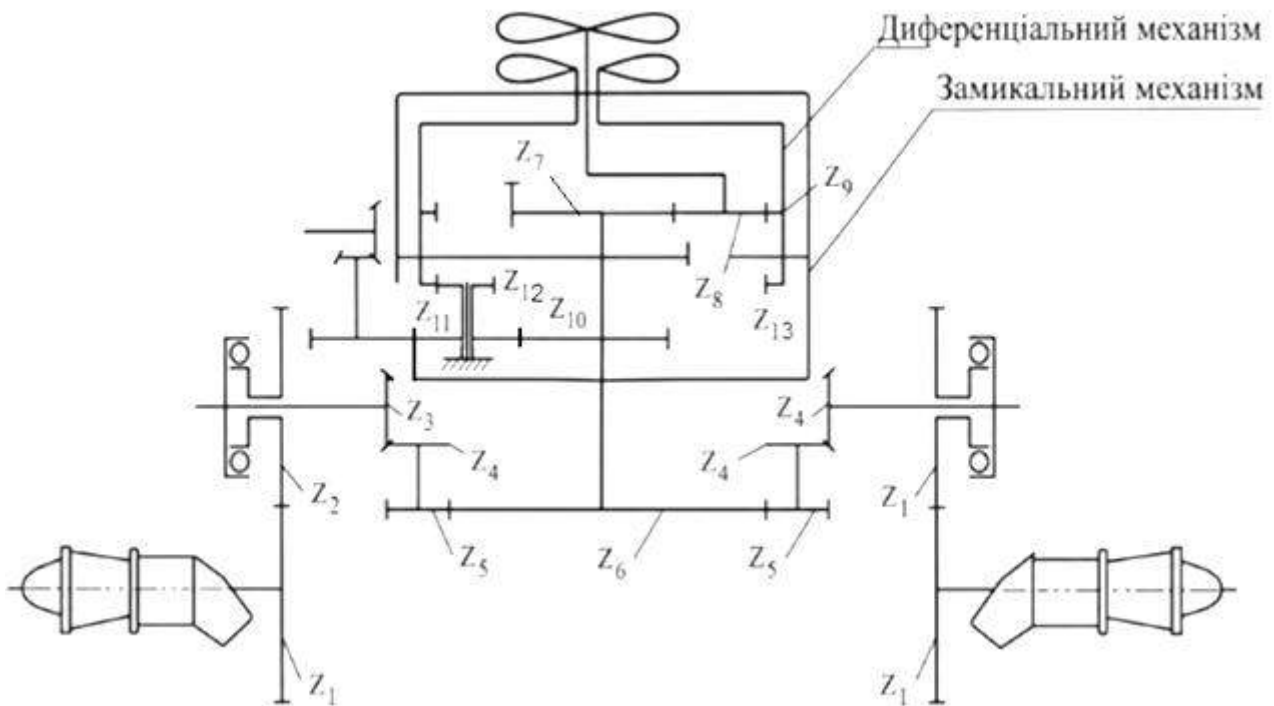


Рис. 2 – Кінематична схема вертолітного редуктора РВ-3Ф



До редуктора потужність подається від двох двигунів ГТД-3Ф, а частота обертання роторів яких  $n_{\text{дв}} = 19000$  об/хв. На виході з ротора встановлено два співвісні повітряні гвинти, які обертаються в протилежних напрямках з однаковою частотою обертання  $n_{\text{вих}} = \pm 237$  об/хв. Загальне передатне число редуктора

$$U_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{гв}}} = \frac{19000}{237} = 80,17.$$

Для реалізації цього передатного числа вибрано чотириступеневий редуктор. Перші три ступені створені зубчастими колесами з нерухомими осями, а для тихохідного ступеня – диференціальний замкнений механізм з двома виходами потужності на верхній і нижній повітряні гвинти.

Загальне передатне число редуктора

$$U_{\text{ред}} = U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{56} \cdot U_{\text{диф}};$$

де  $U_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -3,42$  – передатне число циліндричної передачі;

$U_{34} = \frac{z_4}{z_3} = 1,81$  – передатне число конічної передачі;

$U_{56} = -\frac{z_6}{z_5} = -2,3$  – передатне число циліндричної передачі третьої ступені.

Диференціальний замкнений механізм складається з простого Д.АІ ( $z_{17} = 38$ ,  $z_8 = 25$ ,  $z_9 = 88$ ) і замикаючого механізму, створеного зачепленням  $z_{10} - z_{11}$  і  $z_{12} - z_{13}$ . Число сателітів  $k = 6$  і число переборів  $k_n = 6$  (колеса  $z_{11} - z_{12}$ ).

Передатне число диференціального механізму при  $\omega_n = \omega_d$ .

$$U_{\text{диф}} = U_{7н} = 2U_{7н}^9 - 1 = 2\left(1 + \frac{z_9}{z_7}\right) - 1 = 5,63.$$

Передатне число замикаючого механізму від колеса  $z_{10}$  до  $z_{13}$ , яке жорстко зв'язане з колесом  $z_9$  і передає крутний момент на задній гвинт є також

$$U_{\text{зам}} = U_{10,13} = U_{10,11} \cdot U_{12,13} = \left(-\frac{z_{11}}{z_{10}}\right) \cdot \frac{z_{13}}{z_{12}} = -\frac{57}{54} \cdot \frac{107}{20} = -5,64.$$

Частина потужності, яка є недостатньою для використання рівності  $T_n = T_g$  передається через замикаючий механізм.

Таким чином, в замкненому диференціальному механізмі забезпечується рівність кутових швидкостей ( $\omega_n = -\omega_g$ ) та кутних моментів.

### Перелік посилань

1. Основи проєктування механічних вузлів авіаційно-космічної техніки [Текст] : навч. посібник / В. Н. Доценко, В. М. Павленко, Ю. В. Ковеза [та ін.]. – Х.: Нац. аерокосм ун-т «Хар. авіац. ін-т», 2015. – 328 с.

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МОДЕЛЕЙ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ РОЗРАХУНКАХ НА МІЦНІСТЬ ШТИФТОВОГО З'ЄДНАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ГТД

*І. В. Філімонов, О. В. Бондаренко*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Об'єктом дослідження є штифтове з'єднання валу з колесом відцентрового компресора газотурбінного двигуна (ГТД). З'єднання (рис. 1) відіграє важливу роль у передачі крутного моменту і тому потребує детального розрахунку. Попри такий простий вид з'єднання, елементи штифтового з'єднання перебувають у складному напруженому стані (СНС), зазнаючи зрізу, зминання та згину. Метою є виконання міцнісного розрахунку враховуючи реальну геометрію елементів з'єднання та механізмів розподілу зусиль. Для досягнення цієї мети обрано розрахунковий програмний комплекс Ansys.

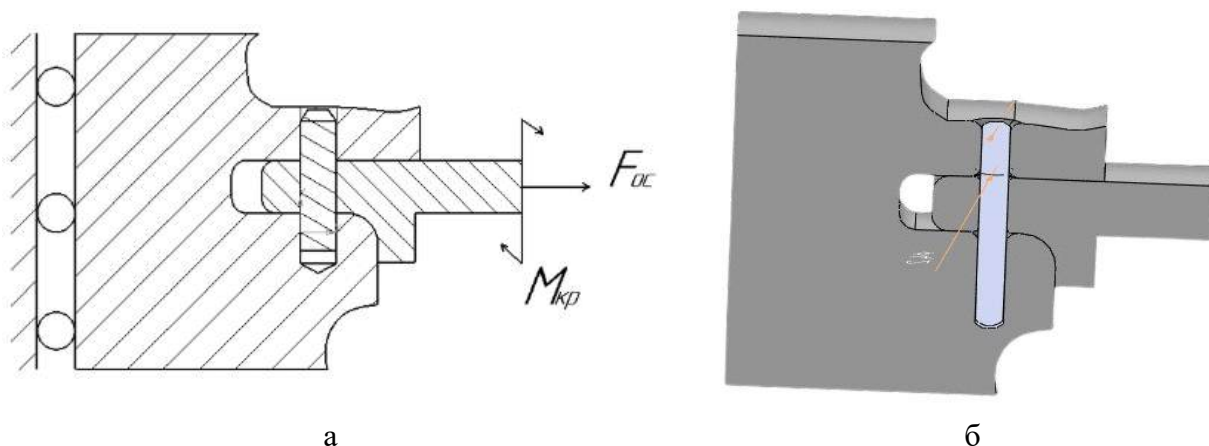


Рис. 1 – Розрахункова схема (а) та тривимірна модель (б) штифтового з'єднання валу та ВЦ колеса

З метою підвищення швидкості обчислень та забезпечення можливості використання дрібних скінченних елементів повна модель була замінена розрахунковим сектором (рис. 2), що містить лише один штифт. До бічних граней сектора додаються умови циклічної симетрії (Cyclic Symmetry).



На основі параметрів робочого процесу за результатами газодинамічного розрахунку компресора та турбіни були визначені номінальні значення крутного моменту та осьової сили. Побудовано епюри розподілу цих зусиль за довжиною валу, що слугувало базою для призначення граничних умов у скінченно-елементній моделі.

Для виключення впливу щільності розбиття на достовірність результатів було виконано ряд розрахунків із послідовним подрібненням сітки. Особливу увагу приділено зоні контакту штифта з отвором. На першій ітерації використовувалася базова сітка з кроком, рекомендованим за замовчуванням вирішувачем. На наступних етапах застосовувалося згущення сітки, при якому кількість елементів на дузі контакту збільшувалася до досягнення стабілізації максимального еквівалентного напруження.

Проведено перевірочний розрахунок за спрощеними залежностями з курсу опору матеріалів для штифтового з'єднання з двома площинами зрізу. Отримані значення напруження зрізу та зминання використовувалися як орієнтир порядку величин для СЕ-аналізу, що дозволило підтвердити попередню коректність результатів.

Етап вибору моделі контактної взаємодії є ключовим у дослідженні, оскільки тип контакту визначає механізми передачі зусиль. Було досліджено три типи взаємодії: Bonded, No Separation, Frictional.

Модель типу «Bonded» (Склеювання). Початковий розрахунок (рис. 3) виконано за припущення повної нерозривності вузла. Ця модель характеризується відсутністю взаємних переміщень деталей, що перебувають у контакті. Встановлено, що тип «Bonded» призводить до штучного завищення жорсткості з'єднання, оскільки не передбачає виходу з контакту або прослизання, тому напруження розподіляються переважно рівномірно по площадках зрізу. Отримані значення цілком відповідають класичним спрощеним уявленням згідно з положеннями опору матеріалів.

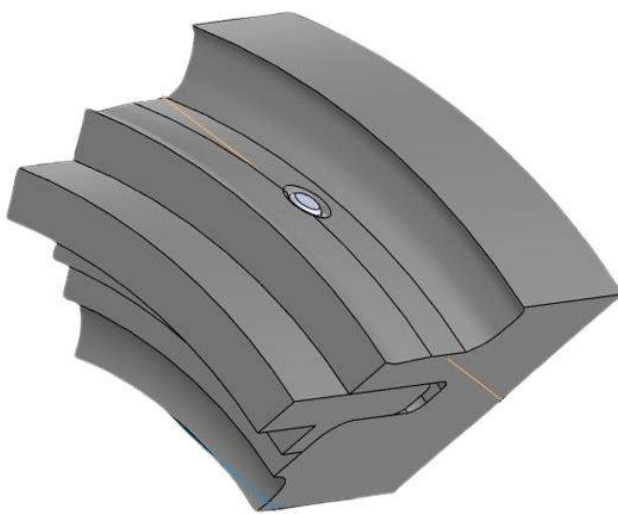


Рис. 2 – Сектор розрахункової моделі

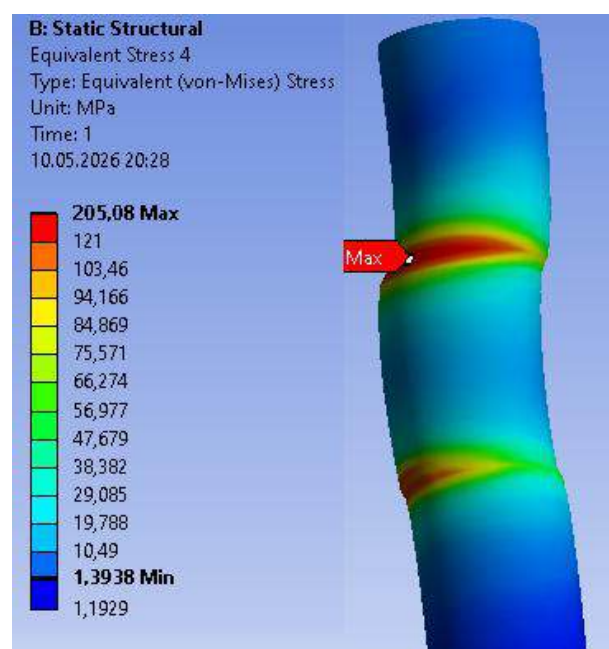


Рис. 3 – Розподіл напружень по штифту при типу контакту Bonded

Модель типу «No Separation» (Ковзання без відриву). Перехід до цієї моделі (рис. 4) вивільнив тангенціальні ступені вільності, дозволивши деталям взаємно прослизати вздовж інтерфейсу контакту без можливості їхнього радіального відриву. Це призвело до зміни поля напружено-деформованого стану (НДС) порівняно з типом «Bonded». На відміну від «склеєної» моделі, де піки концентрувалися суворо на лініях зрізу, у моделі «No Separation» максимальні еквівалентні напруження змістилися в центральну частину штифта (між площинами зрізу) на одній із його сторін. Це є прямим наслідком реалізації деформації згину штифта як двоопорної балки, що неможливо було зафіксувати у жорсткій постановці «Bonded». Хоча на самих площадках зрізу напруження залишилися максимальними, їхні абсолютні значення знизилися.

Внаслідок усунення штучних жорстких зв'язків пікові напруження в самому штифті зменшилися майже вдвічі. Незважаючи на реалістичнішу локалізацію зон зминання та виявлення згину, модель «No Separation» усе ще містить суттєве умовне припущення про неможливість утворення мікрозазорів, що штучно утримує штифт від відриву з ненавантаженого боку, викривляючи поле напружень.

Модель типу «Frictional» (Контакт із тертям). Ця модель є найбільш фізично достовірною, оскільки вона враховує нелінійні ефекти тертя ( $f = 0,12$ ), можливість взаємного прослизання та радіального відриву штифта від стінок отвору. Характер розподілу напружень (рис. 5) якісно повторює картину моделі «No Separation», проте кількісні показники демонструють значну зміну НДС в усіх елементах з'єднання.

Порівняно з базовою моделлю «Bonded», максимальні еквівалентні напруження у штифті зросли в 1,5 раза, у фланці — в 1,5 раза, а в тілі вала зафіксовано зростання у 3 рази.

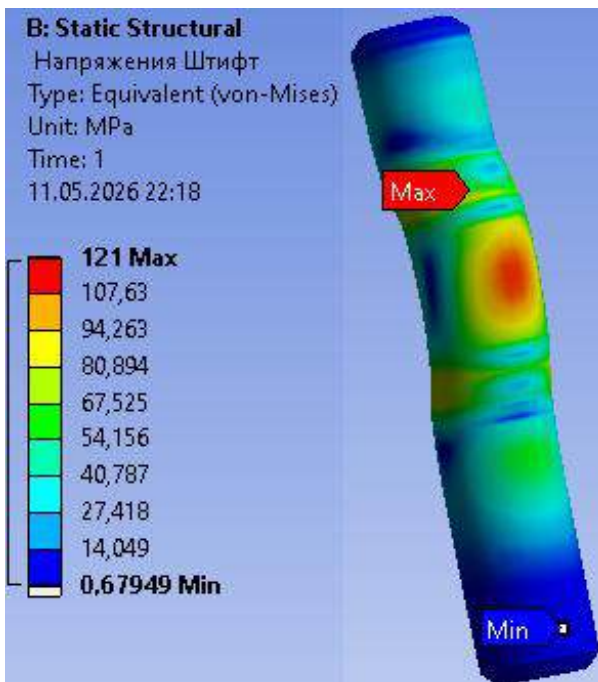


Рис. 4 – Розподіл напружень по штифту при типу контакту No Separation

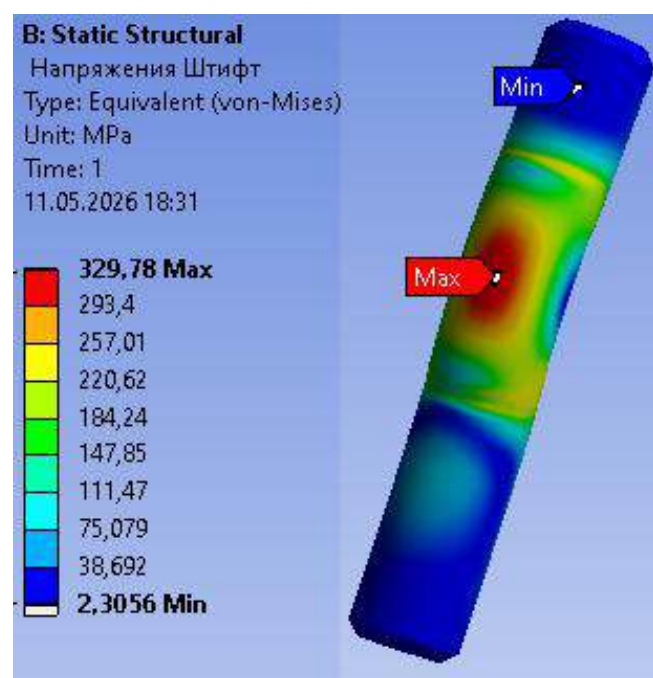


Рис. 5 – Розподіл напружень по штифту при типу контакту Frictional



Це пояснюється усуненням умовної нерозривності зв'язків. У моделі «Frictional» штифт під дією навантажень притискається лише до одного боку отвору, тоді як з протилежного боку реалізується відрив з утворенням мікрозазору. Внаслідок цього робоча площа контакту скорочується більш ніж удвічі, що призводить до «косинусоїдального» розподілу тиску. Таке значне скорочення площі контакту циліндричної поверхні й спричинило трикратне зростання напружень у валу.

Для реалізації цього складного нелінійного розрахунку та забезпечення чисельної стабільності розв'язувача було застосовано такі налаштування:

- алгоритм Augmented Lagrange: метод для контактів із тертям, що мінімізує взаємне проникнення скінченно-елементних сіток деталей;
- відстежування On Gauss Points: визначення контакту за точками інтегрування Гаусса дозволило згладити дискретність сітки на криволінійних поверхнях, забезпечивши плавний розподіл тиску без аномальних сплесків;
- функція Adjust to Touch: застосована в розділі Geometric Modification для примусового замикання початкових мікрозазорів, що виникли внаслідок дискретизації. Це дозволило повністю виключити вплив невизначеності реального натягу (пресової посадки) та уникнути помилок типу Solver pivot, зосередивши дослідження суворо на сприйнятті зовнішніх робочих навантажень;
- керування кроками (Substeps) та стабілізація: зважаючи на високу нелінійність процесу прослизання, навантаження прикладалося плавно з розбиттям на кількість підкроків до 200.

Чисельне моделювання дозволило візуалізувати складний характер деформування штифта, який не обмежується класичним чистим зрізом та зминанням. Напруження в основному об'ємі штифта не перевищують межі плинності матеріалу, що підтверджує роботу конструкції у пружній зоні. Локальні сплески на кромках мають характер мікропластичності, типової для високонавантажених з'єднань.

На основі порівняльного аналізу трьох типів контакту («Bonded», «No Separation», «Frictional») встановлено, що найбільш достовірну картину НДС забезпечує модель із тертям.



## САК і діагностика

### ПРОБЛЕМА СИНТЕЗУ СПРОЩЕНИХ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВИСОКОІНЕРЦІЙНИХ ОБ'ЄКТІВ ДЛЯ ЗАДАЧ КЕРУВАННЯ

**О. В. Бондаренко**

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Технічні об'єкти керування, такі як промислові печі, парогенератори, теплообмінники мають високу інерційність, значний порядок і часові затримки. Побудова математичних моделей та їх ідентифікація є складним завданням з обчислювального та експериментального боку. Ідентифікація додатково обмежується шумами вимірювань, кінцевою тривалістю експерименту, обмеженою смугою збудження. Незважаючи на розвиток методів ідентифікації та редукції моделей, у багатьох інженерних задачах повна модель об'єкта недоступна або надмірна. Реальні об'єкти можуть мати високий порядок:

$$W(s) = K \frac{\prod_{i=1}^m (\tau_i s + 1)}{\prod_{j=1}^n (\tau_j s + 1)}, \quad m < n.$$

При аналізі та попередньому налаштуванні систем керування зазвичай не потрібно повне відновлення внутрішньої структури об'єкта, а лише отримання моделі, яка зберігає основні динамічні властивості в робочому діапазоні режимів.

Поширеними є спрощені моделі з еквівалентним запізненням виду:

$$W_{\text{ред}}(s) = K \frac{e^{-T_3 s}}{\tau s + 1} \quad \text{або} \quad W_{\text{ред}}(s) = K \frac{e^{-T_3 s}}{\tau^2 s^2 + 2\tau \xi s + 1}$$

які широко використовуються при аналізі перехідних процесів, оцінці стійкості та попередньому налаштуванні регуляторів.

