

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Сумський державний університет

***СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В
ПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ***

МАТЕРІАЛИ

***II Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції
(Суми, 17 – 20 квітня 2012 року)***

ЧАСТИНА 3

***Конференція присвячена
6-му Всеукраїнському фестивалю науки
і Дню науки в Україні***

Суми
Сумський державний університет
2012

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Сумський державний університет

Сучасні технології в промисловому виробництві

Матеріали
II Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції
(Суми, 17 – 20 квітня 2012 року)

ЧАСТИНА 3

*Конференція присвячена
6-му Всеукраїнському фестивалю науки
і Дню науки в Україні*

Суми
Сумський державний університет
2012

Шановні пані та панове!

Деканат і кафедри факультету технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету запрошують Вас взяти участь у роботі II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві», присвяченій 6-му Всеукраїнському фестивалю науки і Дню науки в Україні.

Конференція проходитиме з 17 по 20 квітня 2012 року.

Час та місце роботи секцій, які Вас цікавлять, зазначені у програмі.

Адреса університету: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Телефон для довідок: 33-10-24.

Відкриття конференції

17 квітня 2012 р.

Початок о 9⁰⁰, ауд. ЛА-215.

Програма і завдання конференції. Розповсюдження тез доповідей по секціях.

Голова оргкомітету - проф. Черноус А. М.

Робота по секціях

СЕКЦІЯ «ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ»

Голова – проф. А. О. Євтушенко

Секретар – доц. О. С. Ігнат'єв

17 – 18 квітня 2012 р.

Початок: 10⁰⁰ – 13⁰⁰, 14⁰⁰ – 17⁰⁰, ауд. ЛБ-110.

1. Исследование струйно-реактивной турбины для пневмоагрегатов.
Докл.: Бережной А.С., аспирант,
Ванеев С.М., доцент, СумГУ, г. Сумы.
2. Розроблення свердловинних насосів для артезіанських водозаборів великої потужності.
Доп.: Беліков П.В., студент,
Каплун І.П., доцент, СумДУ, м. Суми.
3. Численное решение прямой 3Д-задачи в проточной части центробежного насоса.
Докл.: Бондарев А.О., аспирант, СумГУ, г. Сумы.
4. Компресія рідини у шестеренному насосі з внутрішнім зачепленням.
Доп.: Зимовець Т.В., студент,
Ігнат'єв О.С., доцент, СумДУ, м. Суми.
5. Інноваційні методи створення нових проточних частин відцентрових насосів.
Доп.: Каплун І.П., доцент, Карапузова О.В., студентка,
Лугова С.О, асистент, СумДУ, м. Суми.

6. Покращання характеристик доцентрового ступеня за рахунок використання розрізних лопатей.

Доп.: Казнієнко Д.В., пров. фахівець,
Ковальов І.О., професор, СумДУ, м. Суми.

7. Оценка целесообразности внедрения высокооборотных динамических насосных агрегатов с прямым электроприводом.

Докл.: Гулый А.Н., доцент,
Кобизская А.А., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

8. Оптимизация геометрии отвода свободновихревых насосов типа «TURO».

Докл.: Криштоп И.В., студент, СумГУ, г. Сумы.

9. Досвід практичного впровадження процесу гідроподрібнення.

Доп.: Євтушенко А.О., професор,
Ковальов С.Ф., мол. наук. співробітник,
Овчаренко М.С., мол. наук. співробітник,
Папченко А.А., доцент,
Турчин А., студент, СумДУ, м. Суми.

10. Створення лабораторної установки для виробництва розчинів з нанотрубками.

Доп.: Ковальов С.Ф., мол. наук. співробітник,
Папченко А.А., пров. наук. співробітник,
Чеперегін К.С., студент, СумДУ, м. Суми.

11. Створення агрегату-гомогенізатора для виробництва згущеного молока.

Доп.: Папченко А.А., пров. наук. співробітник,
Барикін О.О., студент,
Шкут А.О., студент, СумДУ, м. Суми.

12. Досвід створення теплогенеруючих агрегатів для систем опалення.

Доп.: Папченко А.А., пров.наук. співробітник,
Овчаренко М.С., мол. наук. співробітник,
Липовий В.М., аспирант, СумДУ, м. Суми.

13. Повышение экономичности свободновихревых насосов типа «TURO» высокой быстроходности.

Докл.: Линник Ю.Ф., студент,
Герман В.Ф., доцент, СумГУ, г. Сумы.

14. Розроблення експериментального стенда для визначення аеродинамічних характеристик ортогональних вітродвигунів.

Доп.: Євтушенко А.О., професор, Папченко А.А., доцент,
Липовий В.М., аспірант, СумДУ, м. Суми.

15. Выбор модели течения жидкости при проектировании лопастной гидравлической машины.

Докл.: Марченко Л.К., аспірант, СумГУ, г. Сумы.

16. Дослідження впливу геометричних параметрів лопатевої ґратки осевого робочого колеса з низькою швидкохідністю на його енергетичні та напірні характеристики.

Доп.: Каплун І.П., доцент, Матвієнко О.А., аспірантка,
Оприско М.Б., студент, СумДУ, м. Суми.

17. Самовсмоктувальний насос рециркуляційного типу з однолопатеvim робочим колесом.

Доп.: Найда М.В., аспірант, Колісніченко Е.В., доцент,
Євтушенко А.О., професор, СумДУ, м. Суми.

18. Порівняльний аналіз робочого процесу самовсмоктувальних відцентрових насосів.

Доп.: Гусак О.Г., доцент, Ніколаєнко Л.М., аспірантка,
Лугова С.О., асистент,
Котенко О.І., доцент, СумДУ, м. Суми.

19. Шляхи удосконалення вільновихрових насосів.

Доп.: Ніколаєнко Л.М., аспірантка,
Котенко О.І., доцент, СумДУ, м. Суми.

20. Розроблення стенда для дослідження гідродинамічних ефектів у проточній частині РДАГ.

Доп.: Євтушенко А.О., професор,
Ковальов С.Ф., наук. співробітник,
Овчаренко М.С. наук. співробітник,
Папченко А.А., доцент, СумДУ, м. Суми.

21. Відмінності життєвого циклу вільновихрових насосів.

Доп.: Салтанов С. І., студент,
Ніколаєнко Л.М., аспірантка, СумДУ, м. Суми.

22. Огляд конструктивних схем самовсмоктувальних відцентрових насосів.

Доп.: Салтанов С. І., студент, Ніколаєнко Л.М., аспірантка,
Лугова С.О., асистент,
Котенко О.І., доцент, СумДУ, м. Суми.

23. Модернізація процесу герметизації головного фланцевого розніму циркуляційного насоса ГЦН 195 – М.

Доп.: Кулініч С.П., доцент,
Чуйко В.П., аспірант, СумДУ, м. Суми.

24. Пристрій для буріння свердловин.

Доп.: Мельников О.П., аспірант, ІФНТУНГ,
м. Івано-Франківськ.

25. Метод зниження навантаження на буровий насос шляхом використання струминних насосів у бурінні.

Доп.: Мельников О.П., аспірант, Паневник О.В., професор,
ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ.

26. Вплив параметрів системи керування на динамічні характеристики мультирежимного гідропривода мобільної робочої машини.

Доп.: Петров О.В., доцент,
Костюк А.В., ВНТУ, м. Вінниця.

27. Застосування програмного комплексу Floworks Cad-системи Solidworks для дослідження гідродинамічних процесів у гідравлічних системах.

Доп.: Петров О.В., доцент, Павлюк О.О., студент,
Печенкін П.О., студент, ВНТУ, м. Вінниця.

28. Фактори впливу на пусковий момент гідроприводів обертального руху.

Доп.: Семічасова Н.С., ст. викладач, ВНТУ, м. Вінниця.

29. Системи керування вібробуджувачем гідроімпульсного привода.

Доп.: Іскович–Лотоцький Р.Д., професор,
Міськов В.П., аспірант, ВНТУ, м. Вінниця.

30. Гідроімпульсна фільтрувальна установка.

Доп.: Іскович–Лотоцький Р.Д., професор,
Любин В.С., асистент, ВНТУ, м. Вінниця.

31. Вплив геометричних параметрів лабіринто-гвинтового насоса на його характеристики.

Доп.: Лебедев А.Ю., магістрант, НТУ “ХП”, м. Харків.

**СЕКЦІЯ «ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГОСМНИХ ВИРОБНИЦТВ»
КАФЕДРА «ПРИКЛАДНА ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА»**

Голова – проф. А. О. Євтушенко
Секретар – доц. О. С. Ігнат'єв

17 – 18 квітня 2012 р.

Початок: 10⁰⁰–13⁰⁰, 14⁰⁰–17⁰⁰, ауд. ЛБ-110.

1. Підвищення енергоефективності будівлі.
Доп.: Бондар А. В., студент, СумДУ, м. Суми.
2. Порівняння стандартизації системи енергетичного менеджменту в Україні і за кордоном.
Доп.: Гордійко Н.І., студентка, СумДУ, м. Суми.
3. Енергозбереження в університетських містечках.
Доп.: Грушецька І.О., студентка, СумДУ, м. Суми.
4. Результати енергетичного обстеження адмінбудівлі ТОВ «Ряснянське».
Доп.: Колесник Ю.В., студент, СумДУ, м. Суми.
5. Підбір насоса при його роботі на мережу зі змінним опором у часі.
Доп.: Потапова Ю.С., студентка, СумДУ, м. Суми.
6. Результати дослідження роботи системи золошлаковидалення теплової електростанції.
Доп.: Сотник М.І., доцент, СумДУ, м. Суми.
7. Система моніторингу теплоспоживання.
Доп.: Ткаченко С.О., студентка, СумДУ, м. Суми.
8. Системний аналіз комплексу подачі і розподілу води.
Доп.: Хованський С.О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.
9. Стандарти з організації енергоменеджменту в розвинутих країнах.
Доп.: Чернишова Ю.В., студентка, СумДУ, м. Суми.
10. Обстеження теплової мережі з метою підвищення енергоефективності.
Доп.: Мандрика А.С., доцент,
Шатрюк О.В., студентка, СумДУ, м. Суми.

11. Гідродинаміка і тепломасообмін під час регенерації промислових адсорбентів.

Доп.: Атаманюк В.М., професор,
Ходорівський Р.В., аспірант,
Басистий М.М. магістр, НУ “Львівська політехніка”,
м. Львів.

12. Вдосконалення конструкції склопакета.

Доп.: Савуляк В.І., професор, Осадчук А.Ю., ст. викладач,
Архіпова Т.Ф., доцент, ВНТУ, м. Вінниця.

СЕКЦІЯ «ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА»

Голова – доц. С. М. Ванєєв
Секретар – асп. Ю. С. Мерзляков

17 – 18 квітня 2012 р.

Початок о 13²⁵, ауд. ЛБ-205.

1. Численное исследование течения в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора.

Докл.: Щербаков О.Н., аспірант,
Калинкевич Н.В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

2. Холодоагент пропан – впровадження в холодильну техніку.

Доп.: Костецький Д.В., аспірант,
Мілованов В.І., професор, ОДАХ, м. Одеса.

3. Методика проектирования высокоэффективных канальных диффузоров центробежных компрессоров.

Докл.: Скорик А.В., аспірант,
Калинкевич Н.В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

4. Визначення концентрації мастила в холодильному контурі.

Доп.: Балашов Д.О., аспірант,
Мілованов В.І., професор, ОДАХ, м. Одеса.

5. Параметрическая модель для оптимизации входного регулирующего аппарата центробежного компрессора.

Докл.: Юрко И.В., аспірант,
Бондаренко Г.А., професор, СумГУ, г. Сумы.

6. Центробежный компрессор мощностью 12 МВт для нового газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-12А.

Докл.: Тertyшный И.Н., аспирант,
Парафейник В.П., доцент, СумГУ, г. Сумы.

7. Численное моделирование течения газа в центробежной ступени.

Докл.: Обухов А.А., инженер-конструктор,
Королев С. К., инженер-конструктор,
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»,
Калашников А.Н., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

8. Моделирование течения в осевых зазорах между дисками рабочих колес и диафрагмами турбомашин.

Докл.: Бага В.Н., студент,
Бондаренко Г.А., профессор, СумГУ, г. Сумы.

9. Исследование течения газа в струйно-реактивной турбине с помощью программного комплекса FLOWVISION.

Докл.: Фроленко Н.Н., студент, Гетало В.В., аспирант,
Ванеев С.М., доцент, СумГУ, г. Сумы.

10. Энергетическое и технико-экономическое сравнение компрессорных машин объемного принципа действия для системы холодоснабжения.

Докл.: Горбовская Е.А., студентка,
Козин В.Н., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

11. Використання органічних теплоносіїв для утилізаційних ПТУ в парогазовому циклі.

Доп.: Тарановський С.А., студент,
Курилов А.Ф., доцент, СумДУ, м. Суми.

12. Проектирование центробежных компрессоров со сменными проточными частями.

Докл.: Поливян В.В., студент,
Калашников А. Н., ст. преподаватель,
Калинкевич Н.В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

13. Дослідження течії газу в реверсивній струмінно-реактивній турбіні за допомогою програмного комплексу FLOWVISION.

Доп.: Ховяков Є.Ю. студент, Бережний О.С., аспирант,
Ванєєв С.М., доцент, СумДУ, м. Суми.

14. Інформаційна система «Проектування відцентрового компресора на основі характеристик модельних ступенів».

Доп.: Пономаренко О. І., студент, Ващенко С. М., доцент,
Калінкевич М. В., доцент, СумДУ, м. Суми.

15. Снижение потерь мощности на трение в ротационных пластинчатых машинах.

Докл.: Васюхно Д. В., студент,
Вертепов Ю. М., доцент, СумГУ, г. Сумы.

**СЕКЦІЯ «ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМНИХ ВИРОБНИЦТВ»
КАФЕДРА «ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА»**

Голова – доц. С.М. Ванєєв
Секретар – асп. Ю.С. Мерзляков

17 – 18 квітня 2012 р.

Початок о 13²⁵, ауд. ЛБ-205.

1. Установка для дезодорации растительных масел на базе жидкостно-парового струйного эжектора.

Докл.: Шарапов С.О., вед. специалист,
Арсеньев В.М., профессор, СумГУ, г. Сумы.

2. Совершенствование холодильной техники, работающей на углеводородах.

Докл.: Плахотнюк М.В., студентка,
Костецкий Д.В., аспирант,
Милованов В.И., профессор, ОГАХ, г. Одесса.

3. Создание экспериментального образца термотрансформатора со струйной термокомпрессией.

Докл.: Проценко М.И., инженер,
Мерзляков Ю.С., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

4. Energy efficiency of binary cycle power plant for the refinery.

Speaker: Omar Adel Hamzah, student,
Mykhailenko T.P., associate professor, KhAI, Kharkov.

5. Потери на аэродинамическое сопротивление вращению рабочего колеса струйно-реактивной турбины в среде вязкого газа.

Докл.: Гетало В.В., аспирант,
Ванєєв С.М., доцент, СумГУ, г. Сумы.

6. Характеристики теплонасосного режима гибридного термотрансформатора с использованием естественных источников теплоты.

Докл.: Буянов С.В., студент, Проценко М.И., инженер,
Ванєєв С.М., доцент,
Арсеньев В.М., профессор, СумГУ, г. Сумы.

7. Оцінка енергоефективності роботи холодильної машини на неазеотропних сумішах.

Доп.: Шеліхова Л.С., студентка,
Мелейчук С.С., доцент, СумДУ, м. Суми.

8. Исследование влияния термических параметров теплоносителей и их свойств на эффективность работы парокompрессионного теплового насоса.

Докл.: Никоненко Д.Д., студент,
Козин В.Н., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

9. Оптимизация теплонасосной установки с бивалентным режимом работы.

Докл.: Кобыльченко Д.А., студентка,
Арсеньев В.М., профессор, СумГУ, г. Сумы.

10. Газотурбінне наддування зі сталим тиском перед турбіною.

Доп.: Гончаренко Б.В., студентка,
Калінкевич М.В., доцент, СумДУ, м. Суми.

11. Термoeкономічне порівняння систем автономного теплопостачання з використанням теплових насосів.

Доп.: Мілютін Ю.Є., студент,
Арсеньев В. М., професор, СумДУ, м. Суми.

12. Проектирование центробежных ступеней с высокоэффективными лопаточными диффузорами.

Докл.: Денисенко А. Г., студент,
Калашников А. Н., ст. преподаватель,
Калинкевич Н.В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

13. Проектирование аэродинамического стенда для газодинамических исследований.

Докл.: Заец И. Л., студент,
Калинкевич Н.В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

14. До питання про новий спосіб отримання теплової енергії.

Доп.: Дрягін Д.П., доцент,
Положій Г.Є., студент, СумДУ, м. Суми.

СЕКЦІЯ “ОПІР МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВО”

Голова – проф. І. Б. Карінцев
Секретар – доц. В. В. Стрелец

19 квітня 2012 р.

Початок о 13²⁵, ауд. М-112.

1. О физико-механических свойствах новых полимеров.

Докл.: Каринцев И.Б., профессор, СумГУ, г. Сумы.

2. Экспериментальное определение механических характеристик тампонажного камня.

Докл.: Каринцева А.И., зав. лабораторией, СумГУ, г. Сумы.

3. Герметичность контакта тампонажного камня с ограничивающей поверхностью.

Докл.: Жулев А.А., студент,
Каринцев И.Б., профессор, СумГУ, г. Сумы.

4. О рациональном выборе количества опор для балок при изгибе.

Докл.: Ништа Б.В., студент,
Каринцев И.Б., профессор, СумГУ, г. Сумы.

5. Расчет на прочность балок из хрупкого материала.

Докл.: Буденная А.И., студентка,
Каринцев И.Б., профессор, СумГУ, г. Сумы.

6. Определение величин натяга между диском и валом паровой турбины.

Докл.: Корсун М.Г., преподаватель, КИ СумГУ, г. Конотоп.

7. Напружено-деформований стан армованого плоского кривого бруса при згинанні з урахуванням неідеального контакту між шарами.

Доп.: Халізева А.Г., студентка, Верещака С.М., професор;
Дейнека А.В., аспірант, СумДУ, м. Суми.

8. Напружено-деформований стан армованого плоского кривого бруса при згинанні з урахуванням ідеального контакту між шарами.

Доп.: Орел О.В., студентка, Верещака С.М., професор;
Дейнека А.В., аспірант, СумДУ, м. Суми.

9. Multilayer theory for delamination stresses in semicircular laminated composite curved bars

Speaker: Karash E.T., postgraduate, SumDU, Sumy.

10. Strength of multi-hollow cylinder with structural defects

Speaker: Karash E.T., postgraduate, SumDU, Sumy.

11. Исследование прочности чугунного люка смотрового колодца при ударных нагрузках.

Докл.: Дума И.А., студент,
Жигилий Д.А., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

12. Расчет рациональной геометрии звена шарнирной роликовой цепи.

Докл.: Заикина М.Л., студентка,
Жигилий Д.А., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

13. Расчет распределения нагрузки между витками резьбы комбинированного соединения болт-гайки и стяжки.

Докл.: Гончарова А.Н., студент,
Жигилий Д.А., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

14. Расчет статически неопределимых призматических стержней при кручении.

Докл.: Ткаченко Я.В., студент,
Жигилий Д.А., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

15. Особенности расчета ресурса ременных передач.

Докл.: Кондусь В.Ю., студент, Примак И.С., студент,
Курочкин В. Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

16. Влияние твердости зубьев на распределение передаточных чисел в двухступенчатых редукторах с раздвоением ступеней.

Докл.: Шепеленко Д.А., студент,
Курочкин В. Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

17. Распределение передаточных чисел в трехступенчатых цилиндрических редукторах.

Докл.: Котляров Р.В., студент, Малиношевский М.В., студент,
Курочкин В. Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

18. Уменьшение недогруженности первой ступени цилиндрических двухступенчатых соосных редукторов.

Докл.: Павловская Н.А., студент,
Пархоменко Е.А., студент, Шкурат Р.В., студент,
Курочкин В. Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

19. Повышение точности расчета червячных передач на контактную выносливость.

Докл.: Сердюк А.А., студент,
Курочкин В.Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

20. Определение модулей зубчатых передач двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора.

Докл.: Гудимова К.В., студент, Демченко А.Н., студент,
Курочкин В.Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

21. Выбор материалов и термообработки в двухступенчатых соосных редукторах.

Докл.: Денисенко В.Б., студент, Зеленая В.П., студент,
Курочкин В.Б., доцент, СумГУ, г. Сумы.

22. Методология исследования отказов деталей машин при их ремонте.

Докл.: Фриган Р.Ю., Багрий Я.В., студенты,
Стрелец В.В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

23. Синтез четырехзвенного рычажного механизма с низшими парами.

Докл.: Заикина М.Л., студентка,
Никитин М.А., доцент, СумГУ, г. Сумы.

24. Графический метод определения скоростей звеньев планетарных механизмов.

Докл.: Гончаренко И.Ю., студент,
Никитин М.А., доцент, СумГУ, г. Сумы.

25. Кинестатический расчет кулачковых механизмов.

Докл.: Цыбульник Ю.В., студент,
Зайцев И.Г., доцент, СумГУ, г. Сумы.

26. Уравновешивание вращающихся масс.

Докл.: Мандрыка В.А., студент,
Зайцев И.Г., доцент, СумГУ, г. Сумы.

27. Раскрытие статической неопределимости неразрезных балок методом начальных параметров.

Докл.: Доля О.А., студент,
Катаржнов С.И., доцент, СумГУ, г. Сумы.

28. Об оптимизации многоступенчатого редуктора.

Докл.: Рыбалка П.В., студент,
Катаржнов С.И., доцент, СумГУ, г. Сумы.

29. Проектирование центробежной фрикционной муфты с рычажным преобразователем усилий.

Докл.: Дели И.И., зав. лабораторией,
Амбарцумянц Р.В., профессор, ОНАПТ, г. Одесса.

30. Проблемные задачи расчета механизмов свободного хода гидротрансформаторов.

Докл.: Ромашкевич С.А., ассистент, ОНАПТ, г. Одесса.

31. Синтез динамически уравновешенного зубчато-рычажного механизма по полному числу параметров.

Докл.: Тутаев С.В., ассистент, ОНАПТ, г. Одесса.

32. Моделювання та вдосконалення оболонкових демпферів.

Доп.: Шопя В.М., ст. наук. співробітник,
Шацький І.П., ст. наук. співробітник,
Попадюк І.Й., ст. наук. співробітник,
Бездів О.О., наук. співробітник,
ІППММ НАН України, м. Івано-Франківськ,
Величкович А.С., доцент, ІФНТУНГ,
м. Івано-Франківськ.

33. Аналіз методів контролю фізико-механічних характеристик металоконструкцій.

Доп.: Карпаш А.М., аспірант, ІФНТУНГ,
м. Івано-Франківськ.

34. Определение вида и характера деформации для ломаного пространственного бруса под действием внутренних силовых факторов.

Докл.: Сиротенко А., ученик, СШ № 24,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

35. Определение усилий в трапецеидальной ферме аналитическим и графическим способами.

Докл.: Лазневой А., ученик, СШ № 15,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

36. Построение эпюр внутренних силовых факторов при различных положениях трехшарнирной арки и схем загрузки.

Докл.: Сапожников Я., ученик, СШ № 15,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

37. Подбор сочетания внутренних силовых факторов при выборе сечений статически определимых балок.

Докл.: Беловол В., ученик, СШ № 12,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

38. Определение внутренних силовых факторов для плоской системы сходящихся и произвольно расположенных сил.

Докл.: Микиша Д., ученик, ЦДЮТ, г. Белополье;
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

39. Сопоставление величин главных центральных и главных моментов инерции аналитическим и графическим способами.

Докл.: Тартагашеев М., ученик, СШ № 15,
Слинько Д., ученик, СШ № 6,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

40. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов для шарнирных балок с помощью поэтажных схем.

Докл.: Киян Ю., ученик, СШ № 12,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

41. Изучение величин нормальных и касательных напряжений при деформации осевого растяжения и сжатия.

Докл.: Ворожко А., ученик, СШ № 6,
Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

42. Выбор неблагоприятных внешних силовых факторов при загрузении треугольной стропильной фермы.

Докл.: Бруква Т., ученик, СШ № 12,
Юрко И.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

43. Термодинамічний розрахунок двигуна Стірлінга.

Доп.: Калініченко І., учень, ЦДЮТ, м. Білопілля;
Скорик А.В., аспірант, СумДУ, м. Суми.

44. Анализ процессов преобразования энергии в паровом двигателе паровоза.

Докл.: Чепуренко И., ученик, ЦДЮТ, г. Белополье;
Скорик А.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

45. Визначення графічної швидкості вільного падіння сферичних тіл.

Доп.: Титова А., учень, ЦДЮТ, м. Білопілля;
Скорик А.В., аспірант, СумДУ, м. Суми.

46. Измерение температуры: от Галлилея до современности.

Докл.: Пирогов Д.О., ученик, СШ № 9,
Ратушный А.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

47. Оптимизация формы криволинейного щита.

Докл.: Васильченко Д.Р., ученик, СШ № 9,
Ратушный А.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

48. Теоретическое обоснование термометра Галилея.

Докл.: Вербовой А.Е., ученик, СШ № 9,
Ратушный А.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

49. Физические принципы получения вакуума.

Докл.: Бондарь Д., ученик, ЦДЮТ, г. Белополье;
Сынашевский О.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

50. Оптичні властивості діаманту.

Доп.: Дубовик А., Кириченко К., учні, ЦДЮТ, м. Білопілля;
Синашевський О.В., аспірант, СумДУ, м. Суми.

**ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ
ТА ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ**

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Ванев С.М., доцент, Бережной А.С., аспирант, СумГУ, г. Сумы

В настоящее время решение проблемы энергосбережения всеми возможными путями является актуальной и первоочередной задачей. Одним из путей решения этой задачи является использование (утилизация) вторичных и бросовых энергоресурсов, в частности замена процесса дросселирования газов и паров на редукторах и регуляторах давления процессом расширения их в турбине. С вала турбины энергия может быть использована для привода различных машин (насосов, компрессоров, вентиляторов) или преобразована в электрическую энергию с помощью генератора.

Такая ситуация имеет место в газовой промышленности (на газораспределительных станциях и газораспределительных пунктах), в различных технологических процессах в химической и других отраслях промышленности, в коммунально-бытовом хозяйстве и т. п.

Для подобного использования может быть предложена струйно-реактивная турбина (СРТ).

Струйно-реактивная турбина в сравнении с классической турбиной просто реверсируется, гораздо проще по конструкции и в изготовлении, а при малых диаметрах рабочего колеса (до 0,2 м) и больших перепадах давления (больше 1 МПа) КПД струйно-реактивной турбины соизмерим с КПД классической турбины. Кроме того, ротор струйно-реактивной турбины обладает меньшим моментом инерции по сравнению с ротором классической турбины, что позволяет получить более динамичную систему, увеличивает быстродействие.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований влияния зазора между рабочим колесом и корпусом струйно-реактивной турбины на ее характеристики. Установлено, что для исследованного диапазона зазоров с увеличением последнего потери на аэродинамическое сопротивление вращению ротора в среде вязкого газа уменьшаются и эффективность турбины увеличивается.

Разработана методика построения расчетных характеристик струйно-реактивной турбины, когда в качестве исходных данных известны: геометрия турбины, зависимость оборотов холостого хода ротора и пусковой момент на валу от давления на входе в турбину. На практике эти исходные параметры являются наиболее доступными и наименее трудоемкими в получении.

Получена безразмерная зависимость коэффициента лобового сопротивления от окружного числа Рейнольдса, что дает нам возможность определять аэродинамическое сопротивление вращению ротора в среде вязкого газа для турбин подобной конструкции при различных геометрических размерах.

РОЗРОБЛЕННЯ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ ДЛЯ АРТЕЗІАНСЬКИХ ВОДОЗАБОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Беліков П.В., студент, Каплун І.П., доцент, СумДУ, м. Суми

Історично так склалося, що в ряді областей України водопостачання обласних центрів та інших відносно великих міст забезпечується виключно за рахунок підземних вод. До таких областей відносяться в тому числі і Сумська та Полтавська області. Для останньої (зокрема безпосередньо у м. Полтава) характерне використання артезіанських водозаборів великої одиничної потужності, основаних на свердловинах великого (14-16 дюймів) діаметру та дебітом понад 400 м³/год.

На даний час на Полтавському водоканалі для першого підйому артезіанської води використовуються заглибні свердловинні насосні агрегати типу ЕЦВ вітчизняного виробництва. Конструкції відцентрових насосів і заглибних двигунів, що входять до складу зазначених агрегатів, були розроблені ще у 70-х роках минулого сторіччя і на даний момент не відповідають сучасним вимогам до ефективності, надійності та ресурсу. Крім того, типорозмірний ряд насосів типу ЕЦВ великої одиничної потужності (100 кВт і більше) для крупних свердловин (14-16 дюймів) представлений лише окремими машинами з параметрами, що значно відрізняються. В результаті на водозаборах вимушено експлуатуються машини з далекими від оптимальних співвідношенням параметрів, зокрема є випадки, коли для зменшення напору насосного агрегату він експлуатується без одного робочого колеса і т.п. Зрозуміло, що в таких умовах, при часто цілодобовій роботі агрегату потужністю понад 100 кВт, енергозбереження залишається лише примарною метою. З огляду на те, що потреба у агрегатах такого класу в Україні незрівнянно менша у порівнянні з агрегатами, наприклад, для свердловин 6 дюймів, вітчизняні виробники не поспішають заповнювати існуючі прогалини у типорозмірному ряду, так як це вимагає внесення змін до існуючих проточних частин насосів, що, в свою чергу, вимагає значних затрат.

Альтернативним варіантом у даному випадку може бути використання розроблених на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки малогабаритних осьових проточних частин. При заданій подачі насосу вони дозволяють виконати його конструкцію значно меншою за діаметром, що дозволяє зменшити його матеріалоемність, а, значить, і ціну. До того ж менші у порівнянні з відцентровими насосами напори на ступінь дозволяють досить точно підбирати напір насосу до свердловини, зменшуючи непродуктивні втрати напору до мінімуму. У комплексі з відомими даними про те, що осьові проточні частини мають найвищих ККД з усіх лопатевих насосів, розробка осьового насосу для крупних свердловин дозволить створити економічне обладнання, що сприятиме вирішенню проблем енергозбереження.

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ 3Д-ЗАДАЧИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Бондарев А.О., аспирант, СумГУ, г. Сумы

Для обеспечения высоких энергетических и динамических характеристик центробежных насосов, выбор геометрических размеров и формы проточной части с учетом взаимного влияния её элементов представляет собой сложную задачу, которая включает в себя решение обратной и прямой задач.

Диссертационная работа «Автоматизированное проектирование проточной части центробежных насосов на основе решения уравнений Навье-Стокса» будет выполняться решением прямой задачи. В связи с тем, что решение уравнения Навье-Стокса вызывает непреодолимые трудности, в работе предполагается эту задачу решать приближенно в постановке Прандтля. Такой подход к настоящему времени имеет глубокий теоретический и экспериментальный опыт использования.

Для решения прямой задачи идеальной жидкости используется метод гидродинамических особенностей, в качестве которой принята вихревая рамка на основе формулы Био-Савара (рис.1,2).

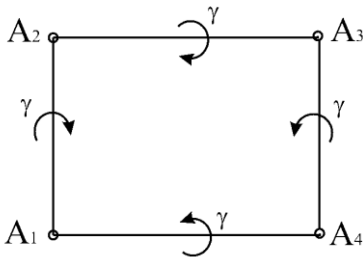


Рисунок 1 – Вихревая рамка

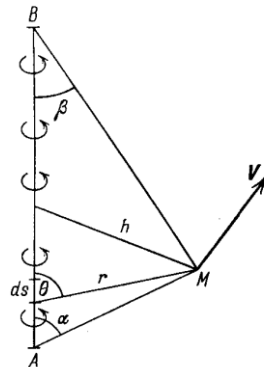


Рисунок 2 – Вихревой отрезок

Список литературы

- 1 Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – Учеб. для вузов. – Изд. 6-е, перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред, физ.-мат. лит., 1987. - 840 с.

Работа выполнена под руководством профессора Косторного С.Д.

КОМПРЕСІЯ РІДИНИ У ШЕСТЕРЕННОМУ НАСОСІ З ВНУТРІШНІМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Зимовець Т.В., студентка, Ігнат'єв О.С., доцент, СумДУ, м. Суми

Однією з особливостей робочої рідини шестеренного насоса є утворення затиснутого об'єму. Затиснутий об'єм утворюється між неробочими профілями зубців шестерень в момент входу в зачеплення другої пари зубців в період до виходу зачеплення попередньої пари зубців. Період існування затиснутого об'єму визначається коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення, який залежить від кількості зубців z (для $z=8-15$, $\epsilon=1,044-1,228$) [1]. Момент утворення затиснутого об'єму співпадає з його максимальною величиною. При подальшому повертанні шестерень відбувається зменшення затиснутого об'єму, а надалі його збільшення до першо початкового стану. Відомо, що період зменшення затиснутого об'єму від максимального до мінімального значення супроводжується компресією робочої рідини, що виникає різке підвищення тиску робочої рідини.

Рідину при тиску, що не перевищує 10 МПа відносять до нестискаємих. Це пояснюється високим значенням модуля пружності робочої рідини $E > 1,35 \cdot 10^9$ Па. Підвищення тиску в затиснутому об'ємі $V_{з.о}$ можна визначити за залежністю [2]:

$$\Delta P = \frac{\Delta V}{V_{з.о}} \cdot E$$

де ΔV - зміна затиснутого об'єму під час компресії;

Таке підвищення тиску супроводжується рядом негативних явищ, а саме:

- динамічними навантаженнями ударного тиску на деталі шестеренного насоса;
- підвищенням вібрацій шестеренного насоса;
- підвищенням шумового тиску;
- пульсації тиску і подачі шестеренного насоса.

Постійна зміна величини затиснутого об'єму обумовлена особливостями конструкції та характером робочого процесу шестеренного насосу.

Так, як коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення шестеренного насоса більше одиниці, то в момент вступу в зачеплення нової пари зубців попередня пара ще не вийшла з зачеплення. Тим самим між неробочими сторонами евольвентних профілів зубців шестерень між точками зачеплення створюється замкнутий об'єм в якому затискається рідина.

Величину затиснутого об'єму отримаємо із наступної залежності:

$$V_{z.o} = S(x) \cdot b,$$

$$z_1 = z_2$$

де, $S(x)$ – площа затиснутого об'єму в залежності від положення точки зачеплення на лінії зачеплення.

b – товщина шестерень [3].

$$\begin{aligned} S(x) = & \left(\frac{\pi}{z_1} + \frac{\pi}{z_2} \right) x^2 + \left[\frac{2\pi^2 r_{o2}}{z_2^2} - \frac{2\pi}{z_2} (r_{o1} + r_{o2}) + tg \alpha + \frac{2\pi^2 r_{o1}}{z_1} \right] x + \\ & \frac{\pi}{z_2} \left[(r_{o1} + r_{o2})^2 tg^2 \alpha - \frac{2\pi r_{o2}}{z_2} (r_{o1} + r_{o2}) tg \alpha + \frac{4\pi^2 r_{o2}^2}{3z_2^2} + r_{o2}^2 - R_{i2}^2 \right] + \\ & \frac{\pi}{z_1} \left(\frac{4\pi^2 r_{o1}^2}{3z_1^2} + r_{o1}^2 - R_{i1}^2 \right) - r_{o1}^2 \frac{tg^3 \gamma_{e1}}{3} - R_{e1}^2 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} + inv \alpha_1 - inv \gamma_{e1} \right) + \\ & R_{i1}^2 \left(\frac{\varphi_1}{2} + inv \alpha_1 \right) - r_{o2}^2 \frac{tg^2 \gamma_{e2}}{3} - R_{e2}^2 \left(\frac{\varphi_2}{2} inv \alpha_2 - inv \gamma_{e2} \right) + R_{i2}^2 \left(\frac{\varphi_2}{2} inv \alpha_2 \right) \end{aligned}$$

де r_0 – радіус основного кола, мм

R_i – радіус кола впадин, мм

R_e – радіус кола виступів, мм

α – кут зачеплення шестерень, град.

φ – кут зуба по початковому колу, град.

$inv \alpha$ – інвалюта.

Затиснутий об'єм частіше всього розвантажують за допомогою глухих каналізаційних канавок невеликої глибини, які виконані на торцевих поверхнях втулок, які одночасно виконують роль підшипників ковзання. Найбільш простим засобом розвантаження затиснутого об'єму є збільшення міжцентрової відстані.

Список літератури

1. Чиняев И.А. Роторные насосы (справочное пособие) – М.: Машиностроение, 1969, - 216 с.
2. Башта Т.М. Расчёты и конструкции самолётных гидравлических устройств. Издание за переработ. и доп. – М.: Оборонгиз, 1961. – 475 с.
3. Бевз О.В. Підвищення механічних характеристик шестеренних насосів типу НШ шляхом усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі. Дисертація на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук, Кіровоград. – 2004, 230 с.

ІННОВАЦІЙНІ МЕТОДИ СТВОРЕННЯ НОВИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

*Каплун І.П., доцент, Карапузова О.В., студентка,
Лугова С.О., асистент, СумДУ, м. Суми*

Розробка нових проточних частин відцентрових насосів - один з основних етапів створення нового насосного обладнання. В даний час в умовах жорсткої конкуренції виробники насосного обладнання зацікавлені не тільки у створенні нового конкурентоспроможного насосного обладнання, але і в скороченні термінів і витрат на розробку нових проточних частин.

Досвід створення нових проточних частин, що застосовувався протягом десятиліть, включав в себе наступні етапи: проектування варіантів проточної частини з використанням струменевої теорії, виготовлення модельних робочих органів та їх подальше доведення на експериментальних стендах з внесенням різних немодельних коригувань геометрії. При цьому для експериментального доведення на стенді доводилося проектувати велику кількість варіантів робочих органів. Даний метод потребує великих часових і матеріальних витрат, і не завжди дозволяє досягнути бажаного результату. Крім того, виготовлення модельних робочих органів методом лиття по виплавлюваних моделях дозволяє отримувати геометрію проточних каналів досліджуваних робочих коліс з точністю, яка не завжди задовольняє вимогам, що пред'являються до модельних робочих органів.