Однак питання про те, які саме властивості вихідного об'єкта повинні бути збережені в редукованій моделі для забезпечення її практичної придатності залишається недостатньо формалізованим.

Додатковою проблемою є неоднозначність ідентифікації. Різні комбінації параметрів здатні забезпечувати близькі перехідні характеристики та відповідність експериментальним даним. Зокрема, різні комбінації еквівалентного запізнення, коефіцієнта демпфування та еквівалентних сталих часу може призводити до близького спостережуваного відгуку об'єкта. В результаті завдання побудови «істинної» моделі об'єкта виявляється погано обумовленим.

У інженерній практиці широко застосовуються методи редукції, орієнтовані отримання моделей низького порядку.

Найбільш простим підходом є заміна оригіналу високого порядку еквівалентною моделлю першого або другого порядку з чистим запізненням. У ряді випадків використовуються наближені оцінки виду:



$$\tau_{\text{екв}} = \sum_{i=1}^n \tau_i$$

дозволяють отримати еквівалентну інерційність об'єкта.

Іншим поширеним підходом є редукція на основі збігу амплітудно-фазових характеристик у робочому діапазоні частот:

$$W(j\omega) \approx W_{\text{ред}}(j\omega), \quad \omega \in [\omega_1, \omega_2].$$

Проте більшість таких методів передбачає наявність повної вихідної моделі об'єкта. У реальних задачах керування ситуація часто є протилежною: редукована модель будується безпосередньо за обмеженими експериментальними даними при частково відомій структурі об'єкта. Таким чином, завдання полягає не у спрощенні вже відомої моделі, а у побудові мінімально достатньої динамічної моделі, що зберігає властивості, суттєві для синтезу та налаштування системи керування.

З практичної точки зору редукована модель цікавить лише в тому випадку, якщо вона зберігає динамічні властивості об'єкта, що визначають поведінку системи керування. До таких властивостей належать: характер перехідних процесів, еквівалентне запізнення, домінуючі сталі часу, фазові властивості.

При цьому мінімізація інтегральної помилки між моделями не гарантує збереження зазначених властивостей. Оскільки моделі, які забезпечують однакове середньоквадратичне відхилення перехідної характеристики,

$$\Phi = \int_0^T (x - x_{\text{ред}})^2 dt \rightarrow \min$$

можуть мати різні фазо-частотні характеристики у робочому діапазоні.

Аналогічно, моделі, близькі по  $H_2$  - нормі, відрізняються за робастністю та чутливістю. Отже, різні критерії редукції призводять до різних редукованих моделей одного і того ж об'єкта.

У зв'язку з цим виникає завдання вибору критеріїв динамічної еквівалентності, орієнтованих не лише на точність апроксимації, а на збереження властивостей, суттєвих для застосування моделі в задачах керування.

Незважаючи на значний розвиток методів редукції моделей та ідентифікації, проблема побудови редукованих моделей для інженерних задач керування залишається недостатньо формалізованою. В цих умовах виникає важливе питання у тому, які саме властивості об'єкта є динамічно суттєвими і мають зберігатися в редукованій моделі задля забезпечення її придатності у задачах керування. Особливу складність становлять об'єкти з домінуючим запізненням та високим порядком. У зв'язку з цим перспективним напрямом є розвиток критеріїв динамічної еквівалентності, орієнтованих на збереження динамічних властивостей об'єкта за умов структурної та параметричної невизначеності.



### Перелік посилань

1. Axås, J. Model reduction for nonlinearizable dynamics via delay-embedded spectral submanifolds [Text] / J. Axås, G. Haller // *Nonlinear Dynamics*. – 2023. – Vol. 111. – P. 22079–22099.
2. Axås, J. Fast data-driven model reduction for nonlinear dynamical systems [Text] / J. Axås, M. Cenedese, G. Haller // *Nonlinear Dynamics*. – 2023. – Vol. 111. – P. 7941–7957.
3. Shin, H. Closed loop identification and control for input time delay systems [Text] / H. Shin, N. Abe // *IFAC-PapersOnLine*. – 2023. – Vol. 56, no. 2. – P. 4083–4088.
4. Kösters, T. Handling of time delays in system identification with regularized FIR models [Text] / T. Kösters, C. Illg, O. Nelles // *at – Automatisierungstechnik*. – 2023. – Vol. 71, no. 10. – P. 887–899. doi: 10.1515/auto-2023-0007
5. Zawacki, C. C. Dynamic mode decomposition for control systems with input delays [Text] / C. C. Zawacki, E. H. Abed // *IFAC-PapersOnLine*. – 2023. – Vol. 56, no. 2. – P. 37–42.
6. Bou Hamdan, T. Tracking distributed parameters system dynamics with recursive dynamic mode decomposition with control [Text] / T. Bou Hamdan, G. Mercère // *SIAM Journal on Applied Dynamical Systems*. – 2023. – Vol. 22, no. 3. – P. 1872–1907.
7. Practical deployment of spectral submanifold reduction for optimal control of high-dimensional systems [Text] / J. I. Alora, M. Cenedese, E. Schmerling [et al.] // *IFAC-PapersOnLine*. – 2023. – Vol. 56, no. 2. – P. 10390–10395.

## ПАРАМЕТРИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЯК ІНСТРУМЕНТ ОЦІНЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДЕН

**В. І. Залож**

*Дунайський інститут*

*Національного університету «Одеська морська академія»*

**Вступ.** Надійна та економічна робота головного суднового двигуна нерозривно пов'язана з регулярним контролем параметрів робочого процесу в кожному циліндрі. Такий контроль дозволяє своєчасно виявляти негативні тенденції у зміні технічного стану основних систем і вузлів, рівномірно розподіляти навантаження між циліндрами та підтримувати оптимальний режим роботи двигуна в цілому [1, 2]. В контексті оцінювання енергоефективності параметричне діагностування набуває додаткового значення: воно є єдиним інструментом, що дозволяє отримати уточнені термодинамічні характеристики робочого процесу безпосередньо в умовах експлуатації – на противагу усередненим паспортним показникам, які не відображають фактичного стану двигуна.

**Метою роботи** є обґрунтування методики комплексного параметричного діагностування суднових дизелів на базі портативної системи DEPAS, що забезпечує одночасне виявлення дефектів циліндрів і обслуговуючих систем та формування уточнених навантажувальних характеристик для коректного розрахунку експлуатаційних показників енергоефективності судна.

Контроль технічного стану суднових дизелів традиційно здійснюється шляхом аналізу індикаторних діаграм на ділянках стиснення та згоряння, а також за відхиленнями основних параметрів робочого процесу: максимального тиску



згоряння  $P_{\max}$ , тиску кінця стиснення  $P_{\text{comp}}$ , середнього індикаторного тиску  $MIP$ , індикаторної потужності  $N_i$ , тиску кута початку згоряння та інших від еталонних значень [1, 2]. Розвиток портативних діагностичних систем типу DEPAS, IMES, Premet, LEMAG уможливив синхронну реєстрацію індикаторних і вібраційних діаграм у функції кута повороту колінчастого вала, що суттєво розширило можливості локалізації першопричин дефектів [3]. Водночас питання використання результатів діагностування для побудови уточнених енергетичних характеристик і розрахунку експлуатаційних показників енергоефективності суден EEOI залишається недостатньо розробленим у науковій літературі, зокрема стосовно суден внутрішнього плавання [4].

Відомо, що індекс енергоефективності EEOI у загальному вигляді відповідно до принципів, що застосовуються Міжнародною морською організацією ІМО для морських суден, може бути оцінений за формулою:

$$EEOI = \frac{N_e \cdot SFC \cdot C_F}{Dw \cdot v} \quad (1)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність головного двигуна (ГД), кВт;

$SFC$  – питома витрата палива, г/(кВт·г);

$C_F$  – коефіцієнт викидів  $CO_2$  (безрозмірний конверсійний фактор між споживанням палива і викидом  $CO_2$ ),  $C_F = T_{CO_2} / T_{\text{палива}}$  ;

$Dw$  – дедвейт, т;

$v$  – швидкість судна, км/год.

Чисельник в цій формулі являє собою викиди  $CO_2$ , г, а знаменник – транспортну роботу, т·км.

Методика параметричного діагностування суднових дизелів передбачає встановлення датчика тиску на індикаторний кран після його попереднього продування. Вібродатчик послідовно розміщується у трьох характерних точках: на торці форсунки, на відсічці паливного насоса високого тиску (ПНВТ) та, за потреби, на кришці циліндра. У кожному положенні датчика синхронно реєструються індикаторна та вібраційна діаграми. Паралельний аналіз обох діаграм дозволяє визначити затримку самозаймання палива та встановити розбіжність між геометричними і фактичними фазами паливоподачі, що є цінною діагностичною інформацією для локалізації першопричини дефекту. Підхід є особливо ефективним при діагностуванні паливної апаратури високого тиску та клапанів газорозподілу.

Апробацію методики здійснено на головному двигуні SKL типу 6VDS 48/42 AL-2 (NVD48) із застосуванням системи DEPAS D4.0H. На вібродіаграмі циліндра №1 ідентифікуються характерні імпульси: закриття впускних клапанів (intake valves), підйом і посадка голки форсунки (needle up / needle down), закриття випускних клапанів (exhaust valves). У результаті діагностування зафіксовано роздвоєння імпульсу exhaust valves, тобто ознаку асинхронної роботи випускних клапанів внаслідок розбалансування траверси їх приводу. Несинхронне

закриття клапанів спричиняє нерівномірне зношування сідел і тарілок, погіршення якості газообміну та зниження індикаторної потужності циліндра з відповідним зростанням питомої ефективної витрати палива. Цей дефект не відображався у відхиленні середніх термодинамічних параметрів і міг бути виявлений виключно за формою вібродіаграми.

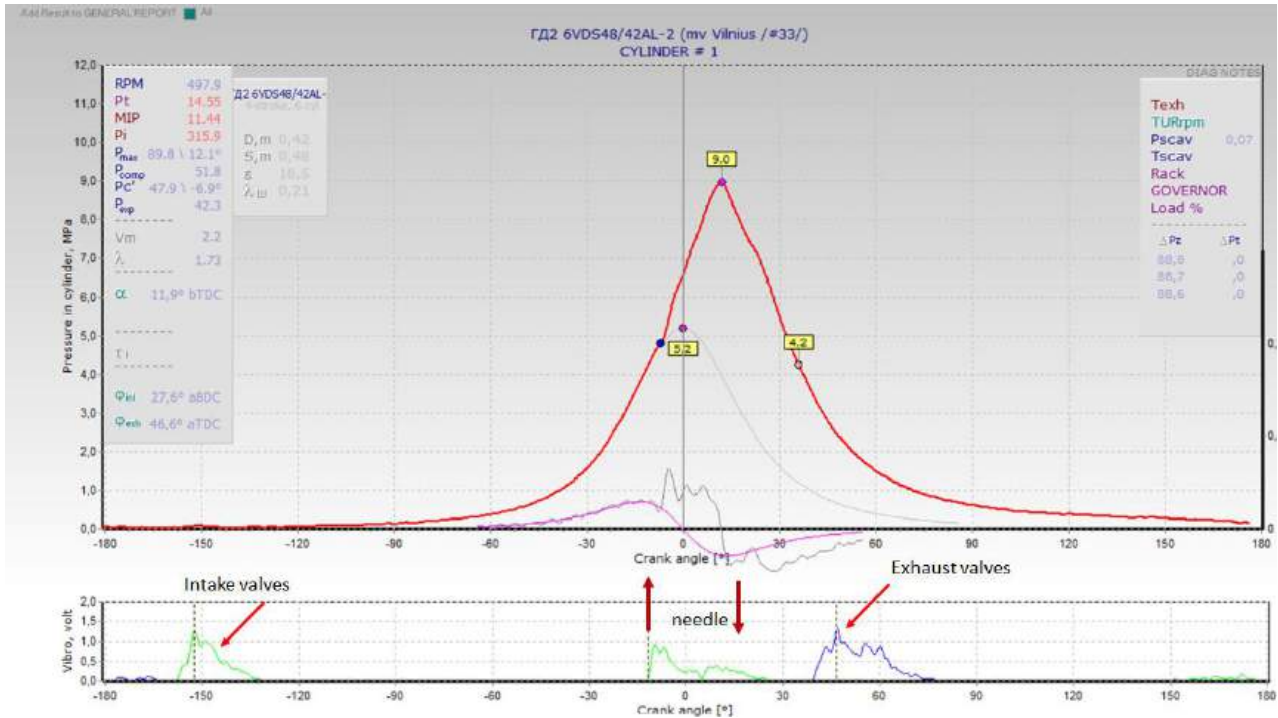


Рис. 1 – Індикаторна та вібраційна діаграми циліндра №1 головного двигуна SKL NVD48 (6VDS 48/42 AL-2) [9]

На рис. 2 наведено зведений звіт (general report) системи діагностування DEPAS D4.0H, що містить комплексну інформацію про технічний стан усіх циліндрів двигуна SKL типу 6VDS 48/42. Звіт структурно поділено на декілька секцій. У верхній секції розміщено індикаторні діаграми  $P(\varphi)$  для всіх циліндрів, суміщені в єдиній системі координат зі зміщенням по осі абсцис для наочного візуального порівняння. Таке представлення дозволяє оперативно оцінити рівномірність розподілу навантаження між циліндрами та виявити відхилення у протіканні робочого процесу окремих циліндрів. На рис. 2 червоним і сірим кольором виділено діаграми 1-го та 6-го циліндрів, для яких зафіксовано відхилення максимального тиску згоряння  $P_{max}$  від середнього значення по всіх циліндрах понад 3,5 %.

На підставі статистично оброблених результатів діагностичних вимірювань будуються уточнені навантажувальні характеристики головного двигуна – залежності питомої ефективної витрати палива SFC від ефективної потужності  $N_e$  та частоти обертання колінчастого вала  $n$ , що відображають фактичний технічний стан двигуна у конкретних умовах експлуатації. Такі характеристики суттєво відрізняються від паспортних заводських даних, оскільки враховують ступінь



зношення та поточний технічний стан двигуна, режими часткового навантаження, характерні для річкового судноплавства, а також вплив якості застосованого палива й умов технічного обслуговування. Отримані уточнені характеристики слугують вхідними даними для розрахунку показників енергоефективності.

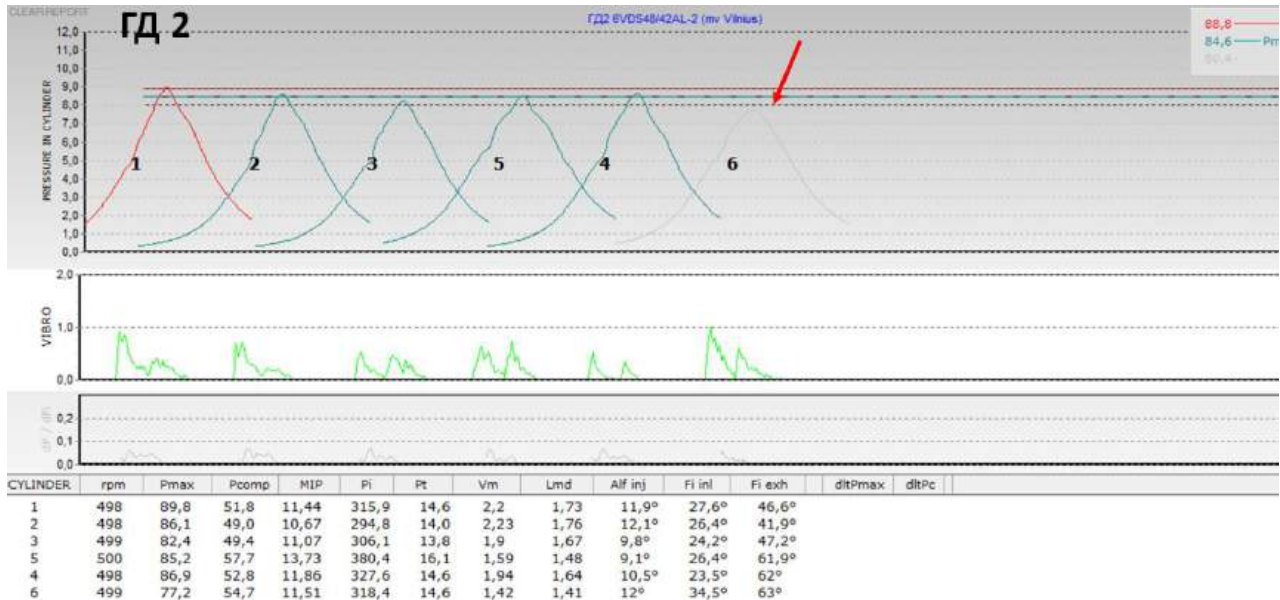


Рис. 2 – Експериментальні дані діагностування  
головного двигуна SKL NVD48 (6VDS 48/42 AL-2) [9]

**Висновки.** Параметричне діагностування із застосуванням системи DEPAS D4.0H забезпечує комплексне розв'язання двох взаємопов'язаних задач: раннє виявлення дефектів циліндрів і обслуговуючих систем та отримання уточнених термодинамічних характеристик для об'єктивного оцінювання показників енергоефективності.

#### Перелік посилань

1. Methods of real-time parametric diagnostics for marine diesel engines [Text] / R. Varbanets, D. Minchev, Y. Kucherenko [et al.] // *Polish Maritime Research*. – 2024. – Vol. 31, no. 3. – P. 71 – 84. doi: <https://doi.org/10.2478/pomr-2024-0037>.
2. Параметрична діагностика судових дизельних двигунів в режимі реального часу [Текст] / Р. А. Варбанець, Д. С. Мінчев, Ю. М. Кучеренко, В. І. Залож // *Двигуни внутрішнього згоряння*. – 2024. – Вип. 1. – С. 69–75. doi: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2024.1.09>.
3. Залож, В. І. Аналіз циклової нерівномірності для судових дизельних двигунів в режимі реального часу [Текст] / В. І. Залож, Р. А. Варбанець, Д. С. Мінчев // *Водний транспорт : збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій*. – 2025. – Вип. 1 (42). – С. 37–45. doi: <https://doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.06>.
4. Суворов, П. С. Деякі питання оцінки енергоефективності суден в умовах енергетичного переходу у внутрішньому судноплавстві [Текст] / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. І. Залож // *Двигуни внутрішнього згоряння*. – 2023. – Вип. 2. – С. 37–45. doi: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2023.2.05>.



## МОНІТОРИНГ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ ЯК ДЖЕРЕЛО УТОЧНЕНИХ ДАНИХ ПРО ЕФЕКТИВНУ ПОТУЖНІСТЬ ДУНАЙСЬКИХ ШТОВХАЧІВ

*Т. В. Тарасенко*

*Дунайський інститут*

*Національного університету «Одеська морська академія»*

**Вступ.** Достовірне визначення ефективної потужності на гребних валах  $N_e$  є ключовим елементом енергетичного аудиту річкових штовхачів і верифікації гідродинамічних моделей опору. Однак у рейсових умовах експлуатації на Дунаї пряме інструментальне вимірювання сумарного опору  $R$  або потужності  $N_e$  практично неможливе. Тензометричні муфти на гребних валах, що стандартно встановлюються на нових морських суднах для верифікації EEDI, на штовхачах внутрішнього плавання відсутні, а наявні судові лаги (акустичні доплерівські та електромагнітні) у річкових умовах не забезпечують точності, прийнятної для наукових цілей. Це обумовлює актуальність пошуку альтернативного, опосередкованого джерела даних про  $N_e$ .

**Аналіз обмежень прямих вимірювань.** Виявлено три взаємопов'язані групи факторів, що знижують точність штатних вимірювальних засобів.

*1. Нормативні обмеження лагів.* Згідно зі стандартом ІМО MSC.96(72), гранична похибка лагів становить до 2 % від пройденого шляху на годину, причому ця характеристика гарантується лише за глибини понад 3 м під кілем [1, 2]. На значних відтинках Дунаю, особливо за умов низьких рівнів води сезону 2022 р. та аналогічних, ця умова систематично порушується. Фактична похибка зростає поза нормативні межі через спотворення поля швидкостей під корпусом і вплив відбиття від дна на акустичні сигнали.

*2. Експлуатаційна точність лагів.* Натурні випробування на контейнеровозі 1800 TEU, оснащеному одночасно шістьма лагами різних типів, показали, що швидкість через воду систематично не корелює з очікуваною залежністю від поглинутої потужності гребних гвинтів через вплив обростання корпусу, дрейфу, осадки та диференту. Імовірнісний аналіз методом Монте-Карло [3] підтверджує: лаги визнаються одним з найменш точних вимірювальних приладів на борту судна. Кубічна залежність потужності від швидкості означає, що похибка швидкості 2–5 % переходить у похибку потужності 6–15 % відповідно.

*3. Специфічні дунайські фактори.* Для досліджуваного судна з караваном барж до загальних факторів додаються: значна неоднорідність поля течій (зміна швидкості як по довжині рейсу, так і по перетину русла), сильна аерація потоку гвинтами штовхача, гідравлічні збурення за караваном і складна геометрія потоку, що ускладнюють як пряме відновлення опору, так і коректне розділення компонент швидкості «через воду» та «над ґрунтом».