Технологія швидкого прототипування дозволяє виготовляти робочі колеса для експериментального відпрацювання з мінімальними часовими і матеріальними витратами в порівнянні з литтям по виплавлюваних моделях. Крім того, що є особливо важливим при виготовленні модельних робочих коліс шляхом швидкого прототипування, відхилення геометрії готових деталей від геометричних розмірів, зазначених у кресленнях будуть мінімальними. Таким чином, ми будемо мати при перерахунку на натурні параметри тільки похибки, пов'язана з відхиленням геометрії натурної проточної частини та точністю отримання експериментальної характеристики.

Зазначимо також, що застосування при створенні нових проточних частин відцентрових насосів методів чисельного моделювання дозволяє значно скоротити обсяг фізичного експерименту.

Таким чином на даному етапі розвитку засобів для розробки нових проточних частин можливо констатувати формування інноваційного підходу до створення нових проточних частин для лопатевих (в тому числі і відцентрових) насосів, заснований на комплексному використанні теоретичних положень та тривимірного чисельного моделювання, а також максимально повного використання можливостей новітніх технологій швидкого прототипування, зокрема для виготовлення модельних робочих органів для експериментальних робіт.

ПОКРАЩАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДОЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ РОЗРІЗНИХ ЛОПАТЕЙ

*Казнієнко Д.В., пров. фах.,
Ковальов І.О., професор. СумДУ, м. Суми*

Аналіз картини течії у протічній частині доцентрового ступеню комбінованого робочого колеса дає змогу визначити існування суттєвих зон відриву потоку від робочої поверхні лопатей та вихроутворення (Рис.1).

Дане явище спричинене, перш за все, наявністю різкого розширення каналу течії, так званої площини косого зрізу. Внаслідок цього погіршується рівномірність потоку та збільшуються втрати енергії, що в свою чергу призводить до погіршення енергоефективності роботи доцентрового ступеню.

Зменшити негативний вплив зони вихроутворення на параметри ступеню можна за допомогою використання розрізних лопатей (Рис.2).

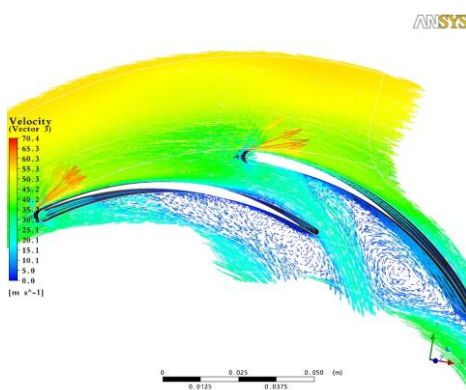


Рисунок 1 – Картина течії у доцентровому ступені

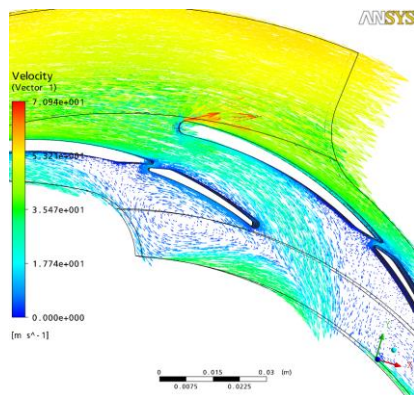


Рисунок 2 – Картина течії у ступені з розрізними лопатями

Принцип дії перерізу полягає у різності тисків на поверхнях лопаті. Він забезпечує частковий перетік потоку у зону зменшеного тиску, «підтягуючи» таким чином потік до робочої поверхні лопаті.

За допомогою чисельного моделювання було визначено оптимальне розташування, розміри та конфігурацію перерізу лопаті доцентрового ступеню. Таке конструктивне рішення дає змогу покращити рівномірність потоку у між лопатевих каналах та зменшити зону вихроутворення, що в свою чергу позначається підвищенням енергоефективності доцентрового ступеню.

ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ С ПРЯМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Гулый А.Н., доцент, Кобизская А.А., аспирант, СумГУ, г. Сумы

В настоящее время большинство промышленных центробежных насосных агрегатов имеет синхронную частоту вращения 3000 об/мин (3600 об/мин), как максимальную частоту вращения синхронных и асинхронных электродвигателей, имеющих непосредственное подключение к промышленной электрической сети 50 Гц (60 Гц). Благодаря прогрессу в области силовых полупроводников за последнее десятилетие, цены на силовые инверторы настолько снизились, а показатели надежности настолько выросли, что у многих возникает ощущение того, что сейчас внедрение высокооборотных центробежных насосных агрегатов с непосредственным электроприводом и повышающим инвертором во многих случаях может быть целесообразным [1]. И подобные агрегаты начинают появляться на рынке.

В первой части работы на основе простейшей теории центробежных машин и имеющейся в открытом доступе технико-коммерческой информации выполнен предварительный упрощенный анализ целесообразности исследований в данном направлении для основных известных классов промышленных центробежных насосов.

В качестве первого приближения достаточно оценить порядок изменения первоначальной цены агрегата при повышении частоты вращения в предположении о неизменности остальных наиболее важных технических характеристик. При этом в качестве исходных данных будем принимать действующие средние цены на существующее оборудование. Цены же на вновь создаваемое оборудование будем определять на основании технико-стоимостного анализа составляющих частей оборудования, либо путем параметрической интерполяции и экстраполяции цен на существующее оборудование [2].

Настоящие исследования стали возможными лишь благодаря некоторым особенностям рынка промышленной продукции РФ. Благодаря тому, что этот рынок имеет исключительно большой объем, а представленная на нем промышленная продукция сохранила по наследству от СССР исключительно высокую степень унификации даже у разных производителей, в стране сложились единые рыночные цены на насосное оборудование вплоть до самых крупных машин, используемых в энергетике, транспорте нефти и воды.

Стоимостная оценка была проведена для следующих групп насосных агрегатов:

– однокорпусные многоступенчатые (секционные) насосы для воды и неагрессивных жидкостей;

- двухкорпусные многоступенчатые насосы для горячей воды (энергетика);
- многоступенчатые насосы для химических и нефтехимических производств;
- одноступенчатые консольные насосы широкого назначения для холодной воды;
- одноступенчатые двухпоточные насосы для холодной воды;
- одноступенчатые консольные насосы для холодных и горячих нефтепродуктов;
- одноступенчатые консольные насосы для химических производств;
- погружные (скважинные) насосы для подъема воды;
- погружные (скважинные) насосы для нефти и нефтесодержащих жидкостей.

Критерий предварительной оценки следующий:

- цена инвертора больше суммарной цены насоса и двигателя - нет экономических перспектив;
- инвертор существенно дешевле (в два раза и более) суммарной цены насоса и двигателя - экономически привлекательный вариант;
- промежуточный вариант между 1 и 2 - необходимо более детальное исследование с привлечением методики определения стоимости жизненного цикла, сюда можно также отнести те случаи, когда инверторы все чаще применяются для регулирования производительности агрегатов в целях энергосбережения.

В ходе проведенного были определены следующие типы насосов, для которых повышение частоты вращения является перспективным направлением:

- химия и нефтехимия (Х, НК, НПС) - экономия дорогих металлов и сплавов, стойких к агрессивной среде;
- высоконапорные насосы ЦНС с малыми подачами (10, 25 м³/ч) - с частотами вращения до 3000 об/мин вообще невозможно создание эффективных насосов из-за малого ns, повышение пластового давления, гидроочистка и т.д.;
- питательные насосы для энергоблоков - снижение стоимости и повышение КПД, возможность использования парового турбопривода;
- скважинные насосы для воды и нефти - радикальное снижение цены за счет уменьшения числа ступеней, повышение дебета скважин для данного диаметра обсадной трубы.

Список литературы

1. <http://www.osti.gov/bridge> - A Review of PV Inverter Technology Cost and Performance Projections
2. <http://www.federalreserve.gov/pubs/feds/2006/200644/200644pap.pdf> - «Shifting Trends in Semiconductor Prices and the Pace of Technological Progress» Ana Aizcorbe, Stephen D. Oliner, and Daniel E. Sichel

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ОТВОДА СВОБОДНОВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА «ТУГО»

Криштон И.В., студент, СумГУ, г. Сумы

По исследованию свободновихревых насосов (СВН) к настоящему времени накопилось много информации как по гидродинамике процессов в проточной части, так и по конкретным конструкциям насосов. Однако большинство экспериментов относятся к геометрии рабочего колеса и не отвечают на вопрос об оптимальной геометрии отвода. Также, учитывая неполное теоретическое обоснование процессов, происходящих в насосах свободновихревого типа, проблема определения их геометрических и конструктивных размеров для достижения заданных рабочих параметров вызывает значительные затруднения.

В конструктивных схемах СВН наибольшее распространение получили кольцевой и спиральный тип отводящих устройств с цилиндрическим или коническим напорным патрубком. С известных нам трех типов конструктивных схем самой распространенной является схема «Туго».

Конструктивная схема «Туго» оптимальна для насосов, имеющих коэффициент быстроходности $n_s = 60 \div 140$. При проектировании СВН на другие параметры с более высоким n_s следует ожидать снижение абсолютных значений к.п.д. Увеличение к.п.д при изменении значения n_s в ту или иную сторону возможно только при внесении конструктивных изменений в рабочее колесо или отвод СВН. Геометрия кольцевого и спирального типа отводов учитывает две составляющие скорости - радиальную и окружную. Поскольку течения жидкости в корпусе насоса в радиальном направлении сравнительно слабое, то жидкость совершает многократную циркуляцию в корпусе, прежде чем выйти в напорный патрубок.

Предлагаемая конструкция отводящего устройства является аналогом трехмерной улитки, которая имеет вытянутую форму. Данная улитка также может быть представлена пространственной спиралью. Ее геометрия учитывает третью составляющую, скорости – осевую.

Исследование экспериментального свободновихревого насоса с предложенной формой улиткообразного отвода позволят оценить его экономичность, и даст возможность уточнить методические рекомендации по расчету СВН с данным типом отвода, и расширить диапазон использования этих насосов.

Для достижения поставленной цели в качестве объекта исследований был принят свободновихревой насос «Туго», имеющий следующие параметры: подача $Q = 63 \text{ м}^3/\text{ч}$; напор $H = 16 \text{ м}$.

Робота виконана під керівництвом доцента Германа В.Ф.

ДОСВІД ПРАКТИЧНОГО ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГІДРОПОДРІБНЕННЯ

*Євтушенко А.О., професор, Ковальов С.Ф., мол. наук. співробітник,
Овчаренко М.С., мол. наук. співробітник,*

Папченко А.А., пров. наук. співробітник, Турчин А., студент, СумДУ, м. Суми

Колектив кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ постійно намагається тримати руку на пульсі потреб вітчизняного товаровиробника. Саме таким чином з боку кафедри відбувається формування пропозицій науково-практичного характеру. Одним з останніх вдалих досвідів є робота пов'язана зі співпрацею двох крупними підприємств. Це шоколадна фабрика та агрокомплекс, які знаходяться в Сумській обл.

Завдяки практичному підходу керівництва з боку цих підприємств, між ними було досягнуто взаємовигідні умови економічного характеру для подальшої співпраці. Одним із завжди існуючих питань будь-якого підприємства є утилізація відходів та елементів браку виробництва. Відносно шоколадної фабрики до елементів браку слід віднести: робочий продукт, який використовувався для налаштування технологічної лінії; продукт, який не відповідає показникам якості по причинам порушення в технологічному процесі; невдалий пробний готовий продукт тощо. Вирішувалося це питання шляхом транспортування такого продукту на комбікормовий завод, що знаходиться в значній віддаленості. Затрати пов'язані з транспортуванням лягають в повній мірі на шоколадну фабрику.

З боку агрокомплексу поступила пропозиція, щодо утилізації продукту шляхом його перетворення у кормові суміші для відгодівлі тварин. Досягнення вказаного підходу є можливим лише за умов подрібнення відходів. Враховуючи їх різну консистенцію (печиво, тісто, шоколад, арахіс тощо) використання традиційних подрібнюючи пристроїв виявилось неможливим.

Кафедрою запропоновано вирішення питання шляхом впровадження процесу гідроподрібнення. Суть процесу полягає в подрібненні основної сировини (зернові культури) з додаванням відбракованого продукту в рідкому середовищі. Гідромодуль робочого середовища складає 3:1. В результаті отримуємо рідкі кормові суміші. Такий підхід в значній мірі зацікавив замовника. Тому на підставі досягнутих домовленостей було впроваджено машини, яка виконує в собі функцію гідроподрібнення. Отриманий за допомогою гідромлина продукт відповідає очікуваним сподіванням з боку представників агрокомплексу відносно норм якості.

Таким чином проведена робота розкриває нові сфери застосування для процесу гідроподрібнення. Така обставина наштовхує на подальшу роботу в розширенні напрямків застосування процесу гідроподрібнення

СТВОРЕННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА РОЗЧИНІВ З НАНОТРУБКАМИ

*Ковальов С.Ф., мол. наук. співробітник,
Папченко А.А., пров. наук. співробітник,
Чеперегін К.С., студент, СумДУ, м. Суми*

У зв'язку зі швидкістю росту технічного прогресу з'являється потреба використовувати новітні матеріали для забезпечення потрібних параметрів. Одним з видів таких матеріалів є полімери.

Полімерні матеріали- матеріали на основі високомолекулярних сполук; зазвичай багатокомпонентні і багатофазні. Полімерні матеріали- найважливіший клас сучасних матеріалів, широко використовуваних у всіх галузях техніки і технології, в будівництві і в побуті.

Для того щоб полімерні матеріали мали ті чи інші властивості до їхнього складу додають різні інгредієнти. Полімери можуть бути на спиртовій, водній або клейовій основі. Щоб забезпечити міцність матеріалу, завдяки армуванню, до його складу можна додати вуглецевих нанотрубочок. Вуглецеві нанотрубочки- протяжні структури, які складаються із згорнутих гексагональних сіток з атомами вуглецю в вузлах.

Армування полімерних матеріалів досягається шляхом додавання попередньо приготованих розчинів на водній або спиртовій основі. Норма витрат нанотрубок (відповідно й його собівартість) визначається якістю гомогенізації. Розчин з необхідними показниками характеризується пастоподібною консистенцією. Експериментально встановлено, що необхідні показники можуть бути досягнуті як при 1% концентрації (при високому ступені гомогенізації), так і при 2,5% (при низькому). Попередні випробування на кафедрі прикладної гідроаеромеханіка роторнодинамічного агрегату гомогенізатора проведені за ініціативою Інститут хімії поверхні ім. О.О. Чуйка НАН України підтвердили його ефективність.

Це стало підставою до розробки та створення лабораторної установки для отримання розчинів з нанотрубками (рис.), яка складається з агрегату 1, накопичувальної ємності 2, електродвигуна 3, що змонтовані на рамі 4. Регулювання потоку здійснюється за допомогою кранів 5.

Вказана робота є розширення сфер застосування роторнодинамічних агрегатів-гомогенізаторів.

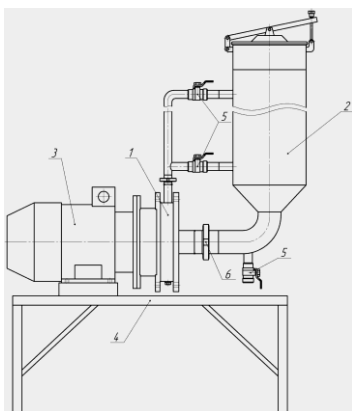


Рисунок – Загальний вигляд установки

СТВОРЕННЯ АГРЕГАТУ-ГОМОГЕНІЗАТОРА ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ЗГУЩЕНОГО МОЛОКА

*Папченко А.А., пров. наук. співробітник, Барикін О.О., студент,
Шкут А.О., студент, СумДУ, м. Суми*

Впровадження роторнодинамічних агрегатів-гомогенізаторів для харчових технологій вимагає чіткого розуміння особливостей технологічного процесу та вимог до кінцевого продукту. На базі агрегатів-гомогенізаторів було створено ряд технологічних ліній (ТОВ "Моліс", ТОВ "Бімом", ТОВ "ДГМЗ №2") для гомогенізації молока, сметани, майонезів. Промислові випробування підтвердили ефективність вказаного обладнання.

Враховуючи попередній вдалий досвід впровадження агрегатів-гомогенізаторів, ТОВ "Комаровський молочний завод" (Харківська обл.) звернувся з пропозицією вдосконалення лінії виробництва згущеного молока шляхом впровадження роторнодинамічного агрегату-гомогенізатора.

Основні вимоги до обладнання:

- можливість використання агрегату для попереднього внесення сухих компонентів (цукор, ароматизатори, стабілізатори тощо);
- якісна гомогенізація робочого середовища;
- підігрів робочого середовища для реалізації процесу випаровування до температури 95°C;
- прокачування робочого середовища за технологічною лінією для забезпечення перемішуючого ефекту.

Враховуючи високу в'язкість середовища, значну температуру та наявність твердих сипучих компонентів на початковій стадії використання базового варіанту виявилось неможливим.

Для вирішення поставлених задач конструктивна схема агрегату зазнала наступних змін. Було підвищено номінальну потужність до 22 кВт з урахуванням в'язкості робочого середовища. Встановлено подвійне торцеве ущільнення з подачею промивочної рідини для підвищення його ресурсу та забезпечення термобар'єру. Це в свою чергу призвело до зміни конструкції робочого колеса, заднього статора. Забезпечення змішування компонентів на початковій стадії було досягнуто за рахунок однозаходного шнекового колеса, що забезпечило певне підвищення напору агрегату. Принцип роботи технологічної лінії наступний. Рідке робоче середовище надходить до гомогенізатора, перед яким змішується з сипучими компонентами. Гомогенізатор забезпечує попереднє подрібнення, гомогенізацію та підігрів робочого середовища та подає його знову до баку. Після досягнення необхідної консистенції згущеного молока відбувається його викачування до пристрою фасовки. Впровадження агрегату гомогенізатора дозволило спростити технологічну лінію, підвищити її надійність та забезпечити більш високі якісні показники.

ДОСВІД СТВОРЕННЯ ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧИХ АГРЕГАТІВ ДЛЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

Папченко А.А., пров. наук. співробітник,

Овчаренко М.С., мол. наук. співробітник, Липовий В.М., аспірант, СумДУ, м. Суми

Одним із напрямків роботи кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету є розробка та впровадження теплогенеруючих агрегатів для систем опалення та гарячого водопостачання. Наявність великої кількості опалювальних приладів, що пропонуються, вимагає чіткого розуміння їх принципу дії та економічної доцільності їх використання.

За таких умов для отримання практичної відповіді на питання економічної доцільності впровадження теплогенеруючих агрегатів типу ТГА було прийнято рішення створення пілотної системи опалення. У якості демонстраційної зони було обрано приміщення майстерень Машинобудівного коледжу СумДУ. Визначення доцільності використання ТГА виконувалося шляхом порівняння витрат на опалення протягом 2010-2011 рр. (опалення від централізованої системи) та 2011-2012 рр. (опалення за рахунок ТГА).

При розробці пілотної системи були визначені наступні вимоги:

- підтримання оптимального температурного режиму з урахуванням змінності роботи;
- можливість швидкого прогріву приміщення;
- можливість роботи за "нічним" тарифом;
- автономність роботи.

За таких умов для конструювання системи опалення були обрані наступні елементи: гідродинамічних теплогенеруючий агрегат ТГА-2 потужністю 15 кВт; тепловий акумулятор, що використовує теплоємність робочого середовища, об'ємом 1,5 м³; тепловий конвектор; циркуляційний насос; з'єднувальні трубопроводи; систему автоматичного керування.

Принцип роботи системи опалення полягає у наступному. Система автоматичного керування у час дії "нічного" тарифу (з 23:00 до 6:00) виконує запуск ТГА. Теплогенератор розігріває теплоносії в акумуляторі. Слід відзначити, що ТГА при його роботі виконує як функції теплового генератора, так і насосу. Відключення агрегату відбувається або за часом, або за температурою теплоносія (95°C). О 7:30 система керування забезпечує запуск циркуляційного насосу та вентилятора теплового конвектора. Протягом 20-30хв. досягається оптимальний температурний режим приміщення, який підтримується протягом зміни декілька разовим включенням теплового конвектору.

Таким чином створена система опалення дозволяє підтримувати оптимальний температурний режим протягом робочої зміни з певним його зниженням у вечірній та нічний час.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ СВОБОДНОВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА «ТИГО» ВЫСОКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

Линник Ю.Ф., студент, Герман В.Ф., доцент, СумГУ, г. Сумы

Свободновихревые насосы (СВН) типа «Туго» в настоящее время широко применяются в разных отраслях промышленности и сельского хозяйства благодаря их простоте конструкции, технологичности в изготовлении, ремонтнопригодности, а также способности высокоэффективно и надежно работать на газожидкостных смесях и на смесях «жидкость – твердые частицы». В СВН типа «Туго» в интервале рабочих подач КПД мало меняется с изменением подачи, что является дополнительным преимуществом этих насосов.

Основной недостаток СВН типа «Туго» - низкий КПД, находящийся на уровне 40 - 55 %. Поскольку СВН типа «Туго» являются гидромашинами вихревого принципа действия, в которых неизбежны вихревые гидравлические потери, то одним из способов повышения КПД этих насосов может быть воздействие на организацию их рабочего процесса.

Установленным также является факт, что в области КПД, ограниченной условием $\eta_{\max} = 50\%$, диапазон рабочих параметров указанных насосов находится в области значений коэффициента быстроходности $60 \leq ns \leq 140$.

В связи с этим важной задачей, на решение которой направлены усилия исследователей, после задачи непосредственного повышения КПД, является создание СВН типа «Туго» с расширенным диапазоном параметров для $ns \geq 140$ (высокорасходные СВН). Поиск решений второй задачи ведется двумя путями. Первый - перенос известных, используемых в центробежных насосах технических решений, на решение задачи создания высокорасходных СВН. Второй — дополнительные исследования рабочего процесса СВН и использование новых данных для создания таких СВН.

Анализ рабочего процесса СВН типа «Туго» в направлении создания высокорасходных СВН типа «Туго» с повышенным уровнем КПД показывает, что при их разработке можно использовать известные решения, одним из которых является изменение геометрии отводящего устройства. Другим и технологически более простым является изменение конструкции рабочего колеса (РК).

Остановимся на втором решении. КПД рабочего процесса СВН существенно зависит от угловой частоты вращения жидкости $\omega_{ж}$ в свободной камере насоса. Необходим поиск конструктивных способов повышения скорости $\omega_{ж}$. Одним из них является удлинение лопаток РК в сторону свободной камеры .

Предполагалось, что с помощью удлиненных лопаток удастся заметно увеличить $\omega_{ж}$, несмотря на то, что они ухудшат основной рабочий процесс. Дополнительной компенсацией указанного ухудшения является то, что наличие удлиненных лопаток приблизит модернизированный насос к насосам с центробежными полуоткрытыми колесами или к насосам с двухлопастным центробежным колесом, что приведет к участию в процессе передачи энергии СВН так называемого «комбинированного рабочего процесса».

Проверка сделанных предположений осуществлялась экспериментально на стенде кафедры ПГМ СумГУ.

В качестве объекта исследования был принят СВН типа «Turo» с параметрами: подача $Q_p = 50\text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H = 16$ м, частота вращения ротора $n = 1450$ об/мин. Базовое рабочее колесо имело наружный диаметр $D_2 = 230$ мм, число лопаток $z = 10$, ширину лопатки $b_2 = 30$ мм. Отвод кольцевого типа с шириной камеры $B_k = 50$ мм. Рабочее колесо имело две удлиненные лопатки.

Результаты испытаний показали следующее.

1 Общее повышение напора СВН типа «Turo» с двумя выдвинутыми в свободную камеру лопатками РК при увеличении выступов составило 10%, КПД – 4%.

2 Испытания СВН с двумя выдвинутыми в свободную камеру лопатками РК позволили проследить переход от рабочего процесса СВН к рабочему процессу центробежного насоса с полуоткрытым рабочим колесом. При этом увеличилась доля лопастного рабочего процесса по отношению к вихревому, что позволило увеличить КПД и напор СВН типа «Turo».

3 Увеличение доли лопастного рабочего процесса в передаче энергии в СВН и, соответственно его экономичности, возможно путём выдвижения в свободную камеру большего, чем две, количества лопаток, но при этом необходимо провести поиск оптимального по КПД соотношения геометрии проточной части и частоты вращения насоса.

РОЗРОБЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОРТОГОНАЛЬНИХ ВІТРОДВИГУНІВ

*Свтушенко А.О., професор, Папченко А.А., доцент,
Липовий В.М., аспірант, СумДУ, м. Суми*

Сьогодні, коли весь світ усвідомив, що запаси нафти та вугілля вичерпні, а шкідливі викиди в атмосферу від їх переробки загрожують екологічною катастрофою, особливої актуальності набувають питання використання альтернативних джерел енергії.

На кафедрі Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету виникла потреба проведення дослідницьких робіт які включають вивчення робочого процесу ортогональних вітродвигунів. Детальне дослідження даного питання передбачає проведення натурних випробувань.

Для вирішення поставленої задачі було розроблено експериментальний стенд для визначення аеродинамічних характеристик ортогональних вітродвигунів. Конструктивно стенд має вигляд аеродинамічної труби закритого типу загальна довжина якої складає 6 метрів з діаметром поперечного перерізу 1 метр. Потік газу створюється за допомогою осьового вентилятора потужністю 5 кВт. Для можливості регулювання швидкості потоку всередині аеродинамічної труби, двигун вентилятора з'єднаний з мережею електропостачання через частотний регулятор струму.

Робоча зона труби (зона в якій проводиться експеримент) розташовується на відстані 5 метрів від осьового вентилятора. Це є необхідною умовою для створення вісесиметричного потоку. Для подолання кругової складової швидкості потоку, отриманої від вентилятора, перед робочою зоною встановлюється система випрямних апаратів. Все це дозволяє створити необхідну епіюру швидкості по всьому перерізу труби та забезпечити певну достовірність даних, які будуть отримуватися в ході експерименту.

Основні показники досліджуваної турбіни визначаються за допомогою вимірювання потужності струму, що створюється генератором на валу вітроколеса, та кількості обертів ротора вітродвигуна. Загальна характеристика має вигляд залежності коефіцієнту використання енергії вітру C_p від коефіцієнту швидкохідності θ . Для її побудування досліджуване вітроколесо випробовується при різних значеннях швидкості набігаючого потоку, що в свою чергу є вихідним параметром для отримання значення коефіцієнту швидкохідності.

ВЫБОР МОДЕЛИ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЛОПАСТНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Марченко Л.К., аспирант, СумГУ, г. Сумы

На современном этапе развития энергетического машиностроения при достигнутом уровне коэффициента полезного действия насосов порядка 70-90% дальнейшее повышение их эффективности в условиях рыночных отношений должно основываться на развитой теории и методах гидродинамических расчетов на базе ЭВМ. Полученные таким образом результаты могут быть использованы для целенаправленного изменения и дальнейшего совершенствования гидродинамических показателей насоса.

Проектирования насосного оборудования при заданных параметрах: число оборотов n , напор H и расход Q , выполняются на основе фундаментального уравнения Эйлера для величины теоретического напора

$$H_T = \frac{w}{g} (V_{u2} R_2 - V_{u1} R_1) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (1)$$

где $V_1, V_2, W_1, W_2, U_1, U_2$ – соответственно абсолютная, относительная и окружная скорости потока на входе и выходе из рабочего колеса и уравнений движения идеальной жидкости.

Исходя из условий работы центробежных насосов, которые совершают 25 оборотов в секунду, и оценки проектного решения, принимаем течение жидкости осесимметричным, вихревым, что соответствует условию

$$\frac{\partial V_1}{\partial q_3} = \frac{\partial V_2}{\partial q_3} = \frac{\partial V_3}{\partial q_3} = 0 \quad (2)$$

Из уравнения движения жидкости Эйлера в условиях выполнения (2), можно получить систему уравнений, определяющую установившийся двупараметрический вихревой поток невязкой жидкости

$$\left\{ \begin{array}{l} H_2 H_3 V_1 = \frac{\partial \psi}{\partial q_2}, \quad H_3 H_1 V_2 = -\frac{\partial \psi}{\partial q_1}, \\ H_3 V_3 = \Phi(\psi); \\ E = -F(\psi); \\ \frac{\partial}{\partial q_1} \left(\frac{H_2}{H_3 H_1} \frac{\partial \psi}{\partial q_1} \right) + \frac{\partial}{\partial q_2} \left(\frac{H_1}{H_2 H_3} \frac{\partial \psi}{\partial q_2} \right) + \frac{H_1 H_2}{H_3} \cdot \Phi(\psi) \cdot \Phi'(\psi) + \\ + H_1 H_2 H_3 F'(\psi) = 0 \end{array} \right. \quad (3)$$

где H_1, H_2, H_3 – коэффициенты Ляме, ψ – функция тока, $\Phi(\psi)$ – функция, выражающая закон изменения компоненты скорости V_3 , $F(\psi)$ – функция, выражающая закон распределения энергии.

Наиболее рациональным путем решение задачи будет следующий: назначить произвольно функции $\Phi(\psi)$ и $F(\psi)$, и определить функцию ψ . После чего можно будет найти V_1, V_2 . Последнее уравнение системы является основным. Оно связывает три функции: функцию тока ψ и две произвольные функции $\Phi(\psi)$, и $F(\psi)$, и отображает распределение давления по линиям тока.

При проектировании рабочих колес компоненты скорости V_1, V_2, V_3 задают произвольно, и в результате максимальный КПД не соответствует заданным параметрам насоса n, H, Q .

Для определения предпочтительной модели течения жидкости в проточной части и чтобы оптимальный режим работы насоса соответствовал требуемым параметрам, из уравнения развития винтового течения

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{\Omega_\tau}{V} \right) = \frac{1}{V} \left[\frac{\bar{V} \times (V \times \Omega)}{V^2} \right] \quad (4)$$

где Ω_τ – проекция вектора вихря по линии тока, следует, что $\frac{\Omega_\tau}{V}$ должно быть постоянным.

Правая часть равнения (4) равна нулю лишь при условиях:

$$\text{а) } \bar{\Omega} \times \bar{V} = 0,$$

$$\text{б) } \bar{\Omega} \cdot \bar{V} = 0.$$

В случае винтового и потенциального потоков (вариант а) не происходит изменения энергии. Такая форма течения возможна для отводящих и подводящих элементов проточной части. В отличие от формы сложно-слоистого течения (вариант б), которое подразумевает ее преобразование. Поскольку (4) удовлетворяет уравнение Эйлера (1) данная форма может быть принятой для рабочего колеса.

Список литературы

1. Косторной С. Д., Построение лопасти радиально-осевой турбины в осевом потоке. Сб. Гидравл. машины – Харьков – 1968 – Вып. 2, с. 116 - 122.

Работа выполнена под руководством профессора Косторного С.Д.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛОПАТЕВОЇ ГРАТКИ ОСЬОВОГО РОБОЧОГО КОЛЕСА З НИЗЬКОЮ ШВИДКОХІДНІСТЮ НА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА НАПІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

*Каплун І.П., доцент, Матвієнко О.А., аспірантка,
Оприско М.Б., студент, СумДУ, м. Суми*

В даний час склалася напружена ситуація із забезпеченням населення України доброякісною питною водою. Однією з причин незадовільної якості питної води є значне забруднення поверхневих водойм - основних джерел питного водопостачання. Тому використання підземних вод з артезіанських свердловин стає все більш перспективним завдяки їх максимальній наближеності до споживача, зручності облаштування та експлуатації водозаборів, чистоти видобутої води і економічності у порівнянні з відкритими поверхневими водозаборами.

Для отримання максимального економічного ефекту від свердловин для артезіанського водопостачання, необхідно будувати їх з мінімально можливим діаметром та експлуатувати разом з насосним агрегатом, що має максимально можливий середньоексплуатаційний ККД. Відповідно, виникає потреба у свердловинних насосах з відносно високими подачами при мінімальних радіальних габаритах. Для задоволення вказаної потреби можливо використати розроблені на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності, які мають ряд переваг.

На даний час методика розрахунку вказаних ступенів ще не розроблена, тому їх проектування ускладнене і ведеться за допомогою емпіричних залежностей, адаптованих з відомих методик, що не забезпечує бажаної точності отримуваних характеристик ступенів.

З метою визначення оптимальних діапазонів значень основних геометричних параметрів лопатевих граток осьових робочих коліс було виконане дослідження, за допомогою якого були визначені напірні та енергетичні характеристики вказаних ступенів.

Отримані оптимальні діапазони зазначених параметрів переважно виходять за рамки відомих з літератури діапазонів значень для традиційних осьових насосів середньої швидкохідності, що дає підстави розглядати досліджувані осьові ступені низької швидкохідності (діапазон коефіцієнтів швидкохідності від 200 до 400) як окремий вид осьових ступенів та обґрунтовує необхідність розробки для них окремих рекомендацій щодо вибору оптимальних значень основних параметрів лопатевих граток та спеціалізованої методики проектування, що дозволить розробляти зазначені ступені з достатньою для потреб практики точністю та забезпечувати розташування області високих значень в районі розрахункової подачі.

САМОВСМОКТУВАЛЬНИЙ НАСОС РЕЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ТИПУ З ОДНОЛОПАТЕВИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ

*Свтушенко А.О., професор, Колісніченко Е.В., доцент,
Найда М.В., аспірант, СумДУ, м. Суми*

Самовсмоктуючі динамічні насоси, що використовуються для перекачування рідин мають різне конструктивне виконання: відцентрово-вихрові з сепаруючим ковпаком; вихрові з глухими бічними каналами, в яких рідина підводиться до центру лопатей робочого колеса, а відводиться з периферії; вихрові з підведенням і відведенням рідини з периферії; відцентрові з ежекційним соплом і циркуляційним баком; відцентрові з розширювачем на відвідній спіралі.

Деякі самовсмоктуючі насоси мають вбудований ежектор і за рахунок розрідження в ньому забезпечують підйом (всмоктування) води. Під час роботи ежекторні насоси створюють деякий шум і, тому, якщо вони використовуються для підведення води в будинок, то зазвичай встановлюються поза житловим будинком, в технічному приміщенні. Також ці насоси дуже зручні для поливу саду, городу або газону. В інших видах самовсмоктувальних насосів ежектор відсутній, а всмоктування води здійснюється завдяки спеціальній багатоступеневій конструкції гідравлічної частини, в результаті чого досягається практично безшумна робота. Решта конструкції насосів рециркуляційного типу мають недостатню самовсмоктуваність.

Літературний аналіз показав, що нова конструкція відцентрового насоса рециркуляційного типу має досить високу самовсмоктувальну здатність. Насос складається з напірного і підвідного патрубків, розташованих у верхній частині насоса, спіральний відвід, сепараційна камера, клапан. В якості робочого колеса застосовано відкрите колесо конструкції Доброхотова-Іванова. Робоче колесо має в порівнянні зі звичайними колесами приблизно в 2 рази більше число лопаток і вдвічі збільшену ширину, забезпечує більший ресурс роботи, так як допускає більше абразивне зношування поверхонь, що утворюють торцеві зазори.

Завданням запропонованого винаходу є створення рециркуляційного насоса, з однолопатевим робочим колесом, з високою ефективністю самовсмоктування, що не поступається аналогу з робочим колесом Доброхотова-Іванова. Це пояснюється тим, що відцентрові насоси з однолопатевими робочими колесами досить ефективно працюють на газорідних сумішах з високим вмістом газу (до 50% від загального об'єму гідросуміші). При подальшому збільшенні кількості газу в перекачуваній рідині параметри насоса з однолопатевим робочим колесом падають. Лише експеримент надасть повне уявлення доцільності використання рециркуляційних насосів з однолопатевим робочим колесом.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ САМОВСМОКТУВАЛЬНИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

*Гусак О.Г., доцент, Ніколаєнко Л.М., аспірантка, Лугова С.О. асистент,
Котенко О.І., доцент, СумДУ, м. Суми*

Впровадження нових технологічних процесів ставить перед насособудуванням нові задачі по перекачуванню газорідних сумішей та легколетучих рідин (бензин, спирт) насосними установками, в яких насос розташовується вище рівня рідини. Нормальна робота таких систем не можлива при використанні насосів звичайної конструкції. Для вказаних умов потрібні самовсмоктуючі насоси. Для перекачування хімічно нейтральних і хімічно активних рідин, які можуть бути чистими, або містити абразивні домішки. Ці властивості рідини впливають на стабільність параметрів самовсмоктування насоса у часі. На ряду з цим при роботі насосів з токсичними рідинами пред'являються додаткові вимоги до способу і місця видалення парів цих рідин в режимі самовсмоктування.

Відцентрові насоси вважаються самовсмоктуючими, якщо вони здатні відсмоктувати повітря зі всмоктувального трубопроводу самостійно, або з допомогою спеціальних самовсмоктуючих пристроїв. При цьому самовсмоктуючий пристрій повинен бути конструктивно виконаний з насосом, а робота їх взаємно узгоджена.

За робочим процесом самовсмоктуючі відцентрові насоси поділяються на декілька типів:

1. Самовсмоктуючі відцентрові насоси рециркуляційного типу.

Принцип всмоктування самовсмоктуючих відцентрових насосів рециркуляційного типу заснований на дифузійному принципі. Це означає, що в період самовсмоктування рідина, що надходить з підводу в робоче колесо змішується з повітрям, утворюючи при цьому газорідну суміш. Далі суміш проходить через спіральний відвід в сепараційну камеру, де під дією відцентрових сил сепарується. Повітря, що відділилося розташовується в центральній частині сепараційної камери і потім відводиться в напірний трубопровід, а рідина знову повертається в робоче колесо. Цей процес відбувається декілька разів доки насос не заповниться рідиною.

2. Самовсмоктуючі відцентрові насоси з ежектором.

Ефект самовсмоктування таких насосів досягається за рахунок наявності рециркуляційної камери, імпульсної камери і допоміжного робочого колеса. Після запуску насоса рідина з рециркуляційної камери подається допоміжним робочим колесом до імпульсної камери, створюючи в ній розрідження за рахунок витіснення порціями рідини та ежекції. Рідина, яка проходить імпульсну камеру, знову через патрубок потрапляє в рециркуляційну камеру, де сепарується повітря. При досягненні вакууму відцентровий насос і всмоктувальний трубопровід заповнюються рідиною.

3. Самовсмоктуючі відцентрові насоси з рідинним поршнем.

Існує два види самовсмоктуючих відцентрових насосів з рідинним поршнем – однократної і багатократної дії.

Принцип роботи насосів однократної дії заключається в наступному, корпус та робоче колесо насоса установлюються в спеціальну ємність, об'єм якої повинен бути в декілька разів більший всмоктувальної трубопроводу насоса. Ємність заздалегідь заливається рідиною. Під час роботи відцентровий насос починає відкачувати рідину з цієї ємності, чим створює розрідження в всмоктувальному трубопроводі. В деякий момент всмоктувальний трубопровід заповнюється рідиною, що забезпечує гідравлічний режим самовсмоктування.

Відцентровий самовсмоктуючий насос з рідинним поршнем багатократної дії складається з ємності, яка розділена на напірну та всмоктувальну камери, між цими камерами передбачений розподільний клапан. Перед пуском насоса всмоктувальна камера і відцентровий насос заповнюються рідиною. Після пуску насоса рідина із всмоктувальної камери перекачується в напірну камеру, при цьому створюється розрідження у всмоктувальній камері і всмоктувальному трубопроводі насоса. По мірі заповнення напірної камери рідиною повітря із неї витісняється в напірний трубопровід. В процесі витіснення повітря напірна камера заповнюється рідиною не повністю, в ній залишається деякий об'єм стисненого повітря. Після опустошення всмоктувальної камери тиск насоса знижується, що дає можливість рідині із напірної камери через розподільний клапан потрапити до знову до всмоктувальної. При заповненні всмоктувальної камери насос знову включається в роботу, перекачуючи рідину і створюючи розрідження у всмоктувальному трубопроводі. Після створення деякого розрідження всмоктувальний трубопровід заповнюється рідиною, що забезпечує режим гідравлічний режим самовсмоктування

4. Самовсмоктуючі відцентрові насоси з вихровим ступенем.

Самовсмоктуючий відцентровий насос з вихровим ступенем являє собою блок з двох насосів - відцентрового і вихрового, зібраних на загальному валу і з'єднаних між собою послідовно по ходу перекачування рідини. Самовсмоктування в таких насосах відбувається за рахунок наявності вихрового робочого колеса, яке під час роботи створює розрідження у всмоктувальному трубопроводі.

Але на відміну від існуючих самовсмоктуючих відцентрових насосів з вихровим ступенем, в яких відбувається послідовне з'єднання відцентрового та вихрового коліс. Представлена конструкція суттєво відрізняється тим, що відцентрове та вихрове колеса працюють паралельно. Встановлений паралельно з відцентровим вихровий ступінь працює за типом водокільцевого насоса, тобто всередині робочої порожнини вихрового ступеня обертається рідинне кільце, яке заповнене газом, саме цим і забезпечується процес самовсмоктування. Дана ступінь постійно працює і дозволяє відкачувати газову фракцію в процесі роботи.

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

Котенко О.І., доцент, Ніколаєнко Л.М., аспірантка, СумДУ, м. Суми

В найближчі роки вдосконалення вільновихрових насосів СВН здійснюватиметься за рахунок підвищення якості матеріалів робочих органів і вдосконалення технологій їх виготовлення, оптимізації компоновки, геометрії протічної частини і режимів експлуатації.

Вибір матеріалів робочих органів. Подальший розвиток і просування вітчизняних СВН в народне господарство обмежено можливостями при виборі матеріалу протічної частини. Сталі, що використовуються протягом тривалого терміну, не можуть задовольняти умови використання СВН при перекачуванні рідин з різними фізико-хімічними властивостями. Певний прогрес в цьому напрямі пов'язаний з розробками зносостійких наплавних матеріалів.

Технологія виготовлення. Важливе значення для вдосконалення СВН і поліпшення їх характеристик відіграють технологічні чинники. Уніфікація вузлів і деталей насосів дозволяють підвищити якість виготовлення за рахунок зниження погрішності обробки і шорсткості поверхні протічної частини.

Оптимізація геометрії. При проектуванні СВН існує можливість вибору альтернативних варіантів протічних частин, відмінних своїми геометричними параметрами (зовнішнім діаметром робочого колеса і коефіцієнтом швидкохідності насоса). Вибір оптимальної для заданих умов експлуатації протічної частини є однією з основних задач, що стоять перед експлуатаційниками. Стосовно СВН критеріями оптимальності геометрії протічної частини служать надійність і ресурс роботи насоса.

Раціональна компоновка. Резерв удосконалення СВН пов'язаний і з пошуком конструктивних змін, які сприяють підвищенню надійності і довговічності насосу, а також поліпшення його ремонтпридатності: перехід на блоково-модульне виконання; перехід на двухступінчасту конструкцію насоса.

Оптимізація режиму експлуатації. Підвищення ефективності використання СВН в значній мірі залежить від режиму експлуатації. Енергоефективна експлуатація насосів досягається, головним чином, за рахунок раціонального підбору насоса і злагодженої його роботи на гідравлічну мережу.

Реалізація оптимальних режимів СВН пов'язана з використанням регульованих приводів. Найбільш перспективне використання установок з частотно-регульованим електроприводом змінного струму, що забезпечує широкий діапазон зміни швидкості. А інша функція регульованого електроприводу, як плавний пуск і зупинка установки, підвищують надійність її експлуатації.

РОЗРОБЛЕННЯ СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ЕФЕКТІВ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ РДАГ

*Свтушенко А.О., професор, Ковальов С.Ф., наук. співробітник,
Овчаренко М.С. наук. співробітник, Папченко А.А., доцент, СумДУ, м. Суми*

На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки ведуться роботи по дослідженню та виготовленню багатофункціональних роторних гідродинамічних агрегатів, які використовуються в багатьох галузях (харчовій, хімічній, лакофарбовій та інших) для реалізації різноманітних процесів (інтенсифікації хіміко-технологічних процесів, подрібненню багатокомпонентних сумішей в рідині, гомогенізації).

Для отримання рідких сумішей з високими вимогами до дрібнодисперсності вихідного продукту, на кафедрі був розроблений роторно-динамічний агрегат гомогенізатор (РДАГ), принципово нової конструкції. Головна відмінність цього агрегату від машин подібного класу, є механізм відкриття робочих порожнин між ротором та статором. В РПА при суміщенні каналу ротора та статора, частина робочого середовища має можливість потрапити в вихідну камеру минаючи декілька ступенів, що призводить до появи негомогенізованих часток в готовому продукті. Проточна частина РДАГ спроектована таким чином, що в будь який момент обертання ротора відкриття каналу з всасу до напірної ділянки не відбувається. Ця незначна конструктивна відмінність, координально змінила гідродинамічні явища в проточній частині агрегату.

Проектування сучасних агрегатів при постійно зростаючих потребах до якості продуктів, вимагає ґрунтовних досліджень гідродинамічних ефектів в проточній частині агрегату.

Необхідним є дослідження впливу на якість гомогенізації та енергетичну характеристику таких параметрів, як: ширина та довжина ступеня, кількість ступенів, кількість та кут нахилу каналу, зазор між ротором та статором, кількість обертів ротора.

Для проведення широкого спектру дослідження на кафедрі ПГМ було спроектовано та виготовлено стенд, проточна частина якого показана на (рис. 1), де 1 та 4 це вхідний та напірний патрубков, 2 – вкладиш статора, 3 – робоче колесо. Для запобігання втрат рідини на валу встановлено торцеве ущільнення 6, для регулювання зазору між ротором та статором передбачена технологічна шайба 5.

План експерименту передбачає дві стадії випробування агрегату на водному середовищі та на гідросуміші.

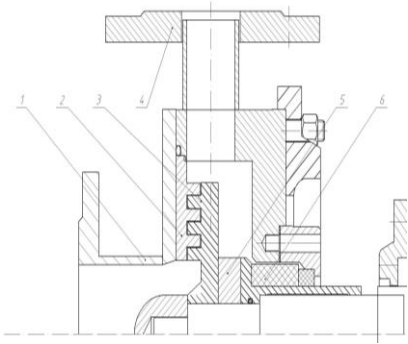


Рисунок 1 – Проточна частина
стенду для випробувань РДАГ

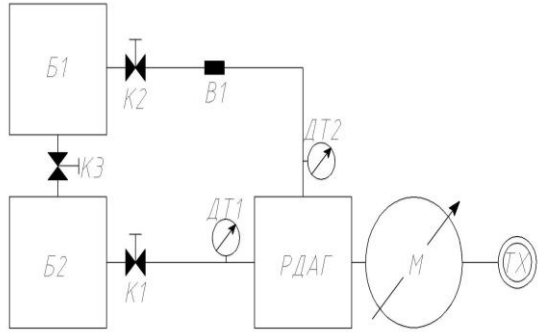


Рисунок 2 – Схема дослідного
стенду РДАГ

На першій стадії буде досліджуватись вплив геометричних параметрів проточної частини на гідродинамічні характеристики, та буде обрано декілька найбільш оптимальних конструкцій. На другій стадії необхідно обрати найбільш ефективну конструкцію, з точки зору подрібнення та перемішування твердих включень, та оцінити рівень дисперсності вихідного продукту за один прохід через проточну частину.

Схема стенду для проведення випробувань зображена на (рис. 2). Де B2- бункер заправки речовини, B1- бункер гомогенізованого продукту, K2- засувка для регулювання витрати через агрегат, K3 – переливний вентиль. ДТ1 та ДТ2 – датчики тиску на вході та на виході з агрегату, для контролю витрат встановлено витратомір В1. Для приводу агрегату використовується двигун постійного струму М на рухомих опорах, що дозволяє контролювати момент на валу агрегату, для контролю частоти обертання встановлено тахогенератор ТХ.

В результаті проведеної роботи було створено багатоцільовий стенд, що дозволяє, випробовувати проточні частини РДАГ різної конфігурації. Проводити параметричні випробування як на воді, так і на багатокомпонентних робочих сумішах. Також є можливість оцінити рівень дрібнодисперсності продукту, як при одиничному проході через проточну частину, так і при багатократній циркуляції.

Отримані результати дозволять спростити етап проектування роторно-динамічних агрегатів гомогенізаторів, на різні потужності, та для різних технологічних процесів.

ВІДМІННОСТІ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

Салтанов С.І., студент, Ніколаєнко Л.М., аспірантка, СумДУ, м. Суми

Загальна вартість життєвого циклу (LCC) насосного устаткування – основний показник економічного використання. Життєвий цикл насосів представляє повну вартість насосного обладнання за весь термін експлуатації, в тому числі придбання, затрати на електроенергію, монтаж, витрати на обслуговування, ремонт і демонтаж насосної установки. Оцінка вартості життєвого циклу ґрунтується на розрахунковій тривалості терміну експлуатації насоса від моменту придбання до повної його утилізації.

Зниження витрат життєвого циклу визначає основні тенденції розвитку насосного ринку з характерними напрямками його вдосконалення. Напрямок зниження споживання енергоресурсів: підвищення к.к.д. насосних установок, поставки насосів під споживача та вживання більш ефективних двигунів. Напрямок зниження витрат на експлуатацію та ремонт (сервісне обслуговування, поточні ремонти і витрати на обслуговуючий персонал): мінімізація впливу людського фактору на роботу насосного устаткування, розповсюдження використання приладів контролю та систем ранньої діагностики і попередження несправностей, мінімізація експлуатаційних та ресурсних витрат на користування устаткуванням.

При експлуатації насосів для перекачування чистих або мало забруднених рідин основна увага надається напрямку зниження споживання енергоресурсів. Проте, в складних умовах при перекачуванні рідин з різними включеннями, в'язких або газонасичених рідин втрати на ремонт та експлуатацію значно перевищують інші види витрат.

При використанні відцентрових насосів виникає велика кількість контактів між робочим колесом і перекачуванню продукцією. В цьому випадку може бути пошкоджено велика кількість продукції, що робить насос неефективним. Отже у випадку наявності витрат, які пов'язані з перекачуванням рідин з крихкими і чутливими до зрізу складовими доцільно використовувати вільновихрові насоси. Данні витрати можуть бути дуже важливою статтею в аналізі вартості життєвого циклу, однак саме цей чинник дуже часто не беруть до уваги.

При виконанні аналізу LCC і для нової і для модернізованої насосної проєктувальники або експлуатаційники повинні оцінити альтернативні варіанти. Для більшості підприємств вартість електроенергії за весь термін служби і витрати на ремонт будуть переважати в LCC. Тому дуже важливо точно визначити поточну вартість енергії, очікуваний щорічний ріст тарифів протягом передбачуваного терміну служби, очікувану вартість запасних частин і заробітну плату ремонтного персоналу.

Робота виконана під керівництвом доцента Котенка О.І.

ОГЛЯД КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ САМОВСМОКТУВАЛЬНИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

*Котенко О.І., доцент, Салтанов С.І., студент, Ніколаєнко Л.М., аспірантка,
Лугова С.О., асистент, СумДУ, м. Суми*

Широке коло галузей промисловості потребує використання насосів, здатних перекачувати рідини, гази, суміші рідин і газів. Крім того, насоси повинні бути здатні відсмоктувати повітря з всмоктуючої труби самостійно без будь-яких зовнішніх всмоктувальних пристроїв. Такі насоси вважаються самовсмоктуючими.

Велике різноманіття умов роботи визначило створення різних, за конструктивним ознакам і принципом роботи, самовсмоктуючих насосів, систематизувати які можливо шляхом їх класифікації.

Самовсмоктуючі відцентрові насоси при наявності самовсмоктуючого пристрою діляться на три групи:

Перша група. Самовсмоктуючі відцентрові насоси обладнані зовнішнім всмоктуючим пристроєм:

- відцентровий самовсмоктуючий насос з рідинним поршнем, процес самовсмоктування в якому відбувається за рахунок витіснення повітря рідинним поршнем багатократної дії.

- самовсмоктуючий відцентровий насос з інтегрованим вакуум – насосом, в конструкції якого застосовується пристрій для створення розрідження у всмоктувальному трубопроводі перед пуском відцентрового насоса.

Друга група. Самовсмоктуючий відцентровий насос, конструкція якого забезпечує самовсмоктування за допомогою рециркуляції рідини - це самовсмоктуючий відцентровий насос рециркуляційного типу. Всмоктування рідини та відведення повітря в даному насосі відбувається за рахунок багатократної циркуляції рідини.

Третя група. Самовсмоктуючі відцентрові насоси обладнані внутрішнім всмоктуючим пристроєм:

- самовсмоктуючий відцентровий насос з шнеком, який забезпечує самовсмоктування завдяки його розташуванню з ексцентриситетом відносно статора та наявності всмоктувальної камери;

- самовсмоктуючий відцентровий насос з водокільцевим ступенем, самовсмоктування в якому забезпечується за рахунок утворення газової порожнини в середині рідинного кільця, яке обертається в робочій порожнині насоса.

- самовсмоктуючий відцентровий насос з вихровим ступенем, самовсмоктування в якому забезпечується за рахунок наявності вихрового ступеня, який працює послідовно або, в деяких випадках, паралельно з відцентровим ступенем насоса.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ФЛАНЦЕВОГО РОЗНІМУ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО НАСОСА ГЦН 195-М

Кулініч С.П., доцент, Чуйко В.П., аспірант, СумДУ, м. Суми

Необхідність модернізації процесу герметизації головного роз'єму насосу більшості вітчизняних АЕС - ГЦН 195-М гостро існує, що в свою чергу зменшить ергономічну економічну та економічну складову обслуговування обладнання. Створено пристрій, що модернізує процес герметизації роз'ємів корпусів ГЦН.

Технічний результат забезпечується пристроєм, конструкція якого приведена на рисунку.

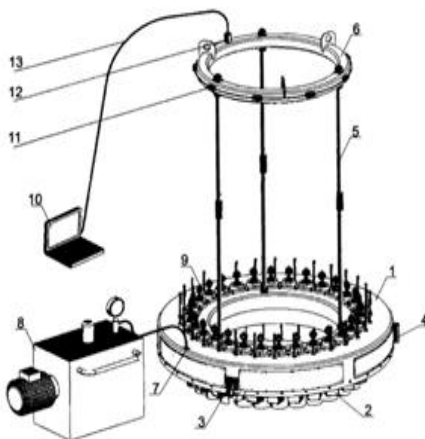


Рисунок – Пристрій для створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів обладнання

- 1 – кожух, 2 - виконуючий механізм, 3 – колектор,
- 4 - опрони пристрої, 5- штанга, 6 - стропове кільце,
- 7 - штуцер, 8 – маслонасосна станція,
- 9 – контролюючий пристрій, 10 – комп'ютер,
- 11- пристрій збору інформації, 12 – передавач

За рахунок одночасного витягу всіх 30 шпильок продовжується міжремонтний період роботи поверхонь ущільнювачів, значно скорочуються радіаційне навантаження на персонал, поліпшується якість герметизації і виключається порушення технології. Застосування автоматичної системи контролю дозволяє попереджувати створення аварійної ситуації, пов'язаної з ушкодженням шпильок головного роз'єму за рахунок діагностики стану елементів кріплення.

Пристрій вирішує комплекс проблем, пов'язаних з операціями планового обслуговування та ремонту головного роз'єму ГЦН 195-М.

ПРИСТРІЙ ДЛЯ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН

Мельников О.П., аспірант, ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ

Можливість струминного насоса створювати зворотне місцеве промивання привибійної зони знайшло відображення в конструкціях пристроїв для відбору керна [1]. Відомі схеми з використанням струминного насоса [2, 3, 4], які дозволяють знижувати диференційний тиск в свердловині, що робить їх незамінними при бурінні в зонах поглинання бурового розчину. Зниження диференціального тиску дозволяє також, як відомо, суттєво підвищити механічну швидкість буріння, створювати додаткове гідравлічне зусилля на долото. Остання обставина поряд з можливістю струминного насоса інтенсифікувати промивання свердловини призвела до використання ежекційних систем при похило орієнтованому і, зокрема, горизонтальному бурінні.

До недоліків відомих гідравлічних схем з використання струминних насосів при спорудженні нафтогазових свердловин відноситься значний гідравлічний опір, який створює робоча насадка струминного насоса, що створює труднощі при експлуатації гідромоніторних доліт внаслідок перевантаження бурових насосів. Усунення згаданого недоліку буде важливою задачею подальших досліджень.

Поставлена задача вирішується поділом робочого потоку від подачі бурових насосів на паралельні потоки методом паралельного з'єднання струминних насосів, що призводить до зменшення навантаження на бурові насоси, яке пов'язане зі зменшенням витрати рідини через кожну з насадок. Дана концепція знайшла своє відображення в розробленому пристрої для буріння, зображеного на рисунку.

Пристрій працює наступним чином. Промивальна рідина через канал бурильної колони 1 та промивальний патрубок 7 надходить на сопла 8 паралельно з'єднаних струминних насосів 3, проходить камеру змішування з дифузором та промивальну систему долота 4. В приймальній камері струминних насосів 3 створюється розрідження за рахунок чого здійснюється підсмоктування додаткової кількості промивальної рідини через радіальні отвори 9 з кільцевого простору 5.

Практична цінність даної розробки полягає у збільшенні діапазону технічних умов при яких доцільно використовувати ежекційні технології при спорудженні нафтогазових свердловин, які в свою чергу дозволять підняти процес спорудження нафтогазових свердловин на якісно вищий технічний рівень.

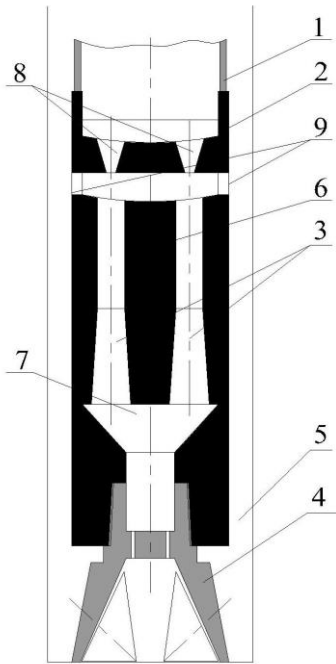


Рисунок – Пристрій для буріння свердловин

- 1 - колона бурильних труб; 2 - наддолотний перевідник; 3 - струминний насос; 4 – долото;
 5 - кільцевий канал свердловини; 6 – корпус;
 7 - промивальний патрубкок; 8 – сопло;
 9 - радіальний канал.

Список літератури

1. Быков И.Ю., Кукьян А.А. Исследование влияния местоположения струйного насоса в съёмном керноприемнике на энергетические параметры керноотборного бурового снаряда // Геология, геофизика и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 2002. – с. 38 - 40.
2. Глебов В.А., Антонов В.Ф. Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения // Бурение. – 1968. - №3. – с. 25 - 27.
3. Мавлюков М.Р., Скворцов Ю.П., Логунов В.П. и др. Эффективность регулирования дифференциального давления эжектированием // Нефтяное хозяйство. – 1998. - №5. – с. 39 - 40.
4. Пат. 2020292 Российской Федерации, МПК⁵ F04F5/10, Наддолотный эжекторный насос / С.В. Евстифеев. - №5062237/29; Заявлено 15.09.92; Опубл. 30.09.94.

МЕТОД ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА БУРОВИЙ НАСОС ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ СТРУМИННИХ НАСОСІВ У БУРІННІ

Паневник О.В. професор,

Мельников О.П., аспірант, ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ

Висока ефективність ежекційних технологій зумовлює широку географію їх застосування. В Україні роботи з розробки та поширення ежекційних технологій на сьогоднішній день зосереджені в Івано-Франківському національному університеті нафти і газу та ВАТ «Геотест» (м. Івано-Франківськ). У недалекому минулому питаннями застосування свердловинних ежекційних систем проводились Полтавським відділенням УкрНДГРІ, ЦНДЛ ВО «Укрнафта» (м. Івано-Франківськ). Науково-дослідницькі роботи сконцентровано в Російському державному університеті нафти і газу ім. І.М. Губкіна, Уфимському державному нафтовому технічному університеті. Практична реалізація ежекційних технологій здійснюється ВАТ «Оренбургнафта» та чисельними західносибірськими компаніями (Тюменська нафтова компанія, Сибірська Інноваційна Нафтова Корпорація, Лукойл, «Сургутнафтогаз», «Юкос» та інші). Ежекційні технології широко використовуються в Венесуелі, Канаді, Сполучених Штатах Америки, Французьким інститутом нафти.

Поширеність застосування ежекційних технологій свідчить про їх світове значення.

Існують багато різноманітних гідравлічних схем з використання струминних насосів при бурінні нафтогазових свердловин. Однією з базових є схема прямого промивання свердловини, при якому струминний насос з'єднується послідовно з колоною бурильних труб, інжектований потік надходить з кільцевого або наддолотного простору, а змішаний потік подається з дифузора струминного насоса до промивальної системи породоруйнівного інструмента [1-3]. Основним недоліком даної схеми є значний гідравлічний опір насадки струминного насоса, який перешкоджає використанню гідромоніторних доліт в поєднанні зі струминними насосами. Вище згаданий гідравлічний опір є досить відчутним негативним фактором при експлуатації бурових насосів на граничних режимах при бурінні чи ліквідації аварій.

Одним з шляхів зменшення навантаження на бурові насоси (зменшення гідравлічного опору) при використанні струминних насосів є реалізація паралельної схеми включення струминних насосів в бурильну колоною бурової установки. Паралельну схему включення струминних насосів у наддолотному пристрої для буріння нафтогазових свердловин зображено на рисунку.

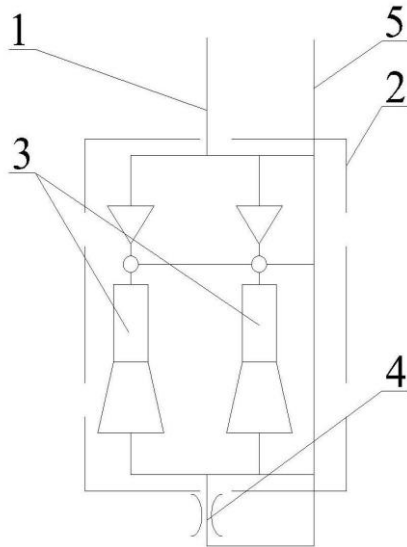


Рисунок – Гідравлічна схема паралельного зеднання струминних насосів при бурінні нафтогазових свердловин
 1 – колона бурильних труб; 2 – наддолотний перевідник;
 3 – струминний насос; 4 – породоруйнівний інструмент

Технічна реалізація даної схеми включення струминних насосів в колону бурильних труб зробить можливим використання струминних насосів в компоновці з гідромоніторними долотами завдяки зменшенню гідравлічного навантаження на бурові насоси, яке спричиняє робоча насадка струминного насоса.

Список літератури

1. Сазонов Ю.А. Разработка устройства, снижающего дифференциальное давление на забое скважины и повышающего скорость бурения: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ю.А.Сазонов. - Москва, МИНГ им. И.М. Губкина, 1989. – 176 с.
2. Онацко Р.Г. Обгрунтування раціональних режимів роботи свердловинних струминних насосів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. / Р.Г.Онацко. - Івано-Франківськ. – 172 с.
3. Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П.Н. Каменев. - М.: Стройиздат, 1970. – 416 с.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ РОБОЧОЇ МАШИНИ

Петров О.В., доцент, Костюк А.В., ВНТУ, м. Вінниця

Мобільні робочі машини, які випускаються в Україні оснащуються переважно гідроприводами (ГП) постійної витрати. Такі ГП характеризуються низькою вартістю, достатньою надійністю, але також їм властиві значні втрати потужності під час роботи в режимі регулювання швидкості робочих органів. Такого недоліку позбавлені ГП чутливі до навантаження. В таких гідроприводах мінімізація втрат потужності забезпечується відповідністю тиску гідронасоса до суми тиску навантаженого гідродвигуна та врівноважуючого перепаду тиску, що утворюється за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника гідророзподільника. Розробка та впровадження нових систем гідроприводів, які ефективно працюють в різних режимах роботи є актуальною задачею [1].

На кафедрі технології та автоматизації машинобудування (ВНТУ) розроблений мультирежимний гідропривод (МГП), який забезпечує менші, у порівнянні з аналогами, втрати потужності [2]. Гідропривод працює у чотирьох режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та режимі захисту від перевантаження. До складу розробленого гідроприводу входить секційний гідророзподільник, в якому запобіжно-переливна секція містить переливний клапан, що пов'язаний лінією керування з лінією навантаження. Таким чином до системи керування МГП включає розподільний золотник та переливний клапан гідророзподільника.

Для дослідження характеристик МГП розроблена його розрахункова схема та математична модель. Для розв'язання рівнянь математичної моделі використано програму MATLAB. В результаті математичного моделювання робочих процесів у МГП та побудови графіків залежностей визначено, що на такі динамічні характеристики як час перехідного процесу T_p та величина перерегулювання за тиском σ найбільше впливають параметри переливного клапана гідророзподільника МГП: діаметр золотника переливного клапана d_k , жорсткість пружини золотника переливного клапана c , діаметр хвостовика золотника переливного клапана d_x та площа допоміжного дроселя переливного клапана f_0 [3].

На рисунку подано вплив параметрів системи керування МГП $c = (1,2\dots2,5) \cdot 10^4$ Н/м, $d_x = (6\dots16) \cdot 10^{-3}$ м, $d_k = (12\dots24) \cdot 10^{-3}$ м та $f_0 = (0,4\dots1,6) \cdot 10^{-6}$ м² на значення часу перехідного процесу T_p та величини перерегулювання за тиском при умовах навантаження на гідродвигуні $p_{ц} = 200 \cdot 10^5$ Па, витрати гідродвигуна $Q_{ц} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с та зміні температури

робочої рідини $t^{\circ}\text{C}$ з 20°C до 80°C при роботі гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна [4].

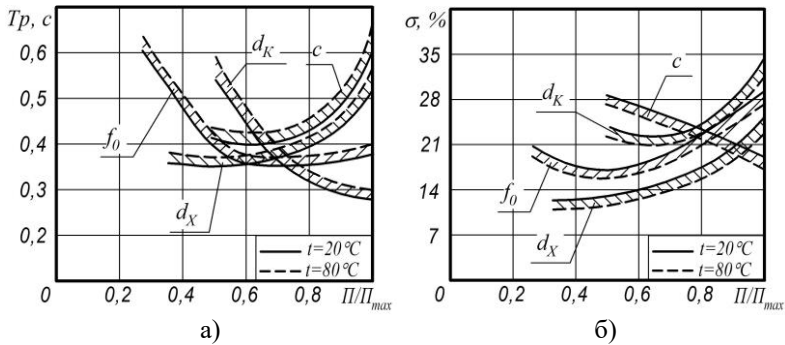


Рисунок – Залежність часу перехідного процесу T_p (а) та величини перерегулювання за тиском σ (б) від параметрів системи керування МГП

З рисунка (а) видно, що збільшення значень d_x і c веде до збільшення величини T_p , а збільшення значень d_k і f_0 веде до зменшення величини T_p . Збільшення температури робочої рідини призводить до збільшення величини T_p в межах до 8%. З рисунка 1 (б) видно, що збільшення значень d_x , d_k та f_0 веде до збільшення величини σ , з збільшення значень c – до зменшення величини σ . Збільшення температури робочої рідини призводить до зменшення величини σ в межах до 8%.

Список літератури

1. Буренніков Ю.А. Вплив параметрів переливного клапана на динамічні характеристики гідросистеми з LS-регулюванням / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2005. – №5. – С. 97 - 101.
2. Пат. 43441 UA, МПК F15B 13/04 (2009.01) Гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою / Козлов Л.Г., Петров О.В.; заявник Вінницький національний технічний університет. – № u200906776; заявл. 30.06.2009; опубл. 10.08.2009, Бюл. №15, 2009 р.
3. Козлов Л.Г. Дослідження характеристик мультирежимного клапана розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин / Л.Г. Козлов, О.Л. Гайдамак, О.В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2008.– №1. – С.85 - 88.
4. Петров Олександр Васильович. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Петров Олександр Васильович. – Вінниця, 2010. – 216 с. – Бібліогр. : с. 100 - 104.

ЗАСТОСУВАННЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ FLOWWORKS CAD-СИСТЕМИ SOLIDWORKS ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМАХ

*Петров О.В., доцент, Павлюк О.О., студент,
Печенкін П.О., студент, ВНТУ, м. Вінниця*

Розробка та дослідження нових схем гідравлічних систем (ГС) включає в себе багато етапів: критичний аналіз існуючих аналогів, складання розрахункової схеми та математичної моделі, математичне моделювання, робочих процесів, експериментальні дослідження та інші. Проведення теоретичних та експериментальних досліджень передбачає визначення деяких характеристик ГС. До таких характеристик належать шляхові втрати тиску, що виникають у ГС внаслідок компоновки гідроагрегатів та інших елементів. Сумарні втрати тиску у ГС залежать від втрат тиску у конструкціях окремих гідроагрегатів, їх відносного положення, способів з'єднання рукавами високого тиску та інших факторів. Визначити шляхові втрати тиску та сумарні втрати у ГС можна за допомогою комп'ютерного моделювання гідродинамічних процесів у тривимірних моделях ГС [1].

Авторами створено тривимірну модель експериментальної установки (рис.) для визначення динамічних та статичних характеристик гідроприводів мобільних робочих машин на основі існуючої конструкції, розробленої на кафедрі технології та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету [2].

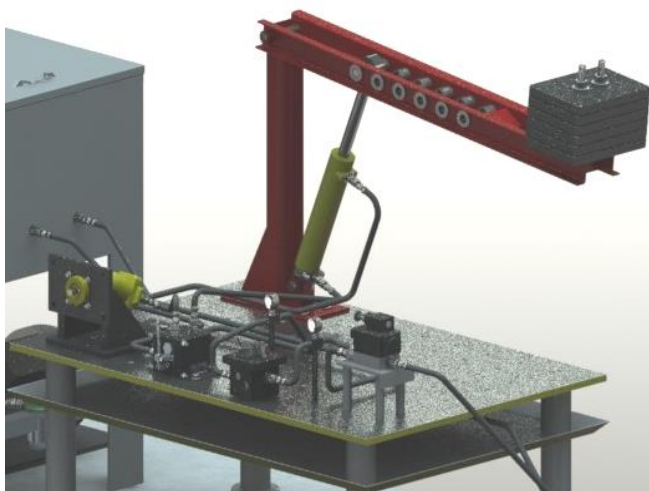


Рисунок – Тривимірна модель гідравлічної системи експериментальної установки

Безпосередньо для дослідження гідродинамічних процесів та визначення шляхових втрат тиску тривимірною моделлю передається у спеціальний модуль FloWorks CAD системи SolidWorks. Задається місце входу робочої рідини під тиском у вибрану робочу розточку досліджуваного об'єкту, а потім визначається тиск на виході досліджуваної ділянки ГС. Після цього необхідно задати вхідні параметри умов протікання гідродинамічного процесу. Вхідними параметрами є початковий тиск рідини, величина витрати, в'язкість та температура робочої рідини [3].

Комп'ютерне моделювання гідродинамічних можна проводити як у конкретно вибраній тривимірній моделі, так і у сукупності моделей, з'єднаних разом. Разом усі елементи можна з'єднати у тривимірний проект за допомогою модуля Solid Works Routing. Результати розрахунку можна представити у різних видах. Зокрема зручними є види поперечного перерізу із кольоровою візуалізацією значень тиску у кожній точці досліджуваної ділянки або кольоровою візуалізацією траєкторії руху потоку рідини. За результатами досліджень гідродинамічних процесів у тривимірній моделі можна рекомендувати такі параметри елементів конструкції ГС, які забезпечать мінімальні шляхові та сумарні втрати тиску.

Таким чином, можна зробити такі висновки: під час проектування ГС машин застосування сучасних CAD систем дозволяє провести інженерний аналіз особливостей конструкції складових елементів, а також виявити та оцінити особливості перетікання робочої рідини під тиском у гідроагрегатах. Втрати тиску, що виникають під час проходження рідини по каналах ГС, можуть бути оцінені в результаті моделювання гідродинамічних процесів, що дозволяє зменшити шляхові втрати тиску на етапі прийняття рішення про вибір елементів конструкції ГС.

Список літератури

1. Петров О.В. Аналіз гідравлічних втрат тиску в гідророзподільнику за допомогою CAD/CAE систем / О.В. Петров // Вісник Хмельницького національного університету. Серія технічні науки. – 2009. – №4. – С.67 - 70.
2. Burennikov Yu.A. Metrological characteristic of the test rig with automatic registering of the proportionally-controlled hydraulic drive / Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, D.O. Lozinsky, O.V. Petrov and ect. // Buletinul institutului politehnic din iasi. – Tomul LV (LIX), fasc. 1, 2009. – P.125 - 130.
3. Петров О.В. Застосування комп'ютерного моделювання гідродинамічних процесів для визначення втрат тиску у гідросистемах транспортних засобів / О.В. Петров, П.О. Печенкін, О.О. Павлюк // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: IV міжнародна науково-практична конференція, 25-26 жовтня, 2011: тези доповідей. – 2011. – С. 63.

ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА ПУСКОВИЙ МОМЕНТ ГІДРОПРИВОДІВ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ

Семічаснова Н.С., ст. викладач, ВНТУ, м. Вінниця

Питання підвищення функціональної надійності запуску гідроприводів мобільних машин, які працюють у важких експлуатаційних умовах залишається актуальним. Весь процес запуску поділяється на декілька етапів, які характеризуються різними провідними процесами:

1) наростання тиску у магістралі нагнітання з одночасним попереднім зсувом у всіх фрикційних парах приводу та гідромотора включно, формування сил тертя спокою;

2) досягнення умов статичної рівноваги, коли крутильний момент на валу гідромотора стає рівним моменту сил тертя в гідромоторі, приводі плюс момент від технологічного навантаження;

3) початок обертання та виконання умов динамічної рівноваги;

4) розгін та перехідний процес виходу на усталений режим роботи або зупинка та релаксаційні коливання, або автоколивання при невиконанні умов стійкості.

До основних факторів першого етапу слід віднести жорсткість підвідних магістралей, залежності фрикційних характеристик від швидкості наростання тиску на гідромоторі, суми тисків на вході та виході гідромотора, тривалості нерухомого контакту, положення рухомих частин гідромотора та привода відносно нерухомих. Важливе значення можуть мати також характеристики робочої рідини та навколишнє середовище.

На другому етапі, який безпосередньо передуює пуску, додатково потрібно врахувати процеси, що формують максимально можливі сили (моменти) тертя в приводі. Зокрема, експерименти виявили прояв ефекту зміцнення фрикційних зв'язків під час попередньої витримки приводу з крутильним моментом, що близький до пускового моменту.

Під час переходу до третього етапу пуску провідними процесами та факторами стають кінетичні та динамічні характеристики тертя ковзання та масо-інерційні властивості гідроприводу з врахуванням робочого органу та кінематичних ланцюгів.

Початок обертання не завжди гарантує подальший рух з необхідними кінематичними параметрами. На четвертому етапі пуску гідроприводу визначальними факторами є показники якості перехідних процесів та запасу стійкості. На цьому етапі важливе значення мають усі перераховані вище фактори та конструкція механізму, що приводиться в рух гідроприводом.

В роботі проаналізовані також неполадки, які виникають під час запуску гідроприводу, встановлені діагностичні ознаки та параметри.

СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА

*Іскович–Лотоцький Р.Д., професор,
Міськов В.П., аспірант, ВНТУ, м. Вінниця*

Використання вібрацій займає широке місце у порошковій металургії, машинобудуванні, будівництві та інших галузях нашого життя. Над створенням пристроїв та установок для отримання вібрацій займалось не одне покоління науковців та наукових шкіл. Розроблено різні конструкції установок, пристроїв та схем для створення вібрацій, але завжди виникало безліч проблем. Одними з таких були собівартість та простота конструкції.

Відомі пристрої для створення вібрації такі як клапани – пульсатори здійснюють керування шляхом налагодження керуючих органів на заданий тиск з використанням пружних елементів та запобіжних клапанів [1]. Вони мають складну конструкцію, великі габарити, що значно ускладнює процес керування та використання їх на обладнанні різного призначення. В більшості випадків вони адаптовані лише під певне обладнання для роботи в заданому діапазоні частот, що значно звужує можливості їх використання. Також існують механічні, гідравлічні, електричні та комбіновані приводи для створення вібрацій [2]. Найбільш широкого застосування мають комбіновані приводи, оскільки вони поєднують переваги декількох приводів, що відразу на порядок підвищує можливості їх використання.