**Запропонований підхід.** З огляду на зазначене, у роботі замість прямого вимірювання запропоновано використати параметричну діагностику робочого процесу головних двигунів як опосередковане джерело даних про індикаторну та ефективну потужність [4]. Суть підходу полягає в тому, що за часовими діаграмами тиску в циліндрах, параметрами впорскування палива, температурами та віброакустичними сигналами визначаються:

- індикаторна потужність двигунів  $N_i$ ;
- механічні втрати в кривошипно-шатунному механізмі та допоміжних агрегатах;
- ефективний ККД двигуна  $\eta_e$ , що характеризує перехід від індикаторної потужності до ефективної.

Тоді ефективна потужність на гребних валах подається у вигляді:

$$N_{sh} = N_i \cdot \eta_e \cdot \eta_s, \quad (1)$$

де  $\eta_s$  – ККД валопроводу, а величини  $N_i$  та  $\eta_e$  обчислюються за результатами параметричної діагностики.

**Аналітична синхронізація даних моніторингу.** Ключовим елементом методики є аналітична синхронізація різнорідних рядів вимірювань: тиску в циліндрах, обертів валу, витрати палива, положення органів керування, параметрів навколишнього середовища та режимів руху каравану. Це дозволяє будувати узгоджені часові ряди  $N_e(t)$ ,  $N_i(t)$ ,  $b_e(t)$ , що відображають фактичні режими роботи головної енергетичної установки (ГЕУ) протягом усього рейсу.

**Практичне застосування результатів діагностики.** Отримані часові ряди використовуються для трьох взаємопов'язаних задач:

- перевірки й уточнення гідродинамічної моделі через енергетичний баланс на валах, що дозволяє калібрувати поправочні коефіцієнти до коефіцієнта опору та коефіцієнта взаємодії корпус–гвинт у специфічних дунайських умовах;
- побудови емпіричних залежностей питомої витрати палива  $b_e$  як функції ефективної потужності та режиму роботи з урахуванням реальних перехідних процесів, що неможливо отримати з паспортних характеристик;
- ідентифікації неусталених режимів роботи ГЕУ – частих змін навантаження та роботи в зонах підвищеної питомої витрати палива, характерних для каравану, що рухається через шлюзи, мости та ділянки з обмеженою глибиною.

**Висновки.** Параметрична діагностика робочого процесу головних двигунів виконує роль методичного «містка» між гідродинамічною моделлю опору каравану та фактично реалізованим режимом роботи двигунів на конкретних



штовхачах. На відміну від прямих вимірювань, цей підхід не залежить від точності суднових лагів, не вимагає монтажу тензометричних муфт і дозволяє отримувати достовірні дані про  $N_e$  безпосередньо з аналізу робочого процесу ГЕУ. Запропонована методика придатна для побудови моделей енергоефективності річкових штовхачів та оптимізації режимів роботи каравану в реальних умовах експлуатації Дунаю.

#### Перелік посилань

1. IMO MSC.96(72). Adoption of the revised performance standards for devices to indicate speed and distance [Text]. – 2000. – 6 p.
2. Hasselaar, T. W. F. Speed Through Water measurement on ships in service [Electronic resurs] / T. W. F. Hasselaar // Green Ship Technology Conference (GST 2015), Copenhagen, March 2015. – 11 p. Available et: [https://www.researchgate.net/publication/381321018\\_Speed\\_Through\\_Water\\_measurement\\_on\\_ships\\_in\\_service#fullTextFileContent](https://www.researchgate.net/publication/381321018_Speed_Through_Water_measurement_on_ships_in_service#fullTextFileContent) (дата звернення: 05.05.2026).
3. Dalheim, Ø. Ø. Uncertainty in the real-time estimation of ship speed through water [Text] / Ø. Ø. Dalheim, S. Steen // Ocean Engineering. – 2021. – Vol. 235. – 14 p. doi: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109423>.
4. Methods of real-time parametric diagnostics for marine diesel engines [Text] / R. Varbanets, D. Minchev, Y. Kucherenko [et al.] // Polish Maritime Research. – 2024. – Vol. 31, no. 3. – P. 71 – 84. doi: <https://doi.org/10.2478/pomr-2024-0037>.



## Технологія виробництва двигунів

### АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ ЗМІЦНЕННЯ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИМИ ПОКРИТТЯМИ

*О. В. Довженко, І. О. Рябенков, Ю. В. Широкий*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасні тенденції в галузі високопродуктивної механічної обробки вимагають створення РІ, здатного ефективно працювати в умовах динамічних і ударних навантажень, високих температур та інтенсивного зношування. В роботі було зроблено аналіз сучасних методів зміцнення РІ з метою визначення ефективності їх застосування в тих чи інших випадках.

#### 1 Ефективність вітчизняного досвіду зміцнення різального інструменту

**1.1** Вітчизняна школа інструментального виробництва (зокрема напрацювання «ХАІ») довела, що вибір складу покриття має критичне значення для обробки специфічних груп сталей. На відміну від стандартного нанесення покриттів, вітчизняна школа базується на створенні градієнтно-модифікованого поверхневого шару, головним здобутком є розробка концепції адгезійної пасивності та термодинамічної стабільності шарів, що дозволяє точно підбирати покриття під конкретну групу важкооброблюваних матеріалів [1].

**1.2** Ключові аспекти вибору покриттів за функціональним призначенням та головні аспекти ефективності під час обробки заготовок з важкооброблюваних сталей та сплавів [10]:

- для теплостійких сталей найбільш дієвими визначено покриття (Ti-Cr)N та ZrN, створюють бар'єр від зносу при високих швидкостях різання;
- для корозійностійких сталей доцільно додавати оксидні шари ( $Al_2O_3$  та  $SiO_2$ ), які забезпечують захист від хімічного руйнування різальної кромки;
- покриття на основі цирконію мають підвищену опірність до пластичної деформації, у комбінації з підшаром чистого цирконію (ZrN+Zr) демонструють вищу в'язкість руйнування, що важливо під час фрезерування;
- ефективність систем типу HfN+ZrN+ Лмод (легуюча модифікація) полягає у ефекті блокування тріщин що дозволяє використовувати інструмент довше навіть у критичних режимах;
- нанокмпозитні структури типу nc-TiN/a-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> дозволяють досягти твердості 40-50ГПа, перевищуючи показники стандартних покриттів;
- системи на основі TiAlN з додаванням ванадію або молібдену пристосовуються до умов різання, при нагріванні в зоні різання ці утворюються оксиди, які діють як рідке мастило саме в момент навантаження;



- багат шарові покриття з верхнім шаром  $\text{MoS}_2$  або алмазоподібного вуглецевого покриття дозволяють працювати без змащувальних матеріалів, що екологічно та усуває термічний удар на ріжучу кромку;
- створення градієнтних шарів де склад плавно змінюється від основи до поверхні, усуває внутрішні напруження та блокує розтріскування, забезпечуючи максимальну адгезію та рівномірний розподіл теплових потоків.

**1.3** Застосування описаних технологій в авіакосмічній галузі, забезпечує комплексний ефект при обробці після термічної обробки заготовок [2]:

- економічний - збільшення періоду стійкості інструменту (від 1,5 до 4 разів);
- продуктивний - підвищення швидкості різання без втрати якості поверхні;
- якісний - зниження шорсткості обробленої деталі.

Таблиця 1 – Порівняльна характеристика функціональних покриттів PI

Тип покриття	Ключові властивості	Область застосування	Ефект від впровадження
(Ti-Cr)N / ZrN	Висока адгезійна пасивність, бар'єрна стійкість	Теплостійкі хромисті та хромомолібденові сталі	Блокування дифузійного зносу при високих температурах
$\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{SiO}_2$	Хімічна інертність, стійкість до окислення	Корозійностійкі та кислотостійкі сталі	Захист від хімічного руйнування різальної кромки
ZrN + Zr (шарувате)	Підвищена в'язкість руйнування, демпфування	Переривчасте різання, торцеве фрезерування	Запобігання відколам при ударних навантаженнях
nc-TiN / a-Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	Надтвердість (40–50 ГПа), нанокмпозитна структура	Високошвидкісна обробка надтвердих матеріалів	Максимальна зносостійкість, блокування мікротріщин
TiAlN + V / MO	Адаптивність, самозмашування (фази Магнелі)	Робота при пікових термічних навантаженнях	Зниження тертя за рахунок утворення рідкого мастила
$\text{MoS}_2$ / DLC	Низький коефіцієнт тертя, антипригарні властивості	«Сухе» різання (без MOP), обробка в'язких сплавів	Екологічність, усунення термічного удару на інструмент

## 2 Глобальні тренди від світових лідерів інструментальної індустрії

**2.1** Зараз у світі є велика кількість компаній з виробництва та продажу PI з покриттям. Серед них такі компанії як «Korloy», «Kyocera», «Sandvik», «Iscar», «Seco», «Mitsubishi», «Hitachi», «Toshiba». Зростання попиту на PI із захисним покриттям зумовлене його високою зносостійкістю та унікальними властивостями для високоефективної обробки не лише конструкційних сталей, а й нержавіючих сталей, чавунів, а також важкооброблюваних жаростійких матеріалів на високих швидкостях різання.

Аналіз стратегій розвитку та актуальних каталогів провідних компаній дозволяє виділити два домінуючі вектори: перехід від монолітних до



функціонально-градієнтних багатошарових структур та впровадження нанотехнологій для досягнення екстремальних показників твердості.

**2.2** Світові лідери використовують концепцію «сендвіча» де кожна зона покриття виконує критично важливу функцію:

- нижній шар на основі сполук титану або хрому, забезпечує максимальну адгезію, нівелюючи різницю в коефіцієнтах термічного розширення;
- середні шари складаються з десятків або сотень чергових шарів (TiN/TiAlN або TiN/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) де один шар відповідає за високу твердість, а інший за в'язкість;
- зовнішній шар для захисту від перегріву та зменшення тертя.

**2.3** Перспективним напрямком, який впроваджують компанії «Mitsubishi» та «ISCAR», є наноструктурування, коли шари товщиною в декілька нанометрів створюють умови для квантово-розмірного ефекту підвищуючи міцність, та нанокомпозитів з нанокристалів (TiN або AlTiN) замуrowаних в аморфну матрицю (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>), досягається твердість 45-50ГПа, роблячи інструмент для високошвидкісної обробки загартованих сталей.

Світові лідери все частіше віддають перевагу технології HiPIMS, яка на відміну від традиційного PVD-процесу забезпечує надвисоку щільність покриття та майже повну відсутність мікропор та крапельної фази, що робить поверхню ідеально гладкою; а також покращену стійкість різальної кромки коли покриття рівномірно лягає на гострі кромки без їхнього закруглення, що важливо для чистової обробки.

**2.4** Для порівняльного аналізу марок покриттів від світових лідерів, проведено аналіз топових серій інструментів:

- еталоном технології пост-обробки покриття є серія SUMO TEC від компанії «Iscar» [6], де використовується спеціальне шліфування поверхні після нанесення PVD-шару, усуваються мікрокраплі та внутрішні напруження і поверхня стає ідеально гладкою, мінімізується тертя, знижується температура в зоні різання та підвищується стійкість. Марка IC808 (PVD-TiAlN) є ідеальною для обробки жаростійких сплавів, що корелює з рекомендаціями щодо ZrN;
- корейський виробник «Korloy» із серією Gold-Duty (PC9530/PC5300) робить ставку на багатошарову наноструктуру, використовує чергування шарів TiAlN та TiN з надтонкою структурою [7]. Серія PC9530 спеціально розроблена для нержавіючих сталей, поєднує високу твердість поверхні з надзвичайною в'язкістю підкладки, що створює високу опірність адгезійному зносу та «викришуванню» кромки при переривчастому різанні;
- шведська компанія «Sandvik» з технологією Inveio здійснила прорив у напрямленій орієнтації кристалів. У покритті Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> всі кристали орієнтовані в одному напрямку до оброблюваної деталі, створюється щільний тепловий бар'єр і тепло відводиться у стружку, а не в інструмент що дозволяє працювати на швидкостях, які раніше вважалися критичними для твердих сплавів;



- японські інженери компанії «Mitsubishi» у серії Miracle Sigma [8] реалізували концепцію складнолегованих нітридів за рахунок додавання хрому до базової системи, надається стійкість до окислення та зносу при екстремально високих температурах. Покриття MP9015 демонструє стабільність при обробці важкооброблюваних матеріалів, де звичайні TiN-покриття виходять з ладу.

Впровадження цих глобальних трендів дозволяє реалізувати концепцію «інтелектуального інструменту», здатного самостійно адаптуватися до змін температури та навантаження в зоні різання.

Таблиця 2 – Порівняльна таблиця брендів

Бренд	Марка	Ключова інновація	Головна перевага
ISCAR	Sumo Tec	Пост-обробка поверхні	Мінімальне тертя та нагрів
KORLOY	Gold-Duty	Нано-ламінатні шари	Стійкість до зколів та тріщин
SANDVIK	Inveio	Орієнтація кристалів	Високий термобар'єр
MITSUBISHI	Miracle Sigma	Легування хромом (Cr)	Опір окисленню

### Висновки:

Сучасний етап розвитку інструментального виробництва характеризується переходом від створення простих захисних шарів до проектування інтелектуальних багатофункціональних систем.

1. Підтверджено тезу вітчизняної школи про те, що ефективність РІ залежить не від універсальності покриття, а від його адгезійної пасивності до конкретного матеріалу заготовки, раціонально використовувати нітриди цирконію та хрому для обробки теплостійких та корозійностійких сталей.
2. Впровадження нанокомпозитів дозволяє подолати межу твердості стандартних матеріалів, досягаючи показників 40-50 ГПа, підвищується зносостійкість, блокується розвиток мікротріщин, що є критично важливим для авіаційної промисловості.
3. Глобальні тренди від лідерів ринку демонструють перехід до адаптивних покриттів, створення теплових бар'єрів та ефекту самозмашування переходячи до високошвидкісної та «сухої» обробки.
4. Застосування описаних технологій забезпечує стабільне підвищення стійкості РІ в 1.5-4рази, що впливає на зниження собівартості та підвищення якості фінішних операцій при виготовленні відповідальних деталей.

### Перелік посилань

1. Костюк, Г. І. Ефективний різальний інструмент з покриттям та зміцненим шаром. Довідник [Текст] / Г. І. Костюк . – Х.: Антіква, 2003. – 412 с.
2. Богуслаєв, В. О. Технологічне забезпечення експлуатаційних характеристик деталей ГТД [Текст] / В. О. Богуслаєв // Високі технології в машинобудуванні. – Запоріжжя : Мотор Січ, 2013. – 450 с.
3. Musil, J. Hard nanostructured coatings with structural flexibility [Text] / J. Musil // *Surface and Coatings Technology*. – 2013. – Vol. 236. – P. 196–206.



4. Sanjiv, K. The effect of solid lubricants on tool performance during drilling [Text] / K. Sanjiv, S. Hickman, J. Wallbank // *Teer Coatings LTD & University of Warwick*. – 2006. – 45 p.
5. Aigbodion, V. S. Hard coatings for cutting tool [Text] : A review / V. S. Aigbodion // *Journal of Mechanical Engineering and Technology*. – 2019. – Vol. 11, Iss. 2. – P. 1–15.
6. ISCAR. Milling and Turning Tools Catalog. Innovative Sumo Tec Technology [Electronic resource]. – 2024. – Available et: <https://www.iscar.com>.
7. Korloy Inc. New Grade Series for Stainless Steel Machining: Gold-Duty PC9530 [Text]. Product Review. – 2023. – 6 p.
8. Mitsubishi Materials. Miracle Sigma: High-performance coatings for heat resistant alloys [Text]. – 2024. – 8 p.
9. Костюк, Г. І. Про аномально високу мікротвердість шарів з одно- та багатокомпонентних покриттів з нітридів, карбідів та карбонітридів металів [Текст] / Г. І. Костюк // *Вісті Академії інженерних наук*. – 2006. – №3 (30). – С. 222-231.
10. Костюк, Г. І. Трибологічні властивості алмазоподібних вуглецевих покриттів та можливі сфери їх застосування [Текст] / Г. І. Костюк // *Вісті Академії інженерних наук*. – 2006. – №3 (30). – С. 241-245.

## ІМПУЛЬСНА ЛАЗЕРНА ОБРОБКА ЯК ЕФЕКТИВНИЙ МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ПОКРИТТІВ

*О. Д. Семененко, Д. І. Безпалов, Ю. В. Широкий*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасний рівень розвитку лазерної техніки дозволяє розглядати лазерну обробку як один із найбільш перспективних методів впливу на поверхневі шари інструментальних матеріалів. Особливу увагу приділяють використанню лазерного випромінювання для зміцнення зносостійких покриттів.

На рис. 1 показано процес лазерного впливу на пластину різального інструмента. Лазерне випромінювання, сформоване оптичною системою, фокусується на обмеженій ділянці поверхні, утворюючи зону локального теплового навантаження з високою щільністю потужності. У результаті поглинання енергії в приповерхневому шарі матеріалу виникає інтенсивний нагрів, що спричиняє формування температурного градієнта, спрямованого від поверхні вглиб пластини [1].

Пластина різального інструмента розглядається як багатошарова композиція, що складається з функціонального покриття та основного матеріалу. На межі розділу шарів відбувається перерозподіл теплових потоків відповідно до їхніх теплофізичних властивостей. Відведення тепла забезпечується теплопровідністю в об'єм матеріалу та конвективним теплообміном із навколишнім середовищем. Схема також відображає геометричні параметри лазерної обробки, зокрема діаметр лазерної плями, систему координат, орієнтацію пластини та напрям поширення теплових потоків, що дозволяє використовувати її як основу для постановки теплофізичної задачі та аналізу температурного поля.

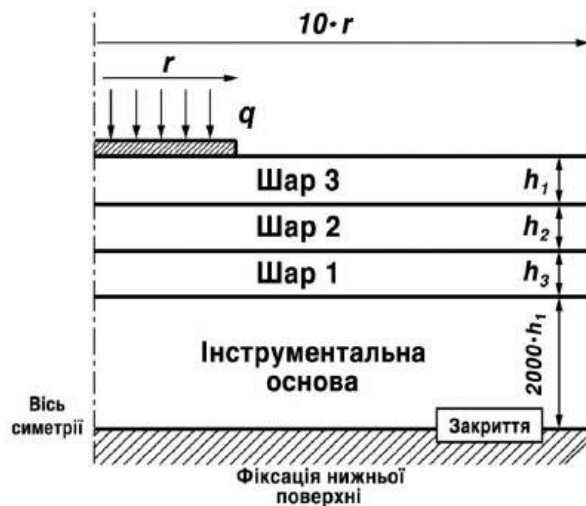


Рис. 1 – Схема лазерного впливу на пластину різального інструмента

Імпульсна лазерна обробка змінює кристалічну будову покриттів. Відбувається зменшення параметра кристалічної ґратки, що свідчить про її ущільнення. Зі зростанням щільності потужності спостерігається викривлення ґратки, розорієнтація мікрооб'ємів і зниження інтенсивності дифракційних ліній, що супроводжується зменшенням залишкових стискуючих напружень. Останнє пояснюється релаксацією напруженого стану на межі «покриття–інструментальна основа» внаслідок теплового впливу лазера.

Зміни мікроструктури безпосередньо впливають на механічні властивості покриттів. Зокрема, мікротвердість зростає в середньому на 10–16% залежно від складу. Паралельно підвищується адгезійна міцність покриття, що пов'язано зі зменшенням внутрішніх напружень. Проте при перевищенні оптимальних режимів обробки можливі негативні явища, такі як оплавлення швидкорізальної сталі або утворення тріщин у твердих сплавах, що призводить до погіршення властивостей інструмента [2].

Оптимальні режими імпульсної лазерної обробки забезпечують зниження інтенсивності зношування інструмента. Встановлено, що значення щільності потужності, при яких досягається мінімальний знос, після лазерної обробки зменшуються у 1,5–1,9 рази залежно від складу покриття та умов різання. Крім того, лазерна обробка впливає на контактні характеристики процесу різання, змінюючи умови взаємодії інструмента з оброблюваним матеріалом.

Незважаючи на значні переваги, застосування імпульсної лазерної обробки потребує вирішення низки науково-технічних задач. Вибір технологічних режимів здебільшого здійснюється експериментальним шляхом, що ускладнює оптимізацію процесу. Також недостатньо дослідженими залишаються питання поведінки багат шарових покриттів після лазерної обробки, закономірності контактних процесів і механізмів зношування, а також визначення раціональних областей застосування інструментів, модифікованих таким способом.

Отже, імпульсна лазерна обробка є ефективним методом підвищення зносостійкості інструментальних покриттів і покращення експлуатаційних характеристик ріжучого інструмента. Водночас подальший розвиток цього напрямку пов'язаний із необхідністю створення комплексних моделей процесу,



оптимізації технологічних параметрів та розширення номенклатури досліджуваних матеріалів і покриттів.

### Перелік посилань

1. Підвищення ефективності деталей машин та різального інструменту комбінованими методами обробки [Текст] / Ю. В. Широкий, Ю. О. Сисоєв, О. Д. Семененко, О. В. Торосян // Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – 2025. – № 106. – С. 84–107.
2. Широкий, Ю. В. Визначення технологічних параметрів лазерного випромінювання для отримання субмікро- та наноструктур у зміцнювальних покриттях на сталях [Текст] / Ю. В. Широкий, Ю. О. Сисоєв, Т. О. Постельник // Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – 2023. – № 98. – С. 77–90.

## ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ МІКРОСТРУКТУРИ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПОКРИТТІВ З КОМПОЗИЦІЙНИХ ПОРОШКІВ

*А. І. Сергієнко, Н. В. Савченко, О. В. Шорінов, А. О. Волков*

*Національний аерокосмічний університет*

*«Харківський авіаційний інститут»*

Розвиток сучасного машинобудування вимагає створення захисних шарів із високим рівнем експлуатаційних характеристик. Особливу увагу привертає метод холодного газодинамічного напилення, де збереження фазового складу вихідних матеріалів є критично важливим. На відміну від високотемпературних методів, тут вдається уникнути небажаного окислення металів або декарбонізації карбідів [1]. Це робить дослідження процесів формування композиційних шарів на основі пластичних металів із твердими керамічними включеннями надзвичайно актуальним завданням.

В результаті проведеної роботи нами було отримано композиційні покриття, де матрицею виступали порошки алюмінію та нікелю. Як зміцнювальну фазу у різних пропорціях використовували оксиди алюмінію ( $Al_2O_3$ ), а також карбіди кремнію (SiC), вольфраму (WC) та бору ( $B_4C$ ).

Процес формування мікроструктури таких покриттів протікає переважно у твердій фазі. Примітно, що ключову роль тут відіграє інтенсивна пластична деформація металевих частинок та механічне зачеплення твердих включень у матриці. У момент зіткнення на надзвукових швидкостях виникає адіабатична зсувна нестійкість. Саме вона забезпечує надійний зв'язок на межах металевих частинок [2].

Варто зауважити, що додавання керамічної складової не лише зміцнює шар, а й сприяє очищенню поверхні від оксидних плівок. Це суттєво покращує адгезію першого шару з основою. Тверді частинки додатково створюють ефект ущільнення (так званий «reening effect»), що призводить до деформаційного зміцнення матриці. Як наслідок – формується щільна мікроструктура з мінімальною пористістю [3].



Важливою особливістю, яку було виявлено під час аналізу, є фрагментація зміцнювальної фази. Через свою крихкість частинки карбідів та оксидів часто руйнуються при ударі. У структурі вони розподіляються нерівномірно: як у вигляді цілих включень, так і у формі дрібних фрагментів. Однак існує певна складність. Фактичний вміст кераміки в отриманих покриттях зазвичай є значно нижчим за її частку у вихідній суміші. Це пояснюється обмеженою деформованістю твердих частинок, що призводить до їхнього відбивання від поверхні. Ефективність утримання фази безпосередньо залежить від властивостей порошків та їх масового співвідношення.

Введення твердих оксидів та карбідів до складу металевих порошків дозволяє повною мірою реалізувати потенціал дисперсного зміцнення при холодному газодинамічному напиленні. Такий підхід забезпечує якісний стрибок у характеристиках: мікротвердість та зносостійкість отриманих композиційних шарів зростають у рази, якщо порівнювати їх із чистими металевими аналогами. При цьому за рахунок щільної безпорової структури матеріал зберігає високу опірність корозійним процесам.

#### Перелік посилань

1. A comparative review on cold sprayed cermet coatings and their applications in high temperature corrosion, oxidation and wear resistance [Text] / J. Selvaraj, K. Balakrishnan, K. Raja [et al.] // Results in Surfaces and Interfaces. – 2025. – Vol 20. – P.100589
2. Cold spray coating: review of material systems and future perspectives / A. Moridi, S. M. Hassani-Gangaraj [et al.] // Surface Engineering. – 2014. – Vol 30, no. 6. – P. 369-395.
3. Microstructure Analysis of Cold Sprayed Nickel-based Silicon Carbide Composite Coatings / X. Li, L. Xu, H. Ju [et al.] // International Core Journal of Engineering. – 2024. – Vol 10, no. 8. – P. 64-70

### КОНСТРУКЦІЯ ПЛАЗМОВОГО ДЖЕРЕЛА, ПРАЦЮЮЧОГО В РЕЖИМАХ ВАКУУМНО-ДУГОВОГО І МАГНЕТРОННОГО РОЗРЯДІВ

*Ю. О. Сисоєв, А. С. Сорока, Е. В. Торосян*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

В роботі подано конструкцію і принцип дії розробленого імпульсного плазмового джерела, яке може працювати як імпульсне вакуумне дугове джерело плазми [1], так і імпульсна магнетрона розпилювальна система [2] (рис. 1).

Досягається перехід у другий режим роботи розробленого плазмового джерела зміною конфігурації магнітного поля в обсязі джерела плазми іншим порядком спрацьовування пускових інжекторів плазми і енергій, що вкладаються в пускові розряди, а також іншими напругами живлення, які подаються на основні електроди джерела. Така особливість запропонованого плазмового джерела значною мірою спрощує конструкцію іонно-плазмових установок при реалізації



гібридних (комбінованих) технологій отримання покриттів різного призначення на виробках [3-5].

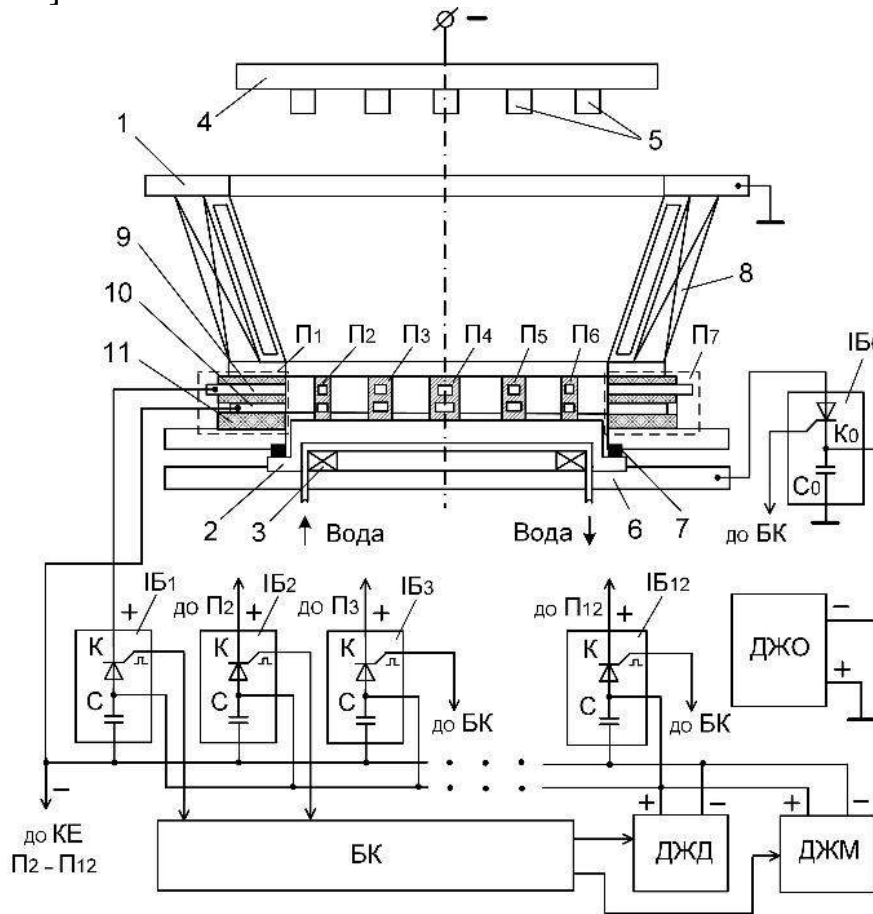


Рис. 1 – Конструкція дворежимного імпульсного плазмового джерела зі схемою його живлення: 1 – анод; 2 – катод; 3 – соленоїд; 4 – тримач підкладки; 5 – вироби, що оброблюються; 6 – фланець; 7 – ізолятор; 8 – соленоїд; 9,10 – електроди пускового інжектора; 11 – керамічний корпус інжектора; П<sub>1</sub>...П<sub>12</sub> – пускові плазмові інжектори; ІБ<sub>0</sub> – блок живлення основного імпульсного розряду між анодом і катодом; ІБ<sub>1</sub> – ІБ<sub>12</sub> – блоки живлення плазмових інжекторів (показані умовно); ДЖО, ДЖД і ДЖМ – джерела живлення; БК – блок керування; КЕ – катодний електрод пускового інжектора.

Практичні випробування дворежимного імпульсного плазмового джерела в гібридній технології нанесення покриттів, коли на першому етапі (іонного очищення) застосовувався вакуумно-дуговий режим роботи плазмового джерела, а на другому етапі (безпосередньо нанесенні покриття) – магнетронний режим роботи джерела, показали, що сформовані покриття мають високу адгезію до основи і в них відсутні мікрочастинки матеріалу катода, що свідчить про високу якості отриманих покриттів.

#### Перелік посилань

1. Вакуумная дуга: источники плазмы, осаждение покрытий, поверхностное модифицирование [Текст] / И. И. Аксенов, А. А. Андреев, В. А. Белоус [и др.]. – Киев : Наук. думка, 2012. – 727 с.
2. Кузьмичёв, А. И. Магнетронные распылительные системы. Кн. 1. Введение в физику и технику магнетронного распыления [Текст] / А. И. Кузьмичёв. – К.: Аверс, 2008. – 244 с.

3. Yamamoto, K. Properties of nano-multilayered hard coatings deposited by a new hybrid coating process: Combined cathodic arc and unbalanced magnetron sputtering [Text] / Kenji Yamamoto, Susumu Kujime, Kazuki Takahara // Surface and coating technology. – 2005. – Vol. 200. – P. 435-439.
4. Geng, D. Hybrid deposition of Cr-O/Al-O hard coatings combining cathodic arc evaporation and high power impulse magnetron sputtering [Text] / D. Geng, Y. X. Xu, Q. Wang // Surface and Coatings Technology. – 2023. – Vol. 456. – P. 129235.
5. Воробійов, Ю. А. Правила оформлення навчальних і науково-дослідних документів [Текст] : навч. посіб. / Ю. А. Воробійов, Ю. О. Сисоєв. – 4-те вид., випр. і доп. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 88 с.

## РОЗРОБЛЕННЯ ІМПУЛЬСНИХ ВАКУУМНО-ДУГОВИХ ДЖЕРЕЛ ПЛАЗМИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ ПОКРИТТІВ

*Ю. О. Сисоєв, Ю. В. Широкий*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

В докладі наведені конструкції і описано принцип дії розроблених імпульсних вакуумно-дугових джерел для отримання багатокомпонентних покриттів. Конструкція імпульсного вакуумно-дугового джерела, в якій використовується багатоелементний катод, а для збудження вакуумної дуги застосовано пробій по поверхні ізолятора, вмонтованого в катод, показано на рис. 1.

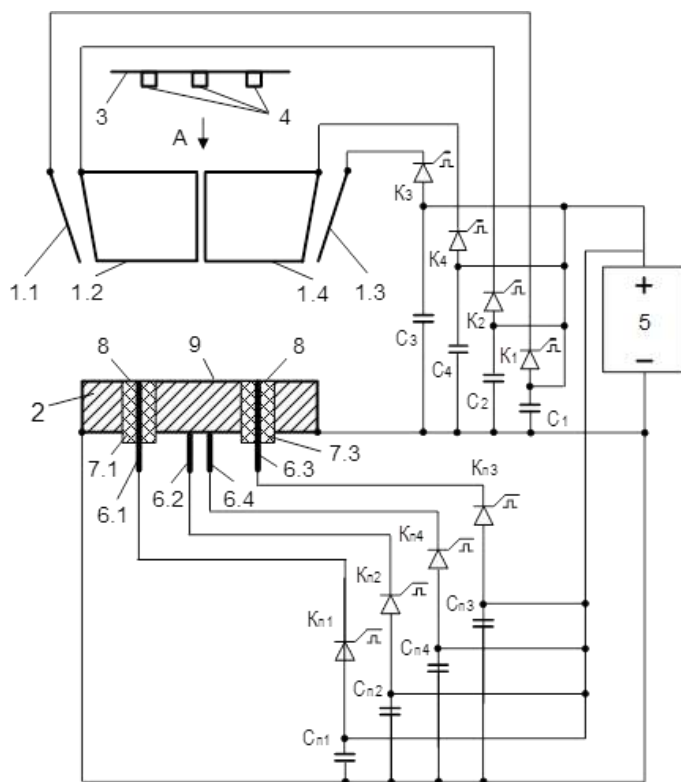


Рис. 1 – Конструкція імпульсного вакуумно-дугового генератора плазми [1]:

- 1.1 – 1.4 – секції анода; 2 – катод;
- 3 – тримач підкладки з виробами 4;
- 5 – джерело живлення;
- 6.1 – 6.4 – підпалювальні електроди; 7.1 – 7.4 – діелектрична втулка; 8 – струмопровідна плівка; 9 – робоча поверхня катода; K1...K4 – комутувальні елементи у ланцюзі вакуумної дуги;
- C1...C4 – накопичувачі у ланцюзі вакуумної дуги; Kп1...Kп2 – комутувальні елементи у ланцюзі підпалювання вакуумної дуги;
- Сп1...Сп2 – накопичувачі у ланцюзі підпалювання вакуумної дуги

У розробленому джерелі плазми завдяки використанню анода у вигляді чотирьох секцій і такої ж кількості секцій запалювання (С3) дуги, а також застосуванню розділених ланцюгів живлення як основного імпульсного дугового розряду, так і ланцюгів запалювання дуги, здійснюється незалежна робота кожної



секції цього пристрою, що, по суті, є комбінацією чотирьох імпульсних джерел плазми в одному, узгоджена робота яких забезпечується системою керування (СК).

Практичні випробування імпульсного джерела плазми показали такі його переваги: підвищення ресурсу СЗ у чотири рази; досягається рівномірне вироблення робочої поверхні катода і за певних умов забезпечується підвищення продуктивності роботи джерела плазми.

Конструкція іншого імпульсного вакуумно-дугового джерела плазми для отримання багатокомпонентних покриттів зображена на рис. 2, на рис. 3 наведено вид А складового катода.

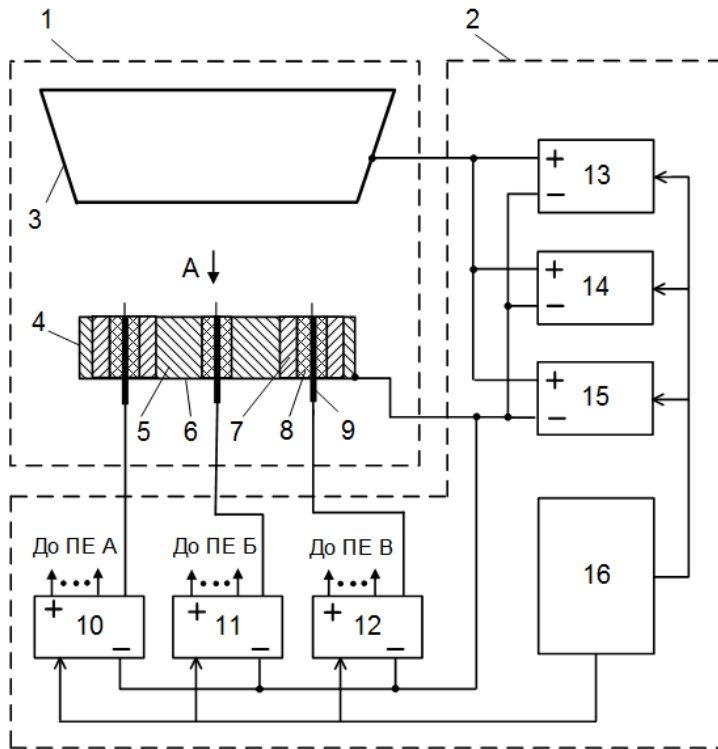


Рис. 2 – Імпульсне вакуумно-дугове джерело плазми зі складовим катодним вузлом:

- 1 – конструкція; 2 – схема живлення; 3 – анод;
- 4 – катод; 5 – основа катодного вузла;
- 6 – торець катода, що охолоджується; 7 – вставки з металів, що входять до складу покриття; 8 – ізолятор; 9 – підпалюючий електрод; 10, 11, 12 – блоки підпалювання; 13, 14, 15 – блоки живлення вакуумної дуги; 16 – блок керування

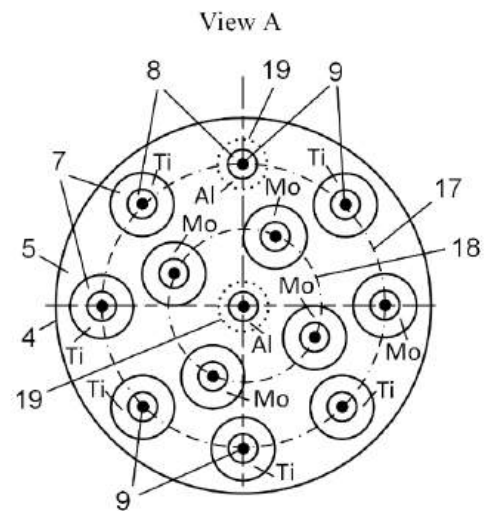


Рис. 3 – Катодний вузол імпульсного вакуумно-дугового джерела плазми:  
17, 18 – концентричні відносно осі основи катода кола; 19 – зона вироблення матеріалу основи катода; інші позиції як на рис. 2

Запропонований складовий катодний вузол такого джерела плазми має основу, виконану з металу, що має високу теплопровідність, у вигляді циліндра з торцями, один з яких охолоджується. В основі катода виконані наскрізні отвори, які розташовані рівномірно по концентричним колам відносно осі основи і в які вакуумно щільно вмонтовані циліндричні вставки з металів, що входять до складу покриття. Всередину кожної втулки щільно вмонтовано ізолятор з підпалюючим електродом. У випадку, коли матеріал основи входить до складу покриття, замість, як мінімум одного отвору для втулки, у циліндричній основи



виконано отвори, в якій вакуумно щільно вмонтовано ізолятори з підпалюючим електродом.

Практичні випробування розробленого джерела плазми у режим нанесення покриттів: амплітудне значення струму дуги – 420 А, тривалість імпульсів дуги на титані – 50 мкс, на молібдені – 45 мкс, на алюмінії – 665 мкс, при різних частотах проходження імпульсів показали, що отриманні багатокомпонентні покриття мають склад, близький до заданого, а само імпульсне джерело плазми характеризується надійною роботою.

#### Перелік посилань

1. Sysoiev, Iu. Long-life pulsed vacuum-arc plasma source [Text] / Iu. Sysoiev, Y. Shyrokyi, K. Fesenko // Problems of Atomic Science and Technology. – 2023. – №5(147). – P. 152 – 157.
2. Sysoiev, Iu. Pulsed Vacuum-Arc Plasma Source for Multicomponent [Text] / Iu. O. Sysoiev, Yu. V. Shyrokyi, K. V. Fesenko // Metallophysics and advanced technologies. – 2025. – Vol. 47, no. 10. – P 1027-1042.

### РЕЗУЛЬТАТИ ГРУБОГО І УТОЧНЕНОГО ПРОГРАМНИХ РОЗРАХУНКІВ РОБОТИ ДЕФОРМУВАННЯ ШТАМПОВАНОЇ ПОКОВКИ ДЛЯ ГРУПОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ДЕТАЛІ «ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ»

*В. В. Третяк, І. Р. Зеленський, Є. С. Носенко*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Деталь «Вал-шестерня» призначена для передачі обертового руху від вільної турбіни до гвинта авіаційного двигуна та являє собою косозубу вал-шестерню. Зубчасті колеса авіаційних двигунів працюють під навантаженням 700–800 Н на 1 мм довжини зуба.

Робоча температура деталі від – 60 °С до + 200 °С. У редукторі застосовується мастило, тому тертя бокових поверхонь зубів зменшене.

На зовнішній поверхні вала є евольвентні шліци для передачі крутного моменту. Деталь працює в важких умовах, під дією ударних та знакозмінних навантажень, тому матеріал деталі повинен бути достатньо міцним, мати пластичну, в'язку серцевину, а також поверхневу твердість.

В роботі представлено результати програмних розрахунків, які призначені для формування групового технологічного процесу означеної деталі.

На рис. 1 наведено ескіз групової деталі, а на рис. 2 – ескіз групової заготовки.

На рис. 3 представлено фрагмент плану маршрутного технологічного процесу (заготівельний етап). Загальний план містить заготівельний, чорновий, напівчистовий, зубообробний, термічний, чистовий і контрольний етапи.

Для заготівельного етапу виконано програмні розрахунки енергетичних параметрів для штампувального молота за методиками грубого і уточненого розрахунку - роботи, необхідної для деформування роботи в залежності від габаритного діаметра поковки і величини опору деформування.