Нами запропоновано поєднати електрогідравлічне регулювання з числовим програмним керуванням (рис. 1). Суть якого полягає в тому, щоб використовуючи стандартну гідравлічну, електрогідравлічну апаратуру та апаратуру з числовим програмним забезпеченням створити уніфікований гідроімпульсний привод, що забезпечить широкий діапазон регулювання та дозволить його використання у різних галузях виробництва. Принцип роботи приводу полягає у тому, що швидкодія регулюючих клапанів К1 та К2 напірної та зливної лінії керується електромагнітними клапанами К3 та К4, закон регулювання яких задається блоком керування БК. Завдяки такому поєднанню різних систем ми зможемо отримати різні режими навантаження (рис. 2, а, б) де регулюватиметься частота, амплітуда та потужність потоку рідини. Впровадження такого регулювання пояснюється тим, що для забезпечення розрахункової потужності потоку рідини потрібно за короткий проміжок часу подати великий об'єм рідини, що забезпечується великою пропускною здатністю клапана К1 та характеристиками гідроаккумулятора. Але в той же час швидкодія клапана К1 зменшується, для запобігання цього та для розширення його параметрів, здійснюємо примусове регулювання, яке відбувається менш потужним, але швидкодійним клапаном К3.

Комбінуванням даної схеми можливо отримати пульсуючий (рис. 2, а) та імпульсний режими (рис. 2, б). Таким чином для необхідності створення простого режиму буде можливість виключення не потрібних

елементів, тобто спрощення схеми приводу, що значно може покращити характеристики роботи приводу.

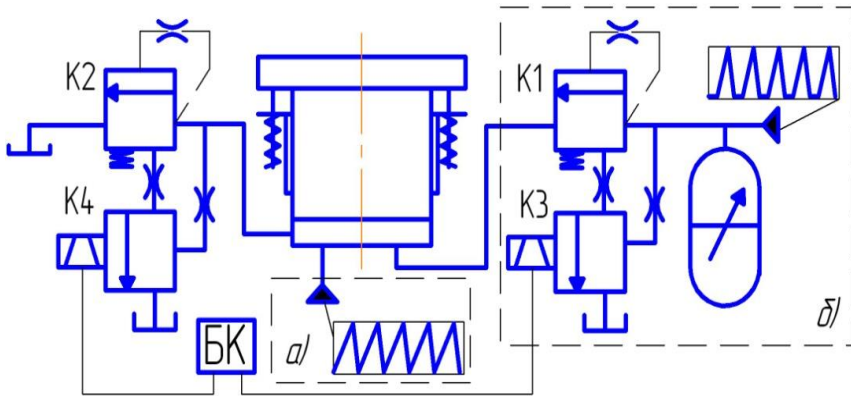


Рисунок – Система керування гідроімпульсного приводу

Запропонована система керування вібробудувачем генератора імпульсів тиску за рахунок використання стандартної гідроапаратури регулювання дозволяє розширити технологічні можливості вібраційного обладнання, що застосовується в різних галузях промисловості.

Список літератури

1. Іскович-Лотоцький Р.Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, М.Р. Архипчук. - УНІВЕРСУМ - Вінниця, 2008. - 171 с. (Монографія). - ISBN 978-966-641-252-5.
2. Іскович-Лотоцький Р.Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. - УНІВЕРСУМ - Вінниця, 2006. - 338 с. (Монографія). - ISBN 966-641-178-4.
3. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного та віброударного действия М., «Машиностроение» 1984, 184 с.
4. Обертюх Р.Р. Основні тенденції створення та розвитку способів і пристроїв для подрібнення стружки / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, В.П. Міськов // Процеси механічної обробки в машинобудуванні: зб. наук. пр., Житомир : ЖДТУ, 2011. – Вип. 10. – 410 с.

ГІДРОІМПУЛЬСНА ФІЛЬТРУВАЛЬНА УСТАНОВКА

*Іскович-Лотоцький Р.Д., професор,
Любин В.С., асистент, ВНТУ, м. Вінниця*

Проблема очистки вторинних продуктів харчових виробництв, до яких відносяться кавовий шлам, спиртова барда, пивна дробина є досить актуальною. В теперішній час їх просто виливають на спеціальні ділянки, що є ні економічно, ні екологічно не вигідно.

Очистка електролітичними та термічними способами [1] є занадто енергоємною, а хімічні та біологічні – низькопродуктивні та енергоємні [1,2]. Механічні способи більш продуктивні, ефективним є потокове тангенційне фільтрування за допомогою трубчастих керамічних мембран [3]. Щоправда, вони не позбавлені певних недоліків, а саме – забивання з часом пор мембрани частинками, що зменшує продуктивність, крім того у великих масштабах процес є енергоємним [4].

Ефективнішим є потокове віброударне очищення, яке здійснюється на гідроімпульсних установках. Суть процесу полягає у створенні в середовищі оброблюваного матеріалу ударних хвиль напружень та деформацій, внаслідок чого тиск і швидкість коливаються, мембрана забивається менше, а продуктивність залишається незмінною [4].

Для здійснення даного способу очистки запропонована схема фільтрувальної гідроімпульсної установки, представлена на рисунку.

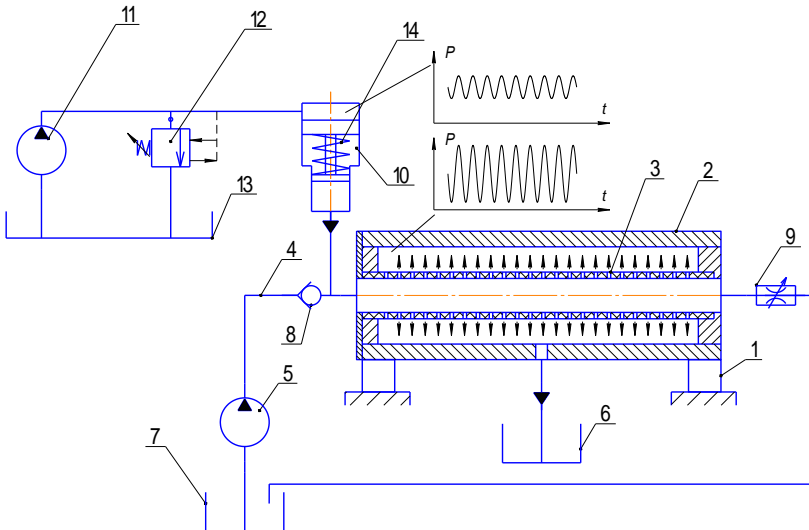


Рисунок – Гідроімпульсна фільтрувальна установка

Гідроімпульсна фільтрувальна установка містить раму 1, на якій закріплено корпус 2 з трубчастою керамічною мембраною 3, сполучні трубопроводи 4, насос 5, бак для фільтрату 6 і бак для оброблюваної рідини 7, зворотний клапан 8, дросель 9, мультиплікатор 10, встановлений з можливістю роботи від гідроімпульсного приводу, що складається з насоса 11, клапана-пульсотора 12 і бака 13. Мультиплікатор повертається у вихідне положення за рахунок пружини 14.

Гідроімпульсна фільтрувальна установка працює наступним чином.

З баку для оброблюваної рідини 7 насосом 5 по трубопроводах 4 через зворотний клапан 8 у трубчасту керамічну мембрану 3 подається оброблювана рідина. Тиск на виході регулюється за допомогою дроселя 9. Відфільтрована рідина стікає у встановлений на рамі 1 корпус 2 і в бак для фільтрату 6, з якого може повторно використовуватись Невідфільтрована рідина подається у бак для оброблюваної рідини 7. З'єднаний трубопроводами 4 з трубчастою керамічною мембраною 3 мультиплікатор 10 за рахунок гідроімпульсного приводу, що складається з насоса 11, клапана - пульсотора 12 і бака 13 здійснює короткоходові рухи і створює в оброблюваній рідині хвилі напружень, деформацій та періодичне збільшення тиску, що в свою чергу призводить до більш інтенсивного фільтрування та до змивання на трубчастій керамічній мембрані 3 надлишкового шару осаду. Як наслідок – останній залишається сталої товщини, а продуктивність – незмінною в часі. Також зникає необхідність зворотної продувки або взагалі зупинки для очистки мембрани. У вихідне положення мультиплікатор повертається за рахунок пружини 14. Коливання тиску в порожнинах мультиплікаторах показано на рисунку.

Перевагами даної конструкції є простота, надійність, можливість повної автоматизації процесу. Математичне моделювання даної установки дасть можливість отримати залежності конструктивних параметрів від параметрів оброблюваної рідини та розробити методику розрахунку.

Список літератури

1. Дикис М.Я., Мальский А.Н. Технологическое оборудование консервных заводов. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – 777 с.
2. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 2 / С.Т. Антипов, И. Т. Кретов, А. Н. Остриков и др.; Под ред. В. А. Панфилова. – М.: Высш. шк., 2001. – 680 с.
3. Валентас К.Дж., Ротштейн Э., Сингх Р.П. Пищевая инженерия: справочник с примерами расчетов. – СПб.: Профессия, 2004. – 848 с.
4. Севостьянов І.В., Іскович-Лотоцький Р.Д. Теоретичні основи процесів фільтрування вологих дисперсних матеріалів під впливом ударних хвиль напруг та деформацій// Промислова гідравліка та пневматика, 2008. - №2 (20). – С. 40 – 43.

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛАБІРИНТНО-ГВИТОВОГО НАСОСА НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Лебедев А.Ю., магістрант, НТУ “ХПІ”, м. Харків

При розрахунку робочих характеристик лабіринтно-гвинтових насосів (ЛГН), які знайшли широке застосування в хімічній промисловості та нафтовидобутку, виникає необхідність врахування форми робочих органів. Використання гідравлічного радіусу гвинтової канавки R_T для аналізу впливу форми гвинтової канавки на характеристики ЛГН дозволяє частково проводити такий аналіз. Однак використання R_T для порівняння характеристик ЛГН з різними робочими органами є суттєво ускладненим. Частково розв'язати цю проблему можна врахуванням коефіцієнта гідравлічного опору на тертя λ , який враховує форму гвинтової канавки. Проте, його використання не дозволяє врахувати всі геометричні параметри робочих органів ЛГН. Зазначимо, що ЛГН що випускаються в промисловості, як правило, мають напівкруглу форму гвинтової канавки, тому найбільш актуальним є розглядання саме такої форми.

В доповіді розглядаються результати експериментальних досліджень ЛГН з різними робочими органами які мають гвинтові канавки напівкруглої форми. Для проведення порівнювальної оцінки робочих характеристик ЛГН нами пропонується використовувати відносний діаметр $\bar{D} = D_a/R_a$, де D_b – діаметр гвинта, та введені нами питомі параметри ЛГН. Питомий напір – напір, що приходить на одиницю відносної довжини одного заходу різьби гвинта, та розраховується за формулою:

$$\tilde{H} = \frac{H}{z l_a/R_a}, \quad (1)$$

де: H – напір насоса; z – кількість заходів; l_b – довжина гвинта.

Аналогічно до питомого напору вводили відповідно питомі витрату – \tilde{q} , потужність – \tilde{N} та ККД – $\tilde{\eta}$ які розраховуються за наступними залежностями: $\tilde{q} = \frac{q}{z l_a/R_a}$; $\tilde{N} = \frac{N}{z l_a/R_a}$; $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{z l_a/R_a}$. (2)

З метою встановлення впливу геометричних параметрів робочих органів на характеристики ЛГН були проведені експериментальні дослідження, результати яких наведені на рис. 1, 2. Для зменшення кількості дослідів здійснювали планування експерименту. Проводили двофакторний активний експеримент. Використовували рототабельний план другого порядку. Досліджувався макет ЛГН з робочими органами напівкруглої форми гвинтової канавки та геометричними параметрами робочих органів які наведені в таблиці. При проведенні експериментальних досліджень в якості робочої рідини використовувалась вода при температурі 40^0 С.

Таблиця – Характеристики робочих органів ЛГН

Номер насоса	Тип насоса	D_B , мм	R_r , мм	z	l_B , мм	\bar{D}
I	ЛВН 50	48	2,2	6	38	21,82
II	ЛВН 80	50	2,35	6	43	21,28
III	ЛВН 125	52	2,85	6	48	18,25
IV	ЛВН 50	57,5	2	9	80	28,75
V	ЛВН 80	57,5	2,2	8	80	26,14
VI	ЛВН 125	57,5	2,5	7	80	23
VII	ЛВН 200	57,5	3	6	80	19,17

Як видно з рисунка 1 з збільшенням R_r збільшується питомий напір на виході з ЛГН. З збільшенням кількості заходів питомий напір на виході з насоса зменшується. Довжина гвинта не суттєво впливає на питомий напір. При відсутності витрати на виході з насоса найбільший питомий напір мають насоси з найменшими \bar{D} .

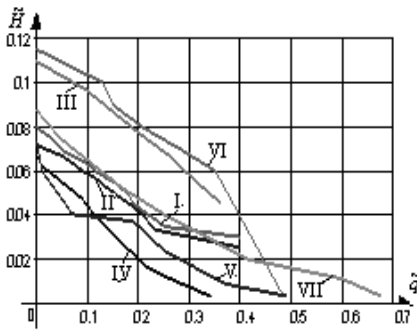


Рисунок 1 – Залежність питомого напору від питомої витрати для різних насосів

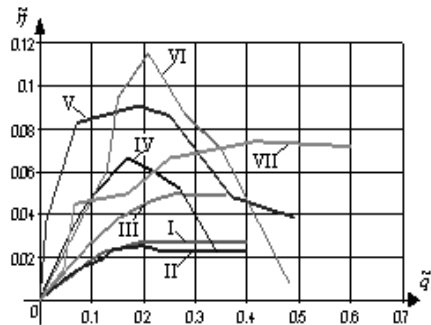


Рисунок 2 – Залежність питомого ККД від питомої витрати для різних насосів

Проаналізувавши залежність питомого ККД від питомої витрати, рис. 2, можна зробити висновок, що найбільший питомий ККД має ЛГН з найбільшою l_B . \bar{D} незначно впливає на значення питомого ККД. Малим значенням z відповідають низькі значення питомого ККД. Оптимальний питомий ККД досягається при значенні питомої витрати близької до 0,2.

На підставі вищесказаного можна зробити наступні висновки: перше введені питомі параметри ЛГН, які дозволяють проаналізувати вплив геометричних параметрів гвинтової канавки на його робочі характеристики; найбільший вплив на питомий напір мають R_r та z ; на питомий ККД найбільш суттєвий вплив має l_B . Питомий ККД має явно виражений максимум.

**ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ
ЕНЕРГОСМНИХ ВИРОБНИЦТВ**

**КАФЕДРА «ПРИКЛАДНА
ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА»**

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЛІ

Бондар А. В., студент, СумДУ, м. Суми

Наразі досить актуальною проблемою є зниження споживання енергетичних ресурсів. Адже, як відомо, Україна задовольняє свої потреби в паливі лише на 50%, а інші 50% вимушена купувати за кордоном (в основному в Російській Федерації). В майбутньому не можна сказати, якою буде ціна на енергоносії, тому необхідно проводити роботи зі зниження використання традиційних паливно-енергетичних ресурсів. Український уряд задекларував перехід на альтернативні види енергії, що будуть використовуватися для виробництва тепла. Сумська область стала однією з перших, де будуть впроваджуватися такі технології.

Зважаючи на вище сказане, нами було проведено візуальне та інструментальне обстеження Шпилівського навчально виховного комплексу (НВК) Сумського р-ну, Сумської обл. НВК являє собою одноповерхову будівлю, збудовану з силкатної цегли. Товщина кладки становить 380 мм. Вікна дерев'яні, однокамерні, у роздільних сплетіннях. Підлога дерев'яна, розташована на землі. Стеля виготовлена з залізобетонної плити, утеплена шаром керамзиту. Розрахунки показують, що опір теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій не відповідає нормам, встановленим в ДБН В.2.6-31:2006. Вікна знаходяться в незадовільному стані. Вони мають нещільності, які спричиняють до значної інфільтрації холодного повітря. На основі розрахунків та візуального обстеження, можна зробити висновок, що йде значна перевитрата природного газу, яким опалюється дане приміщення.

Попереднє обстеження показало, що життєдіяльність даного об'єкту забезпечується такими енергетичними системами: система опалення, система електропостачання, система водопостачання. Інструментальне обстеження виявило, що система опалення знаходиться в незадовільному стані – прилади опалення засмічені, їхня очистка ніколи не проводилася. В системі освітлення використовуються лампи розжарення, які є досить неефективними. Відсутня автоматизація, що призводить до перевитрати електроенергії. В системі водопостачання виявлено витоки води. Частина запірної арматури знаходиться в незадовільному стані.

1. Система опалення.

Візуальне обстеження показало, що система опалення автономна, однотрубна з верхнім розведенням магістралей. Опалювальні прилади – чавунні секційні радіатори. В системі працює циркуляційний насос, який забезпечує необхідний проток теплоносія через котел та максимальний КПД системи. Нагрівання теплоносія забезпечується двома газовими водогрійними котлами «Богдан-35», потужністю 35 кВт кожний. Один котел працює постійно, а інший знаходиться в холодному резерві і вмикається лише в часи пікових навантажень. За опалювальний сезон споживається

близько 20 тис. м³ природного газу. Облік спожитого газу ведеться за допомогою лічильника.

2. Система електропостачання.

Облік спожитої електроенергії ведеться за допомогою лічильника. За реактивну потужність плата ведеться за нормами. Постачальником електроенергії є ПАТ «Сумиобленерго». Основним електроспоживаючим обладнанням є прилади освітлення (лампи розжарення, потужністю 75 Вт), водонагрівач, телевізор, пральна машина та холодильник.

3. Система водопостачання.

Постачання холодної води відбувається з водонапірної башти, що розташована неподалік від НВК. Плата за спожиту воду, розраховується на основі показань лічильника електроенергії, що встановлений на насосній станції.

Для підвищення енергоефективності системи опалення даної будівлі можна запропонувати такі можливі енергозберігаючі заходи:

- Утеплення зовнішніх стін пінополістирольними плитами.
- Утеплення стелі за допомогою мінеральної вати.
- Заміна газових котлів на котли з піролізним спалюванням палива.
- Встановлення радіаторних терморегуляторів для переходу на автоматичне регулювання температури в приміщенні (один на приміщення).

Вибір саме таких енергозберігаючих заходів пояснюється тим, що опір теплопередачі зовнішніх стін та стелі майже в 4 рази нижче від нормованого значення. Перед тим, як проводити подальші заходи з енергозбереження в системі опалення, необхідно привести опір теплопередачі цих конструкцій до нормованого стану.

Піролізний газ, який виділяється з тліючої деревини, акумулюється під аркою камери спалювання і за рахунок тяги газоходу проходить вниз через розжарене паливо, змішується з вторинним повітрям і спалюється при високій температурі.

Використання піролізних котлів дозволяє більш ефективно використовувати тверде паливо, адже завдяки конструкції цих котлів, паливо горить, на одному завантаженні, до 2 разів довше ніж у звичайних твердопаливних котлах. Ці котли також дозволяють більш ефективно проводити процес спалювання палива - теплота згорання палива підвищується майже в 3 рази.

Якщо всі ці заходи буде реалізовано, то річна економія коштів складе, приблизно, 48 тис. грн., а термін окупності буде становити 3,1 року, що є досить прийнятним.

Список літератури

1. ДСТУ 4065-2001. Енергозбереження. Енергетичний аудит. Загальні технічні вимоги.

Робота виконана під керівництвом доцента Мандрики А.С.

ПОРІВНЯННЯ СТАНДАРТИЗАЦІЇ СИСТЕМИ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ В УКРАЇНІ І ЗА КОРДОНОМ

Гордійко Н.І., студентка, СумДУ, м. Суми

Впровадження енергозбереження без належної системи управління ним означає зниження його ефективності. Саме тому світова спільнота впродовж останніх десятиліть намагається покращити систему енергоменеджменту стандартизуючи цю сферу. Як відомо виникнення СЕМ в цілому було відповіддю розвинених країн Західної Європи, США та Японії на труднощі, спричинені енергетичною кризою у другій половині ХХ століття. На жаль для України, володіння багатими запасами ПЕР Радянським Союзом закрило шлях для розвитку енергоменеджменту на той час. Таким чином, першооснова розходжень стандартизації сфери енергетичного менеджменту в Україні та в розвинених країнах світу криється в різному підході до цінності енергоресурсів.

На сьогоднішній день стандарти у сфері енергоменеджменту існують в більшості країн світу, серед яких найуспішнішими є національні стандарти ANSI/MSE 2000:2008 (США), KS A 4000:2007 (Південна Корея), GB/T 23331:2009 (Китай), Ірландський стандарт I.S. 343:2005 та загальноєвропейський стандарт EN 16001:2009. На основі цих нормативних документів було створено міжнародний стандарт ISO 50001:2011 – структуроване та всеохоплююче керівництво по оптимізації споживання енергоресурсів, системному управлінню процесом енерговикористання.

Порівнюючи українські стандарти ДСТУ 4715:2007, ДСТУ 4713:2007 з міжнародним ISO 50001:2011 найперше, що привертає увагу – масштабність сфер застосування. В той час як Україна акцентує увагу лише на великих промислових підприємствах, увесь світ застосовує стандарти для всіх типів підприємств (великих та малих, державних та приватних, промислових та підприємств у сфері послуг) не залежно від географічних, культурних чи соціальних вимог. На відміну від українських нормативів, вимоги в міжнародному стандарті є розпорядчими, тобто він визначає те, чого необхідно досягнути, але не визначає яким чином, забезпечуючи свободу дій. Український стандарт пропонує досить абстрактні цілі досягнення енергоефективності, але суворо регулює методи їх досягнення.

Можливість використання міжнародного стандарту ISO 50001 в Україні проявляє ряд переваг, які є очевидними, та загроз у сфері економіки в середньостроковому періоді, таких як, поява бар'єрів збуту енергоємної продукції українських підприємств, що спричинить зниження надходжень до бюджету, зниження конкурентоспроможності експортно-орієнтованих підприємств. Безперечно в перспективі довгострокового періоду переваги від впровадження ISO 50001 покрийуть всі недоліки, які можливі в період адаптації, та забезпечить підвищення рівня енергоменеджменту в Україні.

Робота виконана під керівництвом доцента Сапожнікова С.В.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В УНІВЕРСИТЕТСЬКИХ МІСТЕЧКАХ

Грушецька І.О., студентка, СумДУ, м. Суми

Проект USAID «Реформа міського теплозабезпечення в Україні», який виконує компанія International Resources Group (IRG), було започатковано у 2009 році Агентством США з міжнародного розвитку (USAID) строком на три роки. Метою проекту є зміцнення правової та регулятивної бази у сфері енергозбереження у тісній співпраці з Урядом України та місцевими органами самоврядування. Все це, на думку засновників проекту, призведе до покращення послуг теплозабезпечення, а також регулювання тарифів і приведення їх у відповідність законам Європейського Союзу у даній сфері.

У рамках даного проекту було створено Програму «Енергоефективні університетські містечка», завданням якої стало формування у студентів вищих навчальних закладів нового типу мислення, заснованого на розумінні цінності споживаних ресурсів, позитивного впливу ресурсозбереження на екологію, збереження клімату, становлення їх в якості свідомих та відповідальних споживачів послуг житлово-комунального господарства.

Поняття «зеленого студмістечка» було перейнято з ідеї «зеленого офісу», метою якої є зменшення негативного впливу діяльності організації на екологічний стан, а також сприяння раціональному використанню енергоресурсів. Світ має неабиякий досвід у питанні впровадження «зелених студмістечок». Україна ж відстає у цьому розвитку. Причиною є недовгий період незалежності – усього лише 20 років, і проблема енергозбереження тільки виходить на арену, адже у молодій державі є набагато важливіші справи. Європа ж, наприклад, встигла зробити набагато більше, адже нестачу ресурсів вона відчула набагато раніше. За останні роки є певні зміни, головним є те, що чим далі, тим більше людей починає замислюватися над проблемою.

Основним методом економії енергії в будівлях ВНЗ є приведення будівель та їх інженерних систем до стану енергоефективних, тобто таких, у яких передбачені оптимальні інженерні методи, системи і заходи з ефективного використання та економії енергії, а також впровадження, при можливості, альтернативних джерел енергії.

Звичайно, що мова не йде про офіційні роботи з проведення енергетичного аудиту, адже для цього необхідно мати свідоцтво, видане Центральним агентством з енергетичних обстежень, яке підпорядковане Національному Агентству України з питань забезпечення ефективного використання енергетичних ресурсів. Передбачається, що студентами керуватиме небайдужість і бажання послужити високій меті енергетичної незалежної держави.

Робота виконана під керівництвом доцента Сапожнікова С.В.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБСТЕЖЕННЯ АДМІНБУДІВЛІ ТОВ «РЯСНЯНСЬКЕ»

Колесник Ю.В., студент, СумДУ, м. Суми

Енергетичне обстеження - одна з найперспективніших і затребуваних галузей консалтингу спрямована на реалізацію та пошук рішень, які ефективні як енергетично, так і економічно для господарювання в умовах абсолютного контролю над потоками енергетичних ресурсів.

Енергетичне обстеження дає огляд технічного стану об'єкта і дає огляд втрат енергії цим об'єктом. У процесі аудиту можна виявити пріоритетні роботи з реновації (оновлення) об'єкта і зробити розрахунки по їх окупності. У підсумку результат енергетичного обстеження - це оцінка стану ефективності енергоспоживання та перелік заходів і рекомендацій для досягнення економії енергії. Прийнявши ці заходи, можна як значно знизити витрати на споживану енергію, так і зменшити інші статті витрат формують собівартість виробництва і реалізації продукції шляхом оптимізації робочого процесу. Комплекс заходів при проведенні енергообстеження включає в себе:

- Діагностику технічного стану енергетичного обладнання.
- Оптимізацію схем енергопостачання, контролю та обліку енергоресурсів.
- Розроблення комплексу заходів для скорочення витрат на паливно-енергетичні ресурси.

Враховуючи вище сказане, а також з метою більш ефективного використання ПЕР нами було проведено енергетичне обстеження адмінбудівлі ТОВ «Ряснянське» на предмет її тепло забезпечення та теплозахисту.

Адмінбудівля ТОВ «Ряснянське» отримує теплову енергію від котельні. Облік природного газу здійснюється лічильниками природного газу марки G-10 Metrix.

З метою більш ефективного споживання ПЕР були запропоновані наступні енергозберігаючі заходи:

1. Встановлення тепло відбиваючої плівки за радіаторними батареями;
2. Заміна ламп розжарення на енергозберігаючі;
3. Заміна газового котла на піролізний.

Список літератури

1. Практичний посібник з енергозбереження для об'єктів промисловості, будівництва та житлово-комунального господарства України. – Луганськ, вид-во «Місячне сяйво», 2010. – 696 с.
2. ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. - На заміну СНиП II-3-79. Введ. 09.09.2006 р. - К.: Міністерство будівництва, архітектури та житлово-комунального господарства України, 2006. - 72 с.

Робота виконана під керівництвом доцента Мандрики А.С.

ПІДБІР НАСОСА ПРИ ЙОГО РОБОТІ НА МЕРЕЖУ ЗІ ЗМІННИМ ОПОРОМ У ЧАСІ

Потапова Ю.С., студентка, СумДУ, м. Суми

Традиційно склалося, що в житлово-комунальному господарстві проектування систем водопостачання і вибір обладнання виконувалося на 20-річну перспективу розвитку, виходячи з рівномірного графіку подачі води, що виправдано тільки наявністю дуже великих регулюючих ємностей у мережі. Насосне обладнання (з розрахунком на ріст водоспоживання в майбутньому) вибиралося зі стандартного ряду з запасом по напору і розраховувалося на максимальний режим споживання води. Але у системах комунального водопостачання мають місце добові, тижневі та сезонні коливання водоспоживання, внаслідок чого реальні робочі режими насосних агрегатів знаходяться поза робочими зонами їх характеристик. Незважаючи на те, що сам факт нерівномірності водопостачання констатується в дослідженнях різних авторів та при виборі насосного обладнання, розрахунки проводяться виключно на максимальний режим споживання. Такий підхід до вибору параметрів насосного обладнання створює високий рівень енерговитрат, які обумовлені встановленням обладнання завищеної потужності.

Створення економічної системи водопостачання базується на розв'язку оптимізаційної задачі, основною цільовою функцією якої є зменшення витрат електроенергії на перекачування споживачу необхідних обсягів води.

Для обґрунтування прийняття різних проектних рішень при виборі оптимальних параметрів насоса за основний критерій взяли величину спожитої електроенергії $n(t)$, яка визначалася як

$$N(t) = \int_0^t \frac{\rho g Q(t) H(t)}{\eta(t)} dt .$$

На основі останнього виразу були побудовані аналітичні залежності зміни відносного енергоспоживання від ступеня нерівномірності водоспоживання, аналіз яких показує, що різним значення ступеня нерівномірності водоспоживання відповідають різні значення оптимальної подачі насоса q_0 при забезпеченні мінімального енергоспоживання. Також було встановлено, що зі збільшенням крутизни напірної характеристики насоса збільшується питоме енергоспоживання. Тому для забезпечення мінімального енергоспоживання необхідно вибрати насоси з меншою крутизною ($tg\gamma$) напірної характеристики.

Робота виконана під керівництвом ст. викладача Хованського С.О.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ЗОЛОШЛАКОВИДАЛЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Сотник М.І., доцент, СумДУ, м. Суми

Зростання цін на російський газ, висока енергоємність продукції вітчизняного виробництва виступають основним аргументом щодо розширення використання кам'яного вугілля на теплових електричних станціях (ТЕС). Одночасно, однією з проблем при використанні кам'яного вугілля є надійна та енергоефективна робота системи золошлаковидалення.

Наукові дослідження, присвячені питанням моніторингу стану і підвищення енергетичної та економічної ефективності роботи систем транспортування технічної води золошлаковидалення ТЕС на даний час не носять системного характеру, що не дозволяє виробити єдиний підхід до вирішення проблеми, виключаючи помилки у проектних рішеннях, і оптимізувати витрати на створення й функціонування таких систем.

На прикладі однієї з українських ТЕС, що працюють на вугіллі, у обґрунтовуються і пропонуються техніко-економічні рішення з відновлення пропускної здатності системи транспортування технічної води з підвищенням рівня її енергоефективності і забезпеченням одночасної роботи всіх енергоблоків станції у номінальному режимі.

Досліджувана гідравлічна система подачі технічної води від насосної станції до будівлі енергоблоків ТЕС спроектована в розрахунку на забезпечення технологічного процесу золошлакоудалення при роботі з номінальним навантаженням 4-х енергоблоків. Система золошлакоудалення складається з двох багерні насосних станцій і однієї насосної станції освітленої технічної води. Результатом помилок при проектуванні, сорокарічного періоду експлуатації стало зменшення прохідного перетину водоводів у результаті відкладення на їх внутрішніх стінках твердих фракцій речовин, що перебувають у технічній воді. Зазначена обставина призвела до збільшення гідравлічного опору системи, тому існуючими насосними агрегатами наразі неможливо подати воду у необхідній кількості відповідного напору для функціонування всіх енергоблоків на номінальних параметрах.

Розроблена об'єктно-орієнтована модель системи водоподачі дозволяє: діагностувати фізичний стан трубопроводів, проводити аналіз енергоефективності роботи системи і вибирати оптимальний варіант її експлуатації, формувати базу даних для подальшого економічного аналізу можливих варіантів прийняття управлінських рішень.

Розглянуто декілька варіантів вирішення проблеми та на базі розрахунку вартості життєвого циклу запропоновано найбільш економічно вигідний. Зазначені технічні заходи дозволяють вирішити проблему протягом 3 - 4 місяців і характеризуються прийнятними розмірами капітальних вкладень і термінами окупності.

СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ

Ткаченко С.О., студентка, СумДУ, м. Суми

Існуючі системи моніторингу споживання теплової енергії будівлями, якими користуються у житлово-комунальному господарстві, ґрунтуються на визначенні теплового навантаження будівлі, розрахованого для мінімальних температур, укрупнених показниках теплоспоживання будівлями за останні три роки, на базі визначення середньої температури за сезон. Однак, така система моніторингу констатує факт теплоспоживання у зазначеному періоді (місяць, сезон) і не відображає дійсного поточного теплоспоживання.

Запропонована система моніторингу теплоспоживання будівель базується на:

1. Визначенні теплового навантаження будівлі при температурі навколишнього повітря 0°C . Така величина може бути одержана шляхом розрахунку згідно існуючих методик, або визначена за фактичним теплоспоживанням.

2. Визначенні теплового коефіцієнта зміни теплового навантаження будівлі k при температурах, відмінних від 0°C . При цьому, теплове навантаження будівлі при 0°C приймається за одиницю, а коефіцієнт k враховує зміну кількості теплоти у теплоносію згідно температурного графіка для наперед заданого значення температури навколишнього повітря. Тобто,

$$k_i = Q_i / Q_0,$$

де, k_i – тепловий коефіцієнт при i -й температурі навколишнього повітря; Q_i – теплове граничне навантаження будівлі при i -й температурі навколишнього повітря; Q_0 – теплове навантаження будівлі при температурі навколишнього повітря 0°C .

Коефіцієнт k_i є розрахунковим для заданого температурного графіка теплоносія системи теплотзабезпечення і його можна розрахувати у всьому діапазоні температур навколишнього повітря.

3. Визначенні ліміту теплоспоживання будівлями на послідууючу добу згідно короткотермінового метеопрогнозу.

4. Визначенні фактичного тепло споживання за минулу добу та порівняння його з лімітними показниками.

Така система досить просто забезпечується програмними засобами для впровадження розрахунків на ЕОМ, вихідні дані можливо одержувати у режимі *on-line*. Основною перевагою запропонованої системи є: доволі точне визначення нормативного теплового навантаження будівлі; можливість розрахунку поточного ліміту споживання теплоти будівлею; можливість оперативного контролю використання теплоти будівлями у залежності від виникаючої ситуації.

Робота виконана під керівництвом доцента Сотника М.І.

СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ КОМПЛЕКСУ ПОДАЧІ І РОЗПОДІЛУ ВОДИ

Хованський С.О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Система подачі і розподілу води (СПРВ) на сучасному етапі є складним комплексом інженерних споруд, машин і апаратів. Кожен елемент СПРВ виконує специфічні функції та характеризується певними параметрами. СПРВ в житлово-комунальному господарстві характеризуються безліччю робочих станів, при цьому елементи системи не завжди працюють у власних робочих діапазонах з максимальною ефективністю, що може призводити до виходу з ладу елемента та зниження ефективності системи в цілому. Підвищення ж ефективності роботи окремого елемента системи не завжди гарантує підвищення ефективності функціонування системи в цілому. Технічні системи, що характеризуються складними взаємозв'язками між елементами, перетворенням енергії з одного виду в інший, невизначеністю технічних характеристик елементів, безліччю робочих станів, як кожного елемента, так і системи в цілому, потребують цілісного системного аналізу.

Інженерам та науковцям у галузі технічних наук притаманний комплексний підхід до розгляду досліджуваних об'єктів та процесів, при якому розглядаються усі складові та взаємодія між ними. Разом з тим, ця ідеологія сформувалась у окремий науковий напрямок – системний аналіз та його складову стосовно технічних систем – системотехніку. Дана наукова дисципліна є досить затребуваною серед науковців але широко декларується лише серед методів дослідження та аргументування окремих положень. У наявній науково-методичній літературі з водопостачання, гідравлічних мереж, динамічних насосів та прикладів конкретного застосування системного аналізу як методики дослідження технічних систем, вкрай обмаль, а в галузі динамічних насосів зазначені методи майже не використовуються. У поодиноких прикладах системний аналіз застосовуються до окремих аспектів функціонування досліджуваних об'єктів, а не до систем в цілому, де об'єкт є однією з складових системи.

На основі проведеного системного аналізу СПРВ встановлено наступне: зміна витрати у споживачів спричиняє зміну подачі насосної станції, що зумовлює зміну як тиску у мережі, так і напору насосної станції; керування гідравлічними параметрами напірної мережі є цілеспрямованою змінною $H(Q)$ характеристики насосної станції; визначення способів регулювання зводиться до розгляду та оцінки $H(Q)$ характеристик насосів; споживач має власну характеристику в координатах $H(Q)$, функціонування СПРВ націлене на забезпечення вказаної характеристики; параметри потоку води на виході із системи є об'єктом регулювання, а можливість забезпечення характеристики споживача є умовою придатності різних способів регулювання; за регульований параметр насосної станції обрано тиск.

СТАНДАРТИ З ОРГАНІЗАЦІЇ ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ В РОЗВИНУТИХ КРАЇНАХ

Чернишова Ю.В., студентка, СумДУ, м. Суми

Енергетичний менеджмент на рівні управління промисловими підприємствами почав досить активно застосовуватися з кінця 80-х початку 90-х років ХХ століття, що спричинило за собою розробку відповідних стандартів, програм і процедур.

В даний час стандарти в області енергоменеджменту або вже існують на національному рівні в окремих країнах (наприклад, Данії, Ірландії, Швеції, Сполучених Штатах Америки, Іспанії, Південній Кореї і т.д.) або знаходяться в стадії розробки в ряді країн (Південна Африка, Бразилія та ін.).

Загальними елементами стандартів будь-якої системи менеджменту є: політика, планування, впровадження і функціонування, оцінка ефективності, покращення, аналіз зі сторони керівництва.

Найбільш відомі національні стандарти в області енергоменеджменту: американський національний стандарт з енергетики управління ANSI/MSE 2000-2008, що забезпечує постійне вдосконалення на основі моделі, яка одночасно охоплює як технічні так і управлінські аспекти управління енергоспоживанням; корейський стандарт KS A 4000:2007, що розроблений для відповіді на потреби корейських компаній, які прагнуть продемонструвати в першу чергу своїм бізнес-партнерам вирішення в компанії проблем з енергозбереження; китайський стандарт GB/T 23331:2009 «Системи енергоменеджменту – Вимоги»; європейський стандарт EN 16001:2009 «Системи енергоменеджменту - Вимоги з керівництвом по використанню» тощо.

У липні 2011 року була прийнята остаточна версія міжнародного стандарту ISO 50001:2011, який розвиває і виводить на міжнародний рівень методологію системи енергоменеджменту, яка раніше була представлена національними стандартами ряду країн, зокрема, США (ANSI/MSE 2000:2008), ПАР (SANS 879:2009), Південній Кореї (KS A 4000:2007), Китаю (GB / T 23331:2009), Білорусі (СТБ 1777-2009). В об'єднаній Європі на основі загальноєвропейського стандарту на системи енергоменеджменту (EN 16001:2009) тридцять європейських країн прийняли його національні версії.

Стандарт є універсальним, так як використовує підхід «один розмір, придатний для всіх» («one-size-fits-all»), і тому він може бути застосований будь-якою організацією незалежно від її розмірів і галузевої приналежності.

При описі вимог в стандарті ISO 50001 використана методологія Демінга-Шухарта, що отримала визнання у всьому світі, відома як «Plan-Do-Check-Act» («Плануй-Роби-Перевірй-Покращуй») і включена в стандарти інших систем менеджменту (ISO 9001, ISO 14001, OHSAS 18001).

Робота виконана під керівництвом доцента Сапожнікова С.В.

ОБСТЕЖЕННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

Мандрика А.С., доцент, Шатрюк О.В., студентка, СумДУ, м. Суми

Метою проведення енергетичного обстеження теплової мережі по вул. Нахімова, 30, м. Суми було визначення потенціалу енергозбереження та пошук шляхів підвищення енергоефективності.

Обстеженню підлягала власне котельня, тепла мережа та один із споживачів теплової енергії ДДЗ «Жемчужинка».

В котельні встановлено п'ять котлів водогрійних марки НІИСТУ-5, потужність кожного з котлів складає 0,5 МВт, а коефіцієнт корисної дії 82%. Котли морально та фізично застаріли, експлуатуються більше 30 років.

По результатах проведеного енергетичного обстеження були запропоновані наступні енергозберігаючі заходи:

- збільшити тепловий опір котлів за рахунок встановлення ізоляції із вогнетривкої цегли, з метою доведення температури зовнішньої поверхні котлів до нормативного значення (45°C);

- замінити п'ять котлів марки НІИСТУ-5, з порівняно низьким коефіцієнтом корисної дії 82%, які відпрацювали свій термін, котлом марки КБНГ-2,5 потужністю 2,5МВт, який знаходиться на балансі «Сумитеплоенерго» і взагалі не працював, та який має більш високий коефіцієнт корисної дії за паспортними даними в 92%, що на 10% вище за коефіцієнт корисної дії газових котлів НІИСТУ-5. Така заміна дозволить зекономити значні об'єми природного газу.

В подальшому передбачається визначити режими роботи котельні з метою забезпечення роботи котлів в оптимальних режимах;

- відновити або замінити ізоляцію тепломережі для зменшення втрат енергії при транспортуванні теплоносія;

- при можливості замінити труби на попередньо ізольовані, які мають значні переваги з точки зору тепловтрат в порівнянні з діючою тепловою мережею.

Таких захід дозволить зменшити втрати тепла на 20% при транспортуванні;

- підвищення теплоізоляційних властивостей будівлі ДДЗ «Жемчужинка», шляхом встановлення ізоляційного матеріалу (пінопласту) на зовнішній поверхні стін будівлі., що дасть можливість зекономити значні кошти на її опалення.

Список літератури

1. ДСТУ 2155-93. Енергозбереження. Методи визначення економічної ефективності заходів по енергозбереженню

2. Енергетичний аудит: навчальний посібник / О.І Соловей, В.П. Розен та ін. – Черкаси: ЧДТУ, 2005.-299с.

ГІДРОДИНАМІКА І ТЕПЛОМАСООБМІН ПІД ЧАС РЕГЕНЕРАЦІЇ ПРОМИСЛОВИХ АДСОРБЕНТІВ

*Атаманюк В.М., професор, Ходорівський Р.В., аспірант,
Басистий М.М., магістр, НУ "Львівська політехніка", м. Львів*

Необхідною складовою частиною багатьох технологічних процесів адсорбції, що проводяться в замкнутому циклі є десорбція. В промисловості процес адсорбції здійснюють, як у киплячому так і стаціонарному шарі. Перевагою апаратів зі стаціонарним шаром є відсутність стирання частинок адсорбенту. Тому дослідження проводили у стаціонарному шарі адсорбенту. Відомо, що енергетичні затрати на процес десорбції є значно вищими, ніж процесу сорбції, що відповідно впливає на загальну економічність проведення процесу розділення і очищення речовин адсорбційними методами. Ми досліджували процеси тепло- і масообміну під час регенерації промислових адсорбентів в стаціонарному шарі, зокрема активованого деревного вугілля марки БАУ-А (ГОСТ 6217-74) та гранульованого крупнопористого силікагелю марки КСКГ (ГОСТ 3956-76). Залежність втрат тиску в стаціонарному шарі від фіктивної швидкості газового потоку представляли у вигляді залежності числа Ейлера від числа Рейнольдса $Eu = f(Re)$. Така форма представлення експериментальних даних дає змогу поширювати отримані результати під час проектування промислового обладнання, якщо гідродинамічні умови є подібними.

Відомо, що процес сорбції, а відповідно і десорбції носить зональний характер. Тому після пропарювання шару адсорбенту гострою парою його висушують і охолоджують. Процес висушування здійснюють шляхом профільтрування крізь стаціонарний шар адсорбенту гарячого повітря. Внаслідок того, що шар, який першим контактує з гарячим повітрям висихатиме раніше, ніж нижні шари адсорбенту, зона масообміну буде переміщатися в напрямку руху теплового агенту і в шарі одночасно буде знаходитись сухий і вологий матеріал. У зв'язку з цим, дослідження коефіцієнтів теплообміну проводили у стаціонарному шарі для сухого і вологого матеріалу. Нами визначено коефіцієнти тепловіддачі - і масовіддачі залежно від дійсної швидкості фільтрування теплового агенту для вологого адсорбенту і коефіцієнти тепловіддачі для сухого адсорбенту під час його нагрівання і охолодження. Узагальнення експериментальних досліджень проводили на основі безрозмірних комплексів, які представляли у вигляді: $Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m$ і $Sh = A \cdot Sc^n \cdot Re^m$. Отримані залежності дають змогу науково обґрунтувати технологічні параметри теплового агенту залежно від теплофізичних характеристик адсорбенту, і відповідно, зменшити енергетичні затрати на процес регенерації.

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СКЛОПАКЕТА

*Савуляк В. І., професор, Осадчук А. Ю., ст. викладач,
Архіпова Т. Ф., доцент, ВНТУ, м. Вінниця*

Актуальною проблемою в будівництві є забезпечення покращення характеристик теплоізоляційних, звукоізоляційних склопакетів та віконних профілів, зменшення трудомісткості виготовлення каркасів вікон, дверей, в том числі склопакетів та блочних конструкцій вікон та дверей з додержанням теплоізоляційних, звукоізоляційних характеристик, підвищенням їх надійності, жорсткості, технологічності виготовлення, спрощення конструкції, зручне зібрання, поліпшення монтування та обслуговування, застосовування на більш розширений діапазон температур навколишнього середовища та всередині приміщення.

Так у відомих конструкціях склопакетів не враховується вплив швидкості конвективного руху потоків повітря, що знаходиться в порожнині рамки склопакету. Ці потоки виникають внаслідок різниці температур зовнішнього та внутрішнього середовищ та від їхньої швидкості залежить тепловий опір склопакету.

В запропонованому склопакеті [1] є перепона-бар'єр, яка виконана у вигляді поздовжньої планки. Вона може бути встановлена в порожнині по ширині склопакету як у нижній, так і у верхній частинах рамки.

Такий бар'єр гарантує розрив потоку газу, який здійснює передачу тепла від теплового скла до холодного, та стає перепороною циркуляції внутрішньовіконного потоку повітря (або газу), і тим самим сповільнює швидкість руху потоків всередині рами. Так, наприклад, швидкість руху газового потоку \bar{V} (рис.) буде зменшеною за рахунок впливу і гальмування потоків, творених перепороною, порівняно зі швидкістю потоків у стандартних склопакетах. Тим самим забезпечується зниження теплопровідності склопакету.

Конструктивно перепона-бар'єр 4 може бути встановленою на будь-якій деталі створи (рамки-обойми), проте, враховуючи напрямки руху потоків повітря в утвореному об'ємі, її встановлюють на верхній поперечній (по ширині) деталі чи на нижній деталі. Так, згідно [1], для збільшення теплового опору пропонується встановлювати в нижній (можливо і в верхній) частині по ширині склопакету перепону-бар'єр висотою не менше 1/100 висоти склопакета, на половині відстані між площинами скла. При цьому не має обмежень щодо використовуваного матеріалу, з якого перепона-бар'єр може бути виготовлена. Також не слід забувати, що тепловий опір склопакета залежить від відстані між площинами скла.

Внаслідок такої зміни конструкції склопакета, експериментально було підтверджено збільшення його теплового опору на 10...15% для північної кліматичної (температурної) зони України.

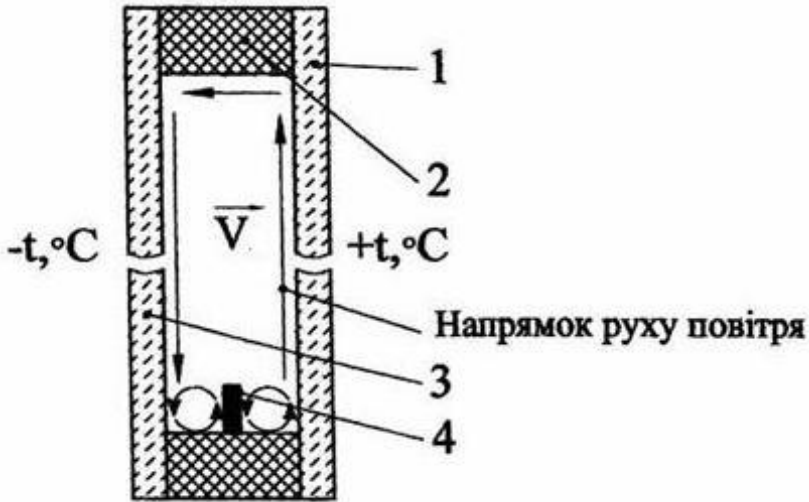


Рисунок – Рух газових потоків у склопакеті:
 1 – внутрішнє скло; 2 – ущільнювач,
 3 – зовнішнє скло; 4 - перепона-бар'єр

Таким чином, не змінюючи теплопровідності використовуваного скла та газу, яким заповнюється порожнина склопакета, за допомогою запропонованої конструкції зменшується швидкість руху газових потоків між склом з боку теплої зони та склом з боку холодної зони. Тим самим досягається ефект збільшення теплового опору склопакета та збереження тепла, що загалом зменшує витрати теплоносіїв опалювальної системи і може широко використовуватись як для вікон, так і для дверних пакетів різного роду будівель, теплиць, оранжерей та ін.

Список літератури

1. Пат. на корисну модель 28458 Україна, Е06В 3/66. Склопакет / Архіпов В.І., Архіпова Т.Ф., Архіпов А.В.; заявник та патентновласник Архіпов В.І.; заявл. 30.07.2007; опубл. 10.12.2007. Бюл. 20.

ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФFUЗОРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Щербаков О.Н., аспирант, Калинкевич Н.В., доцент, СумГУ, г. Сумы

Наиболее достоверным средством для определения картины течения в проточной части центробежных компрессоров является проведение тщательных экспериментальных исследований. Однако зачастую они сопряжены с существенными временными и денежными затратами. Поэтому в последнее время все большее распространение и развитие получают средства вычислительной газодинамики, основанные на численном решении основных уравнений газодинамики.

В работе представлены результаты численного исследования течения в безлопаточном диффузоре (БЛД) высокорасходной ступени центробежного компрессора. Моделирование проводилось с использованием коммерческого CFD-комплекса Ansys CFX 12, а также собственного разработанного алгоритма.

Целью работы являлась отработка методики проведения численного исследования, верификация созданного алгоритма, а также получение информации о структуре потока в БЛД и определение его энергетических характеристик. Полученные данные были использованы при уточнении расчетной методики, учитывающей неравномерность потока на входе в БЛД, а также для определения способа управления отрывом потока.

Для учета особенностей течения в области за рабочим колесом в Ansys CFX была рассчитана двухзвенная ступень.

Расчетные сетки для рабочего колеса и безлопаточного диффузора были созданы в приложениях TurboGrid и CFX Mesh соответственно, количество ячеек составляло: 250000 для рабочего колеса и 900000 для диффузора.

Для расчета были использованы стационарные граничные условия, с применением SST-модели турбулентности. В качестве граничных условий задавались: полная температура и полное давление на входе в ступень, и массовый расход на выходе. Значения параметров принимались по результатам экспериментального исследования.

Разработанный программный комплекс основан на решении уравнений сохранения, при следующих допущениях: течение в диффузоре установившееся и осесимметричное; область течения разбивается на ядро потока и пограничные слои.

По результатам численного исследования были построены эпюры скоростей и давлений, а также зависимости коэффициентов восстановления C_p и потерь ζ от угла потока на входе в диффузор.

Результаты расчета сравниваются с экспериментальными данными, полученными на аэродинамическом стенде.

ХОЛОДОАГЕНТ ПРОПАН – ВПРОВАДЖЕННЯ В ХОЛОДИЛЬНУ ТЕХНІКУ

Костецький Д.В., аспірант, Мілованов В.І., професор, ОДАХ, м. Одеса

Приблизно з 1930 по 1959 рік пропан разом з ізобутаном були виключені із використання у холодильній техніці. Це було зумовлено високим рівнем вогне- та вибухонебезпеки, а на зміну їм почали використовувати, тоді нові, незаймісті холодоагенти, що містили хлорфторвуглеводні. Тоді вони різко поширились витіснивши небезпечні природні вуглеводні. Основною причиною стало їх безпечне використання у домашніх холодильниках та системах кондиціонування. Адже саме через вогнебезпечність пропан був заборонений для використання у домашніх холодильниках в США.

Масове використання хлорфторвуглеводнів процвітало аж до 1989 року коли вступив в силу Монреальський протокол, що накладав обмеження на використання хімічних речовин, які руйнують озоновий шар Землі. Таким чином використання холодоагентів, що містять хлор і фтор стало недоцільним і таким, що не відповідає світовому екологічному напрямку. Тому приблизно з 1990 року знову почали повертатись до використання безпечних, але займістих природних холодоагентів пропану та ізобутану. Але широке використання вуглеводнів у домашніх холодильних машинах потребувало нормування безпеки цих систем.

Один з найбільших виробників кондиціонерів компанія GREE отримала право на масове виробництво кондиціонерів, що працюють на пропані. У грудні 2008 року, холодоагент R290, розроблений компанією GREE, пройшов інспекцію в Китайській асоціації виробників побутової техніки (CHEAA). У вересні 2010 року Міжнародна електротехнічна комісія VDE видала GREE перший сертифікат на фреон R290, що дає право продавати цей холодоагент в Німеччині та інших країнах Євросоюзу.

Об'ємна продуктивність пропану (R290) при температурі конденсації становить 90% від продуктивності R22 або 150% від продуктивності R134a. Завдяки цьому необхідний робочий об'єм циліндрів компресора з пропаном приблизно дорівнює обсягу циліндрів компресора з R22 і на 10-20% більше, ніж циліндрів компресора з R404A.

Об'ємна продуктивність пропану приблизно в 2,5-3 рази вище ніж холодоагента R600a. Тому вибір між R290 і R600a пов'язаний з різницею в конструкції систем охолодження, заправлених цими холодоагентами, оскільки при тій же самій холодопродуктивності необхідна витрата холодоагентів буде сильно відрізнятись.

Різниця між R290 і R134a полягає в тиску кипіння. Тиск пропану R290 ближче до тиску R22 і R404A, наприклад, при $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ тиск кипіння пропану складає 190% від тиску кипіння R134a, 81% від тиску кипіння R404A, 350% від тиску кипіння R600a і майже дорівнює тиску кипіння R22. У зв'язку з цим

температура кипіння пропану при нормальних умовах майже дорівнює температурі кипіння R22. Таким чином, холодильники і кондиціонери, в яких конструкція випарника, що працює на пропані, повинна збігатися з конструкцією випарника, що працює на R22 або R404A. Застосовуються ті ж мінеральні мастила, та ж електроізоляція, ті ж ущільнюючі матеріали, труби того ж діаметра, практично не змінюється процедура сервісного обслуговування. Пропан можна відразу заправити в систему, де до цього був холодоагент, що руйнує озоновий шар. Як показали дослідження, в цьому випадку втрачається до 10% холодопродуктивності, якщо в системі раніше був R22, і 15%, якщо R502.

Таким чином, R290 - найпоширеніший і безпечний для навколишнього середовища холодоагент в світі. Виробництво R290 не вимагає великих витрат, його легко виділити з природного газу. Він не надає руйнівної дії на озоновий шар (ODP = 0) і має надзвичайно низький потенціал впливу на глобальне потепління (GWP = 3). Широту його використання в галузі холодильної техніки і кондиціонування повітря обмежує лише високий рівень займання.

На початку 90-их років займисті холодоагенти, які до того часу не були враховані в нормативах з безпеки, вдалося ввести в деякі світові стандарти, частково в національні стандарти. Це дало змогу розширити галузь застосування займистих холодоагентів та зробити виробництво устаткування, що працює на них масовим та більш безпечними. Використання природних холодоагентів, що не руйнують озоновий шар Землі виявилось досить перспективним з усіх боків, з точки зору термодинамічних характеристик холодоагента і холодильної машини, що працює на ньому, з точки зору збереження екологічної ситуації в світі, а також з точки зору здешевлення працюючого обладнання, адже пропан відноситься до групи граничних вуглеводнів, які легко виділити із природного газу.

Перспективним також вбачається використання не тільки окремих вуглеводнів в якості холодоагента, а й їх сумішей. Як зазначають автори використання суміші пропан-етан у пропановій холодильній установці низькотемпературної конденсації природного газу значно знижує температурний рівень роботи установки, дозволяє диференціювати температурні рівні ряду процесів і в цілому призводить до підвищення загальної термодинамічної ефективності процесів теплообміну в апаратах установки низькотемпературної конденсації природного газу.

Список літератури

1. Хмельнюк М.Г., Мартинюк М.О. Повышение эффективности установки низкотемпературной конденсации природного газа.
2. <http://aerum.com.ua/gree-vypuskaet-kondicionery-na-propane>.
3. <http://dokaholod.com/freon-r290>.

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ КАНАЛЬНЫХ ДИФFUЗОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Скорик А. В., аспирант, Калининевич Н. В., доцент, СумГУ, г. Сумы

При выборе типа диффузора центробежного компрессора необходимо учитывать условия работы компрессора, а также его назначение. Более эффективное использование канальных диффузоров в сравнении с другими типами диффузоров возможно: 1) при малых углах потока на входе в диффузор; 2) при подаче газа из межлопаточных каналов в отдельные камеры; 3) в случае, если каналы диффузора переходят в каналы обратного направляющего аппарата.

Традиционная геометрия канальных диффузоров включает начальный участок, очерченный по логарифмической спирали на одной из сторон сегмента, за которым следует участок с прямыми стенками. Также широкое распространение за рубежом получили канальные диффузоры с клиновидными сегментами.

Согласно предлагаемой методике, проектирование диффузоров производится из условия обеспечения предотрывного состояния пограничного слоя на одной из сторон сегментов. При этом предполагается, что для диффузора заданных размеров обеспечивается максимально возможное торможение безотрывного потока при этих размерах.

С использованием изложенной методики спроектирован канальный диффузор для модельной ступени центробежного компрессора ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Проектирование канального диффузора выполнено для параметров потока на входе в диффузор при номинальном режиме работы ступени. Параметры потока получены в результате численного расчета исходной модельной ступени с лопаточным диффузором.

Численный расчет течения газа в спроектированном канальном диффузоре выполнен в программном комплексе ANSYS CFX v.12.1. Полученные газодинамические характеристики сравнивались с характеристиками лопаточного диффузора исходной ступени.

Согласно результатам численного исследования замена лопаточного диффузора канальным, спроектированным по данной методике, позволяет повысить эффективность ступени в целом, за счет уменьшения отрывных потерь и поверхности трения в диффузоре. Кроме того, за счет этого обеспечиваются более благоприятные условия натекания на лопатки обратного направляющего аппарата.

Характеристики канального диффузора более пологие в сравнении с характеристиками лопаточного диффузора в зоне отрицательных углов атаки, а также при режимах, близких к номинальному. Поэтому применение канальных диффузоров может быть более предпочтительным в случае работы компрессора на переменных режимах.

ВИЗНАЧЕННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ МАСТИЛА В ХОЛОДИЛЬНОМУ КОНТУРІ

Балашов Д.О., аспірант, Мілованов В.І., професор, ОДАХ, м. Одеса

В останні роки широкого розповсюдження в якості холодоагентів набувають вуглеводні та їх суміші. Пропан та ізобутан вже успішно використовуються в холодильній техніці. Окрім цього потенціально підходящим в якості альтернативного хладагента є пропілен.

Для нормальної роботи холодильного компресора потрібен мастильний матеріал. Також потрібно знати, як взаємодіють мастило і хладагент для забезпечення якісної роботи холодильної машини. Важливим критерієм цього є концентрація мастила в холодильному контурі [1].

Прийняття до уваги концентрації мастила, циркулюючого в холодильному контурі важливе для точної оцінки продуктивності холодильної машини. Мастило впливає на продуктивність теплообмінників, ККД системи та падіння тиску в її компонентах. Підвищена частка мастила в контурі зменшує продуктивність випарника і вже завдяки цій причині має підтримуватися в оптимальних межах.

Також на кількість мастила впливають швидкості течії в всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах, перегрів холодоагента на виході з випарника та у всмоктувальному трубопроводі, належності декількох випарників в циклі, мастильні кармани в елементах машини. Ці визначальні фактори можуть зумовлювати різні впливи залежно від типу установки.

Одним з найбільш розповсюджених визначень є викид мастила з компресора. В більшій частині нормативів та директив під цим розуміють кількість мастила, що виноситься з компресора в стаціонарних умовах, а також повертається назад. Викид визначається як:

$$x_m = \frac{M_m}{M_r - M_m} \cdot 100\% \quad (1)$$

де x_m – викид мастила з компресора; M_m – маса циркулюючого мастила; M_r – маса холодоагента в системі (без урахування мастила).

На викид мастила також значно впливає перегрів в випарнику. Чим більше мастила знаходиться в холодильному контурі, тим більше знижується температура на виході з компресора в результаті охолодження холодоагента мастилом. Можна легко розпізнати, чи достатньо мастила в компресорі по різниці ентальпій на вході та виході. З підвищенням долі мастила процес стиску наближається до ізоентропного. Оцінка ККД компресора через коефіцієнт ізоентропії спотворюється, при високих концентраціях мастила може сягати вище 100%. Такі значення не являються рідкістю [2].

При розгляді холодопродуктивності при підвищеній концентрації мастила допустимо, що з прийняттям до уваги охолодження мастила між дросельними вентилями та випарником встановлюється баланс:

$$Q_M = M_M \cdot (c_{pm1} \cdot T_{ex} - c_{pm2} \cdot T_{вих}) \quad (2)$$

де Q_M – потужність, що потрібна для охолодження мастила, M_M – витрата мастила, c_{pm1} – питома теплоємність мастила на вході до розширювального вентиля, c_{pm2} – питома теплоємність мастила на виході з випарнику, $T_{вх}$ – температура на вході до розширювального вентиля, $T_{вих}$ – температура на виході з випарнику.

Чим вище вміст мастила, тим більше падіння тиску в випарнику. Велика різниця тисків негативно впливає на температуру поверхні випарника, а, отже і на режим охолодження повітря.

Для виміру концентрації мастила застосовують наступні засоби:

- проба мастила за DIN EN 328;
- визначення швидкості звуку;
- визначення коефіцієнту заломлення.

При використанні методу швидкості звуку звуковий датчик встановлюється в рідинний трубопровід холодильної установки і подає неперервний сигнал, що перераховується вимірювальним приладом в швидкість звуку і після цього подається для подальшої обробки. Швидкість звуку в середовищі залежить від його якості та стану. Важливу роль грають хімічний склад, тиск та температура. Якщо відсотковий склад однієї речовини змінюється відносно іншої, то змінюється щільність, а з нею швидкість звуку. Оскільки звуковий датчик не дає суттєвого падіння тиску, то під час вимірювання може залишатись підключеним та давати картину процесів в реальному часі.

При вимірюванні за коефіцієнтом заломлення лазерний промінь спрямовується в контрольну камеру з відбиваючою основою. Коефіцієнт заломлення залежить від середовища, його складу, тиску та температури. При використанні цього методу потрібне ретельне калібрування.

Треба брати до уваги, що обидва методи можуть застосовуватися тільки в однофазному потоці (мастило цілком розчинене в хладагенті).

Можна зробити висновки, що виміри концентрації мастила в холодильному контурі є важливою складовою при оціненні якості роботи холодильної машини. Великі концентрації можуть негативно впливати на оцінку ККД компресора. Також приведені рекомендації щодо методів експериментального встановлення концентрації мастила в хладагенті.

Список літератури

1. Пономарьова А., Левін І., Білецька І. Холодоагенти й мастила: особливості використання // Холод. - 2010. - №4. - С.28-31.
2. Stalter M., Burger R. Ölzirkulationsmessungen in Kfz-Kältemittel Kreisläufen // Kälte & Klimatechnik.-2007.-Vol.10. –S.28-31.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ВХОДНОГО РЕГУЛИРУЮЩЕГО АППАРАТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Юрко И.В., аспирант, Бондаренко Г.А., профессор, СумГУ, г. Сумы

Большинство современных промышленных центробежных компрессоров работают в широком диапазоне производительностей и отношении давлений. Для сохранения их максимальной эффективности в таких условиях наиболее подходящим решением является использование входных регулирующих аппаратов (ВРА) с поворотными лопатками.

Основная задача ВРА состоит в создании закрученного потока, натекающего на входные кромки рабочего колеса с минимальными потерями при разных производительностях. При течении газа в лопаточном аппарате и подводящем канале возникают потери, которые снижают эффективность компрессора в целом. Наравне с профилированием лопаток ВРА необходимо уделить особое внимание проектированию подводящего канала, осуществляющего подвод газа от ВРА к рабочему колесу. Исходя из уравнения сохранения момента количества движения и уравнения неразрывности, следует целесообразность размещения ВРА на возможно большем радиусе. При этом для получения необходимой величины закрутки потока на входе в рабочее колесо требуется меньшие углы поворота лопаток ВРА, что снижает потери в них. Основными геометрическими параметрами для проектирования подводящего канала являются: отношение средних радиусов \overline{R}_r и площадей \overline{A}_r входного и выходного сечений канала; осевая длина канала. Форма наружного и внутреннего обводов канала задавалась при помощи кривых Безье третьего порядка. Полученная параметрическая модель реализована для численной оптимизации канала.

В Microsoft Excel создана программа, позволяющая определить необходимые углы выхода потока из ВРА, для обеспечения минимального угла атаки по высоте кромки осерадиального колеса в зависимости от отношения радиусов \overline{R}_r и отношения площадей \overline{A}_r , что подтвердилось при численном моделировании течения газа в подводящем канале с помощью программного комплекса ANSYS CFX.

Для определения влияния геометрических параметров подводящего канала на характеристики закрученного потока была составлена формальная макромодель в виде степенного полинома. Для нахождения коэффициентов полинома были обработаны результаты численных экспериментов с использованием методов теории планирования.

Решена задача оптимизации входного канала с целью уменьшения коэффициента потерь и обеспечения наилучшего натекания газа на кромки рабочего колеса.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР МОЩНОСТЬЮ 12 МВт ДЛЯ НОВОГО ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ТИПА ГПА-Ц-12А

*Парафейник В.П., доцент, Тертышный И.Н., аспирант,
Ситало В.С., студент, СумГУ, г. Сумы;
Бороденко А.М., нач. отдела турбомашин
СКБ ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы*

В составе украинской газотранспортной системы (ГТС) эксплуатируется 72 компрессорных станций (КС), укомплектованных газоперкачивающими агрегатами общей мощностью 5,6 млн. кВт. При этом 82% агрегатов составляют ГПА с газотурбинным приводом (ГТП). В частности на украинском участке газопровода «Союз» установлено 84 ГПА типа ГТК-10И производства фирм «Дженерал Электрик» (США), «АЕГ-Канис» (Германия), «Хитачи» (Япония), «Нуово-Пиньоне» (Италия) с газовыми турбинами MS3002J, фактический КПД которых в составе агрегата составляет 28%, тогда как современный уровень КПД газотурбинных двигателей (ГТД) простого рабочего цикла в составе агрегата достигает 34-36%. Кроме того, в составе ГТС эксплуатируется более 200 ГПА ГТК-10-4 производства бывшего НЗЛ (г.С.-Петербург), также имеющих устаревшую конструкцию основных систем и низкие показатели эффективности. Таким образом, на сегодняшний день большинство газотурбинных ГПА выработали свой ресурс, морально и физически устарели и требуют замены или реконструкции путем применения новых двигателей, сменных проточных частей компрессоров и средств автоматизации.

Задача по переоснащению существующего парка ГПА на более современные с повышенными энергетическими, экологическими, надежностными и другими эксплуатационными характеристиками является весьма актуальной. Следует отметить, что при реконструкции существующих КС эффективность агрегатов можно повысить ценой меньших материальных и финансовых затрат за счет применения современных агрегатов отечественной конструкции типа ГПА-Ц-12А мощностью 12 МВт на основе применения новых, высокоэффективных ГТД промышленно типа АИ-312 конструкции ЗМКБ «Ивченко – Прогресс» (г. Запорожье) и центробежного компрессора (ЦК) нового поколения конструкции СКБ ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (далее ПАО), что позволит в значительной степени снизить уровень энергозатрат, улучшить экологическую обстановку в районе размещения КС и повысить надежность транспорт газа [1].

Настоящая работа посвящена созданию бесмасляного ЦК, в конструкции которого используются последние достижения ПАО в конструировании турбокомпрессоров природного газа.

Газодинамическое проектирование проточной части компрессора выполнено на параметры работы газопровода «Союз». Проектная производительность газопровода составляет 85,5 млн. ст. м³/сутки. При работе КС в режиме эксплуатации 4^х ГПА производительность одного компрессора должна составлять 21,375 млн. ст. м³/сутки (260 м³/мин по условиям на всасывании: P_н=5,2 МПа, T_н=288 К).

Сменные проточные части (СПЧ) компрессора проектировались на $\pi_K = 1,44$ и 1,5 при номинальной частоте вращения ротора ЦК 6500 об/мин. Максимальное значение политропного КПД компрессора превышает 86%, а запас по помпажу достигает 55%. Следует отметить, что максимальная нагрузка ГТД на расчетном режиме работы ЦК для $\pi_K = 1,5$ соответствует потребляемой мощности равной $N_{II} = 11,4$ МВт, а для $\pi_K = 1,44$ составляет 10,2 МВт.

Конструкция бессмазочного ЦК выполнена однопоточной, трехступенчатой с применением безлопаточных диффузоров в составе проточной части. В качестве прототипов использованы ступени из базы данных ПАО эффективность которых проверена при создании компрессора мощностью 16 МВт в составе агрегата типа ГПА-Ц-16П. Унификация корпусов типа «баррель» и других корпусных деталей ЦК позволяет минимизировать затраты на разработку и изготовление компрессоров.

Применение нового ЦК для агрегата типа ГПА-Ц-12А позволяет реализовать новую схему работы КС – 4 ГПА в работе + 1 ГПА в резерве вместо схемы - 5 ГПА в работе + 2 ГПА в резерве, как это принято на газопроводе «Союз» в настоящее время. Это позволит: снизить расход топливного газа на 34% по сравнению с нынешним объемом потребления; повысить надежность работы КС; снизить объем эксплуатационных затрат, связанных с приобретением запасных частей и проведения плановых регламентных работ.

Список литературы

1. **Патон Б.** Концепція (проект) державної науково-технічної програми «створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики» [Текст] / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека, О. Письменний, А. Боцула, В. Парафійник, В. Коняхін // Вісн. НАН України. – 2008. - №4. – С. 3 - 9.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

*Калашиников А. Н., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы;
Обухов А. А., инженер-конструктор, Королев С. К., инженер-конструктор,
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы*

Течение газа в элементах проточной части центробежной ступени имеет сложный пространственный характер. Экспериментальное исследование структуры потока в центробежных ступенях и определение локализации мест диссипации энергии весьма затруднительны и зачастую связаны с методологическими сложностями проведения эксперимента и дороговизной изготовления стендового оборудования, объектов исследования.

В настоящее время с развитием вычислительной техники в ведущих машиностроительных центрах и научных школах получило развитие компьютерное моделирование процессов течения газа в элементах проточных частей центробежных ступеней с помощью коммерческих программных комплексов, таких как: Ansys CFX, Fluent, FlowVision HPC, FlowER.

В ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» для численных экспериментов методами вычислительной гидромеханики используется программный комплекс FlowVision HPC. Преимуществом данного комплекса является возможность применения модуля подвижного тела, что дает возможность исключить большинство допущений из расчета. Появляется возможность учесть дисковое трение газа в пространстве между рабочим колесом и статорными деталями центробежной ступени, перетечки через лабиринтные уплотнения, теплообмен с окружающей средой.

Объектом численного исследования является высоконапорная ступень состоящая из рабочего колеса с $\beta_{л2}=108^\circ$, лопаточного диффузора и обратного направляющего аппарата.

Граничными условиями, определяющими режим работы ступени, являются значения полного давления и полной температуры потока на входе в рабочее колесо и значение нормальной массовой скорости на выходе их ступени.

Параметры базовой расчетной сетки определялись таким образом, чтобы форма элементарной расчетной ячейки становилась кубической. Последующее уточнение расчетной сетки производилось средствами адаптации базовой в местах локализации значений значительных градиентов давления и скоростей.

В результате численного эксперимента определяются интегральные характеристики ступени, интегральные характеристики элементов проточной части центробежной ступени, выполняется визуализация течения газа.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ОСЕВЫХ ЗАЗОРАХ МЕЖДУ ДИСКАМИ РАБОЧИХ КОЛЕС И ДИАФРАГМАМИ ТУРБОМАШИН

Бага В.Н., студент, Бондаренко Г.А., профессор, СумГУ, г. Сумы

Задача об определении параметров реального газа в осевых зазорах в реальных условиях ступени турбомашин имеет важные практические применения для определения осевых сил, действующих на рабочее колесо, механических потерь, на преодоление трения дисков в газовой среде, величины потерь на протечку газа через лабиринтное уплотнение рабочего колеса и др.

Многолетняя практика показала непригодность расчетных методик, основанных на теоретических решениях задачи о течении жидкости в зазоре для идеализированных расчетных схем, без учета влияния реальной формы зазора, влияния внешнего потока в проточной части на формирование граничных условий, влияние величины и направления перетекания в зазоре и других факторов.

В настоящее время, в связи с освоением мощных программных комплексов, появилась возможность весьма точного решения задачи в условиях, максимально приближенных к реальным.

В данной работе использован программный комплекс «Flow vision», при этом расчетная область течения в зазоре рассматривается не изолировано, а как часть общей расчетной области ступени, что позволило исследовать задачу в реальных геометрических и режимных условиях работы ступени центробежного компрессора.

Для оценки точности решения использован большой объем экспериментальных данных, полученный во ВНИИ компрессормаше.

В данной работе приведены результаты численного моделирования для схем гладкий диск в кожухе, диск повторяющий форму рабочего колеса в полости ступени и рабочее колесо в составе малорасходной ступени центробежного компрессора. Разработаны соответствующие параметрические модели, решены методические вопросы (размер расчетной сетки, модель турбулентности, расчетные подобласти, граничные условия).

Сравнение полученных результатов по радиальному распределению давления в зазоре с экспериментальными данными для всех схем показали удовлетворительные результаты.

Основными выводами работы являются адекватность математической модели и возможность ее применения для решения практических задач при расчетах и проектировании турбомашин.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЕ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION

*Ванев С.М., доцент, Гетало В.В., аспирант,
Фроленко Н.Н., студент, СумГУ, г. Сумы*

В настоящее время важной является проблема энергосбережения. Одним из определяющих путей решения этой проблемы является использование (утилизация) вторичных энергоресурсов, например, с помощью турбодетандерных агрегатов (ТДА).

Для малых ТДА в диапазоне мощностей от 50 до 500...700 кВт в качестве турбодетандера целесообразно применение безлопаточной струйно-реактивной турбины (СРТ). СРТ предельно проста по конструкции и может быть освоена любым производством, в том числе малыми предприятиями. Ее стоимость примерно на порядок меньше стоимости классических лопаточных турбин.

В работе приводятся результаты экспериментальных исследований и моделирования течения газа в проточной части СРТ в программном комплексе FlowVision. В ходе работы были решены следующие задачи:

- создание модели проточной части СРТ – использовался программный комплекс SolidWorks 2010;

- анализ течения газа в питающем сопле – исследовалось влияние начальной сетки, типов ГУ и исходных данных на результаты расчета при различных давлениях на входе: 50, 100, 200, 300, 400 кПа, расчет сектора модели сопла с целью сокращения расчетной части и увеличения скорости вычисления, сравнения полученных результатов;

- анализ течения газа по всей проточной части СРТ - предварительный и уточненный с использованием скользящих поверхностей и адаптации по определяющим поверхностям; сравнение результатов расчета для сопла в отдельности и в составе целой ступени СРТ;

- оценка моделирования СРТ при сопоставлении с одномерной теорией (выполнения расчетов по одномерной теории и сравнение их с результатами, полученными в программном комплексе FlowVision);

- сравнение результатов расчета в программном комплексе с результатами физического эксперимента (по пусковому моменту, полученному при исследовательских испытаниях и в результате расчета с помощью FlowVision).

По итогам работы необходимо отметить целесообразность применения программного комплекса FlowVision благодаря достаточной высокой точности совпадения результатов расчета с экспериментом, а также большому количеству дополнительных возможностей, позволяющих исследовать течение газа в СРТ.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН ОБЪЕМНОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

Козин В.Н., ст. преподаватель, Горбовская Е.А., студентка, СумГУ, г. Сумы

Компрессоры объединены в две большие группы: объемные и динамические. Каждая из этих групп, в свою очередь, состоит из множества разновидностей. Наиболее часто в холодильной технике малых и средних холодопроизводительностей находят применение компрессоры объемного типа, к которым относятся поршневые, ротационные и спиральные машины.

До недавнего времени в машинах малой холодопроизводительности применялись поршневые, а средней – машины ротационного типа, среди которых наиболее часто – винтовые и ротационно-пластинчатые компрессоры. Лишь в середине 80-х годов XX века на мировом рынке появился новый тип компрессора объемного сжатия – спиральный компрессор (СПК). Он очень быстро занял свою нишу в области малой и средней производительности (от $0,05 \text{ м}^3/\text{мин}$ до $0,8 \text{ м}^3/\text{мин}$).