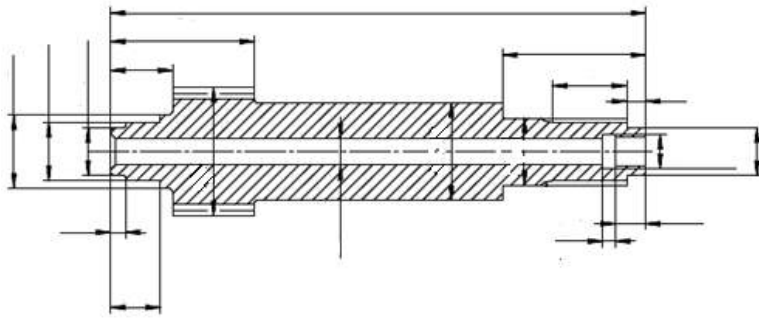


Рис. 1 – Ескіз групової деталі

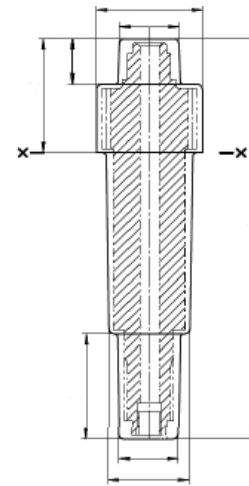


Рис. 2 – Ескіз групової заготовки

Програмний модуль створений на кафедрі технологій виробництва авіаційних двигунів.



Рис. 3 – Фрагмент плану групового технологічного процесу

На рис. 4 представлено фрагмент екранної форми з графіком результатів попереднього розрахунку роботи, необхідної для деформування поковки, залежно від її габаритних розмірів і величини опору деформуванню.

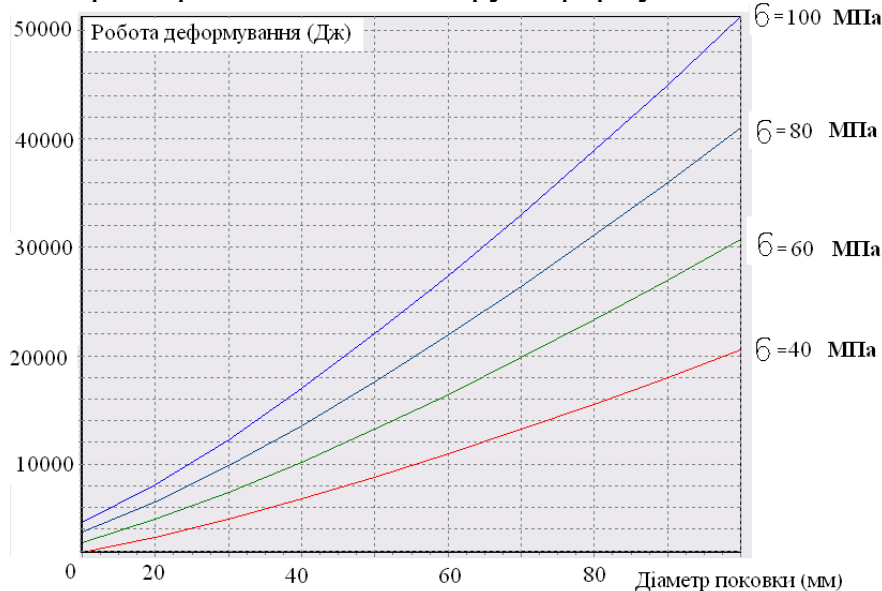


Рис. 4 – Фрагмент екранної форми з графічним результатом програмного грубого розрахунку роботи, необхідної для деформування поковки в залежності від габаритних розмірів і величини опору деформування

На рис. 5-7 представлені фрагменти екранних форм з результатами уточненого програмного розрахунку енергії, необхідної для деформування групової



деталі, а також фрагменти екранних форм з результатами дисперсного і регресивного аналізу.

**Уточнений розрахунок для осаджування**

Вхідні параметри

<input type="radio"/>	$\eta$ (ККД процесу)	1	?
<input type="radio"/>	$a_1$ (коефіцієнт корегування по розміру)	1	?
<input type="radio"/>	$a_2$ (коефіцієнт корегування по співвідношенню розмірів заготовки)	1	?
<input type="radio"/>	$a_3$ (коефіцієнт, який ураховує ККД процесу $a_3 = 1 / \eta = 1.05 - 1.3$ )	1.2	?
<input type="radio"/>	$a_4$ (коефіцієнт корегування по складності поковки)	1.2	?
<input checked="" type="radio"/>	$a$ (питома робота деформування (кг*м/см*см*см))	25	?

Рис 5 – Фрагмент екранної форми з вхідними даними для уточненого розрахунку параметрів штампування

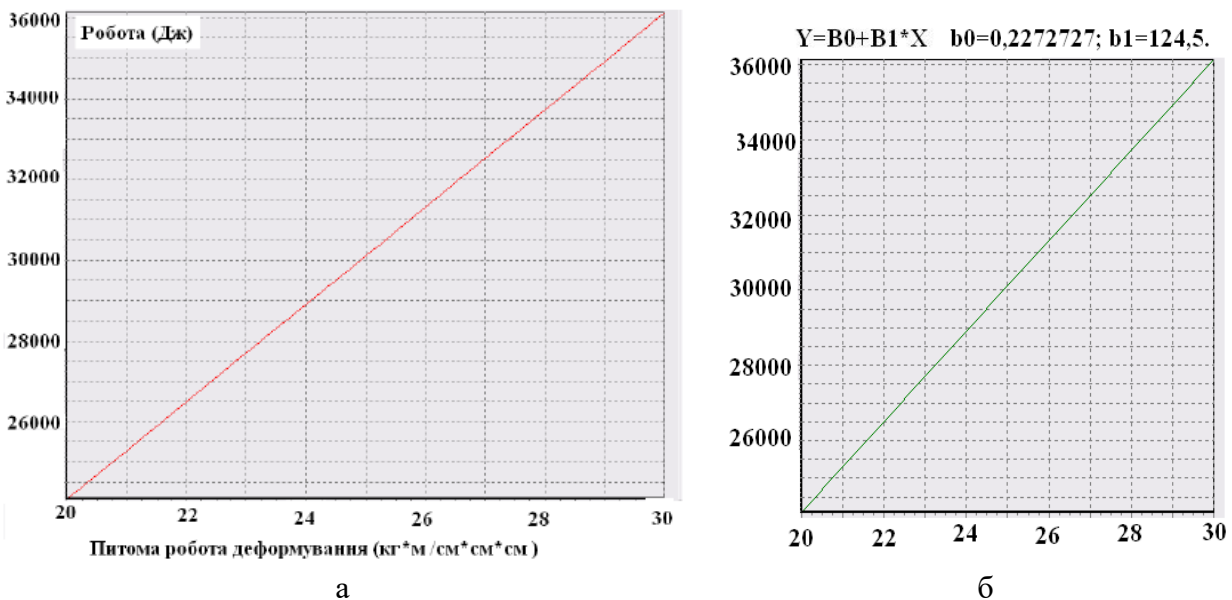


Рис. 6 – Фрагменти екранних форм з графічними результатами для уточненого методу:  
а) залежність необхідної роботи деформування від питомої роботи деформування,  
б) лінійна регресійна залежність роботи деформування від питомої роботи деформування

Також розраховані залежності, необхідні для вибору елементів оснащення і формування технологічної документації.

Вони можуть бути використані для виконання розрахунків при виявленні поведінки заготовки при гарячому штампуванні та розрахунків її напружено-деформованого стану.

Джерело змінності	Кількість ступенів незалежності	Сума квадратів	Середній квадрат	F - відношення
Регресія	1	$S_{\text{per}} = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$ 159590227,5	$M_{\text{per}} = S_{\text{per}}$ 159590227,5	$F_{\text{per}} = \frac{M_{\text{per}}}{S_{\text{зап}}^2}$ 8,99999996154925

Рис. 7 – Фрагмент екранної форма з таблицею результатів розрахунків дисперсного аналізу



## ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПОКРИТТІВ ШЛЯХОМ ДОДАВАННЯ ЧАСТИНОК ОКСИДІВ І КАРБІДІВ ДО ПОРОШКОВОЇ СУМІШІ

*Д. О. Білан, О. В. Шорінов*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасний розвиток аерокосмічної галузі потребує впровадження високоефективних рішень для захисту й відновлення деталей авіаційної техніки, серед яких метод холодного газодинамічного напилення посідає особливе місце завдяки відсутності термічного впливу на структуру основного матеріалу. Проте покриття з чистих металевих порошків не завжди забезпечують достатній рівень зносостійкості, що зумовлює необхідність розроблення композиційних матеріалів на основі пластичної матриці та твердих включень.

Формування покриттів з порошкових сумішей, що містять частинки оксидів (наприклад,  $Al_2O_3$ ) або карбідів ( $SiC$ ,  $WC$ ,  $B_4C$  тощо), сильно відрізняється від напилення монопорошків. Перш за все, тверді включення виконують роль абразиву безпосередньо під час зіткнення з підкладкою, що забезпечує ефективне очищення, створюючи ідеальні умови для формування міцних адгезійних зв'язків. Окрім очищення, надзвичайно важливим є механізм додаткового ущільнення (ефект трамбування). Оскільки частинки кераміки або карбідів мають значно вищу твердість і практично не деформуються при ударі, вони передають свою кінетичну енергію вже осадженим шарам металевої матриці, інтенсивно деформуючи їх та мінімізуючи пори, що призводить до отримання покриттів із надзвичайно низькою пористістю, яка зазвичай не перевищує 0,5–1%.

Окрему увагу слід приділити зміні фізико-механічних властивостей отриманих покриттів, де мікротвердість стає одним із ключових показників якості. Введення 20–30% твердої фази дозволяє підвищити загальну твердість шару в декілька разів, оскільки структура стає гетерогенною, а металева матриця отримує додаткове зміцнення внаслідок високої щільності дислокацій навколо нерухомих твердих включень. Саме ця гетерогенність стає основою для підвищення зносостійкості. Під час експлуатації в умовах тертя карбідні або оксидні частинки виступають у ролі опорних точок, що сприймають основне механічне навантаження та запобігають безпосередньому контакту металевих поверхонь, мінімізуючи ризик адгезійного схоплювання та задирів.

Напилювання композиційних порошків вимагає ретельного підходу до вибору дисперсності твердих частинок та їх вмісту в суміші, що є актуальним завданням, вирішення якого дозволить досягти високої зносостійкості поверхневих шарів деталей з покриттями.



## Промислова робототехніка

### ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ПЛАНУВАННЯ ЗАХОПЛЕННЯ ОБ'ЄКТІВ РОБОТАМИ-МАНІПУЛЯТОРАМИ

*К. О. Григоров, О. Д. Семененко, Ю. В. Широкий*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Упродовж останніх десятиліть робототехніка демонструє стрімкий розвиток, що обумовлено широким впровадженням автоматизованих систем у промисловість, логістику, медицину та сферу обслуговування. Однією з ключових задач сучасних роботизованих систем є забезпечення ефективного захоплення та маніпулювання об'єктами різної форми, розміру та фізичних властивостей. Від якості виконання цих операцій безпосередньо залежить продуктивність, надійність та універсальність роботів-маніпуляторів.

Планування захоплення є складною задачею, що включає визначення конфігурації захватного пристрою, вибір точок контакту з об'єктом та формування керуючих сигналів для виконання операції. У загальному випадку цей процес передбачає генерацію множини можливих варіантів захоплення, їх аналіз за певними критеріями якості та вибір оптимального рішення. Важливими показниками при цьому є стійкість захоплення, здатність протидіяти зовнішнім збуренням, точність позиціонування та енергоефективність.

Практичні задачі планування захоплення є надзвичайно різноманітними. Наприклад, у мікроелектроніці роботи повинні працювати з надзвичайно малими компонентами, де критичною є точність і делікатність захоплення. У логістичних системах роботам доводиться мати справу з об'єктами довільної форми — коробками, пакетами або нестандартними виробами. У медичній робототехніці важливим є забезпечення безпечної взаємодії з біологічними тканинами, що накладає додаткові вимоги до адаптивності та точності.

Існуючі методи планування захоплення умовно поділяють на два основних класи: аналітичні та емпіричні. Аналітичні підходи базуються на використанні математичних моделей об'єкта та захватного пристрою. Вони передбачають точне визначення геометричних і фізичних характеристик системи та дозволяють формалізувати критерії якості захоплення. Одним із ключових понять у цьому підході є забезпечення силового замикання, яке гарантує утримання об'єкта незалежно від зовнішніх впливів.

Аналітичні методи широко застосовуються для дослідження властивостей захоплення та визначення оптимальних конфігурацій (рис. 1). Наприклад, для двопальцевих захватів ефективним є розташування точок контакту вздовж максимальної хорди об'єкта, що забезпечує стійкість. Для багатопальцевих систем важливим є формування геометричних структур, які забезпечують рівномірний розподіл сил. Такі підходи дозволяють отримати теоретично обґрунтовані рішення, які можуть бути використані як база для подальших досліджень [1].



Рис. 1 – Схема планування захоплення об'єкта з використанням аналітичного підходу

Разом із тим аналітичні методи мають суттєві обмеження. Вони потребують точної інформації про об'єкт, включаючи його геометрію, масу, коефіцієнти тертя та інші параметри. У реальних умовах така інформація часто є неповною або неточною через похибки вимірювань і вплив зовнішніх факторів. Крім того, аналітичні підходи складно адаптуються до змінних умов середовища, що обмежує їх практичне застосування.

У зв'язку з цим значного розвитку набули емпіричні методи планування захоплення, які базуються на використанні даних, експериментів та алгоритмів навчання (рис. 2). Основною ідеєю цього підходу є формування бази можливих варіантів захоплення та вибір оптимального рішення на основі аналізу попереднього досвіду. Така база може створюватися як шляхом комп'ютерного моделювання, так і в процесі навчання реальних роботизованих систем [2].

Сучасні програмні засоби дозволяють автоматично генерувати велику кількість кандидатів захоплення та оцінювати їх за різними критеріями. При цьому використовуються як випадкові методи генерації конфігурацій, так і систематичні підходи, засновані на дискретизації простору можливих положень хватного пристрою. Це дозволяє отримати широкий спектр можливих рішень і обрати найбільш ефективно. Важливу роль у розвитку емпіричних методів відіграють технології комп'ютерного зору та машинного навчання. Використання камер і 3D-сканерів дозволяє визначати положення об'єкта в просторі та аналізувати його форму. Алгоритми глибокого навчання здатні визначати оптимальні точки захоплення навіть у випадках, коли точна модель об'єкта відсутня. Це значно розширює можливості роботів у роботі з невідомими або складними об'єктами.

Однак емпіричні підходи також мають свої недоліки. Їх ефективність залежить від якості та обсягу навчальних даних. Недостатня кількість прикладів або

їх обмежена різноманітність можуть призводити до помилок у виборі захоплення. Крім того, оптимальні з точки зору моделі рішення не завжди є реалізованими через обмеження кінематики маніпулятора або складність побудови траєкторії руху.

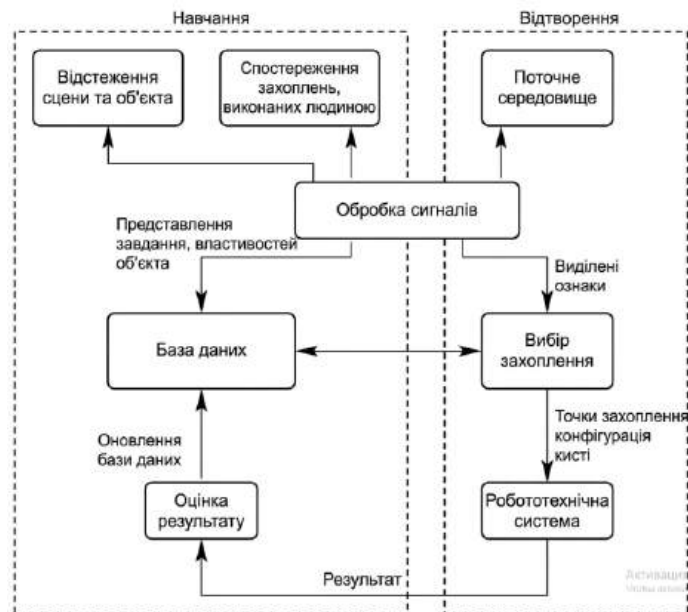


Рис. 2 – Схема планування захоплення об'єктів на основі емпіричного підходу

Таким чином, аналітичні та емпіричні підходи мають свої переваги та недоліки. Аналітичні методи забезпечують високу точність і теоретичну обґрунтованість, але є чутливими до похибок. Емпіричні підходи є більш гнучкими та адаптивними, проте залежать від даних і не завжди гарантують оптимальність.

Сучасні дослідження спрямовані на поєднання цих підходів у межах гібридних методів. Такі рішення дозволяють використовувати аналітичні моделі для формування базових варіантів захоплення, а емпіричні методи — для їх адаптації до реальних умов. Це забезпечує підвищення ефективності, надійності та універсальності роботизованих систем. Отже, розвиток методів планування захоплення є важливим напрямом сучасної робототехніки. Подальші дослідження у цій галузі сприятимуть створенню більш інтелектуальних, автономних і адаптивних роботів, здатних ефективно працювати в складних і невизначених умовах.

### Перелік посилань

1. Широкий, Ю. В. Конструювання устаткування для автоматизованого виробництва. Захватні пристрої промислових роботів [Текст] : навч. посіб. / Ю. В. Широкий, Т. О. Постельник. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2021. – 88 с.
2. Костюк, Г. І. Конструювання промислових роботів [Текст] : навч. посіб. / Г. І. Костюк, О. О. Баранов, Ю. В. Широкий. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2020. – 136 с.



## МЕТОДИ НАВІГАЦІЇ РОБОТОТЕХНІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ: СИСТЕМА ПОЗИЦІОНУВАННЯ ТА НАВІГАЦІЇ

*Ю. О. Семененко<sup>1</sup>, М. О. Тихончук<sup>2</sup>, А. М. Оніщенко<sup>2</sup>, О. Д. Семененко<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Український державний університет залізничного транспорту*

<sup>2</sup>*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Система позиціонування та навігації є однією з ключових підсистем будь-якого сучасного робототехнічного комплексу (РТК), особливо якщо цей комплекс призначений для роботи в невизначеному, динамічному або недоступному для глобальних навігаційних систем середовищі. Найбільш показовим прикладом таких РТК є марсоходи – автоматичні апарати, які працюють на поверхні Марса в умовах повної відсутності GPS, із великими затримками зв'язку та вкрай складним рельєфом. Досвід, накопичений під час місій Mars Exploration Rovers (Spirit і Opportunity) та Mars Science Laboratory (Curiosity), є безцінним для розробки наземних робототехнічних систем, зокрема для України, яка сьогодні активно розвиває власні безпілотні наземні платформи військового та цивільного призначення.

У попередніх місіях, таких як Spirit і Opportunity, використовувався комплекс різних методів, кожен з яких мав свої сильні та слабкі сторони. Радіотехнічні вимірювання з Землі або орбітальних апаратів забезпечували глобальне абсолютне позиціонування з високою точністю. Для наземних українських РТК, що діють в умовах радіоелектронного придушення, цей метод часто взагалі недоступний. Метод счислення шляху, який базується на даних з енкодерів коліс та інерціальної навігаційної системи (гіроскопи, акселерометри), є простим у реалізації, потребує мінімальних обчислювальних ресурсів і має низьке енергоспоживання. Саме тому він використовується як базовий на більшості РТК. Однак через прослизання коліс на піщаному або кам'янистому ґрунті, а також через дрейф похибок інерціальних датчиків, помилка счислення шляху швидко зростає з часом, досягаючи 10–20% пройденої відстані. Це робить метод непридатним для довготривалих автономних місій без додаткової корекції.

Щоб компенсувати прослизання коліс, у марсоходах була застосована візуальна одометрія (Visual Odometry, VO). Алгоритм порівнює стереопари зображень з навігаційних камер до і після переміщення, відстежує характерні особливості місцевості та обчислює відносне переміщення ровера. Цей метод ефективно коригує помилки, спричинені буксуванням. Однак він має власні обмеження. По-перше, через обмежену обчислювальну потужність бортового комп'ютера обробка одного кроку могла займати кілька хвилин, тому візуальну одометрію застосовували лише на критичних ділянках (зазвичай до 10–15 м). По-друге, точність VO сильно залежить від текстури поверхні: на однорідному піску або снігу, де немає чітких характерних точок, ефективність методу різко падає. Це



важливо враховувати при створенні РТК для українських степових або лісових умов, де текстура може бути як висококонтрастною, так і дуже одноманітною.

Алгоритм Bundle Adjustment (BA) дозволяє виконувати глобальну оптимізацію траєкторії без необхідності постійної зйомки на коротких відстанях. Він забезпечує високу точність позиціонування, але вимагає значних обчислювальних ресурсів і частково виконується на Землі, що обмежує рівень автономії. Астрономічна навігація (використання Сонця та зірок для коригування орієнтації) дає абсолютну прив'язку, але не може застосовуватися самостійно під час руху. Для наземних РТК в Україні цей метод може бути корисним як резервний у випадку виходу з ладу магнітного компаса або в умовах сильних магнітних аномалій, однак він потребує ясного неба та зупинки апарата.

З появою та активним розвитком технології одночасної локалізації та картографування (Simultaneous Localization and Mapping – SLAM) у 2000-х роках відкрилися нові перспективи для повністю автономного режиму роботи РТК. На відміну від класичної візуальної одометрії, яка обчислює лише відносне переміщення між двома кадрами, SLAM будує глобально узгоджену карту середовища і одночасно визначає на ній положення робота [1]. Метод SLAM, зокрема його варіанти на базі розширеного фільтра Калмана (EKF-SLAM) або графових оптимізацій (Graph SLAM), дозволяє замикати цикли – виявляти раніше відвідані місця та суттєво зменшувати накопичений дрейф. Сьогодні SLAM активно досліджується та впроваджується в робототехнічних системах для планетарних місій, а також для наземних безпілотників. Для України, де багато наземних РТК працюють в умовах повної втрати GPS-сигналу (наприклад, у зруйнованих будівлях, тунелях, густих лісах або зонах радіоелектронної боротьби), впровадження візуально-інерціального SLAM є критично важливим.

Ефективна навігація робототехнічних комплексів у середовищі без доступу до глобальних супутникових систем можлива лише на основі гібридних систем, які поєднують числення шляху, візуальну одометрію, інерціальні вимірювання та елементи SLAM. Для України, яка сьогодні інтенсивно розробляє наземні безпілотні платформи оборонного та цивільного призначення, впровадження цих методів є не лише бажаним, але й необхідним. Подальші дослідження мають бути спрямовані на адаптацію SLAM-алгоритмів до низької обчислювальної потужності бортових контролерів, створення вітчизняних сенсорних систем (стереопари, IMU) та розробку програмного забезпечення, стійкого до змін освітлення та текстури місцевості. Використання цих напрацювань дозволить значно підвищити автономність, живучість та ефективність українських робототехнічних комплексів.

#### Перелік посилань

1. Arafat, M. Y. Vision-Based navigation techniques for unmanned aerial vehicles [Text] / M. Y. Arafat, M. M. Alam, S. Moh // Review and challenges. Drones. – 2023. – Vol. 7(2). – P. 89.



## ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОБМЕЖЕННЯ ГУМАНОЇДНОЇ ПЛАТФОРМИ PHANTOM МК-1

*А. С. Сорока, Ю. О. Сисоєв*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Розвиток сучасної робототехніки призвів до появи антропоморфних систем, призначених для виконання завдань у зонах підвищеного ризику, проте їхня ефективність часто обмежена конструктивними особливостями. Мета аналізу полягає у визначенні технічної ефективності та операційної доцільності використання гуманоїдної платформи Phantom МК-1 в умовах неструктурованого середовища та бойових дій.

Основними недоліками Phantom МК-1 є відсутність бронювання та низька живучість конструкції, оскільки поєднання металевої рами з композиційними панелями не захищає електроприводи та систему живлення від уламків або стрілецької зброї. Ефективність платформи суттєво обмежена необхідністю постійного зв'язку з оператором, який легко переривається під дією засобів радіоелектронної боротьби. Крім того, робот не має достатньої ізоляції від пилу, бруду та вологи, що унеможливує його роботу в складних погодних умовах. Експлуатаційні показники також залишаються низькими: при власній вазі 80 кг він здатний переносити лише 20 кг навантаження, а швидкість пересування 6,4 км/год. Додатковим обмеженням є те, що робот може пересуватися лише у вертикальному положенні, отже конструкція не може повзати або пересуватися в низькому профілі для зменшення вразливості.

Висновки аналізу свідчать про те, що поточна конфігурація робота має низьку критичних недоліків. Дана платформа наразі не відповідає вимогам до автономних систем для реального використання в польових або бойових умовах і потребує суттєвої модернізації конструкції перед переходом до етапу практичної експлуатації

На наступному етапі роботи планується виконати модернізацію деяких вузлів гуманоїдної платформи Phantom МК-1 з метою розширення її функціональних можливостей, що дозволить використовувати її в умовах неструктурованого середовища та бойових дій.

### Перелік посилань

1. Офіційний сайт компанії Foundation AI [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://foundation.bot/phantom> (дата звернення 08.04.2026).
2. Інформаційно-аналітичний ресурс Humanoid.guide [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <https://humanoid.guide/product/phantom-mk1/> (дата звернення 16.03.2026).

**АНАЛІЗ ПРИНЦИПІВ ПРИВЕДЕННЯ В РУХ СФЕРИЧНИХ РОБОТІВ**

**М. Ю. Старчак, О. Д. Семененко, О. В. Косенко**  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Сферичні роботи є перспективним напрямом розвитку мобільної робототехніки, що привертає значну увагу дослідників завдяки своїй унікальній конструкції та функціональним можливостям. Основною особливістю таких роботів є герметична сферична оболонка без зовнішніх рухомих елементів, що забезпечує високу надійність, захист внутрішніх компонентів від впливу навколишнього середовища та здатність працювати в умовах пилу, вологи або агресивних середовищ. Це робить сферичні роботи перспективними для використання у військових, рятувальних, космічних та промислових задачах, зокрема для розвідки, інспекції важкодоступних об'єктів або моніторингу територій.

Ключовою проблемою при створенні сферичних роботів є забезпечення їх керованого руху, оскільки традиційні колісні або гусеничні приводи не можуть бути безпосередньо використані. Усі відомі конструкції сферичних роботів, залежно від принципу приведення в рух, можна умовно поділити на чотири основні групи: системи, що використовують змінний гіростатичний момент; системи зі зміщенням центра мас; системи, що базуються на деформації оболонки; а також комбіновані системи, які поєднують кілька зазначених принципів.



Рис. 1 – Класифікація способів приведення в рух сферичних роботів

Першу групу становлять роботи, рух яких забезпечується за рахунок створення змінного гіростатичного моменту. У таких системах використовуються внутрішні ротори або гіроскопи, обертання яких створює момент імпульсу, що викликає реакцію корпусу і призводить до його переміщення. Даний принцип активно досліджувався з точки зору теорії керування, однак практичне застосування подібних роботів обмежене через низьку енергоефективність і складність реалізації. Наприклад, дослідницький сферичний робот Gyrover, розроблений у Carnegie Mellon University, використовує гіроскопічні ефекти для стабілізації та руху, демонструючи хорошу керованість, але складність у реалізації та високі енергетичні витрати.



Найбільш поширеною є друга група роботів, у яких рух здійснюється шляхом зміщення центра мас усередині сфери. У цьому випадку переміщення внутрішнього вантажу призводить до виникнення моменту сили, що змушує сферу котитися. Існує кілька варіантів реалізації такого принципу: маятникові механізми, колісні платформи, лінійні напрямні та внутрішні візки. Саме цей принцип широко застосовується на практиці. Наприклад, комерційний робот Sphero використовує внутрішній моторизований модуль із колесами, що переміщує центр мас і забезпечує рух у заданому напрямку. Іншим прикладом є дослідницький робот Ballbot, який також реалізує керування шляхом зміщення маси та здатний виконувати складні маневри. Подібні рішення застосовуються і у військових сферичних розвідувальних роботах, які можуть закидатися у приміщення та дистанційно керуватися оператором [1].

Третю групу становлять роботи, що використовують деформацію сферичної оболонки для створення руху. У таких системах оболонка виготовляється з еластичних матеріалів, а рух досягається за рахунок її локальних деформацій. Це може реалізовуватися за допомогою пневматичних приводів або технологій м'якої робототехніки.

Окрему групу становлять комбіновані системи, які поєднують кілька принципів руху. Наприклад, можуть використовуватися одночасно маятникові механізми та гіроскопічні приводи або поєднання внутрішнього переміщення маси з деформацією оболонки. Це дозволяє підвищити маневреність і ефективність роботи. Прикладом є сучасні експериментальні сферичні роботи, у яких гіроскопічні системи використовуються для стабілізації, а основний рух забезпечується зміщенням центра мас. Такі комбіновані рішення активно досліджуються в університетських лабораторіях і мають значний потенціал для практичного застосування [2].

Проведений аналіз показує, що вибір принципу приведення в рух сферичного робота залежить від вимог до швидкості, маневреності, енергоефективності та умов експлуатації. Найбільш універсальними є системи зі зміщенням центра мас, тоді як гіроскопічні та деформаційні механізми доцільно використовувати в спеціалізованих задачах або у складі комбінованих систем.

#### Перелік посилань

1. Chase, R. Review of Active Mechanical Driving Principles of Spherical Robots [Text] / R. Chase, A. A. Pandya // Robotics. – 2012. – Vol. 1, no. 1. – P. 3–23.
2. Проектування мобільних маніпуляційних роботів [Текст] : монографія / І. Ш. Невлюдов, А. О. Андрусевич, В. В. Євсєєв [та ін.] ; М-во освіти і науки України, Харків. нац. ун-т радіоелектроніки. – Х. : ХНУРЕ, 2022. – 427 с.



## Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

### ВПРОВАДЖЕННЯ І ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ RENISHAW EQUATOR У ГІБРИДНІЙ МЕТРОЛОГІЧНІЙ АРХІТЕКТУРІ МАШИНОБУДІВНОГО ПІДПРИЄМСТВА

**В. Б. Бочаров**

*Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»*

У контексті цифрової трансформації машинобудування та переходу до концепції Industry 4.0 суттєво зростає роль адаптивних вимірювальних систем, здатних забезпечити статистично стабільний контроль розмірів деталей безпосередньо у виробничому середовищі. Одним із найбільш представлених прикладів реалізації порівняльної метрології є система Renishaw Equator, розроблена компанією Renishaw plc (Велика Британія) [1]. Зазвичай для коригування технологічного процесу використовуються стандартні вимірювальні засоби: штангенциркулі, мікрометри, калібри та шаблони, нутроміри тощо. Системи універсальних цифрових 3D-шаблонів Equator для контролю стала сучасною альтернативою таким традиційним методам і підходам із вимірювання відхилень від номінальних розмірів деталей.

У доповіді представлено систему Equator, що розглядається не лише як вимірювальне обладнання, а й як структурний елемент гібридної метрологічної екосистеми підприємства. Наведено аналіз застосування існуючих вимірювальних систем на українських підприємствах в порівнянні з досвідом закордонного виробництва. Виявлено значний технологічний розрив, зумовлений відсутністю систем Equator на українських підприємствах порівняно з їх масовим застосуванням у Європі. Це пояснюється тим, що вітчизняні виробництва переважно використовують традиційні засоби вимірювання або вибіркового контролю на координатно-вимірювальній машині (КВМ) [2].

Зазначено, що у сучасній метрологічній екосистемі КВМ та системи Equator виконують різні, але взаємодоповнюючі функції: КВМ відповідає на питання «наскільки точно виготовлена деталь (CMM ref)», а Equator – «чи є стабільним процес виготовлення деталі (Equator process)».

Надано рекомендації стосовно впровадження систем Equator у вітчизняні виробничі лінії і їх узгодження з існуючими технологіями контролю за допомогою КВМ.

#### Перелік посилань

1. Equator™ gauging systems for industrial manufacturing. *Equator gauging system*. – 2023. – Available at: [https://www.renishaw.com/en/equator-gauging-systems-for-industrial-manufacturing--12595?srsltid=AfmBOorKrUj-nkQhQ\\_FStDBqFllLoIx6GzxbjjKhRakpKwcz\\_frphoRyZ](https://www.renishaw.com/en/equator-gauging-systems-for-industrial-manufacturing--12595?srsltid=AfmBOorKrUj-nkQhQ_FStDBqFllLoIx6GzxbjjKhRakpKwcz_frphoRyZ) (28.04.2026).
2. Artkin, F. CMM Machines and Industrial Applications. 1st International Conference on Engineering [Text] / F. Artkin // Natural and Social Sciences, December, Konya, Turkiye. – 2022. – P. 1029-1033.



## ВИКОРИСТАННЯ САПР SOLIDWORKS MOTION ДЛЯ КІНЕМАТИЧНОГО ТА ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

*Д. В. Василевський, О. Ю. Кладова, Т. К. Мурадян*  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Динамічний аналіз важільних механізмів включає:

- визначення характеристик динамічної моделі: зведеного моменту інерції (зведеної маси), зведеного моменту (зведеної сили);
- визначення зрівноважувального і рушійного моменту (сили).

Одними з вхідних даних для динамічного аналізу є передатні відношення, які отримуються під час кінематичного аналізу механізму. Для механізмів другого класу зі ступенем рухливості  $W = 1$  передатні відношення не залежать від модуля кутової швидкості початкової ланки і визначаються координатою вхідної ланки.

Передатні відношення можуть бути визначені аналітично методом замкнених контурів або графічно методом планів швидкостей [1]. САПР SolidWorks дозволяє отримувати передатні функції у вигляді епюр або в табличному вигляді на основі дослідження руху компоновального ескізу механізму. Для студентів початкових курсів, інженерів, які ще не мають досвіду використання SolidWorks Simulation, передатні відношення можуть бути отримані за допомогою простішого додатку SolidWorks Motion [2], використовуючи функцію «Аналіз руху». Наприклад, моделюючи рух зі сталою кутовою швидкістю початкової ланки  $\omega_1$ , отримують модулі кутової швидкості  $\omega_j(t)$  ланки  $j$ . Відношення  $\omega_j/\omega_1$  чисельно задає модуль передатного відношення  $u_{j1}$ . Оскільки при сталій кутовій швидкості кут повороту початкової ланки визначається як  $\varphi_1 = \omega_1 t$ , передатне відношення може бути подано як функція координати початкової ланки  $\varphi_1$ .

Визначення зрівноважувального моменту окрім передатних функцій потребує інформації про сили і пари сил, що діють на ланки механізму. Якщо ці сили не залежать від швидкості точок їх прикладання (як, наприклад, сили аеродинамічного опору), то зрівноважувальний момент може бути також знайдений засобами SolidWorks Motion. Зрівноважувальний момент як функція положення механізму може бути визначений як крутний момент двигуна під час симуляції руху з низькою швидкістю початкової ланки (квазістатичний режим), коли силами інерції можна знехтувати.

Отримана залежність зрівноважувального моменту від кутової координати надалі може бути чисельно проінтегрована для визначення роботи сил опору і вибору необхідного рушійного моменту.

Таким чином, використання SolidWorks Motion дозволяє наочно продемонструвати рух механізму, що проєктується, та скоротити час отримання



кінематичних та силових характеристик механізму без побудови аналітичних моделей. У навчальному процесі доцільно використовувати можливості SolidWorks Motion одночасно з традиційними методами кінематичного та динамічного аналізу.

#### Перелік посилань

1. Усік, В. В. Курс теорії механізмів і машин [Текст] : навч. посіб / В. В. Усік, В. О. Меньшиков. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2019. – 320 с.
2. Motion for Layout Sketches [Electronic resource]. – Available et: [https://help.solidworks.com/2024/english/SolidWorks/motionstudies/c\\_motion\\_layout\\_sketches.htm?id=22.5.1](https://help.solidworks.com/2024/english/SolidWorks/motionstudies/c_motion_layout_sketches.htm?id=22.5.1)

### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОФІЛЮ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА У САПР SOLIDWORKS

*М. П. Ковальов, О. Ю. Кладова, Т. К. Мурадян*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Зубчасті колеса становлять важливий елемент більшості машин і механізмів. Якість моделювання та виготовлення зубчастих коліс впливає на загальну працездатність обладнання. Особливої уваги потребують методи моделювання коліс, які використовуються для передавання значних навантажень в авіаційній галузі, важкому та транспортному машинобудуванні.

Серед багатьох існуючих методів створення моделей евольвентних зубчастих коліс засобами САПР можна виділити один суттєвий недолік – перехідна крива між евольвентою та колом западин замінюється дугою кола [1, 2]. Така заміна знижує точність подальшого аналізу якісних показників зачеплення, а також кінематики, динаміки та міцності механізму.

Задача отримання геометричної моделі колеса в САПР SolidWorks, яка з достатньою точністю відтворює профіль зуба колеса, сформованого методом обкочування, реалізована двома способами.

Перший спосіб. Змодельовано технологічний процес виготовлення колеса. Вхідними параметрами моделі зубчастого колеса є модуль  $m$ , кількість зубів  $z$ , коефіцієнт зміщення  $x$ . Вхідними параметрами моделі інструментальної рейки є модуль  $m$ , кут нахилу профілю рейки  $\alpha$ , коефіцієнт висоти головки зуба  $h_a^*$ , коефіцієнт радіального зазору  $s_a^*$  та радіус заокруглення головок зубців різальної рейки  $\rho_f$ .

Отримання профілю колеса методом обкочування у САПР SolidWorks представляє собою багаторазове повторення операцій обертуті заготовки на обраний кут  $\varphi$  (кутовий крок), зміщення різального інструменту на відповідну відстань  $s_p$  та видалення з заготовки матеріалу, який перетинається з різальним інструментом. Необхідні значення були отримані за допомогою рівняння [3]:



$$r\varphi = s_p, \quad (1)$$

де  $r$  – радіус ділильного кола,  
 $\varphi$  – кут обертання колеса,  
 $s_p$  – переміщення рейки.

Для моделювання обкочування застосовано макроси, що дозволяють автоматизувати процес. Запропонований метод має певні особливості: дискретність профілю зубчастого колеса впливає на точність і може спричиняти похибки; велика кількість операцій знижує швидкодію САПР.

Другий спосіб. Профіль зуба зубчастого колеса отримано за допомогою двох систем рівнянь. Рівнянь евольвенти [4]:

$$x(\varphi) = r_b(\cos \varphi + \varphi \sin \varphi), \quad (2)$$

$$y(\varphi) = r_b(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi), \quad (3)$$

де  $r_b$  – радіус основного кола зубчастого колеса,  
 $\varphi$  – кут обертання колеса при формуванні евольвентного профілю зуба.

Рівняння траєкторії руху центра кривизни заокруглення головок зубців різальної рейки, яка є подовженою евольвентою [4]:

$$x(\varphi) = (x_A + r\varphi) \cos \varphi - (x_A + r) \sin \varphi, \quad (4)$$

$$y(\varphi) = (x_A + r\varphi) \sin \varphi + (y_A + r) \cos \varphi, \quad (5)$$

де  $r$  – радіус початкового кола зубчастого колеса,  
 $\varphi$  – кут обертання колеса при формуванні перехідної кривої профілю зуба,  
 $x_A, y_A$  – координати центру заокруглення головок зубців різальної рейки, задані у системі координат, пов'язаної з ділильною прямою рейки.

Перевірка точності побудови моделі виконана шляхом оцінювання збігу профілів, отриманих двома способами, а також аналізу інтерференції поверхонь двох однакових коліс у зачепленні. Показано, що наявні похибки залежать від величини кроку обертання колеса при моделюванні нарізання. Для  $z = 20$ ,  $m = 1$  мм, стандартна рейка, крок дискретизації  $1^\circ$  градус загальна площа зон інтерференції становить  $9,6 \cdot 10^{-6}$  мм<sup>2</sup>,  $0,5^\circ$  –  $1,4 \cdot 10^{-6}$  мм<sup>2</sup>,  $0,25$  градусів –  $8,8 \cdot 10^{-7}$  мм<sup>2</sup> і при цьому спостерігається зменшення кількості зон інтерференції. Отже крок дискретизації слід обирати таким чином, щоб відхилення профілів не перевищували встановлених на профіль допусків.

*Висновки.* Розроблено методику моделювання теоретичного профілю зубчастого колеса в САПР SolidWorks. Методика дозволяє отримувати 3D- моделі з точністю, що відповідає встановленим на профіль допускам. Отримані моделі



можуть бути використані для дослідження якісних показників зачеплення, кінематики, динаміки та міцності механізму, а також під час виготовлення коліс методами 3D друку або лазерного різання. Крім того, методика дає змогу наочно демонструвати процес виготовлення коліс методом обкочування у навчальному процесі.

#### Перелік посилань

1. Colbourne, J. B. The Geometry of Involute Gears [Text] / J. B. Colbourne. – Berlin : Springer-Verlag, 1987. – 532 с.
2. Фесенко, К. В. Параметричне моделювання зубчастих коліс у системі Siemens NX [Текст] / К. В. Фесенко, В. А. Даценко, Ю. В. Василевський // Нові технології в машинобудуванні : тези доп. XXXIV Всеукр. наук.-техн. конф. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2024. – С. 27–29.
3. Усік, В. В. Курс теорії механізмів і машин [Текст] : навч. посіб / В. В. Усік, В. О. Меньшиков. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2019. – 320 с.
4. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці [Текст] : навч. посіб / Н. С. Равська, П. П. Мельничук, О. В. Мамлюк [та ін.]. – Київ, 2013. – 215 с.

### КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БАГАТОПЕРЕХІДНОГО ТЕХПРОЦЕСУ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ЛИСТОВОЇ ЗАГОТОВКИ

*О. Г. Нарижний, М. Є. Тараненко*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

При виготовленні деталей в аерокосмічній, суднобудівній та автомобілебудівній промисловості використовуються техпроцеси обробки, засновані на електрогідралічному ефекті (ЕГЕ). Харківський авіаційний інститут був піонером розробки та впровадження таких техпроцесів у промисловість, починаючи з 60-х років минулого століття.

ЕГЕ є процесом перетворення імпульсного розряду електричного струму в рідині в рух та тиск рідини, яка потім діє на технологічний об'єкт і деформує чи руйнує його. Найбільшого поширення набули техпроцеси електрогідралічного деформування тонкошарових заготовок. Природне обмеження таких процесів полягає в недостатній для великих деформацій заготовок величині енергії, яка може бути виділена в одній розрядній камері. В ХАІ було розроблено багатоканальні електрогідралічні преси для штампування габаритних деталей, які використовували десятки розрядних камер, що дозволяло частково подолати вказане обмеження. Наступним кроком збільшення деформацій стало використання багатоперехідного техпроцесу у вигляді багаторазового навантаження заготовки багатьма камерами.