Быстрое продвижение на рынке и возрастающая популярность СПК была обусловлена рядом преимуществ по сравнению с другими типами компрессоров в указанном диапазоне производительности.

К основным преимуществам СПК относятся:

- высокие энергетические показатели;
- высокая надежность, благодаря отсутствию всасывающего и нагнетательного клапанов;
- низкий уровень шума и вибрации;
- меньшие габариты и вес;
- простота конструкции, благодаря меньшему количеству деталей.

Благодаря некоторым особенностям конструктивного устройства, в одноступенчатом воздушном спиральном компрессоре сухого сжатия возможно достижение отношения давления нагнетания к давлению всасывания до 10. Ни поршневые, ни винтовые, ни роторные компрессоры такой возможности не имеют.

Недостатком, существенно сдерживающим интенсивность применения СПК и определяющим его стоимость, является сложность изготовления и профилирования его основных элементов, определяющих рабочую полость машины – подвижной и неподвижной спиралей. Это объясняется технологической отсталостью оборудования, которая постепенно уменьшается.

В связи с этим представляется возможным и интересным исследование и дальнейшее сравнение технико-экономических и энергетических параметров компрессорных машин различных типов с целью выявления особенностей их применения и расчета. Особенно интересным с этой позиции представляется спиральный компрессор.

ВИКОРИСТАННЯ ОРГАНІЧНИХ ТЕПЛОНОСІЇВ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЙНИХ ПТУ В ПАРОГАЗОВОМУ ЦИКЛІ

Курилов А.Ф., доцент, Тарановський С.А., студент, СумДУ, м. Суми

Сучасні ГТУ мають ККД на рівні 30 відсотків і відповідно 70% тепла витрачається в основному з відхідними газами. Існують різні способи утилізації цього тепла. Найбільш поширеними є установка котла-утилізатора для системи опалювання або котла-утилізатора з паровою турбіною для вироблення електроенергії. В останньому випадку традиційно застосовують воду та водяну пару як робоче тіло.

Однак низька температура відхідних газів (близько 400°C) і відповідно невисокі параметри водяної пари на вході в турбіну не дають змоги суттєво підвищити термічний ККД парогазового циклу. Крім того, недоліком водяної пари як робочого тіла є невеликий нахил ізобар при низьких та середніх параметрах пари, що дає ще більшу різницю між питомими роботами циклів Карно та Ренкіна в однаковому інтервалі температур.

Нахил ізобар в T, s - координатах, як відомо, визначається похідною dT/dS , яка при $P=\text{const}$ дорівнює $(dT/dS)_p = T/C_p$, тому ізобара робочого тіла, яке має низьке значення ізобарної теплоємності, буде крутіша та більше підходить до адіабати стиснення. Враховуючи ці особливості, більше ефективним буде використання низькокиплячих теплоносіїв, в першу чергу фреонів, для утилізації тепла в області низьких температур. Але ці теплоносії мають свої недоліки, в першу чергу невисоку термотривалість, тому при їх застосуванні слід ввести регенерацію в основному (газовому) циклі для зниження температури на ділянці утилізації тепла для ПТУ.

Дослідження проводились на авіаційному турбокомпресорному двигуні D-336-1/2 з температурою відхідних газів $t_4 = 431^\circ\text{C}$ при ККД $\eta = 30\%$, температура газів на виході з котла-утилізатора приймалась $t_{ky} = 100-110^\circ\text{C}$. Була введена регенерація в газовому циклі зі ступенем $\sigma = 0,5-0,9$, перевірялась можливість застосування фреонів Ф-11, Ф-21 та інших низькокиплячих теплоносіїв.

Попередні розрахунки показують, що застосування органічних теплоносіїв підвищує коефіцієнт корисної дії утилізаційної ПТУ на 20-25%, а ККД всієї установки (парогазового циклу) на 10-15%, що робить ці теплоносії перспективними робочими тілами для утилізаційних ПТУ в парогазових циклах, але велика ціна (зараз) та висока текучість фреонів стримають ці наміри.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ СО СМЕННЫМИ ПРОТОЧНЫМИ ЧАСТЯМИ

*Поливян В.В., студент, Калинкевич Н.В., доцент,
Калашиников А.Н., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы*

При транспортировании газа по газопроводам давление газа должно быть постоянным. Из-за снижения пластового давления необходимо обеспечивать дополнительное сжатие газа на головной компрессорной станции. Установка нового компрессора требует больших затрат времени и средств для проектирования, изготовления и монтажа на месте эксплуатации.

Однако эта задача может быть решена более экономным способом – путем замены проточной части без демонтажа установки.

Для того чтобы при замене проточной части можно было использовать корпус, крышки, подшипники и уплотнения для разных проточных частей необходимо выполнять специальное проектирование – проектирование сменных проточных частей (СПЧ).

Методика проектирования сменных проточных частей с широким диапазоном отношений давлений для центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов включает в себя определение теплофизических свойств в широком диапазоне значений давлений и температур. В данной работе принято определять теплофизические свойства газа методом Ли-Кеслера на основе уравнения Бенедикта-Вебба-Рубина.

С ростом отношения давлений требуемое количество ступеней в сменной проточной части увеличивается, и при этом изменяется безразмерная характеристика СПЧ. Безразмерные характеристики для сменных проточных частей с разным количеством ступеней определяются с учетом того, что коэффициент теоретического напора возрастает при увеличении количества ступеней. Для заданного диапазона изменения отношений давлений определяются характеристики сменных проточных частей, которые перекрывают всю область эксплуатации с условием применения каждой СПЧ в зоне экономической работы.

Количество СПЧ для всего диапазона изменения давлений определяется из условия эксплуатации каждой СПЧ в зоне экономической работы.

В качестве примера использования методики проектирования сменных проточных частей с широким диапазоном отношений давлений для центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов был выполнен расчет СПЧ для компрессора ГПА дожимной компрессорной станции мощностью 16 МВт.

Для диапазона значений давлений от 1,44 до 3 были определены параметры пяти СПЧ. Для этих СПЧ разработаны конструктивные схемы одновального компрессора. Все СПЧ можно разместить в одном корпусе.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ГАЗУ В РЕВЕРСИВНІЙ СТРУМИННО-РЕАКТИВНІЙ ТУРБІНІ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ FLOWVISION

*Вансєв С.М., доцент, Бережний О.С., аспірант,
Ховяков Є.Ю., студент, СумДУ, м. Суми*

Інтенсивний розвиток газотранспортних систем обумовлює нові підвищені вимоги до вихідних характеристик і експлуатаційних показників обладнання компресорних станцій та лінійної частини магістральних газопроводів, надійність та ефективність функціонування основного устаткування яких багато в чому залежить від надійності запірної і регулюючої арматури.

Створений дослідний зразок струминно-реактивного турбопривода (СРТП), основними частинами якого є струминно-реактивний двигун (СРД) і гвинто-кулісний передатний механізм. До складу СРД входять струминно-реактивна турбіна (СРТ) і циліндричний зубчастий редуктор.

Принцип дії СРТ полягає в перетворенні потенційної енергії стиснутого робочого тіла в кінетичну енергію надзвукового струменя, що витікає з тягового сопла. В результаті утворюється реактивна сила тяги на тяговому соплі і відповідно крутний момент на валу турбіни, а при обертанні вала здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію струменя, що витікає, є основним і відбувається в тяговому соплі.

В роботі наведені результати експериментальних досліджень і моделювання СРТ в програмному комплексі FlowVision, за допомогою якого був виконаний розрахунок течії газу в проточній частині СРТ.

Метою даної роботи є дослідження течії газу у проточній частині СРТ в програмному комплексі FlowVision та порівняння отриманих результатів з експериментальними даними.

В рамках НДР були розв'язані наступні задачі:

- створення декількох твердотільних моделей проточних частин СРТ за допомогою програмного комплексу SolidWorks 2009;
- дослідження впливу геометрії проточних частин та надлишкових тисків на вході СРТ на структуру течії газу та результати розрахунків;
- порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними (по пускових моментах, отриманих при дослідницьких випробовуваннях та в результаті розрахунку в програмному комплексі FlowVision).

В результаті відпрацьована методика розрахунку течії газу в проточній частині СРТ за допомогою програмного комплексу FlowVision; підтвердилася доцільність застосування комплексу завдяки достатній точності розрахунку, великій кількості додаткових можливостей, що дозволяють досліджувати процес течії газу в СРТ, великій кількості даних про газодинамічні параметри течії, які можна отримати в меню FlowVision.

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА
«ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА
НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛЬНИХ СТУПЕНІВ»

*Пономаренко О.І., студент, Ващенко С.М., доцент,
Калінкевич М.В., доцент, СумДУ, м. Суми*

Одним з перспективних напрямків використання комп'ютерних технологій є освітня сфера. Від випускників зараз потрібні знання не тільки спеціальності, а і вільне володіння комп'ютером, а також здатність успішно застосовувати комп'ютерні технології в будь-якій сфері діяльності. Саме тому актуальним зараз стає використання різних інформаційних систем в освітньому процесі.

Метою роботи була розробка інформаційної системи для дисциплін «Турбокомпресори» і «Проектування турбомашин», яка є одним з прикладів впровадження комп'ютерних технологій у навчання. Для виконання індивідуальної роботи студент повинен використовувати свої знання з проектування відцентрового компресора і основні навички роботи на персональному комп'ютері (робота з периферійними пристроями, віконним інтерфейсом і файловою системою).

Вихідні дані для проектування компресору (властивості газу і параметрів потоку; геометричні та режимні параметри; газодинамічні параметри ступенів) вводяться у відповідні таблиці програми.

Для зручності виконання розрахунків характеристики ступенів апроксимуються. Залежності для ККД $\eta_n = f_1(\Phi_0)$ і для коефіцієнтів напору $\psi_n = f_1(\Phi_0)$ знаходяться у вигляді

$$\eta_{ni} = a_{\eta} + b_{\eta} \cdot \Phi_{0i} + c_{\eta} \cdot \Phi_{0i}^2;$$
$$\psi_{ni} = a_{\psi} + b_{\psi} \cdot \Phi_{0i} + c_{\psi} \cdot \Phi_{0i}^2.$$

Значення коефіцієнтів цих рівнянь знаходяться методом Крамера. Отримані залежності для ступенів компресора використовуються для розрахунку характеристик компресора у цілому.

Розроблена інформаційна система для розрахунку газодинамічних характеристик відцентрового компресора на основі характеристик модельних ступенів:

- має зручний і зрозумілий інтерфейс;
- виконує побудову графіків, що відображають залежності певних характеристик;

програма не вимагає установки на комп'ютері користувача спеціального програмного забезпечення.

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ В РОТАЦИОННЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ МАШИНАХ

Васюхно Д.В., студент, Вертепов Ю.М., доцент, СумГУ, г. Сумы

Ротационные пластинчатые машины (ПРМ) нашли широкое применение в компрессорной, вакуумной и холодильной технике при работе в области малых и средних производительностей (до $50 \text{ м}^3 / \text{мин}$) благодаря таким преимуществам, как простота конструкции, уравновешенность, низкая стоимость изготовления, надёжность в эксплуатации, отсутствие клапанов. К недостаткам этих машин относятся: ограниченный срок службы пластин; значительные потери мощности на трение пластин в пазах ротора и о внутреннюю поверхность цилиндра; ограничение быстроходности допустимой величиной скорости скольжения пластин; небольшие перепады давлений нагнетания и всасывания, ограниченные прочностью пластин.

Потери мощности на трение в ПРМ равны

$$N_{mp} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4,$$

где N_1 - мощность на трение пластин в пазах ротора;

N_2 - мощность на трение пластин о цилиндр;

N_3 - мощность на трение в подшипниках;

N_4 - мощность на трение в уплотнении вала;

Две последних составляющих потерь мощности малы по сравнению с двумя первыми составляющими, поэтому данная работа рассматривает возможности снижения величин N_1 и N_2 за счет выполнения пластин с наклоном на угол ψ в направлении вращения ротора и за счет применения разгрузочных колец, на которые опираются пластины вместо внутренней поверхности цилиндра.

Величины N_1 и N_2 приняты состоящими из мощности трения от сил инерции и мощности трения от разности давлений Δp в соседних рабочих ячейках. Выражение для величин N_1 и N_2 были получены, исходя из кинематики движения пластин РПМ, в зависимости от угла поворота φ .

Принималось, что угол наклона пластин ψ изменялся в пределах от $\psi = 0$ (когда пластины выполнены радиально) до $\psi = 30^\circ$. Было получено, что потери мощности на трение $N_{mp} = N_1 + N_2$ с возрастанием угла ψ уменьшаются (таблица 1).

Таблица 1 – Потери на трение в зависимости от угла наклона пластин

$\psi, ^\circ$	0	5	10	15	20	30
$N_{1\psi}, KBm$	209,9	255,8	255,2	256,6	260,1	273,3
$N_{1\psi}, KBm$	39,9	84,5	79,9	74,8	69,2	57,2
$N_{1\Delta p\psi}, KBm$	170	171,3	175,3	181,8	190,8	216,1
$N_{2\psi}, KBm$	2789,5	2753	2680,3	2583	2484	2084,1
$N_{1\psi}, KBm$	2562,3	2523,4	2446,8	2344,5	2189,3	1817
$N_{1\Delta p\psi}, KBm$	227,2	229,5	233,4	238,5	245,7	267,1
N_{mp}, KBm	2999,4	3008,8	2935,5	2839,6	2694,9	2357,4

С увеличением угла наклона пластин ψ потери мощности на трение в ПРМ снижаются по сравнению с радиальными пластинами.

Если в ПРМ пластины опираются на разгрузочные кольца, то у формуле для потерь мощности на трение в ПРМ вместо мощности N_2 будет мощность N_2' на трение в разгрузочных кольцах, которая не зависит от угла поворота ротора φ . Потери мощности на трение равны $N_{mp} = N_1 + N_2'$ и в зависимости от угла наклона пластин ψ представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Потери на трение с разгрузочными кольцами

$\psi, ^\circ$	0	5	10	15	20	30
$N_{1\psi}, KBm$	209,9	255,8	255,2	256,6	260,1	273,3
N_2', KBm	14,24	14,24	14,24	14,24	14,24	14,24
N_{mp}', KBm	224,2	270	209,4	270,8	274,3	287,6

Пластины с углом наклона $\psi = 10^\circ$ самые эффективные по сравнению с другими рассмотренными в работе углами наклона.

Расчеты мощности выполнялись для ПРМ производительностью $V_o = 19,2 м^3 / мин$

В результате выполненного расчетного сравнения было получено, что наиболее эффективным способом снижения потерь мощности на трения в ПРМ является применение разгрузочных колец при всех рассмотренных углах наклона пластин.

Расчеты выполнялись по программе, разработанной авторами.

**ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ
ЕНЕРГОСМНИХ ВИРОБНИЦТВ**

**КАФЕДРА «ТЕХНІЧНА
ТЕПЛОФІЗИКА»**

УСТАНОВКА ДЛЯ ДЕЗОДОРАЦИИ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ НА БАЗЕ ЖИДКОСТНО-ПАРОВОГО СТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА

Арсеньев В.М., профессор, Шаранов С.О., вед. специалист, СумГУ, г. Сумы

В настоящее время в различных отраслях промышленности и техники все более широкое распространение получают технологические процессы с использованием вакуума. Ввиду разнообразия областей применения вакуума и необходимости повышения энергетической эффективности промышленных вакуумных агрегатов актуальным является использование жидкостно-паровых струйных эжекторов (ЖПСЭ).

Рабочий процесс ЖПСЭ основан на принципе струйной термокомпрессии, при котором прохождение рабочей среды активного потока через сопло Лавала сопровождается процессом релаксационного парообразования в расширяющейся его части. Кинетика этих процессов характеризуется наличием трех критических сечений, в которых происходит структурная перестройка потока. На срезе сопла активного потока рабочая жидкость имеет давление ниже окружающей среды. Далее она инжектирует рабочую среду пассивного потока, которая поступает в приемную камеру. На входе в камеру смешения происходит выравнивание давлений рабочих сред активного и пассивного потока. В камере смешения происходит смешение рабочих сред активного и пассивного потоков в единый. В диффузоре происходит последующее сжатие смешанного потока.

Базовая установка дезодорации растительных масел представляет собой систему периодического действия. Технология дезодорации предусматривает извлечение жирных кислот (одорантов) путем барботажа горячего водяного пара через слой обрабатываемого масла в полость дегазатора с давлением $3...5 \text{ кПа}$. Поддержание указанного давления увеличивает летучесть одорантов и их пары диффундируют в пузырьки водяного пара. Очистка пара от одорантов происходит на насадке скруббера, после которого парогазовая смесь (водяной пар и нерастворенные газы) инжектируется первым паровым эжектором присоединенной вакуумной системы. Базовая система представляет собой трехступенчатый блок паровых эжекторов с промежуточной конденсацией потоков смешения. Конденсация барботажного пара и расчетные значения давлений между ступенями обеспечиваются за счет подачи охлаждающей воды, циркулирующей в контуре хладоносителя через градирню. Конденсат рабочего пара, поступающего в сопла активного потока эжекторов, загрязняется компонентами сырья вместе с барботажным паром и является невозвратным в котельную установку. Для применяемых в установке конденсаторов поверхностного типа требуется насосная откачка конденсата, ввиду того, что давление конденсации меньше атмосферного.

Предлагаемое альтернативное схемное решение на базе струйной термокомпрессии позволяет исключить из рабочего процесса вакуумной системы потребление котельного пара. Откачка парогазовой смеси обеспечивается жидкостно-паровым струйным эжектором, работающим в составе СТК-модуля. Для конденсации паровой фазы потока смешения после сепаратора и возврата рабочей жидкости в циркуляционный контур СТК-модуля предусматривается конденсаторный блок, включающий конденсатор, водокольцевой вакуум-насос и систему охлаждения оборотной воды.

Для оценки энергетической эффективности различных вариантов схемных решений вакуумных систем с потоками теплоты и механической работы наиболее корректным является привлечение эксергетического метода термодинамического анализа. Использование этого метода позволяет однозначно выражать и ранжировать разнородные энергетические потоки в термомеханических системах.

Проанализировав полученные результаты сравнительных расчетов базовой схемы дезодорации и предлагаемой схемы на базе ЖПСЭ, рабочий процесс которого основан на принципе струйной термокомпрессии, можно сделать вывод о том, что применение данной схемы является целесообразным, поскольку она с одинаковой эффективностью работает в широком диапазоне параметров рабочих сред.

Применение комбинированного подвода тепла в виде теплоты и электроэнергии в предлагаемой схеме на базе ЖПСЭ позволяет существенно уменьшить расходы на используемые теплоносители в базовой схеме.

Эксергетическая эффективность для схемы с термокомпрессией в 2,56 раза выше, чем для базовой схемы дезодорации растительных масел.

Более точная оптимизация вакуумной системы для установки дезодорации растительных масел может быть выполнена на базе термоэкономического анализа по методике Дж. Тсатсарониса, учитывающей экономическую модель для показателя оптимизации в виде величины эксергетической стоимости продукта системы.

Таким образом, переход от пароструйных вакуумных эжекторов к жидкостно-паровым, работающим по принципу струйной термокомпрессии, является перспективным, поскольку реализуется принципиально новый цикл, в котором расширение рабочей среды активного потока происходит от нижней пограничной кривой, что соответствует меньшим затратам подводимой энергии и практическому отсутствию потерь «на удар», которые значительно снижают эффективность пароструйных эжекторов.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА УГЛЕВОДОРОДАХ

*Плахотнюк М.В., студентка, Костецкий Д.В., аспирант,
Милованов В.И., профессор, ОГАХ, г. Одесса*

В последние десятилетия увеличился спрос на малую холодильную технику, прежде всего, на бытовые холодильники и морозильники, бытовые и автомобильные кондиционеры. На мировом рынке появилось много конкурирующих моделей указанных изделий от различных производителей. Один из основных показателей их конкурентоспособности - минимизация энергопотребления при работе. Поэтому один из основных путей решения проблемы снижения энергопотребления малой холодильной техникой - выбор хладагентов с наилучшими теплофизическими и термодинамическими свойствами, не создающих при утечках из холодильной машины реальной опасности для человека и окружающей природной среды. На протяжении длительного времени в холодильной технике широко применялись в качестве хладагентов хлорфторуглероды (ХФУ), к числу которых относятся: R11, R12, R113, R500, R502, R503 [2]. Эти хладагенты, обладая хорошими теплофизическими и термодинамическими свойствами, обладают, как выяснилось, высоким потенциалом разрушения озонового слоя, защищающего Землю от ультрафиолетовой радиации солнца. К хладагентам, не разрушающим озоновый слой, относятся гидрофторуглероды (ГФУ), среди которых R124а, R125, R152а и др. [2]. В последние годы внимание специалистов и производителей малой холодильной техники обращено на природные углеводороды, имеют нулевой потенциал разрушения озонового слоя [1] стратосферы и незначительный потенциал глобального потепления. К числу этих веществ относится хладагент R600а - изобутан, который использовался в малой холодильной технике до 40-х годов прошлого столетия. Главное ограничение в его применении взрывопожароопасность, которая может быть устранена конструкторскими решениями на основе современных достижений науки и техники. Необходимо произвести научный анализ и обобщение данных о свойствах изобутана как холодильного агента для установления степени наличия весьма существенного недостатка - взрывопожароопасности.

Проведен анализ изменения основных параметров малой холодильной машины, работающей на смеси изобутан-пропан при различных концентрациях этих хладагентов (рисунок). Анализ показал, что добавление пропана в изобутан существенно влияет на показатели работы малой холодильной машины. Увеличение концентрации R290 в смеси приводит к повышению холодопроизводительности холодильной машины, работающей в среднетемпературном режиме, и обеспечивает возможность снижения температуры кипения хладагента, то есть расширение диапазона рабочих

температур эксплуатации холодильной машины. Такое повышение концентрации R290 в данном хладагенте вызывает так же повышение температуры конца сжатия, которая является одним из важнейших показателей работы малого холодильного компрессора. Выполненные расчеты и анализ данной проблемы показали перспективность применения данной смеси в качестве хладагента в малых холодильных машинах. Такое применение перспективно с точки зрения повышения энергоэффективности малых холодильных машинах, а так же возможной замены таким хладагентом хладагента R22. Нами планируется проведение комплекса специальных экспериментальных исследований. Эти исследования позволят определить возможность повышения качества малых холодильных машин, работающих на изобутане, а также возможность расширения температурного диапазона применения таких холодильных машин. Исследования, выполненные в данном научном направлении, весьма перспективны и имеют большое значение для повышения качества торгового и бытового холодильного оборудования и уменьшение его отрицательного экологического воздействия на окружающую среду.

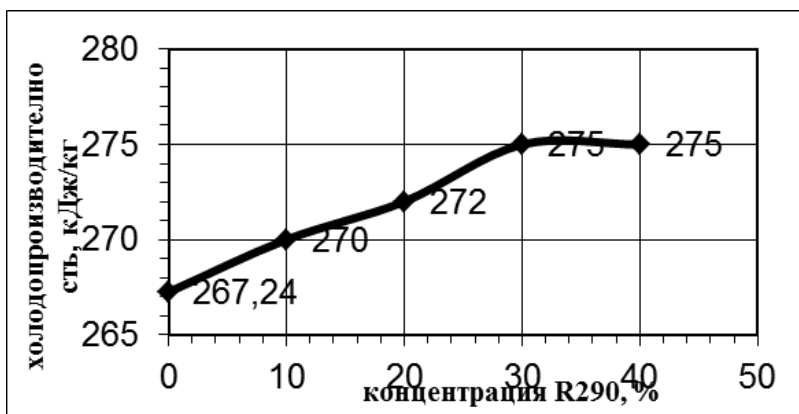


Рисунок - Изменения основных параметров малой холодильной машины, работающей на смеси изобутан-пропан при различных концентрациях пропана

Список литературы

1. Милованов В.И. Экологические проблемы применения газотурбинных установок: 2010. – 39 с.
2. Милованов В.И. Проблемы применения экологически безопасных хладагентов: 2009. – 43 с.

СОЗДАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА СО СТРУЙНОЙ ТЕРМОКОМПРЕССИЕЙ

Проценко М.И., инженер, Мерзляков Ю.С., аспирант, СумГУ, г. Сумы

На сегодняшний день актуальной является задача энергосбережения для любого хозяйства или производства. Данная проблема вызывает большой интерес среди ученых, тем самым заставляя создавать все новые и новые энергосберегающие технологии и установки. В современном мире одним из перспективных направлений в области энергосбережения является применение тепловых насосов. Они являются достаточно эффективным и экологически чистым устройством для систем теплоснабжения, т.к. позволяют использовать возобновляемые источники энергии.

Привлекательность реализации струйной термокомпрессии в энергосберегающих системах теплоэнергетики и промышленной тепло- и хладотехники послужила стимулом для создания опытного образца установки на водяном паре на кафедре технической теплофизики Сумского государственного университета. Сейчас идет разработка и создание в лаборатории кафедры опытного образца понижающего термотрансформатора на рабочем веществе R134a с применением струйной термокомпрессии на базе СТК-модуля.

Основная задача в создании стенда заключается в подтверждении работоспособности, проверки расчетной методики и прогнозируемых результатов по показателям энергоэффективности.

Экспериментальный стенд представляет собой комплекс, состоящий из сепаратора, циркуляционного насоса, подогревателя жидкости и ЖПСК, которые объединены в циркуляционный контур и реализуют прямой цикл термотрансформатора. Обратный цикл реализуют – сепаратор, конденсатор, дроссельное устройство, испаритель и ЖПСК. Для подтверждения работоспособности установки и определения показателей энергоэффективности (в частности коэффициента преобразования), необходимо определить нагрузку на конденсатор (КД) и холодопроизводительность испарителя (И). Для этого измеряем температуру и давление фреона на входе и выходе аппаратов, измеряем расход и температуру циркулирующей жидкости через КД, которая поступает на потребителя и утилизируемой среды циркулирующей через И. Также необходимо замерять подводимую к циркуляционному насосу мощность, разность температур на входе и выходе из подогревателя жидкости. Для определения кризисных характеристик ЖПСК, таких как критическая скорость, будут проведены измерения давления на входе, выходе из ЖПСК, а также в критическом сечении.

Результаты эксперимента позволят сформулировать особенности рабочего процесса ЖПСК на веществе R134a и уточнить методику расчета термотрансформатора с применением струйной термокомпрессии.

ENERGY EFFICIENCY OF BINARY CYCLE POWER PLANT FOR THE REFINERY

*Mykhailenko T.P., associate professor,
Omar Adel Hamzah, student, KhAI, Kharkov*

All petroleum distillation processes are fundamentally the same. In general, all distillation processes require the following essential units of equipment: heaters, fractionating towers, stripping columns, heat exchangers condensers and coolers, pumps and connecting lines, storage and accumulator tanks, and instrumentation. Oil refining is a complex energy-intensive process, which involves a large amount of heat transfer and hydraulic equipment. Operation of hydraulic and heat transfer equipment is associated with the consumption of a large amounts of electrical energy from an external power supply. Refineries are usual situated on a long distance from central electricity networks. It requires additional costs to provide electric power to refineries and influences on the costs of process realization.

In the refinery processes high temperature is very important to separate the crude in the distillation tower. After that the products must be cooled to use it in other processes or to flow it to the treatment unit and to the storage tank, so there is a large value of heat it will be lost in this processes. It is advisable to use the heat potential of petroleum products to produce electrical energy, thereby reducing the energy intensity of the oil refining process.

In this research the integration between the refinery and binary power plant is used to generate the electric power. We use the heat potential of heavy fuel oil to generate electric power from the binary power plant due to its high temperature and the large flow rate which it is 49% from other products. Two branches from the refinery are used. The first one is the hot branch the temperature is 288 °C and the second is the cold branch the temperature is 82 °C which are mixed in the feed line of the binary power plant to reach the heat potential for the binary power plant operation.

Influences of temperature and mass flow rate of the fuel oil on the binary power plant energy efficiency are presented in this research work. Analyse includes the consideration of different working mediums for the binary power plant realisation, such as water, isobutane, n-heptane, n-pentane.

ПОТЕРИ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ВРАЩЕНИЮ РАБОЧЕГО КОЛЕСА СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ В СРЕДЕ ВЯЗКОГО ГАЗА

Ванев С.М., доцент, Гетало В.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы

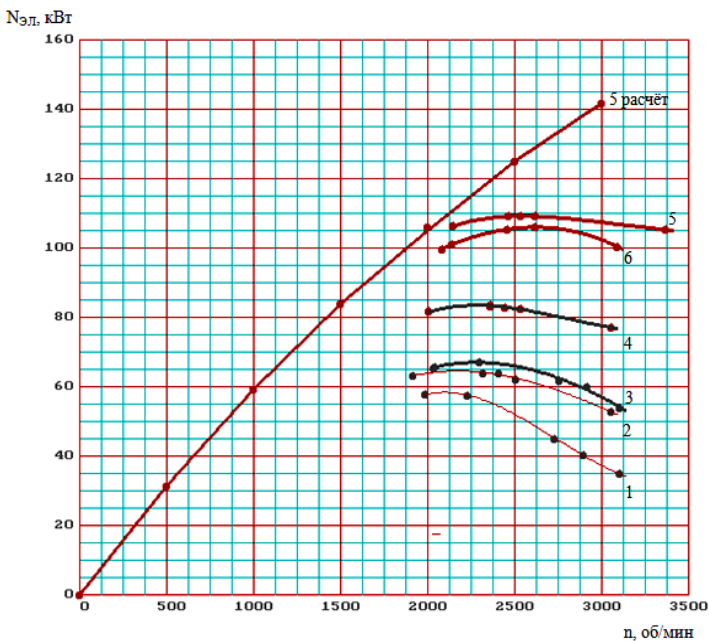
Струйно-реактивная турбина (СРТ) представляет собой машину динамического принципа действия. Полезная работа на валу турбины образуется за счет преобразования потенциальной энергии давления сжатого газообразного рабочего тела в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из сопла на некотором расстоянии от оси вращения. В структуре потерь, имеющих место при работе струйно-реактивной турбины, выделяют потери на гидравлическое сопротивление по длине газового тракта ротора, на скачки уплотнений, потери обусловленные наличием зазора между торцом вала и срезом питающего сопла, вращением ротора в среде вязкого газа, потери с выходной скоростью. Доля этих видов потерь различна и зависит, в частности, от скорости вращения ротора СРТ. При высоких скоростях вращения ротора определяющим фактором понижения эффективности работы турбины является аэродинамическое сопротивление вращению ротора СРТ в окружающей среде.

Величина этого сопротивления оценивается комплексным коэффициентом аэродинамического сопротивления вращению $K_{с.в.}$, который рассчитан по результатам экспериментальных измерений частоты вращения турбины на холостом ходу, давления среды по входу в СРТ и пускового момента на валу.

В докладе представлены графические зависимости коэффициента $K_{с.в.}$ от давления среды на входе в СРТ и от частоты вращения турбины на холостом ходу. При анализе данных зависимостей можно определить конкретное значение входного давления и частоты вращения ротора СРТ, при которых коэффициент $K_{с.в.}$ будет минимальным.

Доклад содержит также результаты испытаний турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на базе струйно-реактивной турбины на "ГРС-1 Сумы" в виде графиков зависимостей электрической мощности от частоты вращения выходного вала ТДА при различных входных давлениях, показанные на рисунке.

Как видно из рисунка при оборотах выходного вала ТДА больше *2300 об/мин* (что соответствует оборотам *18000 об/мин* струйно-реактивной турбины с учетом передаточного отношения редуктора *7,85*) на любых режимах работы происходит завал характеристик, т.е. при увеличении оборотов мощность, вырабатываемая турбиной, уменьшается. Расчётная характеристика (5 расчёт) построена для сравнения с опытной характеристикой (5).



- 1 – $P_{вх}=34$ ати, $P_{вых}=2$ ати, $n_{изл}=8,5$ об. - режим ~ 50%;
 2 – $P_{вх}=40$ ати, $P_{вых}=2$ ати, $n_{изл}=8,5$ об. - режим ~ 50%;
 3 – $P_{вх}=33$ ати, $P_{вых}=2$ ати, $n_{изл}=20$ об. - режим 100% ;
 4 – $P_{вх}=40$ ати, $P_{вых}=2$ ати, $n_{изл}=20$ об. - режим 100% ;
 5 – $P_{вх}=50$ ати, $P_{вых}=2,2$ ати, $n_{изл}=20$ об. - режим 100% ;
 6 – $P_{вх}=47$ ати, $P_{вых}=2,14$ ати, $n_{изл}=20$ об. - режим 100%.

Рисунок - Зависимости электрической мощности ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД от частоты вращения выходного вала агрегата

Расчёт моделирует СРТ закрытую дисками, т.е. внешнее аэродинамическое сопротивление - это дисковое трение. Завал опытных характеристик на больших скоростях вращения объясняется возникновением волнового кризиса на крыловидных профилях тяговых консолей СРТ и, соответственно, увеличением их внешнего аэродинамического сопротивления. Волновой кризис характеризуется появлением на профилях плеч ротора скоростей, больших местной скорости звука .

В докладе представлен методологический подход к определению наличия волнового кризиса при определенных режимах работы СРТ с помощью критического числа Маха.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОНАСОСНОГО РЕЖИМА ГИБРИДНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЕСТЕСТВЕННЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ

*Арсеньев В.М., профессор, Ванев С.М., доцент, Проценко М.И., инженер,
Буянов С.В., студент, СумГУ, г. Сумы*

Актуальность работы связана с проблемами энергосбережения и экологической чистоты теплоснабжения объектов коммунальных и промышленных предприятий. Важная роль в решении указанных проблем в настоящее время отводится внедрению в системы теплоснабжения теплонасосных установок, использующих возобновляемые природные источники теплоты. Данная работа посвящена моделированию режимных и энергетических характеристик теплонасосного режима работы гибридного термотрансформатора, функционирующего на базе струйного термокомпрессорного модуля (СТК-модуля).

Особенность рассматриваемой термотрансформации состоит в том, что перенос теплоты на более высокий температурный уровень реализуется за счет энергии парового потока, который образуется в результате процесса релаксационного парообразования (самовскипания) при течении недогретой до состояния насыщения жидкой фазы хладагента через сопло Лавалья. Таким образом затраты энергии на подобную теплонасосную термотрансформацию представляют собой сочетание механической работы на привод насоса для повышения давления рабочей жидкости и незначительного количества теплоты, подводимой в подогревателе СТК-модуля для обеспечения необходимых параметров по давлению и температуре на входе в сопло активного потока. Для сопоставления энергоэффективности рассматриваемого термотрансформатора и классических видов теплогенерирующих устройств, в том числе и пароконпрессорных тепловых насосов, была разработана методика расчета режимных параметров для различных вариантов схемных решений теплонасосного теплоснабжения. В качестве показателей энергетической эффективности сравниваемых систем рассматривалась эксергетическая эффективность, ε и коэффициент преобразования по полной цепи от первичного энергоресурса, COP_Σ . В зависимости от целей теплоснабжения была выполнена оценка по экологическим показателям: энергетической составляющей удельной стоимости теплоты и энергетической составляющей удельной стоимости объема нагреваемой санитарной воды.

Анализ результатов расчета показывает, что эксергетическая эффективность гибридного термотрансформатора немного выше, чем для пароконпрессорного теплового насоса и более чем в два раза превышает этот показатель для котельной установки. Экологические показатели стоимости единицы вырабатываемого тепла более чем в 1,5...2 раза ниже, чем для пароконпрессорных тепловых насосов и котельных установок.

ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА НЕАЗЕОТРОПНИХ СУМІШАХ

Шеліхова Л.С., студентка, Мелейчук С.С., доцент, СумДУ, м. Суми

Останнім часом все більше провідних світових виробників холодильної техніки, такі як Bitzer, Danfoss, Buderus та інші, звертають увагу на неазеотропні суміші, що використовуються у якості холодильного агенту.

При виборі робочої речовини холодильної установки переважають питання екологічної безпеки та термодинамічної ефективності холодильного цикла, що працює на неазеотропній суміші у порівнянні з азеотропною. Як відомо, неазеотропні суміші характеризуються розділенням рівноважних концентрацій компонентів по рідинній і газовій фазах. Неазеотропні суміші з компонентами FC, HFC і чистими вуглеводнями повністю озонобезпечні. Додавання пального вуглеводню підвищує термодинамічну ефективність суміші і забезпечує необхідну взаємну розчинність її з мінеральним мастилом. Головною перевагою застосування неазеотропних сумішей, як холодоагентів є отримання неізотермічних умов теплообміну в конденсаторі і випарнику. В конденсаторі температура суміші зменшується у міру збільшення частки сконденсованої рідини; у випарнику, навпаки, зростає по мірі збільшення частки пара. Температурний глайд для різних неазеотропних сумішей може змінюватися в значних межах від десятих градуса, до десятків градусів, що обов'язково має бути враховане при аналізі процесу.

Крім того, фазові переходи неазеотропних сумішей відбуваються при змінній температурі, що сприяє зменшенню втрат в процесах теплообміну між робочою речовиною і водою або повітрям при їх охолодженні або нагріванні. При цьому енергетична ефективність може бути забезпечена головним чином за рахунок високого ступеня регенерації теплоти в циклі.

У роботі представлена оцінка енергоефективності складових компонентів одноступінчастої холодильної машини з регенеративним теплообмінником, що працює на азеотропній суміші (R134A) та основних неазеотропних сумішах (R401A, R401B, R401C, R407A, R407C).

Термодинамічна ефективність складових компонентів холодильної машини, оцінюється величиною втрат енергії від зовнішньої і внутрішньої незворотності. При використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу вказані втрати рівні різниці ексергії за вхідними і вихідними умовами стану системи. Практична перевага ексергетичного підходу полягає в тому, що обчислюване зменшення ексергії дає відразу значення втрат перетворюваної енергії і дозволяє зіставляти їх з підведеною кількістю цієї перетворюваної енергії, тобто набувати абсолютного і відносного значення втрат.

Виконані розрахунки показали, що використання неазеотропної суміші дещо енергоефективніше у порівнянні з класичними азеотропними холодильними агентами.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И ИХ СВОЙСТВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Козин В.Н., ст. преподаватель, Никоненко Д.Д., студент, СумГУ, г. Сумы

Тепловой насос – это специальное устройство, которое совмещает в себе котел, источник горячего водоснабжения и кондиционер для охлаждения. Главным отличием теплового насоса от других источников тепла является возможность использования возобновляемой низкопотенциальной энергии, взятой с окружающей среды (земли, воды, воздуха, сточных вод) для покрытия нужд в тепле во время отопительного сезона, нагрева воды для горячего водоснабжения и охлаждения дома. Поэтому тепловой насос обеспечивает высокоэффективное энергоснабжение без газа и других углеводородов.