Вивчення і оптимізація деформування в умовах дії ЕГЕ виконувались за рахунок технологічних експериментів, запроваджених на існуючому обладнанні. Починаючи з 2012 року почалося використання комп'ютерного моделювання техпроцесів електрогідралічного деформування тонкошарових деталей в



середовищі пакета LS-DYNA завдяки тому, що в цьому пакеті використано метод FEM-ALE і рівняння стану ідеального газу з припливом енергії. Але досі (за винятком робіт авторів) моделюється лише перший перехід з використанням одного-єдиного розрядного імпульсу без розвантаження.

Доповідь присвячена опису методики моделювання багатоперехідного технологічного процесу електрогідравлічного деформування листової заготовки з використанням підходу DYNAIN, а також аналізу результатів моделювання.

На рис. 1, а показано загальний вигляд моделі технологічної системи вільного деформування (без використання матриці) круглої заготовки з алюмінієвого сплаву діаметром 320 мм і товщиною 1 мм (3). Блакитним кольором показано рідину, яка має властивості води, в тому числі центральну та бічну розрядні камери (1). Притискне кільце (2) обмежує рух фланця, інші деталі технологічного оснащення умовно не показано. Об'єм (4) необхідний для використання методу FEM-ALE. Дві парогазові порожнини, які утворюються при розряді в камерах (1), також не показано. Поруч на рис. 1, б показано вигляд заготовки на початку другого етапу моделювання.

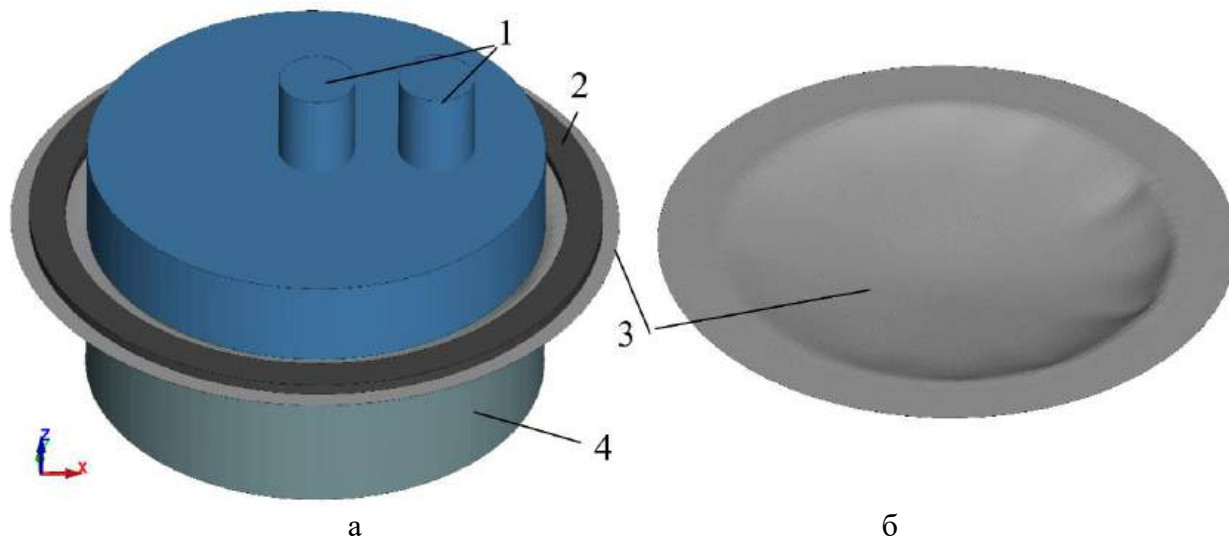


Рис. 1 – Загальний вигляд моделі (а) і заготовки (б) на початку другого етапу моделювання

Першою особливістю моделювання процесу руху заготовки на другому та наступних етапах, порівняно з першим етапом, є наявність початкових переміщень, напружень та деформацій, які накопичені на попередніх етапах деформування. Другою особливістю моделювання на кожному етапі є необхідність відтворювати процеси руху, що відповідають розвантаженню, тобто звільненню заготовки від дії тиску з боку рідини і парогазових порожнин (ПГП). Третя особливість моделювання полягає в тому, що об'єм та форма рідини на початку кожного етапу моделювання змінюються.

Наприкінці кожного етапу моделюється процес розвантаження, для чого в момент 1,25 мс припиняється контактна взаємодія між рідиною і ПГП, з одного боку, і заготовкою, з іншого боку, які починають рухатися незалежно. Для припинення пружних коливань і розсіювання кінетичної енергії заготовки використовується принцип в'язкого демпфування руху з оптимальним коефіцієнтом в'язкості, який дорівнює подвоєній частоті власних коливань. Після зупинки

руху і пружного розвантаження заготовка перебуває в стані рівноваги, тобто поле внутрішніх сил (залишкових напружень) залишається самоврівноваженим і статичним.

При моделюванні багатоетапного деформування в середовищі LS-DYNA використано підхід DYNAIN. Наприкінці етапу виконується збереження параметрів статичного напружено-деформованого стану, які асоційовані з вузлами і скінченними елементами моделі заготовки.

На початку кожного наступного етапу збережені наприкінці попереднього етапу параметри НДС використовуються, щоб задати початкові форму, поля напружень і деформацій заготовки. Надалі використовується програмоване визначення скінченних елементів рідини і розрядних каналів так, щоб контактні поверхні заготовки та рідини збігалися. Після цього починається програмована подача енергії в розрядні канали, які з часом перетворюються на ПГП.

Таким чином, суттєво різняться зміст і прийоми моделювання на першому і черговому етапах. На рис. 2, а показано розподіл пластичних деформацій після першого етапу, а на рис. 2, б – після другого етапу. Якщо на першому етапі максимальні пластичні деформації сягають 4,1%, то наприкінці другого етапу вони збільшуються до 8,1%. Також змінюється загальна картина розподілу пластичних деформацій: з'являються окремі локальні зони високих значень, розділені майже недеформованими ділянками. Це пояснюється початком створення складчастої структури поля переміщень внаслідок пластичної нестійкості, яку ми бачимо на рис. 1, б. Надалі, вже на другому етапі, ці складки стають більш різко вираженими. Ця особливість відповідає відомому з експериментів явищу гофрування.

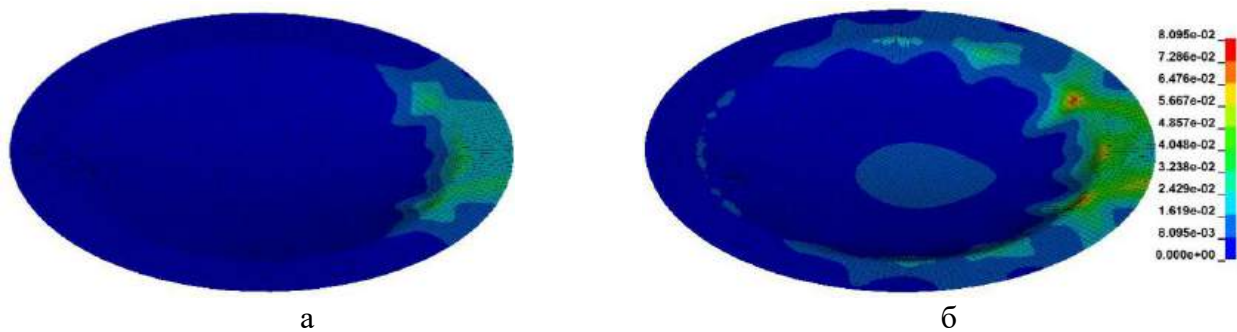


Рис. 2 – Картини розподілу пластичних деформацій після першого (а) і другого (б) етапу моделювання

На рис. 3 показано залежність від часу кінетичної та внутрішньої енергії заготовки на двох етапах моделювання.

Внутрішня енергія в даному випадку складається з роботи внутрішніх сил на пружних і пластичних деформаціях. Протягом розвантаження (після 1,25 мс) робота на пружних деформаціях зникає за рахунок в'язкого розсіяння і залишається лише робота на пластичних деформаціях, яка накопичується так само, як і самі деформації (рис. 2). Кінцеве значення роботи на першому етапі дорівнює початковому значенню на наступному, другому етапі.

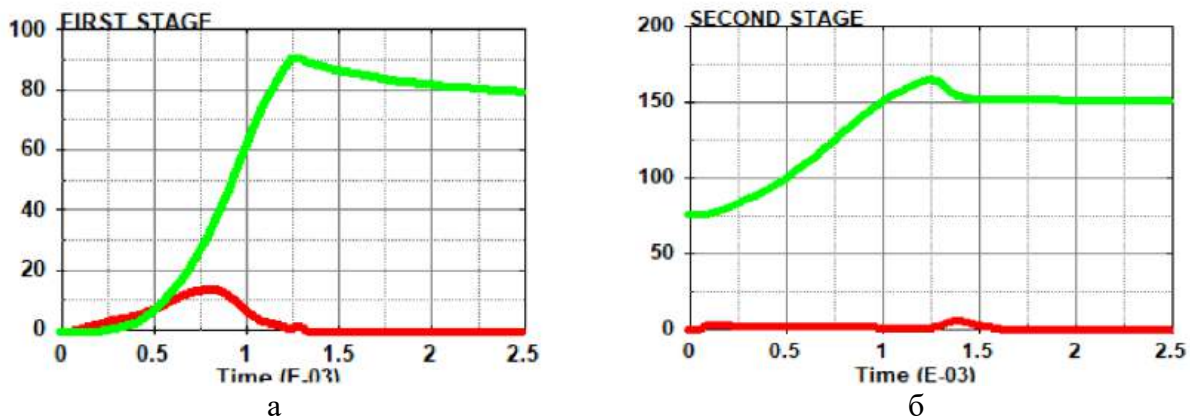


Рис. 3 – Залежність від часу кінетичної (червона лінія) і роботи деформації (зелена лінія) енергії (Дж) на першому (а) та другому (б) етапах моделювання

Кінетична енергія на обох етапах починається з нуля, оскільки заготовка перебуває в стані статичної рівноваги, і закінчується також нульовим значенням завдяки в'язкому демпфуванню.

### РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ РОБОТИ СИСТЕМИ ПІРОМЕТРИЧНОГО ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ У СКЛАДІ УСТАНОВКИ «БУЛАТ-6»

*Ю. О. Сисоєв, Ю. В. Широкий, Є. І. Фесенко*

*Національний аерокосмічний університет*

*«Харківський авіаційний інститут»*

Іонно-плазмова установка «Булат-6» призначена для нанесення вакуумно-дугових покриттів на поверхню виробів різного функціонального призначення. Однією з ключових умов забезпечення високої якості покриттів є точний контроль температури оброблюваних виробів на всіх етапах технологічного процесу. Для реалізації такого контролю в установку інтегровано систему пірометричного вимірювання температури, що забезпечує безконтактний моніторинг температурного стану поверхні виробів у реальному часі. Особливістю системи є її здатність працювати в умовах вакуумно-дугового розряду, де традиційні методи вимірювання є малоефективними через запилення оптичних елементів продуктами ерозії катода.

Розроблений алгоритм роботи системи базується на поєднанні процесів керування вакуумно-дуговим розрядом, рухом планетарного механізму та циклічного вимірювання температури з урахуванням необхідності захисту оптичної системи пірометра. Перед початком технологічного процесу здійснюється введення основних параметрів: напруги на тримачі підкладки при іонному очищенні та нанесенні покриттів, кроку її зміни, граничних температур, тривалості процесу нанесення покриття, а також кількості обертів планетарного механізму між вимірюваннями температури. Оброблювані вироби попередньо розміщуються на сателітах планетарного механізму, причому один із них використовується як контрольний для вимірювання температури у фіксованій точці. Вакуумна камера



відкачується до необхідного рівня тиску, а всі системи установки приводяться у робочий стан.

На етапі іонного очищення алгоритм передбачає циклічну роботу системи: після вмикання вакуумно-дугового розряду та приводу планетарного механізму виробу обертаються протягом заданої кількості обертів. Далі розряд і обертання вимикаються, що створює стабільні умови для проведення вимірювання. Після короткої затримки відкривається захисна заслінка, і здійснюється вимірювання температури поверхні виробу. Отримане значення порівнюється з максимально допустимою температурою іонного очищення. Якщо ця температура досягнута, процес очищення завершується і система переходить до наступного етапу; у протилежному випадку цикл повторюється.

На етапі нанесення покриттів алгоритм ускладнюється необхідністю підтримання температури виробів у заданому діапазоні. Після подачі реакційного газу в камеру процес здійснюється аналогічними циклічними вимірюваннями температури. За результатами кожного вимірювання виконується коригування напруги зміщення на тримачі підкладки: у разі перевищення температури вона зменшується, а при недостатньому значенні – збільшується на задану величину. Такий підхід забезпечує адаптивне керування температурним режимом у процесі нанесення покриттів.

Важливою складовою алгоритму є забезпечення відтворюваності умов вимірювання. Це досягається використанням спеціально розробленого планетарного механізму, який гарантує повернення виробу в одну й ту саму позицію після кожного повного оберту. Завдяки цьому вимірювання температури здійснюється в одній і тій самій точці поверхні, що суттєво підвищує точність і достовірність результатів.

Таким чином, запропонований алгоритм дозволяє реалізувати ефективний температурний контроль у процесах вакуумно-дугового нанесення покриттів, мінімізувати вплив зовнішніх факторів на результати вимірювання та забезпечити стабільність технологічного процесу. Це, у свою чергу, створює передумови для підвищення якості отримуваних покриттів і розширення можливостей застосування іонно-плазмових технологій.

## **ЗАВАДОСТІЙКЕ КОДУВАННЯ СИГНАЛІВ КЕРУВАННЯ ПРЕЦЕНЗІЙНИМИ СИСТЕМАМИ**

*А. С. Сорока, О. В. Бєлявський, О. В. Косенко*  
*Національний аерокосмічний університет*  
*«Харківський авіаційний інститут»*

Проблематика завадостійкого кодування даних була й залишається актуальною проблемою безпомилкової передачі інформації в цифрових приладах і мережевих інтерфейсних сполученнях. Данна робота присвячена питанням розробки завадостійкого коду, що використовується для формування керуючих сигналів в прецезійному роботомеханічному обладнанні.

В багатьох випадках сучасного приладобудування є потреба зробити так, щоб при переході від одного стану приладу до наступного в системі кодування



станів цифрового пристрою відбувалася мінімальна кількість перехідних процесів, наприклад, змінювався лише один двійковий розряд. Ця властивість притаманна коду Грея, чия відповідність позиційному двійковому коду наведена в табл. 1.

Таблиця 1 – Відповідність кодових комбінацій

Десятковий код	Двійковий код 1-2-4-8	Код Грея g1-g2-g3-g4
0	0	0
1	1	1
2	10	11
3	11	10
4	100	110
5	101	111
6	110	101
7	111	100
8	1000	1100
9	1001	1101
10	1010	1111
11	1011	1110
12	1100	1010
13	1101	1011
14	1110	1001
15	1111	1000

Код Грея не дозволяє виконувати арифметичних операцій, проте його використовують у випадках, коли виникає потреба однозначно розрізнити показання вимірювальних пристроїв, суттєво зменшувати, або взагалі унеможливити вплив похибок, в інших випадках, коли це дає суттєві переваги. Для виконання арифметичних дій над отриманими даними від кода Грея повертаються до позиційного двійкового коду 1-2-4-8.

Зазвичай для перетворення коду 1-2-4-8 на код Грея виконують операції виду:

$$g_1 = d_1 \oplus d_2,$$

$$g_2 = d_2 \oplus d_3,$$

.....

або взагалі

$$g_i = d_i \oplus d_{i+1}.$$

Такому алгоритму перетворення даних відповідає цифровий пристрій, функціональна схема якого наведена на рис. 1, а. Зворотнє перетворення відтворює схема, що приведена на рис. 1, б.

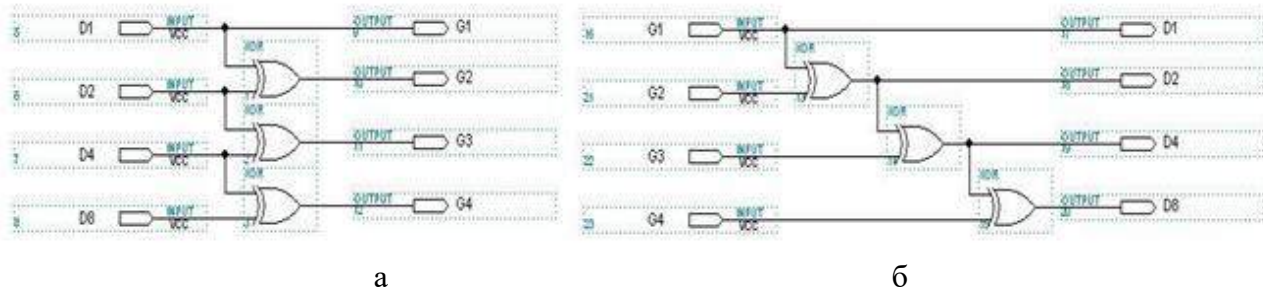


Рис. 1 – Схеми перетворення кодів : а – схема перетворення коду 1-2-4-8 до коду Грея; б – схема перетворення коду Грея на позиційний двійковий код 1-2-4-8

Таким чином для перетворення N-розрядного числа потрібно N-1 елементів XOR (виключаюче АБО), які об'єднані між собою за схемою 1, а. Зворотне перетворення відбувається за допомогою таких же елементів, однак має складнішу структуру. Для N-розрядного числа маємо:

$$d_N = g_N.$$

$$d_i = g_N \oplus g_{N-1} \oplus g_{N-2} \dots \oplus g_i \quad \text{при } i < N$$

Найпростіша схема такого перетворення цього виразу виглядає так, як показано на рис.1, б. Завдяки послідовному з'єднанню елементів XOR час перетворення в цій схемі суттєво збільшується (пропорційно кількості розрядів). Як наслідок у випадку багаторозрядних чисел прибігають до застосування паралельних операцій [1, 2].

Для усунення «гонок» тригерів у багаторозрядному лічильнику (рис. 3), які призводять до появи хибних імпульсів (що може спровокувати аварійну ситуацію в системі керування технологічним обладнанням), пропонується використання модифікованого коду Грея для кодування станів лічильника (рис. 2). Модифікація коду повинна відбуватися за наступними правилами:

1. модифікований код являється цикловим двійковим;
2. кожен стан коду є унікальним;
3. попередній символ коду відрізняється від наступного лише на одну одиницю в будь-якому розряді;
4. кількість повного числа циклового коду є заданим парним числом.

Завдання ІІІ, що поставлене за цими правилами, дає можливість отримати кілька варіантів реалізації модифікованого коду Грея. На рис. 2 наведений приклад двох послідовностей організації одного і того ж лічильника за модулем 6 для різних варіантах кодування станів.

$$\begin{array}{cc}
 0 > 1 > 3 & 0 > 4 > 6 \\
 \wedge & \vee & \wedge & \vee \\
 4 < 5 < 7 & 1 < 5 < 7
 \end{array}$$

Рис. 2 – Різновиди модифікованого коду Грея для лічильника за модулем 6

Для зменшення похибок, що пов'язані з гонками тригерів лічильника станів 12-фазного шагового двигуна, який працює в повнофазному режимі за методом



2-2, запропонований модифікований код Грея, що наведений в табл. 2 в САПР MAX+ PLUS II:

Таблиця 2 – Кодування станів керуючого лічильника модифікованим кодом Грея

```

SUBDESIGN tab_shd_12
(G8, G4, G2, G1, DIR : INPUT;
 D8, D4, D2, D1, F1,F2,F3,F4,F5,F6,F7,F8,F9,F10,F11,F12 : OUTPUT;
)
BEGIN
TABLE
DIR,G8,G4,G2,G1 => D8,D4,D2,D1,F1,F2,F3,F4,F5,F6,F7,F8,F9,F10,F11,F12;
0, 0, 0, 0, 0 => 0, 0, 0, 1, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0; --1
0, 0, 0, 0, 1 => 0, 0, 1, 1, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0; --2
0, 0, 0, 1, 1 => 0, 0, 1, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0; --3
0, 0, 0, 1, 0 => 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0; --4
0, 0, 1, 1, 0 => 0, 1, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0; --5
0, 0, 1, 1, 1 => 0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0; --6
0, 0, 1, 0, 1 => 1, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0; --7
0, 1, 1, 0, 1 => 1, 1, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0, 0; --8
0, 1, 1, 1, 1 => 1, 0, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0, 0; --9
0, 1, 0, 1, 1 => 1, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 0; --10
0, 1, 0, 0, 1 => 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1; --11
0, 1, 0, 0, 0 => 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1; --12
END TABLE;
END;
    
```

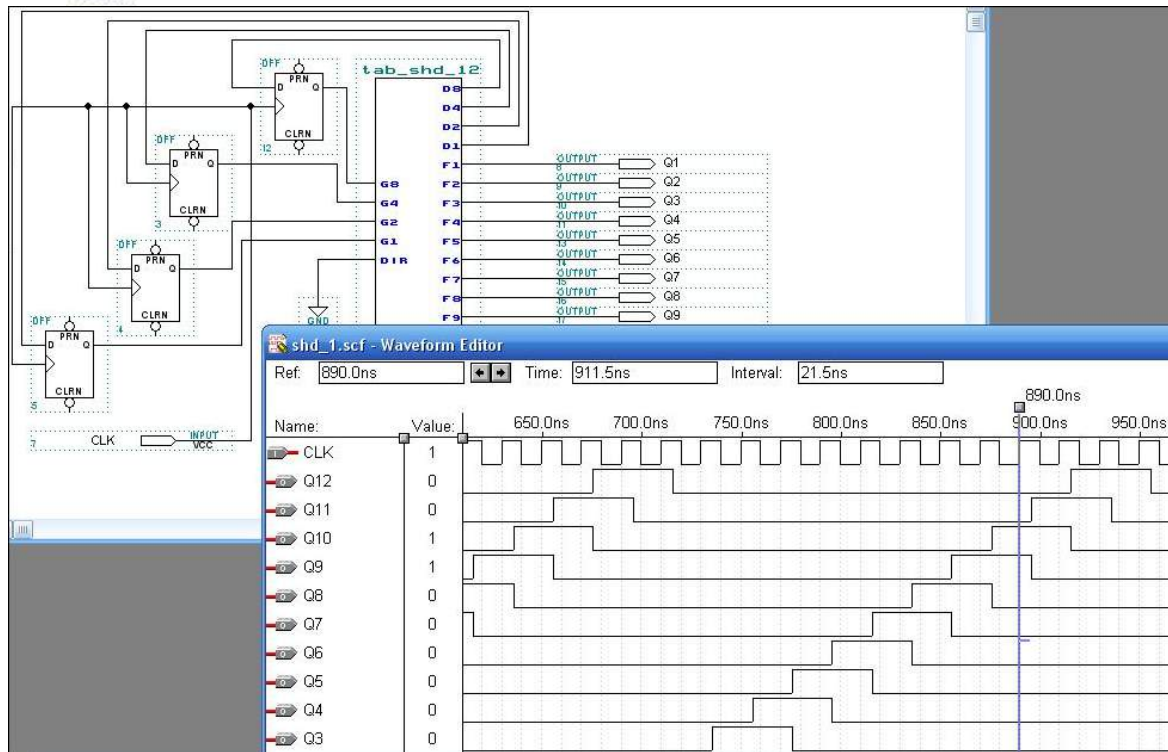


Рис. 3 – Схема і діаграма вихідних сигналів керуючого лічильника при використанні модифікованого коду Грея

В роботі розглянута задача проектування завадостійкого кода для кодування сигналів керування прецизійним обладнанням, розроблені граничні умови до



алгоритму проектування зазначеного коду, проведена апробація синтезу лічильника модифікованого коду Грея для керування фазними струмами 12-фазного крокового двигуна прецезійного виконавчого механізму.

#### Перелік посилань

1. Белявський, А. В. Основи цифрової схемотехніки [Текст] : навч. посібн. / О. В. Белявський, І. В. Буняєва, І. А. Сипченко. – Х.: НАУ «ХАІ» ім. М. С. Жуковського, 2012. – 80 с.
2. Titze, U. Halbleiter – Schaltungstechnik. Fünfte überarbeitete Auflage [Text] / U. Titze, Ch. Schenk. – Berlin, Heidelberg: SPRINGER –VERLAG, 1980. – 512 p.

### СУЧАСНІ МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЙ ТРАНСПОРТУЮЧИХ МАШИН ПРИ ЇХ ПРОЄКТУВАННІ

*А. В. Костюров, О. В. Торосян*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

На сучасному етапі розвитку машинобудування та виробничих систем суттєво зростають вимоги до технічного рівня, надійності та ефективності транспортуючих машин, які є невід'ємною складовою більшості технологічних процесів. До таких машин належать конвеєри, стрічкові транспортери, елеватори та інші технічні засоби, що забезпечують переміщення вантажів у межах виробничих і логістичних систем. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває вдосконалення методів їх проектування на основі сучасних підходів до моделювання та оптимізації конструкцій.

Класичні методи проектування, що базуються на аналітичних залежностях і спрощених інженерних розрахунках, у багатьох випадках не забезпечують необхідної точності при дослідженні складних просторових конструкцій і реальних умов навантаження. Це зумовлює необхідність широкого впровадження комп'ютерного моделювання (рис. 1), яке дозволяє адекватно відтворювати геометрію об'єктів, фізико-механічні властивості матеріалів та граничні умови їх роботи.

Одним із найбільш ефективних інструментів інженерного аналізу є метод скінченних елементів, який дозволяє здійснювати детальне дослідження напружено-деформованого стану конструкцій транспортуючих машин. Застосування цього методу дає змогу визначати розподіл напружень і деформацій у складних вузлах і елементах, виявляти концентрації напружень, оцінювати запас міцності та прогнозувати довговічність конструкції. Використання чисельних методів забезпечує підвищення точності розрахунків і дозволяє враховувати складні нелінійні ефекти, що виникають у процесі експлуатації.



Рис. 1 – 3D CAD-модель транспортуючої машини

Поряд із моделюванням важливим етапом проектування є оптимізація конструкцій, яка полягає у визначенні раціональних параметрів об'єкта з урахуванням заданих критеріїв і обмежень. У сучасній інженерній практиці застосовуються різні підходи до оптимізації, серед яких особливе місце займають параметрична, топологічна та багатокритеріальна оптимізація. Параметрична оптимізація передбачає варіювання геометричних і конструктивних параметрів з метою досягнення оптимального значення цільової функції. Топологічна оптимізація орієнтована на визначення найефективнішого розподілу матеріалу в межах заданого об'єму, що дозволяє суттєво знизити масу конструкції при збереженні її міцнісних характеристик. Багатокритеріальна оптимізація, у свою чергу, дає змогу враховувати одночасно кілька суперечливих критеріїв, таких як міцність, жорсткість, маса, вартість та енергоефективність.

Сучасні системи автоматизованого проектування забезпечують інтеграцію процесів моделювання, аналізу та оптимізації в єдиному інформаційному середовищі. Це дозволяє реалізувати ітераційний підхід до проектування, при якому результати чисельного аналізу безпосередньо використовуються для коригування геометрії та параметрів конструкції. Такий підхід сприяє скороченню термінів розробки, підвищенню якості проектних рішень і зниженню витрат на створення нових технічних систем.

Перспективним напрямом розвитку є використання концепції цифрового двійника, яка передбачає створення віртуальної моделі транспортуючої машини, що супроводжує її протягом усього життєвого циклу. Це дає змогу здійснювати моніторинг технічного стану обладнання в режимі реального часу, прогнозувати можливі відмови та оптимізувати режими експлуатації. Застосування таких підходів є особливо актуальним для транспортуючих систем, що працюють у складних умовах і піддаються значним динамічним навантаженням.

Крім того, розвиток інформаційних технологій і методів обробки даних сприяє впровадженню інтелектуальних алгоритмів оптимізації, зокрема методів машинного навчання та еволюційних алгоритмів. Використання зазначених підходів дозволяє ефективно розв'язувати складні задачі багатопараметричної

оптимізації та знаходити раціональні інженерні рішення в умовах невизначеності та обмеженості ресурсів.

Отже, сучасні методи моделювання та оптимізації є визначальними у процесі проєктування транспортуючих машин. Їх застосування дозволяє підвищити точність інженерних розрахунків, зменшити матеріаломісткість конструкцій, а також підвищити їх надійність і тривалість служби. Подальший розвиток цих підходів сприятиме створенню високоефективних і конкурентоспроможних технічних систем, що відповідають сучасним вимогам промисловості.

## ПРОГРАМНИЙ РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ОПЕРАЦІЙ В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОЦЕСІ ДЕТАЛІ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА «ШЕСТЕРНЯ»

*В. В. Третяк, О. В. Караванський*  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Складання плану технологічного процесу – один із важливіших етапів в конструкторсько-технологічній підготовці виробництва.

До важливих процедур належить розрахунок кількості операцій під час розроблення плану технологічного процесу. Цей етап є досить важливим і відповідальним, проте він потребує багато часу та має виконуватися зі швидким аналізом та оновленням оперативної інформації. На кафедрі 204 розроблено програмний модуль, який можна використовувати для швидкого виконання таких розрахунків. Для цього потрібно виконати ескіз з показом всіх поверхонь деталі (рис. 1), занести дані в представлені таблиці (рис. 2) і швидко розрахувати кількість операцій по кожній поверхні (рис. 3-7).

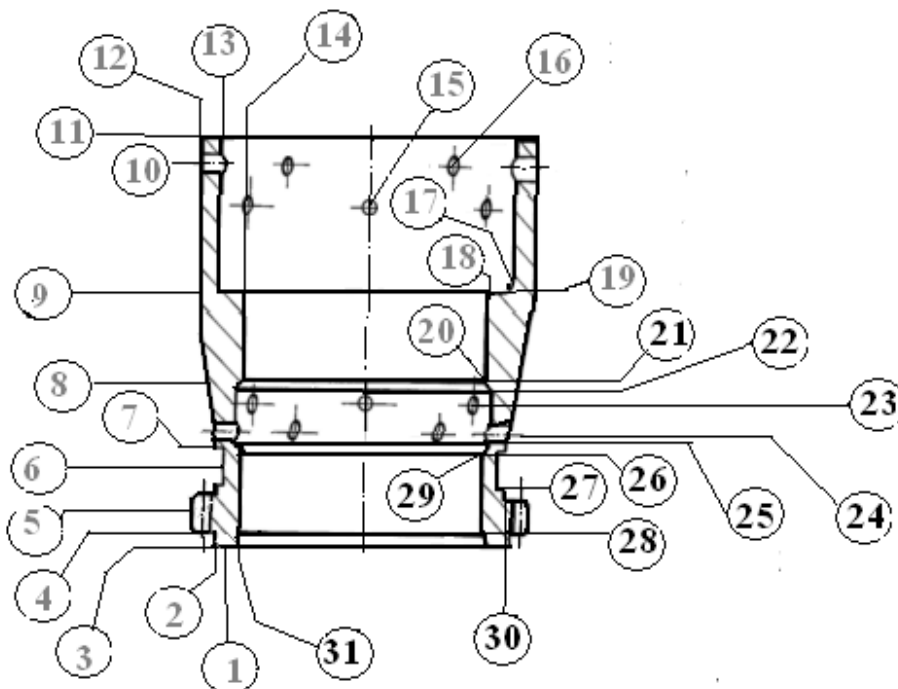


Рис. 1 – Ескіз деталі «Шестерня» з визначеними поверхнями



+	+	+	+	+	+	+	+
-	-	-	-	-	-	-	-
Найм/Пар]	Знач(мм)	Вал_доп	Отв_доп	Верх(мкм)	Нижн(мкм)	Ра(мкм)	RZ(мкм)
D	78	h9	-	0	-0,074	5	20
L	76	h12	-	0	-0.3	5	20

Рис. 2 – Фрагмент екранної форми таблиці даних по поверхні 12

Формула 1

$$n_T = \frac{\lg U_{\text{общ}}}{\lg 2,9} = \frac{\lg \left( \frac{T_{\text{заг}}}{T_{\text{дет}}} \right)}{0,46} = \frac{\lg \left( \frac{1500}{16} \right)}{0,46} \approx 4.28$$

Рис. 3 – Фрагмент екранної форми для визначення формули для розрахунків

Таблиці відхилень

Вал 6 кв.	Вал 7 кв.	Вал 8,9 кв.	Вал 10-12 кв.	Вал 13-17 кв.	Отвір 5, 6 кв.	Отвір 7 кв.	Отвір 8,9 кв.	Отвір 10-12 кв.	Отвір 13-17 кв.
-----------	-----------	-------------	---------------	---------------	----------------	-------------	---------------	-----------------	-----------------

Рис. 4 – Екранна форма для визначення параметрів відхилень

Розрахунок кількості операцій

Ном. розмір деталі: T-? Заготовка: ? Rz-? ?

Ном. розмір заг.: h9 074 3,05 3 Rz20 20 2,4 2 3

Деталь: Поверхня: 12 ?

Перерахувати, Прийнято, Розрахувати

Рис. 5 – Фрагмент екранної форми з розрахунком необхідної кількості операцій по поверхні 12

Таблиця для розрахунку кількості обробок поверхонь

№	Характеристики		Кількість				Характеристики по операціям:					Технологічні операції	
	Деталь	Заготовка	n <sub>T</sub>	n <sub>ш</sub>	n <sub>с</sub>	n <sub>г</sub>	1	2	3	4	5	№	Найменування
N поверхні	Точність заготовки	Шорсткість заготовки					h12					10	Токарна з ЧПК
12	is16	Rz180	3,05				Rz80					30	Токарна з ЧПЕ
Вид	1900	180	3				h10					50	Шльфувальна
Розмір заготовки							Rz40	h9					
82	Точність деталі	Шорсткість деталі						Rz20					
Розмір деталі	h9	Rz20											
78	074	20											

Рис. 6 – Фрагмент екранної форми з розрахунковою таблицею операцій для поверхні 12

За допомогою програмного модуля розрахована кількість операцій для деталі «Шестерня» в курсовому проєкті. Даний модуль може бути використаний при проєктуванні нових технологічних процесів на підприємстві.



## Логістичні системи у виробництві

### ПРОЕКТУВАННЯ ЦИФРОВОЇ ЕКОСИСТЕМИ ТРАНСПОРТНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ У МЕГАПОЛІСІ

*В. О. Захаренко*

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»*

Як тільки місто досягає скільки-небудь помітного розміру, доводиться вирішувати проблему пасажирських перевезень: вивчати пасажиропотоки, створювати маршрути, залучати перевізників, здійснювати постійний моніторинг та регулювання. У сучасному мегаполісі пасажирські перевезення ускладнюються переважністю інфраструктури, фрагментарністю існуючих допоміжних сервісів та відсутністю єдиного цифрового доступу до всіх мобільних послуг.

Метою цього дослідження є запропонувати для подальшого обговорення загальну концепцію розвитку екосистеми пасажирських перевезень мегаполісів України.

Цифрова екосистема в загальному випадку – це мережа взаємопов'язаних акторів (користувачів, постачальників послуг, розробників, регуляторів), які взаємодіють через цифрову платформу [1, 2]. Вона створює додаткову вартість завдяки мережевим ефектам, інтеграції даних та відкритим інтерфейсам. Це відкрите, слабо пов'язане та кероване попитом середовище агентів, що самоорганізується, при цьому кожний агент є активним і керується виключно власною вигодою або прибутком [3]. За рівнем відкритості цифрові екосистеми поділяються на відкриті, напівзакриті та закриті.

Проектування цифрової екосистеми для транспортних перевезень у мегаполісі включає ряд основних етапів:

1. Аналіз поточної транспортної системи:

- Оцінка існуючої інфраструктури: дороги, маршрути, види транспорту.
- Збір даних про пасажиропотік, пікові навантаження, вузькі місця.
- Виявлення потреб мешканців та проблем у поточній системі.

2. Формування концепції цифрової екосистеми:

- Визначення цілей: стійкість, зручність, мультимодальність, зниження викидів CO<sub>2</sub>.
- Вибір архітектури: централізована платформа або розподілена система.

3. Проектування компонентів екосистеми.

- Цифрова платформа: керування маршрутами, білінг, аналітика.
- Мобільні застосунки: для пасажирів, водіїв, операторів.
- Інтеграція з сервісами: таксі, каршерінг, велосипеди, метро, автобуси;
- Інфраструктура даних: цифрові двійники, геоінформаційні системи (ГІС).



Проектування цифрової екосистеми транспортних перевезень може черпати натхнення з біологічних екосистем, імітуючи процеси життя, еволюції та екології. Це дозволяє створювати системи, що мають властивості самоорганізації, масштабованості та стійкості [4], [5].

Так само, як у біологічних екосистемах організми взаємодіють із середовищем, у цифрових екосистемах "агенти" (застосунки, сервіси, інтелектуальні об'єкти) взаємодіють із "середовищем проживання" (мережевими вузлами) [6].

Технічні рішення та реалізації цифрових екосистем:

- Сервіс-орієнтована архітектура (SOA): SOA є ключовим підходом, що дозволяє створювати програми шляхом об'єднання слабопов'язаних та сумісних сервісів [7]. У цифровій екосистемі вона розширюється з допомогою автоматичного комбінування доступних і застосовних сервісів задоволення запитів користувачів [8].
- Розподілені обчислення та агенти: Цифрові екосистеми можуть бути реалізовані як розподілені системи з агентами, здатними мігрувати між зв'язаними місцями [9]. Це дозволяє здійснювати локальну та глобальну оптимізацію одночасно.
- P2P-мережі. Цифрове середовище може бути системою типу «однорангово-одноранговий» (P2P), що має переваги у стійкості, відмовостійкості та масштабованості в порівнянні з централізованими моделями.
- Подібно-орієнтована архітектура (EDA): Вкрай важлива для аналізу поведінки клієнтів у реальному часі та надання релевантних пропозицій. У транспортній екосистемі це дозволяє оперативно реагувати зміни дорожньої ситуації чи попиту перевезення.
- Єдиний клієнтський профіль та ID: Централізоване зберігання клієнтського профілю та єдиний ID клієнта критично важливі для надання підтримки, попередження очікувань та розуміння потреб як, наприклад AliPay.
- Безпека, ідентичність та довіра. Важливі аспекти, які необхідно враховувати на кожному рівні системи. У розподіленій системі, такій як цифрова екосистема, необхідна система управління ідентифікацією та механізми довіри між користувачами та організаціям.

Як показано у матеріалах доповіді, проектування цифрової екосистеми транспортних перевезень у мегаполісі потребує комплексного підходу, що поєднує передові технології, принципи самоорганізації, адаптації та ефективної взаємодії між усіма учасниками.

Завдання майбутніх досліджень на цю тематику полягають у деталізації цифрової платформи транспортної архітектури мегаполісу, введення в цю модель, як окремого елемента, сховища даних, яке містить інформацію про учасників екосистеми, маршрути, транзакції та ін. модель якого була запропонована у [10]. Також особливу увагу буде приділено визначенню учасників, їх ролей, взаємозв'язків та життєвого циклу цифрової екосистеми, що буде спроектована.



**Перелік посилань**

1. Briscoe, G. Digital ecosystems: ecosystem-oriented architectures [Text] / G. Briscoe, S. Sadedin, P. D. Wilde // *Natural Computing*. – 2011. – Vol. 10(3). – P. 1143–1194. doi:10.1007/s11047-011-9254-0.
2. Boley, H. Digital ecosystems: principles and semantics [Text] / H. Boley, E. Chang // *Proceedings of the 1st IEEE International Conference on Digital Ecosystems and Technologies*, Cairns, Australia, February 2007. – P. 28-33.
3. Digital ecosystems: a next generation of the collaborative environment [Text] // *Proceedings of the 8th International Conference on Information Integration and Web-based Applications & Services (iiWAS'2006)*, Yogyakarta, Indonesia, 4–6 December 2006. – P. 3-24.
4. Levin, S. Ecosystems and biosphere as complex adaptive systems [Text] / S. Levin // *Ecosystems*. – 1998. – Vol. 1, no. 5. – P. 431–436.
5. Averian, A. A reference architecture for digital ecosystems [Text] / A. Averian // *IntechOpen*. – 2018. – 20 p. doi: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.77395>.
6. Ferronato, P. Architecture for digital ecosystems, beyond service-oriented architecture [Text] / P. Ferronato // *IEEE-IES Digital Ecosystem Technologies Conference*. – 2007. – P. 20-25. doi: 10.1109/DEST.2007.372047.
7. Service-oriented computing: concepts, characteristics and directions [Text] / T. Catarci, M. Mecella, J. Mylopoulos, M. Orłowska // *Матеріали міжнародної конференції Web Information Systems Engineering*. IEEE Press, Los Alamitos. – 2003. – P. 312.
8. Singh, M. Service-Oriented Computing: Semantics, Processes, Agents [Text] / M. Singh, M. Huhns // *Chichester: Wiley*, 2005. – 572 p.
9. Hensher, D. A. The future of mobility as a service [Text] / D. A. Hensher // *Transportation Planning and Technology*. – 2024. – Vol. 47, no. 5. – P. 624–627. – doi: 10.1080/03081060.2024.2356619.
10. Захаренко, В. Проектування бази даних поїздок користувачів громадського транспорту з елементами технології Data Warehouse [Текст] / В. Захаренко, І. Туркін, І. Шевченко // *Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології*. – 2023. – №97. – С. 205–216. doi: <https://doi.org/10.32620/akt.2024.3.10>

Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція  
факультету авіаційних двигунів (ФАД)

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ  
ДВИГУНОБУДУВАННЯ,  
ЕНЕРГЕТИКИ  
ТА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ МЕХАНІКИ**

Редактор Г. С. Мартакова  
Комп'ютерна верстка Г. С. Мартакова

Ум. друк. арк. 8,3. Обл.-вид. арк. 9,37. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»  
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17  
<http://www.khai.edu>  
Видавничий центр «ХАІ»  
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17  
[izdat@khai.edu](mailto:izdat@khai.edu)

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів  
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001