Как и холодильная машина, тепловой насос использует механическую (электрическую или другую) энергию для реализации термодинамического цикла. Эта энергия используется на привод компрессора и зависит от многих факторов: выбранного типа хладагента, температур утилизируемой и нагреваемой сред, величины теплового потока, подводимой к нагреваемой среде, которая определяет расход хладагента в цикле.

Эффективность работы парокомпрессионного теплового насоса может быть оценена по двум показателям: коэффициенту термотрансформации и эксергетическому КПД установки в целом. Оба эти параметра зависят от вышеуказанных величин, при чем их зависимость может отличаться от линейной, т.е. иметь оптимальные значения.

Для сравнения предлагаются наиболее распространенные холодильные агенты R22, R134a, R142, R404a и R600a. Сравнение проводится по температурам утилизируемой среды от 5°C до 20°C, которые могут быть обеспечены различными источниками: водоемами, грунтами, сточными водами городов и шахтных выработок и пр., а также – температурам нагреваемой среды в диапазоне от 50°C до 70°C, которые позволяют обеспечивать горячее водоснабжение или отопление помещений. В качестве расчетного принят одноступенчатый цикл парокомпрессионного теплового насоса с регенеративным теплообменником. Кроме того, исследуется влияние величины перегрева пара на всасывании в компрессор на эффективность установки в целом.

По результатам проведенных исследований с позиций максимальной эффективности можно сделать вывод о целесообразности применения в качестве холодильного агента для рассматриваемого типа теплового насоса двух рабочих тел: R134a и R142. Причем первый из них, кроме высоких энергетических характеристик, сравнительно низкой стоимости, также является озонобезопасным, так как не содержит в своем составе атомов хлора. Поэтому его применение является наиболее целесообразным.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ С БИВАЛЕНТНЫМ РЕЖИМОМ РАБОТЫ

Арсеньев В.М., профессор, Кобыльченко Д.А., студентка, СумГУ, г. Сумы

Одним из перспективных направлений в области сбережения энергоресурсов, как в рамках национальной экономики, так и в пределах энергопотребления отдельных предприятий, является применение теплонасосных установок (ТНУ). Подобные установки представляют собой технические системы, в которых реализуется повышающая термотрансформация низкопотенциальных тепловых потоков.

Реализация проектов теплоснабжения с применением теплонасосных систем требует технико-экономического сопоставления с системами традиционного типа, либо с комбинациями в бивалентном режиме.

Энергетическая эффективность каждой из сопоставляемых систем зависит от многих факторов, и для одних и тех же уровней нагрева среды потребителя, что характерно для систем водоснабжения, при сравнении необходимо учитывать не только показатели энергоэффективности, но и показатели реального экономического эффекта.

Подобный комплексный подход заложен в методологии термoeкономического (эксергoэкономического) анализа Д. Тсатсарониса, на базе которого в данной работе выполнено сравнение показателей теплонасосной установки в моновалентном и бивалентном режиме работы. В качестве догревающего устройства в бивалентной схеме рассматривается бойлер с потреблением покупного теплоносителя от централизованной системы.

Расчеты выполнены для трех схем системы горячего водоснабжения, в которых нагрев санитарной воды на равновеликие количества (2 тонны в час), обеспечивается за счет циркуляции сетевой воды в тепловом насосе, в бойлере и в смешанном варианте. Применяемые в схемах тепловые насосы относятся к типу «вода-вода», и в качестве низкопотенциального источника теплоты принята грунтовая вода.

При термoeкономической оптимизации в качестве параметра оценки принимается часовая цена эксергии продукта для каждой из сопоставляемых систем. Для ее определения привлекаются балансовые уравнения термoeкономической стоимости, в которых учитываются стоимости эксергетических потоков и экономических затрат.

Результаты расчетного исследования показывают, что для систем горячего водоснабжения наибольшей энергоэффективностью характеризуется бивалентный режим работы теплонасосной установки в сравнении с моновалентным или чисто бойлерным нагревом.

Рекомендуемая доля тепловой нагрузки на тепловой насос должна приниматься в интервале 0,7...0,9. Также необходимо отметить, что оптимум эксергетической эффективности для бивалентных режимов не совпадает с оптимумом по термoeкономическому критерию часовой стоимости системы.

ГАЗОТУРБІННЕ НАДДУВАННЯ ЗІ СТАЛИМ ТИСКОМ ПЕРЕД ТУРБІНОЮ

Гончаренко Б.В., студентка, Калінкевич М.В., доцент, СумДУ, м. Суми

Задача підвищення потужності та крутного моменту двигуна є актуальною завжди. Потужність двигуна напряму зв'язана з робочим об'ємом циліндрів і кількістю паливно-повітряної суміші, яка надходить до них. Тобто, чим більше в циліндрах згорає палива, тим більшу потужність розвиває силовий агрегат, однак найпростіше рішення – підвищити потужність двигуна шляхом збільшення його робочого об'єму приводить до збільшення габаритів та маси конструкції. Кількість суміші яка подається, може бути збільшена за рахунок підвищення обертів колінчатого вала (іншими словами, реалізувати в циліндрах за одиницю часу більшу кількість робочих циклів), але при цьому можуть виникнути серйозні проблеми, зв'язані з ростом сил інерції і різким збільшенням механічних навантажень на деталі силового агрегату, що призведе до зниження ресурсу мотора. Найбільш дієвим способом в даній ситуації є наддування.

При наддуванні покращується заповнення циліндрів свіжим зарядом, що дозволяє спалювати в циліндрах більшу кількість палива і отримувати за рахунок цього більш високу агрегатну потужність двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ). Турбонаддування дає можливість отримувати задані характеристики силового агрегату при менших габаритах та масі, ніж у випадку застосування «атмосферного» двигуна. Крім того, у двигунів з турбонаддуванням кращі екологічні показники. Наддування камери згорання призводить до зниження температури і відповідно, зменшення утворення оксидів азоту.

Розроблений алгоритм розрахунку агрегату турбонаддування, якій складається з таких частин: розрахунок загальних параметрів для турбіни та компресора; розрахунок компресора; розрахунок турбіни.

У першій частині розрахунку визначаються потужність і частота обертання ротору турбоагрегату.

Робоче колесо компресора проектується з просторовими лопатками, дифузор – безлопатковий. Турбіна – радіальноосьова, вхідний пристрій має тангенціальний патрубок.

Розроблена комп'ютерна програма для розрахунку турбонаддування зі сталим тиском перед турбіною:

- мінімізує час розрахунку;
- має простий і зрозумілий інтерфейс;
- програма не вимагає установки на комп'ютері користувача спеціального програмного забезпечення.

У результаті розрахунку визначаються розміри турбокомпресора, які потрібні для виконання креслень.

ТЕРМОЕКОНОМІЧНЕ ПОРІВНЯННЯ СИСТЕМ АВТОНОМНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Арсеньєв В.М., професор, Мілютін Ю.Є., студент, СумДУ, м. Суми

Централізоване теплопостачання від ТЕЦ пов'язане із значними втратами теплоти при її транспортуванні до віддаленого споживача. Для зниження втрат доводиться використовувати велику кількість систем автономного теплопостачання, в яких у переважній більшості, ексергетичний потенціал спалюваного палива витрачається тільки на середньотемпературний нагрів теплоносія (50-100 °С) без генерації механічної роботи. Чим нижчий рівень нагріву теплоносія в автономному теплогенераторі, тим менше вимагається ексергії для реалізації цього нагріву. Проте при спалюванні палива відсутня бажана еквівалентність необхідного приросту ексергії для потоку нагріваючого середовища і потоку продуктів згорання через велику різницю температур між вказаними потоками. Існує альтернативний спосіб теплопостачання, який припускає формування потоку гарячого теплоносія з мінімально необхідної кількості ексергії. Подібну ексергію можна відбирати з природних або скидних техногенних потоків теплоти з додаванням деякої частини додаткової ексергії від зовнішніх джерел, необхідної для компенсації витрат на реалізацію підвищуючої термотрансформації. Подібний спосіб теплопостачання реалізується в пристроях, які називаються тепловими насосами. Використання теплових насосів перспективне в комбінованих системах при поєднанні з іншими технологіями використання поновлюваних джерел енергії – сонячною і геотермальною. Можливості і економічна доцільність застосування теплових носіїв і установок залежить від кліматичних особливостей регіону, рівень розвитку паливно-енергетичного сектора, співвідношення цін на основні види палива тощо. Застосування теплових насосів для опалювальних цілей ефективно тільки для системи «м'якого режиму». Адаптація теплових насосів до характеристик батарейного опалювання для регіонів країн з середньо зимовою температурою нижче -2°С пов'язана з використанням бівалентних теплонасосних установок, в яких догрівання теплоносія забезпечуються традиційними теплогенеруючими пристроями. В Україні, що має обмежені запаси паливних ресурсів, застосування теплових насосів повинне розглядатися як один з пріоритетних напрямів енергозбереження.

Мета даного дослідження складається з визначення показників енергоефективності й установлення оптимального варіанту догрівуючого устаткування для бівалентної теплонасосної установки.

Результатом проведеного дослідження є розробка термoeкономічної методики вибору оптимального догрівуючого пристрою при створенні бівалентної теплонасосної установки для опалювальних цілей.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ С ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫМИ ЛОПАТОЧНЫМИ ДИФFUЗОРАМИ

*Денисенко А. Г., студент, Калининвич Н. В., доцент,
Калашиников А. Н., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы*

Уменьшение энергозатрат энергетических установок может достигаться как за счет рациональной эксплуатации, так и за счет повышения эффективности ступеней компрессора. Коэффициент полезного действия центробежного компрессора в основном определяется газодинамическими характеристиками элементов проточной части, в том числе лопаточных диффузоров. На долю диффузоров приходится примерно треть энергии, которая преобразуется в тепло в процессе сжатия и перемещения газа. «Потери» энергии для дозвуковых течений складываются из потерь трения и вихревых потерь. Уменьшение этих потерь обеспечит снижение энергозатрат.

Обычно средняя линия лопаток диффузора выполняется по дуге окружности. Как правило, в межлопаточных каналах таких диффузоров происходит отрыв потока на всех режимах работы, включая номинальный, что приводит к росту потерь.

Перспективным путем улучшения характеристик неподвижных элементов центробежного компрессора является обеспечение безотрывного состояния пограничного слоя и управление отрывом потока. Такой подход позволяет в принципе добиться низкого сопротивления течению газа, что подтверждено в ряде работ.

Расчет геометрических параметров межлопаточных каналов выполняется путем решения обратной задачи газодинамики для задаваемого распределения скоростей.

Течение вязкого сжимаемого газа в проточных частях центробежных компрессоров в общем случае характеризуется дифференциальными уравнениями, полученными из основных законов сохранения механики. Общая система уравнений состоит из уравнений неразрывности, импульса, момента импульса, энергии, состояния и процесса. Решение данной системы без принятия допущений даже для прямой задачи газодинамики представляет большую проблему.

Математическая модель для решения обратной задачи газодинамики составляется для установившегося, адиабатного, безотрывного течения газа. Необратимость адиабатного процесса для данной задачи учитывается с помощью коэффициента потерь полного давления.

Для диффузоров, спроектированных по предлагаемой методике, точка отрыва существенно смещается к выходу из межлопаточного канала, что приводит к снижению газодинамического сопротивления течению газа, т.е. – к росту эффективности.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СТЕНДА ДЛЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Калинкевич Н.В., доцент, Заец И.Л., студент, СумГУ, г. Сумы

Проектирование центробежных компрессоров, а также их дальнейшее совершенствование по-прежнему базируется на экспериментальных исследованиях ступеней и секций центробежных компрессоров и их элементов.

Для проведения исследований модельных центробежных ступеней разрабатывается аэродинамический стенд, схема которого соответствует схеме "открытый контур". Стенд предполагается установить в лаборатории кафедры ТТФ СумГУ, поэтому было принято ограничение мощности стенда до 40 кВт.

Были выполнены предварительные расчеты вариантов модельных ступеней для широкого диапазона значений коэффициентов расхода и напора. В результате был определен диаметр рабочего колеса и максимальная частота его вращения, при которых обеспечивается возможность исследования ступеней различного типа при использовании привода мощностью не более 40 кВт. Было принято значение максимальной частоты вращения равным 12000 об/мин; диаметр рабочего колеса 350 мм.

В качестве привода принят высокочастотный асинхронный двигатель мощностью до 37 кВт, с частотой вращения 3000 оборотов в минуту. Увеличение частоты вращения до 12000 об/мин осуществляется с помощью мультипликатора.

Стенд для проведения газодинамических исследований должен обеспечивать возможность проведения испытаний при разных значениях чисел Маха. В проектируемом стенде регулирование частоты вращения предполагается осуществлять с помощью преобразователя частоты.

Стенд выполняется по схеме: двигатель-мультипликатор-компрессор.

Рабочее колесо модельной ступени располагается консольно, опоры ротора – подшипники качения. Уплотнения на покрывном диске и за рабочим колесом – лабиринтные. Корпус выполняется максимально разборным, что обеспечивает возможность установки различных вариантов модельных ступеней путем съема и установки небольшого количества деталей.

Газ подводится к рабочему колесу с помощью осевого патрубка. Для отвода газа из модельной ступени используется сборная камера прямоугольного сечения.

Для определения газодинамических характеристик предусматривается измерение давлений и температур на входе и выходе модельных ступеней, частоты вращения ротора, расхода газа и потребляемой мощности. Для определения структуры потока предусматривается измерение статических и полных давлений в элементах исследуемых модельных ступеней.

ДО ПИТАННЯ ПРО НОВИЙ СПОСІБ ОТРИМАННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Дрягін Д.П., доцент, Положій Г.С., студент, СумДУ, м. Суми

Нині спостерігається пошук нетрадиційних джерел теплової енергії. У цьому плані представляє певний інтерес Український патент на спосіб отримання теплової енергії [1], суть якого полягає в досягненні атомарного ділення молекул води і масла на водень, кисень і вуглець, які є дуже горючими компонентами.

Експериментально доведено, що при попередньому підігріванні масла до температури менш 200°C вдається отримати дуже горючу, але абсолютно вибухобезпечну водомасляну суміш, причому сила її горіння перевершує силу горіння бензину.

У цій роботі було поставлене і вирішене завдання визначення оптимального теплового і фізичного режимів горіння водомасляної суміші.

Методом лінійної екстраполяції встановлено, що розігрівши масла до 150°C ще недостатній для займання водомасляної суміші, при температурі 160°C спостерігається перехід від фази незаймання до фази займання, а при температурі 170°C вже спостерігається стійке високотемпературне горіння водомасляної суміші.

Досліди були проведені на трьох видах масел:

- соняшникове;
- витоплення сальні;
- відпрацьоване технічне масло з двигуна внутрішнього згорання.

У усіх трьох випадках отриманий однаковий результат - стійке і вибухобезпечне горіння водомасляної суміші з отриманням високотемпературного полум'я, достатнього для нагрівання змішаника з водою до температури закипання води. Цією гарячою водою можна нагрівати батареї опалювання в житлових і інших приміщеннях.

Пропонований спосіб отримання теплової енергії має наступні переваги:

- в якості джерела теплової енергії використовуються поновлювані ресурси як рослинного, так і мінерального походження;
- використовуються масляні відробітки, завдяки чому здійснюється очищення доквілля;
- відпадає необхідність будівництва системи газопроводів.

Список літератури

1. Патент на корисну модель UA № 46355 Спосіб отримання теплової енергії / патентообладач Дмитро Прокопович Дрягін опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24.

**ОПІР МАТЕРІАЛІВ
ТА МАШИНОЗНАВСТВО**

О ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ НОВЫХ ПОЛИМЕРОВ

Каринцев И.Б., профессор, СумГУ, г. Сумы

Сравнительно недавно на мировом рынке появился новый высоко-температурный полимер - полиэфиркетон PEEK, который обладает уникальной комбинацией механических, химических и электротехнических характеристик, сохраняющихся при температурах до 300⁰С. Использование в полимерах 30% углеродистого волокна собрало в себе лучшие свойства: более высокий модуль упругости, механическую прочность и ползучесть с оптимальной износостойкостью.

Поэтому этот материал стал широко использоваться для изготовления деталей скольжения, сидел шаровых кранов, направляющих цилиндров, узлов трения, работающих с ограниченной смазкой и без смазки, в том числе под большой нагрузкой и в агрессивных средах.

По предложению ТОВ "Триз-ЛТД" в научно-исследовательской лаборатории механических испытаний СумГУ был проведен целый комплекс исследований по определению физико-механических свойств данного полимера. Определение этих свойств проводилось в полном соответствии с действующими стандартами на методы испытаний полимеров.

В результате испытаний были определены временное сопротивление и остаточное относительное удлинение как при нормальной, так и при повышенных температурах. Ударная вязкость определялась для образцов без надреза и с надрезом (по Шарпи), твердость – по Бринеллю с шариком $d = 10$ мм и нагрузкой 250 кг. Модуль упругости при растяжении был определен для температур от 20 до 250⁰С и построен соответствующий график зависимости от температуры. Износостойкость (1,6 мкм/км при $t = 23^{\circ}\text{C}$) определялась на установке СМТ-1.

Сравнения исследованного полимера с другими известными материалами (фторопласт, стеклопластик и др.) подтверждают его преимущества. Тот факт, что новый полимер сохраняет свои великолепные механические свойства (прочность, жесткость, ползучесть) при повышенных температурах, делает его незаменимым при использовании в качестве, например, торцевых уплотнений.

Проведенные исследования показали, что физико-механические свойства представленного материала практически совпадают с аналогичными свойствами полукристаллического полимера КЕТРОН PEEK SA30.

Испытания также показали, что модуль упругости при растяжении отличается от модуля упругости при изгибе - $E_{\text{раст.}} = 700$ МПа, $E_{\text{изг.}} = 6050$ МПа. Очевидно, это связано со структурой полимера.

Следует также отметить, что зависимость напряжения от деформации $\sigma = f(\varepsilon)$ носит явно нелинейный характер.

Поэтому модуль упругости определялся как начальный модуль упругости, когда зависимость σ от ε еще носила линейный характер.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТАМПОНАЖНОГО КАМНЯ

Каринцева А.И., зав. лабораторией, СумГУ, г. Сумы

В настоящее время при цементировании нефтяных и газовых скважин широко применяются расширяющиеся тампонажные материалы. Оценочной характеристикой тампонажных цементов, которые отображают эффективность тампонирувания скважин цементом, являются прочностные показатели. Таким образом, для оценки качества тампонажного цемента целесообразно пользоваться испытаниями на изгиб и сжатие. Для этого цементный камень изготавливают в виде призм-балочек с размерами 40x40x160 мм. Обычно для одного испытания готовится четыре образца-близнеца по специальной технологии в соответствии с ГОСТ 310.4-81. Для получения воспроизводимых результатов образцы цементного камня испытываются охлажденными до комнатной температуры и полностью насыщенными водой. Поскольку образцы-балочки изготавливались на стороне, в лабораторию механических испытаний они доставлялись в специальном контейнере, заполненном водой.

Испытание на изгиб проводилось (в соответствии с ГОСТ 310.4-81) на универсальной разрывной машине Р-20 по трехточечной схеме с определением нагрузки, при которой происходило разрушение.

Предел прочности при изгибе вычислялся как среднее арифметическое значение двух наибольших результатов испытаний трех образцов.

Полученные после испытаний на изгиб шесть половинок балочек сразу же подвергались испытанию на сжатие. Половинка балочки помещалась между двумя пластинками таким образом, что бы боковые грани находились на плоскостях специальных пластинок, изготовленных для передачи нагрузки на половинки образцов-балочек с размерами 62,5x40 мм (25 см²). Это давало возможность получать результаты испытаний на изгиб и сжатие из одних и тех же образцов, изготовленных по одной технологии. Предел прочности при сжатии вычислялся как среднее арифметическое значение четырех наибольших результатов испытаний шести образцов.

Однако для теоретических расчетов представляет интерес определение прочности при растяжении. Для этого образцы цементного камня должны быть изготовлены в виде «восьмерки» с площадью поперечного сечения в сужении, равной 5 см² в количестве не менее шести образцов из одного замеса. Кроме прочностных характеристик цементного камня, важное значение имеют его упругие характеристики, т.е модуль упругости E и коэффициент Пуассона μ , которые играют большую роль в крепление буровой скважины. Определение упругих свойств материалов будет проводиться как на образцах-призмах квадратного сечения, так и цилиндрах круглого сечения с отношением высоты к диаметру, равным 4. Для измерения деформаций будут применяться тензометры по ГОСТ 18957-73, обеспечивающие измерение относительных деформаций не ниже $1 \cdot 10^{-5}$.

ГЕРМЕТИЧНОСТЬ КОНТАКТА ТАМПОНАЖНОГО ЦЕМЕНТНОГО КАМНЯ С ОГРАНИЧИВАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Каринцев И.Б., профессор, Жулев А.А., студент, СумГУ, г. Сумы

Эффективность работы буровых скважин в значительной степени зависит от методов их крепления и цементирования. Качественное цементирование тампонажными материалами позволяет надежно разобщить продуктивные пласты от водоносных, укрепить склонные к обвалам породы, предохранить от коррозии обсадную колонну и повысить ее несущую способность. Стоимость глубоких скважин (до 12 000 метров) весьма высока, а ущерб от некачественного их цементирования может быть еще большим, вплоть до их полной потери. Поэтому вопросы герметичности тампонажного цементного камня играют важную роль.

В настоящей работе, в отличие от [1], рассматривается влияние на герметичность контактного давления, возникающего при затвердении тампонажного раствора в цилиндрической трубе.

Полагая, что герметизация между цементным камнем и цилиндрической трубой происходит в основном за счет контактного давления, получим новое условие, при котором произойдет разгерметизация

$$\kappa = \sqrt{\frac{\frac{E_T}{E_K} \left[\mu_K + \frac{P_0}{P} (1 - \mu_K) \right] - \mu_T - 1}{\frac{E_T}{E_T} \left[\mu_K + \frac{P_0}{P} (1 - \mu_K) \right] - \mu_T + 1}},$$

где E_T, E_K - модули упругости стальной трубы и цементного камня,

μ_T, μ_K - соответственно коэффициенты Пуассона;

P, P_0 - давление в трубе и контактное давление при затвердении цементного камня;

$\kappa = \frac{r_b}{r_n}$ - отношение внутреннего радиуса трубы к наружному.

Анализ полученного условия показывает, что при $P_0=0,1P$ происходит увеличение коэффициента K на 30%. То есть учет контактного давления, возникающего при затвердении тампонажного раствора в цилиндрической трубе, является важным.

Список литературы.

1. И. Б. Каринцев. Герметичность цементного уплотнителя. Вибронадежность и герметичность центробежных машин: Монография, под ред. В. А. Марцинковского, А. В. Загоруйко. - Сумы: Сумский государственный университет, 2011. - 351 с.

О РАЦИОНАЛЬНОМ ВЫБОРЕ КОЛИЧЕСТВА ОПОР ДЛЯ БАЛОК ПРИ ИЗГИБЕ

Ништа Б.В., студент, СумГУ, г. Сумы

Одной из важных проблем современного машиностроения по-прежнему остаются снижение металлоемкости и уменьшения стоимости изготовления конструкции, что особенно важно при массовом и металлоемком производстве.

В настоящей работе рассматриваются пути уменьшения веса машиностроительных конструкций за счет рационального выбора количества опор.

Другими словами рассматривается балка, нагруженная распределенной нагрузкой с различными граничными условиями:

- консольная балка;
- однопролетная балка;
- двухопорная балка с двумя нависающими консолями;
- трехопорная балка.

В качестве критерия, с помощью которого проводилась оценка различных расчетных схем, использовались условия прочности и жесткости. Так для консольной балки максимальный изгибающий момент равен $0,5 q\ell^2$,

максимальный прогиб – $0,125 \frac{q\ell^4}{EI}$. Для однопролетной балки эти показатели

соответственно равны $0,25 q\ell^2$ и $0,013 \frac{q\ell^4}{EI}$. Перераспределение опор по

длине балки (расстояние опор от концов балки составляет $0,207 \ell$) приводит к еще большему уменьшению.

Если для изготовления третьей балки требуется, например двутавр №10 ($W_x=39,7\text{см}^3$), то для первой (консольной) балки при прочих равных условиях потребуются двутавр №40 ($W_x=953\text{см}^3$). Вес этих балок будет отличаться примерно в 6 раз.

Еще большее уменьшение показателей прочности и жесткости произойдет если рационально расположить по длине балки три опоры. В этом случае расчетная схема будет статически неопределимой. Расстояние опор от концов балки составляет $0,145 \ell$.

Таким образом, наличие так называемых «лишних» опор при любом нагружении уменьшает величину внутренних усилий и позволяет уменьшить размеры и вес конструкции.

Работа выполнена под руководством проф. Каринцева И.Б.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БАЛОК ИЗ ХРУПКОГО МАТЕРИАЛА

Буденная А.И., студентка, СумГУ, г. Сумы

При выполнении прочностных расчетов обычно используются условия прочности, то есть условие

$$\max \sigma \leq [\sigma] \text{ или } \max \sigma_{\text{экв.}} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение.

Вопрос о допускаемых напряжениях решается по разному: для многих строительных конструкций $[\sigma]$ задается специальными Строительными Нормами и Правилами (СНиП), в машиностроении таких норм нет, и поэтому допускаемое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред.}}}{n},$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ - предельное напряжение, определяемое экспериментальным путем (σ_{ℓ} , σ_T и т.п.); n - коэффициент запаса прочности.

Как известно, предельное напряжение при изгибе отличаются от предельных напряжений при растяжении. Особенно значительны расхождения предельных напряжений для хрупких материалов, для которых предельное напряжение при изгибе может превосходить временное сопротивление при растяжении более чем в два раза. Поэтому в справочной литературе для хрупких материалов, как правило, приводятся данные о временном сопротивлении при растяжении и предельном напряжении при изгибе. Например, для чугуна марки СЧ 12-28, временное сопротивление при растяжении $\sigma_{\ell} = 12 \text{ кН/см}^2$, а при изгибе $\sigma_{\alpha} = 28 \text{ кН/см}^2$.

Естественно, при расчете на прочность балок из хрупкого материала в качестве предельного напряжения необходимо брать предельное напряжение при изгибе. В качестве примера была рассмотрена консольная балка, которая использовалась в обязательном задании третьего семестра второго курса всех машиностроительных специальностей СумГУ. Так для чугуна СЧ 12-28 для балки с T -образным профилем произошло уменьшение геометрических размеров на 25%. А это уже не мало, так как снижение материалоемкости на 25% для массового и металлоемкого производства приведет к значительному снижению стоимости.

Для пластичных материалов расхождение предельных напряжений при растяжении и изгибе не велико и поэтому этим расхождением можно пренебречь.

Список литературы

1 Каринцев И.Б. О предельных напряжениях при растяжении и изгибе. - Сумы: Вид-во СумДУ, 2009, 162 с.

Работа выполнена под руководством профессора Каринцева И.Б.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИН НАТЯГА МЕЖДУ ДИСКОМ И ВАЛОМ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Корсун М.Г., преподаватель, КИ СумГУ, г. Конотоп

Как известно, одним из способов соединения диска с валом, получившим наибольшее распространение, заключается в том, что диск, диаметр расточки которого в холодном состоянии меньше диаметра посадочной поверхности вала, нагревается до температуры, обеспечивающей необходимое увеличение расточки и свободную посадку диска. Последующее остывание приводит к возникновению натяга за счет разницы диаметров $D_g < D_в$.

$$\text{Радиальный натяг} \quad \Delta R = R_в - R_д,$$

где $R_в$ – радиус вала,

$R_д$ – радиус внутренней расточки диска.

Величина натяга ΔR должна быть такой, чтобы обеспечивался контакт диска с валом вплоть до достижения ротором так называемого минимального освобождающего числа оборотов n , выбираемого из условий эксплуатации ротора.

Учитывая, что после посадки диска на вал деформируются оба элемента, радиальный натяг можно представить уравнением

$$\Delta R = u_д - u_в,$$

где радиальные перемещения диска $u_д$ и вала $u_в$ могут быть представлены выражениями, связывающими напряжения и деформации

$$u_д = \frac{R_д}{E} (\sigma_{r_д} - \mu \sigma_{\theta_д}), \quad u_в = \frac{R_в}{E} (\sigma_{r_в} - \mu \sigma_{\theta_в}).$$

С учетом этих зависимостей

$$\Delta R = \frac{R}{E} (\sigma_{i_д} - \sigma_{i_в}).$$

Опустив ряд промежуточных выкладок, можно получить окончательную формулу для определения натяга в развернутом виде

$$\Delta R = (\sigma_{i_дp} - F) \frac{R}{E} \frac{n^{*2}}{n_p^2},$$

где

$$F_q = \rho \frac{\omega_p^2 R^2}{4} \left[(1 - \mu) + (3 + \mu) \frac{r_в^2}{R^2} \right]$$

Здесь приняты следующие обозначения: $\sigma_{i_дp}$ – тангенциальные напряжения на расточке свободного диска при рабочем числе оборота, n_p – рабочее число оборотов; ω_p – угловая скорость при рабочем числе оборотов; $u_в$ – радиус центральной расточки вала; μ – коэффициент Пуассона.

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН АРМОВАНОГО ПЛОСКОГО КРИВОГО БРУСА ПРИ ЗГІНАННІ З УРАХУВАННЯМ НЕІДЕАЛЬНОГО КОНТАКТУ МІЖ ШАРАМИ

*Верещака С.М., професор, Дейнека А.В., аспірант,
Халізева А.Г., студентка, СумДУ, м. Суми*

На основі класичної теорії пружності анізотропного тіла досліджується напружено-деформований стан багат шарового плоского кривого бруса. Для урахування неідеального контакту по сполучених лицьових поверхнях сусідніх шарів, що володіють циліндричною анізотропією, складена система алгебраїчних рівнянь. Порядок системи рівнянь визначається кількістю сполучених шарів. Брус складається з N шарів. На шарнірно закріплені торці бруса діють протилежно спрямовані вертикальні сили P . Поле напружень і переміщень кожного i -шару ($i=1, 2, \dots, N$) визначається співвідношеннями [1].

Для розв'язання поставленої задачі згідно з дискретно-структурною теорією потрібно підставити функції напружень і переміщень у статичні й кінематичні умови неідеального контакту по сполучених поверхнях кожних i -шару й $i+1$ -шару. При цьому між різницею переміщень у коловому напрямку сполучених поверхонь сусідніх шарів і дотичними напруженнями існує залежність $u_{\theta}^{(i)}(a_i, \theta) - u_{\theta}^{(i+1)}(a_i, \theta) = K^{(i)} \tau_{r\theta}^{(i)}$.

У загальному випадку $K^{(i)} = K^{(i)}(a_i, \theta)$ - заданий параметр. Як граничні значення з цього рівняння постають два варіанти: $1/K^{(i)} = 0$ - спостерігається ідеальне прослизання суміжних шарів, $K^{(i)} = 0$ - ідеальний контакт. Вважається, що радіальні напруження й переміщення при переході через поверхню розділу шарів стрибка не мають.

Розглянуто дві розрахункові моделі бруса. Перша модель становить брус як анізотропний континуум. Для аналізу напружень і переміщень бруса застосовується структурно-безперервна теорія, тобто залежності [1].

Дискретно-структурна теорія з неідеальним контактом сусідніх шарів застосовувалася при розрахунку бруса за другою моделлю. Вважалося, що брус складається із трьох односпрямованих шарів ($N = 3$).

Результати отримані з урахуванням припущення за пружне прослизання сусідніх шарів один щодо одного помітно уточнюють реальну картину деформації багат шарового бруса. Так, наприклад, тангенціальні напруження і радіальні переміщення, отримані відповідно до першої і другої моделей, коли значення коефіцієнта дорівнює $K = 1,5 \text{ мм}^3/\text{Н}$, практично збігаються. Зі збільшенням коефіцієнта K до значення $K = 4 \text{ мм}^3/\text{Н}$ спостерігається помітне збільшення тангенціальних напружень на лицьових поверхнях бруса, а також майже удвічі відбувається збільшення радіальних переміщень.

Список літератури

1. Лехницький С. Г. Теория упругости анизотропного тела / С.Г. Лехницький. – М.: Наука, 1977. – 416 с.

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН АРМОВАНОГО ПЛОСКОГО КРИВОГО БРУСА ПРИ ЗГИНАННІ З УРАХУВАННЯМ ІДЕАЛЬНОГО КОНТАКТУ МІЖ ШАРАМИ

*Верещака С.М., професор, Дейнека А.В., аспірант,
Орел О.В., студентка, СумДУ, м. Суми*

На основі класичної теорії пружності анізотропного тіла досліджується напружено-деформований стан багат шарового плоского кривого бруса. Для урахування статичних і кінематичних умов ідеального контакту по сполучених лицьових поверхнях сусідніх шарів, що володіють циліндричною анізотропією, складена система алгебраїчних рівнянь. Порядок системи рівнянь визначається кількістю сполучених шарів.

Криволінійний брус у плані обмежений двома концентричними колами радіусів a і b , а також двома радіальними площинами, що утворюють кут $\theta = \pi/2$. Прийнято, що матеріал бруса ортотропний і площина пружної симетрії збігається із серединною поверхнею бруса. Вважається, що криволінійні поверхні $r = a$ й $r = b$ не навантажені. На шарнірно закріплені торці бруса діють протилежно спрямовані вертикальні сили P . Загальне розв'язання задачі згинання криволінійного бруса з матеріалу із циліндричною анізотропією наведене в [1]. Брус складається з N шарів. Поле напружень і переміщень кожного i -шару ($i=1, 2, \dots, N$) визначається співвідношеннями [1]. Для розв'язання поставленої задачі згідно з дискретно-структурною теорією потрібно підставити функції напружень і переміщень у статичні й кінематичні умови ідеального контакту по сполучених поверхнях кожних i -шару й $i+1$ -шару. Розглянуто дві розрахункові моделі бруса. Перша модель становить брус як анізотропний континуум. Для аналізу напружень і переміщень бруса застосовується структурно-безперервна теорія, тобто залежності [1]. Дискретно-структурна теорія з ідеальним контактом сусідніх шарів застосовувалася при розрахунку бруса за другою моделлю. Вважалось, що брус складається із трьох односпрямованих шарів ($N = 3$).

Аналіз отриманих теоретичних результатів дозволяє відзначити таке. При урахуванні жорсткого ідеального контакту сполучених поверхонь сусідніх шарів розподіл тангенціальних напружень істотно відрізняється від результатів, отриманих за класичною анізотропною теорією. Так, наприклад, тангенціальні напруження стискання на зовнішній поверхні бруса відповідно до теорії з урахуванням ідеального контакту шарів менше відповідних напружень, отриманих за класичною теорією. Крім того, по лінії сполучення шарів спостерігається стрибок тангенціальних напружень, а урахування тільки кінематичних умов ідеального жорсткого контакту шарів помітно знижує значення радіальних переміщень бруса в порівнянні із класичною теорією.

Список літератури

1. Лехницький С.Г. Теория упругости анизотропного тела / С.Г. Лехницький. – М.: Наука, 1977. – 416 с.

MULTILAYER THEORY FOR DELAMINATION STRESSES IN SEMICIRCULAR LAMINATED COMPOSITE CURVED BARS

Karash E.T., postgraduate, SumSU, Sumy

Composites laminates are widely used in both civil and military aircraft structures and gases cylinders leading to weight saving. However, study of the behaviour of such materials has shown that they are more damage sensitive than metallic material especially to delamination due to edge effect or low velocity impact [1]. In order to improve the performance of composite structures, advances must be made in the prediction of delamination growth and the evaluation of residual strength. The aim of this paper is to extend a delamination model valid for the plate in small displacement [2] or large displacement [3] to the case of curved structures as shells. Two kinds of approach are commonly used to study delamination growth, (i) the damage mechanics approach in which the interface enclosing the delamination is modelled by a damageable material Delamination is obtained when the damage variable reaches its maximum value [4 - 6] and (ii) the fracture mechanics approach which the present work is part.

There are two classes of problems on the construction of bundles of different models and the development of methods for solving problems of strength, stability and dynamics of thin layered structures with structural defects. The first of these are problems of fracture mechanics, the second class of problems related to the issues the study of stress-strain state of structures with the local bundles.

In such an approach, the delamination characteristic is the stress intensity factors [7 - 9] and more generally the local energy release rate computed using either the virtual closure technique [9]. In most engineering applications, laminated composite structures have certain curvatures (for example, curved panels and curved beams). If the curved composite structure is subjected to bending that tends to flatten the composite structure, tensile stresses can be generated in the thickness direction of the composites. Also, shear stresses could be induced if the bending is not a "pure" bending. Under normal operations, if the above type of bending occurs cyclically, open-mode delaminations or shear-mode delaminations could nucleate at the sites of peak interlaminar tensile stresses or at the sites of peak interlaminar shear stresses. Continuation of these bending cycling will cause the delamination zones to grow in size and ultimately cause the composite structures to lose their structural integrity (loss of stiffness and strength) due to excessive delaminations. The type of delamination failure (open mode or shear mode) depends on which The classical anisotropic elasticity theory was used to construct multilayer theory for the calculation of the stress and deformation fields induced in the multilayered composite semicircular curved bar subjected to end forces and end moments by using program Mathcad 14.

The radial location and intensity of the open mode delamination stress were calculated and were compared with the results obtained from the anisotropic continuum theory and ANSYS method. The multilayer theory gave more accurate

type of interlaminar strength (tensile or shear) is reached first. The MATH-CAD 14 method were used to perform similar delamination analysis of the multilayered semicircular composite curved bar subjected to end forces and end moments. The resulting predictions of locations and intensities of peak radial stresses are compared with the results of the anisotropic continuum theory presented in reference [7].

The classical anisotropic elasticity theory was used to construct multilayer theory for the calculation of the stress and deformation fields induced in the multilayered composite semicircular curved bar subjected to end forces and end moments by using program Mathcad 14.

The radial location and intensity of the open mode delamination stress were calculated and were compared with the results obtained from the anisotropic continuum theory and ANSYS method. The multilayer theory gave more accurate prediction of the location and intensity of the open mode delamination stress than those calculated from the anisotropic continuum theory.

Reference

1. Alfutov N.A., "Popov BG Calculation of laminated plates and shells of composite materials", Moscow: Mashinostroenie, pp. 264 - 283, 1984.
2. Wang, J.S., Evans, A.G., 1999. Effects of strain cycling on buckling, cracking and spalling of a thermally grown alumina on a nickel-based bond coat. *Acta Mater.* 47, 699 - 710.
3. Vereschaka S.M. and Zhigily D.A., "Experimental investigations of multilayer cylinders on the effect of internal hydrostatic pressure", *News Sumy sovereign university Seriya "Technical science"*, pp. 54 - 61, № 1, 2008.
4. Soden P. D., Kitching R., Tse P. C., Hinton M. J., Tsavalas, Y. (1993). Influence of Winding Angle on the Strength and Deformation of Filament-Wound Composite Tubes Subjected to Uniaxial and Biaxial Loads, *Composites Science and Technology*, 46(4), 363 - 378.
5. Sonnen M., Laval C., Seifert A. (2004). *Computerized Calculation of Composite Laminates and Structures: Theory and Reality*, Material S.A.
6. Tabakov, P.Y. (2001). Multi-Dimensional Design Optimization of Laminated Structures Using an Improved Genetic Algorithm, *Composite Structures*, 54, 349354.
7. Ko W.L., *Delamination Stresses in Semicircular Laminated Composite Bars*, NASA TM-4026, 1988.
8. Tolf G., "Stresses in a Curved Laminated Beam," *Fiber Science and Technology*, Vol. 19, No. 4, 1983, pp. 243 - 267.
9. Schuecker, D.H. Pahr and H.E. Pettermann. Accounting for residual stresses in FEM analyses of laminated structures using the Puck criterion for three-axial stress states. *Comp. Sci. and Tech.*, 66(13):2054 – 2062, 2006

STRENGTH OF MULTI-HOLLOW CYLINDER WITH STRUCTURAL DEFECTS

Karash E.T., postgraduate, Vereshaka S.M., professor, SumSU, Sumy

The research results [1] indicate that the characteristic damage of laminated composites with longitudinal-transverse and quasi-isotropic stacking layers of the $[0, 90]_s$, $[0, 90, \pm 45]_S$ under tension is the formation of an array of cracks in the matrix layers, oriented at an angle to the direction of the load. As a rule, the formation of the grid crack occurs before structural failure as a whole. In this case, observed decrease in rigidity of composite material, fiber breaks, initiated by cracks in the matrix, which in turn reduces the load-carrying capacity and service life of structures made of layered materials.

It is known that the strength of reinforced laminates is investigated using two approaches: the structural and phenomenological. As noted in [2], the current state of the structural approach micromechanical theories of strength is that not possible to get reliable quantitative data to assess the strength of the composites. Analysis of these or other limitations strength criteria and a description of the processes of destruction of different composite materials contained in the fundamental papers already noted the concentration of interlaminar normal and shear stresses near the crack at the interface of adjacent layers initiates separation in adjacent areas. Forecasting the start of the bundle is generally carried out by identifying all the components of a three-dimensional stress state in this region of the layered composite and the substitution of the values obtained in the corresponding strength criteria [2, 3].

Thus, the bundle is the most dangerous type of fracture in predicting the bearing capacity of structures made of composite materials. The conditions of the bundle and the associated redistribution of stresses not been adequately studied.

The paper proposed a method for assessing the strength of thin-walled structures made of composite materials which structure is determined by a set of differently oriented unidirectional reinforced layers. The layered hollow cylinder of transversely isotropic material with a given structure reinforcement was considered. It has been shown that the proposed method of calculating the bearing capacity of multilayer structures is satisfactory that's just good agreement with experimental data.

Reference

1. Tabakov P.Y. (2001). Multi-Dimensional Design Optimization of Laminated Structures Using an Improved Genetic Algorithm, *Composite Structures*, 54, 349354.
2. Ko W.L., *Delamination Stresses in Semicircular Laminated Composite Bars*, NASA TM-4026, 1988.
3. Tolf G., "Stresses in a Curved Laminated Beam," *Fiber Science and Technology*, Vol. 19, No. 4, 1983, pp. 243 - 267.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЧУГУННОГО ЛЮКА СМОТРОВОГО КОЛОДЦА ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ

Жигилий Д.А., ст. преподаватель, Дума И.А., студент, СумГУ, г. Сумы

Круглые чугунные люки сетей водопровода и канализации (ГОСТ 3634-89) испытывают на себе действие ударных нагрузок случайного происхождения.

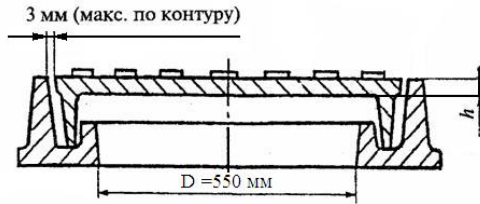


Рисунок 1 - Легкий люк Л(А15) общего назначения для автомобильных и пешеходных районов

Целью работы является определение прочности люка под действием падения металлического груза массой 16 кг и диаметром плоской контактной поверхности соударения 0,1 м, предполагая, что груз падает вдоль оси симметрии люка.

Типичным материалом для люка Л (А15), применяемого в зонах зеленых насаждений и пешеходных зонах, является СЧ 20. Согласно ГОСТ 3634-89 полное открытие D должно составлять не менее 0,550 м, а ориентировочная масса крышки – 60 кг.

Расчетная модель представляет собой шарнирно опёртую круглую изотропную однородную пластину, находящуюся под действием ударно приложенной нагрузки.

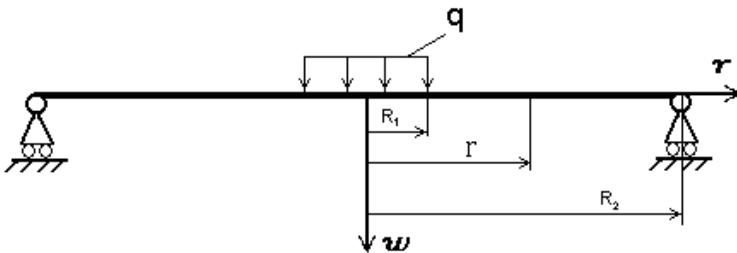


Рисунок 2 - Расчётная схема легкого люка Л (А15)

Расчёт на удар предполагает нахождение прогиба под действием статически приложенной нагрузки.

Задача решалась на основе уравнения Софи Жермен в полярной системе координат, с учетом осевой симметрии:

$$\frac{d^4 w}{dr^4} + \frac{2}{r} \frac{d^3 w}{dr^3} - \frac{1}{r^2} \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \frac{dw}{dr} = \frac{q}{D},$$

где $D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$ - цилиндрическая жёсткость пластины.

Функция прогибов: $w^I = C_3^I \ln r + C_4^I + \frac{q \cdot r^4}{64D}, \quad (0 \leq r \leq R_1);$

$w^{II} = C_1^{II} \ln r + C_2^{II} r^2 \ln r + C_3^{II} \ln r + C_4^{II}, \quad (0 \leq r \leq R_2)$

С граничными условиями:

$$w^I|_{r=r_1} = w^{II}|_{r=r_1}; \left(\frac{dw^I}{dr} \right) \Big|_{r=r_1} = \left(\frac{dw^{II}}{dr} \right) \Big|_{r=r_1}; Q_r^I|_{r=r_1} = Q_r^{II}|_{r=r_1};$$

$$M_r^I|_{r=r_1} = M_r^{II}|_{r=r_1}; w^{II}|_{r=r_2} = 0; M_r^{II}|_{r=r_1} = 0,$$

где $Q_r = -D \frac{d}{dr} \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right)$ и $M_r = -D \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw}{dr} \right)$.

Учёт массы пластины осуществлён в предположении, что после смятия и снижения скорости груза на первом этапе удара от v до v_1 , равной скорости движения верхних точек пластины в зоне соударения в начале второго этапа, скорость остальных сечений пластины прямо пропорциональна прогибу этого сечения при статическом приложении нагрузок. $v(r) = v_1 \frac{w(r)}{w^I(0)}$. А значит соответствующая кинетическая энергия

элементарного кольца в пластине $dT = \gamma \pi r h v^2(r) \cdot dr$, где γ - плотность чугуна. Проинтегрировав по всему радиусу пластины и выразив потерю энергии на смятие материала в месте соударения груза и стержня в течение первого этапа удара двумя способами, нашли кинетическую энергию, которая переходит в энергию деформации ударяемой пластины.

Коэффициент динамичности определялся без учета и с учетом кинетической энергии движения точек пластины после соударения, показано существенное влияние массы люка на величину k_d .

Результатом работы является определение на основании условия прочности при ударной нагрузке опасной высоты падения груза и опасной массы груза при падении с высоты 2 м.

РАСЧЕТ РАЦИОНАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ ЗВЕНА ШАРНИРНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ

Жигилий Д.А., ст. преподаватель, Заикина М.Л., студентка, СумГУ, г. Сумы

Одним из основных типов современных приводных цепей является шарнирная роликовая цепь. Она стандартизована и изготавливается специализированными заводами. Главными характеристиками цепи являются шаг, ширина и разрушающая нагрузка.

Роликовая цепь изображена на рис. 1. Валик 3 запрессован в отверстие внешнего звена 2, а втулка 4 запрессована в отверстие внутреннего звена 1. Втулка на валике и ролик 5 на втулке могут свободно поворачиваться. Зацепление цепи с зубом звёздочки 6 происходит через ролик. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и этим уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу частично заменяет трение скольжение трением качения, что снижает износ зубьев. Кроме того ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает её износ.

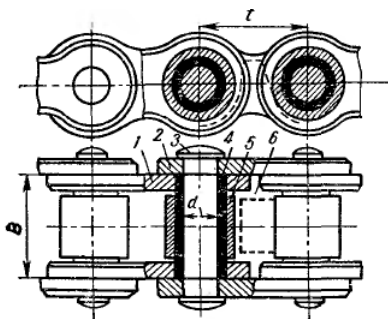


Рисунок 1 - Однорядная роликовая цепь ПР-50,8-226,8 по ГОСТ 13568 -97

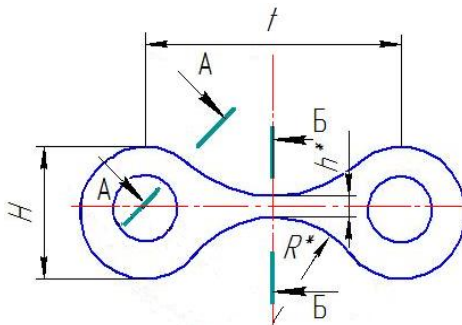


Рисунок 2 - Схема внешнего или внутреннего звена (1 или 2, рис. 1)

Роликовые цепи применяются при окружных скоростях до 20 м/с. При больших нагрузках в сочетании с высокой скоростью не целесообразно применять однорядные тяжелые цепи с большим шагом из-за больших динамических нагрузок. В связи с этим актуальной является снижение массы цепи при сохранении её прочности. В частности этого можно достигнуть посредством облегчения звеньев цепи (1 и 2, рис. 1) за счёт рационального радиуса скругления между серьгами R^* .

В работе найдено рациональное значение R^* из условия равнопрочности опасных сечений А-А и Б-Б. (рис. 2) и сравнено со значением по ГОСТ 13568-97. Для этого рассчитывались: серьга звена

(1 или 2, рис. 1), как (из симметрии задачи) дважды статически неопределимый кривой брус большой кривизны под действием плоского изгиба и центрально растяжения (рис 3, опасное сечение А-А), и промежуточное сечение звена (рис 3, опасное сечение Б-Б) под действием центрального растяжения.

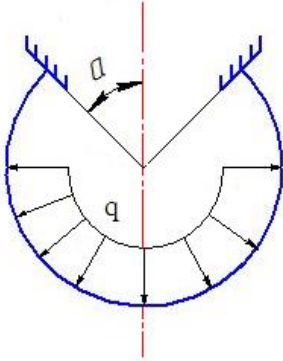


Рисунок 3 - Расчётная схема (заданная система) серьги звена (1 или 2, рис. 1)

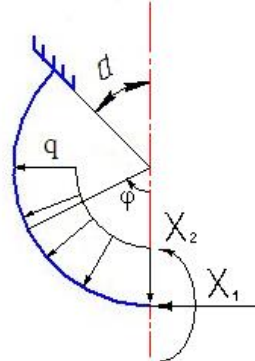


Рисунок 4 - Эквивалентная система для расчёта серьги звена

Статическая неопределимость серьги звена раскрывалась на основании метода сил:

$$\Delta_{1Q} + \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 = 0;$$

$$\Delta_{2Q} + \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 = 0.$$

Условием равнопрочности считалось равенство максимального нормального напряжения в наружной точке сечения А-А серьги и постоянного по сечению Б-Б нормального напряжения в виде:

$$\frac{2N_{\text{сум}}|_{\beta=\pi-\alpha}}{H-d} + \frac{4M_{\text{сум}}|_{\beta=\pi-\alpha}}{(H-d)(H+d-2r_0)} \frac{H-2r_0}{H} = \frac{Q}{2h^*},$$

где

$$r_0 = \frac{h}{\ln\left(\frac{r_H}{r_B}\right)} = \frac{H-d}{2 \cdot \ln\left(\frac{H}{d}\right)};$$

Q – регламентированная нагрузка, передаваемая на внутреннее звено (1) втулкой (4) и на внешнее звено (2) валиком (3) (рис. 1);

N_{сум}, M_{сум} – суммарные продольная сила и суммарный изгибающий момент для эквивалентной системы серьги звена.

РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ВИТКАМИ РЕЗЬБЫ КОМБИНИРОВАННОГО СОЕДИНЕНИЯ БОЛТ-ГАЙКА И СТЯЖКА

Жигилий Д.А., ст. преподаватель, Гончарова А.Н., студентка, СумГУ, г. Сумы

Соединение деталей резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенным видом разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов и винтовых стяжек.

В работе произведен расчет комбинированной стяжки, часть которой работает в режиме болт-гайка, а часть – стяжка. Схема соединения приведена на рисунке.

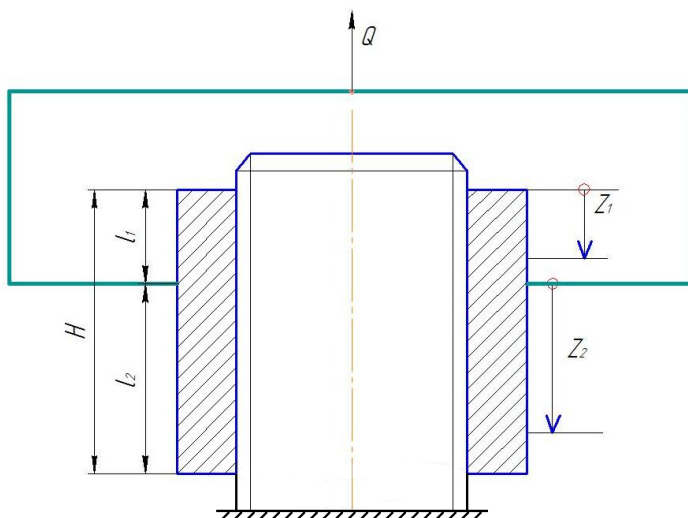


Рисунок - Схема соединения комбинированной стяжки, часть которой работает в режиме болт-гайка, а часть – стяжка

Инженерный расчет распределения нагрузки между витками резьбы согласно [1] выполняют, используя простейшую модель формы детали (болта, гайки) в виде стержня. Упрощенная схематизация реальной детали осуществляется путем разделения ее деформаций на общие (растяжение и сжатие тел болта и гайки) и местные (изгиб и сдвиг витков резьбы). При этом осевое смещение точки витка в некотором сечении представляется в виде алгебраической суммы перемещений сопряженных точек витков болта и гайки в результате растяжения и сжатия их тел, а также перемещений в результате изгиба и сдвига витков относительно тел болта и гайки.

Показано, что распределения нагрузки между витками резьбы подчинено дифференциальному уравнению:

$$q''(z) - m^2 q(z) = 0, \quad (1)$$

$$\text{где } m = \sqrt{\beta/\gamma}, \text{ а } \beta = \frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_2 A_2}; \quad \gamma = \frac{P^2}{f} \left(\frac{\Lambda_1}{E_1} + \frac{\Lambda_2}{E_2} \right);$$

P – ширина основания витка, E_1, A_1, E_2, A_2 — продольный модуль упругости материала и площадь поперечного сечения болта и гайки, Λ_1, Λ_2 — безразмерные коэффициенты, зависящие от геометрических параметров резьбы и всего соединения, f - проекция боковой поверхности витка на плоскость, перпендикулярную оси z .

Пусть $l_1/l_2 = \mu, F_1/F_2 = \lambda$, где F_1, F_2 – осевые силы, приходящиеся на 1-й и 2-й участки соответственно ($F_1 + F_2 = Q$).

Тогда законы распределения нагрузки по виткам:

$$\text{соединения типа болт—гайка } q_1(z_1) = \frac{F_1 \cdot m}{\text{sh}(m \cdot l_1)} \cdot \text{ch}(m \cdot z_1), \quad 0 \leq z_1 \leq l_1;$$

соединения типа стяжка

$$q_2(z_2) = \frac{F_2 \cdot m}{\beta \cdot \text{sh}(m \cdot l_2)} \cdot \left(\frac{\text{ch}(m \cdot z_2)}{E_1 A_1} + \frac{\text{ch}(m \cdot (l_2 - z_2))}{E_2 A_2} \right), \quad 0 \leq z_2 \leq l_2.$$

Из условия совместной работы $q_1(l_1) = q_2(0)$ получено зависимость распределения полной нагрузки по участкам резьбы, работающей в разных режимах, $F_1/F_2 = \lambda(\mu)$.

Расстояние до сечения $z_{2\min}$, в котором $q_2(z_2)$ принимает минимальное значение, определяется из уравнения $\text{th}(m \cdot z_{2\min}) = \frac{\text{sh}(m \cdot l_2)}{\text{ch}(m \cdot l_2) + \frac{E_2 A_2}{E_1 A_1}}$ по

обычным правилам нахождения минимума.

Методом наименьших квадратов оптимизировано μ – соотношение длин l_1 и l_2 из условия минимума функции:

$$\Delta(\mu) = (q_1(z_1) - q_1(l_1))^2 + (q_1(z_1) - q_2(l_2))^2 + (q_1(z_1) - q_2(z_{2\min}))^2 + \\ + (q_1(l_1) - q_2(l_2))^2 + (q_1(l_1) - q_2(z_{2\min}))^2 + (q_2(l_2) - q_2(z_{2\min}))^2$$

Список литературы

1. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения. / Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. - М.: Машиностроение, 1990. - 368 с.

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ СТЕРЖНЕЙ ПРИ КРУЧЕНИИ

Жигилий Д.А., ст. преподаватель, Ткаченко Я.В., студент, СумГУ, г. Сумы

Рассмотрим ступенчатый стержень эллиптического и треугольного поперечных сечений соответственно, который закреплен на двух концах и скручивается моментом M в сечении соединения эллипса и треугольника рис. 1.

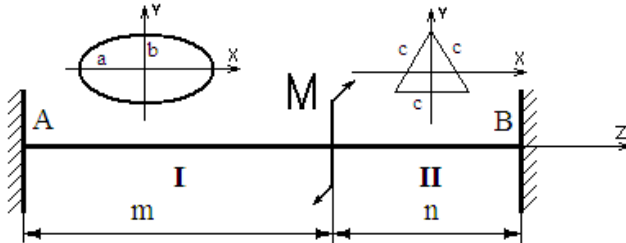


Рисунок 1 - Статически неопределимый призматический стержень при кручении

Используя гипотезу жёсткого контура и считая в уравнениях равновесия Коши объёмные силы равными нулю задача о кручении призматического стержня сводится к решению гармонического уравнения Лапласа для функции кручения: $\nabla^2\varphi = \partial^2\varphi/\partial x^2 + \partial^2\varphi/\partial y^2 = 0$ для функции с граничными условиями отсутствия внешних сил на контуре L поперечного сечения.

При введении функции напряжений $F(x,y)$ Прандтля $(\tau_{xz} = \frac{\partial F}{\partial y} = G \cdot \theta \cdot \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} - y\right), \tau_{yz} = -\frac{\partial F}{\partial x} = -G \cdot \theta \cdot \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} + x\right))$ гармоническое уравнение Лапласа будет иметь вид уравнения Пуассона

$$\nabla^2 F = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = -G \cdot \theta \text{ с тождественным граничным условием на контуре}$$

L поперечного сечения $F = \text{const}$.

Стержень эллиптического сечения имеет уравнение контура $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 1 = 0$ и принятую функцию напряжений $F = A \cdot \left(\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 1\right)$, удовлетворяющую граничному условию $F=0$, на контуре сечения.

Подставляя в уравнение Пуассона получим A и окончательно:

$$\theta_I = \frac{M_{kpl}}{G \cdot I_{kpl}}; I_{kpl} = \frac{\pi \cdot a^3 \cdot b^3}{a^2 + b^2}; \tau_I = \frac{M_{kpl} \cdot r_I}{I_{kpl}}, r_I = \frac{\sqrt{b^4 \cdot x^2 + a^4 \cdot y^2}}{a^2 + b^2}.$$

Распределение напряжений показано на рис. 2. Максимальное напряжение имеет место на концах малой оси эллипса ($x=0, y=\pm b$).

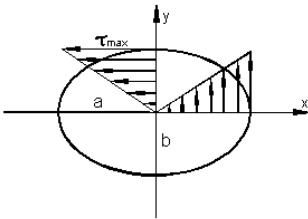


Рисунок 2 - Эпюра полных касательных напряжений при кручении эллиптического сечения

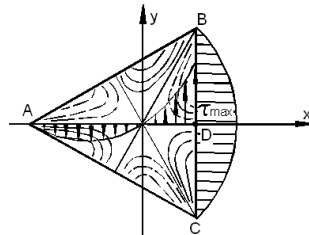


Рисунок 3 - Эпюра полных касательных напряжений при кручении треугольного сечения

Для стержня треугольного сечения контур сечения определяется уравнением: $x = \frac{c}{2\sqrt{3}}$, $x + \frac{2 \cdot c}{\sqrt{3}} - \sqrt{3} \cdot y = 0$, $x + \frac{2 \cdot c}{\sqrt{3}} + \sqrt{3} \cdot y = 0$.

Примем функцию депланации φ в виде: $\varphi = A(y^3 - 3x^2 y)$. Она удовлетворяет уравнению Лапласа является решением задачи Сен-Венана о кручении. Удовлетворяя граничным условиям получим:

$$\theta_{II} = \frac{M_{крII}}{G \cdot I_{крII}}; I_{крII} = \frac{\sqrt{3} \cdot c^4}{80};$$

$$\tau_{II} = \frac{M_{крII}}{I_{крII} \cdot \frac{c}{\sqrt{3}}} \cdot \sqrt{4 \cdot y^2 \left(x - \frac{c}{2\sqrt{3}}\right)^2 + \left(x^2 - y^2 - \frac{c}{\sqrt{3}} \cdot x\right)^2}.$$

Распределение напряжений показано на рис. 3. Максимальное напряжение имеет место по середине стороны треугольника ($x = \frac{c}{2\sqrt{3}}, y=0$).

На основании уравнения совместности деформаций найдены

моменты реакции в защемлении: $M_A = \frac{M \cdot \frac{n}{I_{крII}}}{\frac{m}{I_{крI}} + \frac{n}{I_{крII}}}$, $M_B = \frac{M \cdot \frac{m}{I_{крI}}}{\frac{m}{I_{крI}} + \frac{n}{I_{крII}}}$.

На основании равной материалоемкости (равенства площадей эллипса и треугольника) и одновременного удовлетворения условиям прочности ($\tau_{I_{max}} = \tau_{II_{max}}$) или жёсткости ($\theta_I = \theta_{II}$) найдена рациональная зависимость между соотношением длин полуосей эллипса a/b и соотношением длин участком ступенчатого стержня m/n .

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕСУРСА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Куручкин В.Б., доцент, Кондусь В.Ю., студент,
Примак И.С., студент, СумГУ, г. Сумы*

Надежность работы привода ленточного конвейера в значительной степени зависит от ресурса ременной передачи. Большое количество опытных данных и эмпирических коэффициентов снижают точность расчета ресурса параметров и требуют уточнения соответствующих методик.

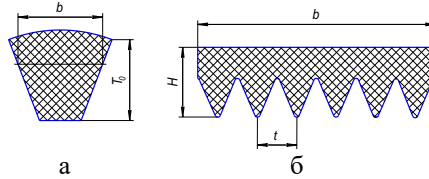


Рисунок - Сечения клинового (а) и поликлинового (б) ремней

Ресурс работы ременных передач определяется сроком службы их ремней (рисунок а, б) и определяется по формуле:

$$H_0 = \frac{N_0 \cdot L \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^8}{60 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n_1} \cdot C_i \cdot C_H \geq [H],$$

где $N_0 = (2,5 \dots 4,6) \times 10^6$ - базовое число циклов; $L = 0,4 \dots 18$ м - длина ремня; $\sigma_{-1} = 7$ МПа - предел выносливости для ремня; σ_{\max} - максимальное расчетное напряжение в сечении ремня; $d_1 = 40 \dots 500$ мм - диаметр ведущего шкива; $n_1 = 50 \dots 3000$ об/мин - частота вращения ведущего шкива; $C_i = 1,5 \cdot \sqrt[3]{u} - 0,5$; $C_H = 1,0$ - коэффициент нагрузки для ленточных конвейеров; $[H] = 1000 \dots 5000$ ч - допускаемый рабочий ресурс.

Из формулы видно, что ресурс существенно зависит от максимальных напряжений:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_n + \sigma_v,$$

где $\sigma_1 = F_1/bT_0$ - напряжение от растяжения для клинового ремня; $\sigma_1 = F_1/bH$ - напряжение от растяжения для поликлинового ремня; F_1 - сила натяжения ведущей ветви; b - ширина ремня; T_0 и H - толщина, соответственно клинового и поликлинового ремня; $\sigma_n = ET_0/d_1$ - напряжение изгиба ремня клинового ремня; $\sigma_n = EH/d_1$ - напряжение изгиба поликлинового ремня; d_1 - диаметр ведущего шкива; $\sigma_v = \rho v^2$ - напряжение от центробежной силы; $\rho = 1100 \dots 1200$ кг/м³ - плотность ремня; v - скорость ремня; $E = 100 \dots 200$ МПа. Проведенные расчеты для клиновых ремней сечений А и Б и поликлиновых ремней сечения Л позволили повысить точность расчета их рабочего ресурса.

ВЛИЯНИЕ ТВЕРДОСТИ ЗУБЬЕВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ В ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ С РАЗДВОЕНИЕМ СТУПЕНЕЙ

Курочкин В.Б., доцент, Шепеленко Д.А. студент, СумГУ, г. Сумы

Основной задачей, возникающей при проектировании двухступенчатых редукторов с раздвоением ступеней (рисунок) является разбиение общего передаточного отношения u между ступенями. В литературе даются рекомендации по разбиению для обычных двухступенчатых редукторов без раздвоения. Эти рекомендации не учитывают раздвоение ступеней, а также влияния твердости зубчатых колес на частные передаточные числа. Поэтому целесообразно дать рекомендации по выбору передаточных чисел первой u_1 и второй u_2 ступеней с учетом влияния твердости зубчатых колес.

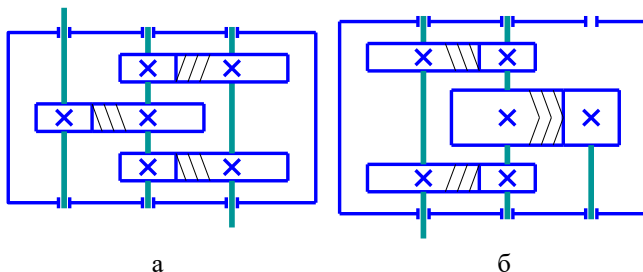


Рисунок - Кинематические схемы двухступенчатых редукторов с раздвоением тихоходной (а) и быстроходной (б) ступеней

Используем соотношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступени $a_T / a_B = 1,56 \dots 1,6$ для стандартных редукторов. Подставляя сюда выражения для a_T и a_B можно получить для раздвоенной тихоходной (а) и быстроходной (б) ступеней формулы для передаточных чисел:

$$а) \quad u_1 = \frac{u-1}{1,99 \cdot \sqrt[3]{\frac{[\sigma_{H2}]^2}{[\sigma_{H1}]^2} \cdot u - 1}} - 1, \quad u_2 = \frac{u}{u_1},$$

$$б) \quad u_1 = \frac{u-1}{1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{[\sigma_{H2}]^2}{[\sigma_{H1}]^2} \cdot u - 1}} - 1, \quad u_2 = \frac{u}{u_1},$$

где $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения, учитывающие материалы, термообработку и твердость поверхности зубьев.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ В ТРЕХСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРАХ

*Куручкин В.Б., доцент, Котляров Р.В., студент,
Малиношевский М.В., студент, СумГУ, г. Сумы*

Напряжения в зубчатых зацеплениях и габаритные размеры трехступенчатых цилиндрических редукторов существенно зависят от выбора передаточных чисел ступеней и ширины зубчатых колес. Распределение передаточных чисел производится, исходя из общего передаточного отношения редуктора, и при этом не учитывается влияние ширины зубчатых колес. Представляется целесообразным найти соотношения, связывающие передаточные числа ступеней с шириной зубчатых колес.

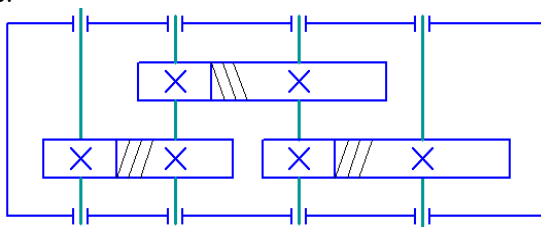


Рисунок - Кинематическая схема трехступенчатого цилиндрического
зубчатого редуктора

В стандартных редукторах используется соотношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступени $a_2/a_1 = 1,156...1,60$.

При равнопрочности зубчатых зацеплений всех ступеней

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H2}, \sigma_{H2} = \sigma_{H3}$$

и при стандартном соотношении межосевых расстояний получим

$$\sqrt{\frac{(u_1 + 1)^3}{b_1 \cdot u_1^2}} = \frac{1}{1,58} \sqrt{\frac{(u_2 + 1)^3}{b_2 \cdot u_2}},$$

$$\sqrt{\frac{(u_2 + 1)^3}{b_2 \cdot u_2^2}} = \frac{1}{1,58} \sqrt{\frac{(u_3 + 1)^3}{b_3 \cdot u_3}},$$

где u, u_1, u_2, u_3 – передаточные числа, соответственно, общее для всего редуктора, первой, второй и третьей ступеней;

b_1, b_2, b_3 – ширина зубчатых колес соответственно первой, второй и третьей ступеней.

Полученные результаты целесообразно использовать при проектировании новых трехступенчатых цилиндрических редукторов и модернизации эксплуатируемых изделий.

УМЕНЬШЕНИЕ НЕДОГРУЖЕННОСТИ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ

*Курочкин В.Б., доцент, Павловская Н.А., студент,
Пархоменко Е.А., студент, Шкурят Р.В., студент, СумГУ, г. Сумы*

Из кинематической схемы соосного редуктора (см. рис.1) видно, что межосевое расстояние первой ступени a_{w1} равно межосевому расстоянию второй ступени a_{w2} .

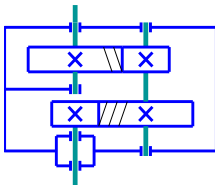


Рисунок - Кинематическая схема двухступенчатого соосного редуктора.

Крутящий момент на зубчатом колесе второй ступени в u_2 раз превышает момент на колесе первой ступени. Поэтому расчет редуктора начинается с определения межосевого расстояния второй ступени как более нагруженной. Равенство $a_{w1} = a_{w2}$ приводит к существенной недогрузке первой ступени. Представляется целесообразным рассмотреть основные пути уменьшения недогруженности первой ступени соосных редукторов.

При равенстве допускаемых контактных напряжений первой $[\sigma_{H1}]$ и второй $[\sigma_{H2}]$ ступеней уменьшить недогрузку можно путем изменения ширины зубчатых колес и соответствующего выбора передаточных чисел первой u_1 и второй u_2 ступеней по формулам:

$$u_1 = \frac{u}{\sqrt[3]{\frac{b_2 \cdot u}{b_1} - 1}}, \quad u_2 = \sqrt[3]{\frac{b_2 \cdot u}{b_1} - 1},$$

где b_1, b_2 – ширина колес, соответственно первой и второй ступени;
 u – общее передаточное число редуктора.

Если использовать рекомендацию $u_2 = 0,95\sqrt{u}$, улучшение для зубчатых колес первой ступени и закалку для зубчатых колес второй ступени, то увеличить контактные напряжения первой ступени можно по формуле:

$$\sigma_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{1.15 \cdot u_1} \cdot \sqrt{\frac{0.95 \cdot \sqrt{u} \cdot b_2 \cdot (u_1 + 1)^3}{(0.95 \cdot \sqrt{u} + 1)^3 \cdot b_1}},$$

где σ_{Hlimb2} – предел контактной выносливости зубчатых колес второй ступени.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Курочкин В.Б., доцент, Сердюк А.А, студент, СумГУ, г. Сумы

Расчет червячных передач привода ленточного конвейера (см. рисунок) начинается с предварительного задания скорости скольжения v_s и коэффициента диаметра червяка q . При этом отсутствуют рекомендации в отношении выбора значений этих параметров, и допускается невысокая точность расчета контактных напряжений, в пределах от -15 до +5%. Если в результате расчета контактное напряжение выходит за указанные пределы, необходимо изменить параметры v_s и q и повторить расчет. Рекомендации по изменению параметров также отсутствуют. Представляется целесообразным получить необходимые соотношения, связывающие скорость скольжения и коэффициент диаметра червяка с другими параметрами червячной передачи с целью повышения точности расчета червячной передачи на контактную выносливость.

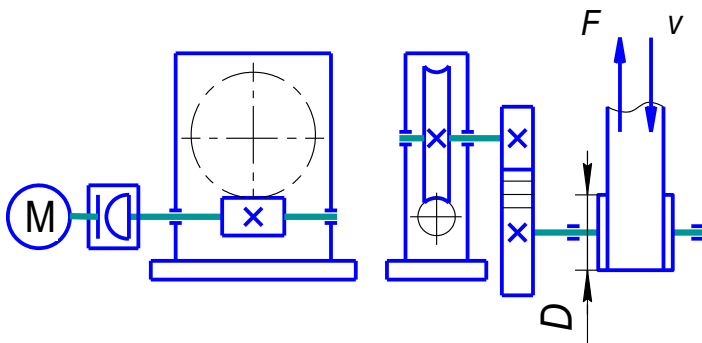


Рисунок - Кинематическая схема привода ленточного конвейера, содержащая червячный редуктор и открытую зубчатую передачу

В литературе имеется рекомендация $q \geq 0,25z_2$, где z_2 – число зубьев червячного колеса. Эта рекомендация дает недогрузку червячной передачи 13,4%. Предлагается использовать следующее соотношение для выбора коэффициента диаметра червяка:

$$q < 2,85 \cdot 10^4 \cdot z_2 \cdot [\sigma_H] \cdot \sqrt{\frac{v_s^3}{n_1^3 \cdot T_2 \cdot K}},$$

где $v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$ – скорость скольжения;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; n_1 – частота вращения червяка; T_2 – крутящий момент на червячном колесе; K – коэффициент нагрузки.

Использование приведенных соотношений позволяет получить точность расчета червячной передачи на контактную выносливость в пределах $\pm 5\%$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СООСНОГО РЕДУКТОРА

*Курочкин В.Б., доцент, Гудимова К.В., студентка,
Демченко А.Н., студент, СумГУ, г. Сумы*

В расчете зубчатых колес модуль передачи выбирается в пределах от 0,01 до 0,02 от межосевого расстояния. При этом возможен выбор нескольких стандартных значений модуля по ГОСТ 9563-60. Неоднозначность выбора может привести к недогрузке ступеней, увеличению габаритных размеров редуктора и ухудшению других параметров зубчатых передач. Поэтому более целесообразным является сначала определить модули передач, а затем рассчитать межосевые расстояния. Приравнявая две формулы для межосевого расстояния первой ступени

$$\frac{m_1 \cdot z_1 \cdot (u_1 + 1)}{2 \cdot \cos \beta_1} = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

получим после преобразований формулу для расчета модуля зубчатой передачи первой ступени:

$$m_1 = \frac{2 \cdot K_a \cdot \cos \beta_1}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1^2 \cdot u_2 \cdot \Psi_{ba1}}},$$

где K_a - коэффициент, равный 49,5 для прямозубых передач и 43 для косозубых и шевронных передач; T_3 - крутящий момент на зубчатом колесе второй ступени; u_1, u_2 - передаточные числа первой и второй ступени; $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; β_1 - угол наклона зубьев первой ступени; z_1 - число зубьев шестерни первой ступени Ψ_{ba1} - коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию первой ступени; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение.

Из равенства межосевых расстояний первой и второй ступеней получим формулу для расчета модуля зубчатой передачи второй ступени:

$$m_2 = \frac{2 \cdot K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \cos \beta_2}{z_3 \cdot (u_2 + 1)} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot u_1^2 \cdot \Psi_{ba1}}},$$

где z_3 - число зубьев шестерни второй ступени; β_2 - угол наклона зубьев второй ступени; u - передаточное число редуктора.

Полученные результаты позволяют повышать точность расчета зубчатых передач и могут быть использованы в курсовом проектировании и при изготовлении цилиндрических соосных редукторов.

ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И ТЕРМООБРАБОТКИ В ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ СОСНЫХ РЕДУКТОРАХ

*Куручкин В.Б., доцент, Денисенко С.В., студент,
Зеленая В.П., студент, СумГУ, г. Сумы*

Расчет межосевого расстояния соосных редукторов (рисунок) производится по крутящему моменту на зубчатом колесе второй ступени. Если зубчатые колеса и шестерни первой и второй ступени изготовлены из одинаковых материалов с одинаковой термообработкой, то возникает большая недогрузка первой ступени, которая зависит от разбиения общего передаточного числа редуктора между первой и второй ступенями. Представляется целесообразным оценить влияние материалов, термообработки и распределения передаточных чисел на недогруженность первой ступени редуктора.

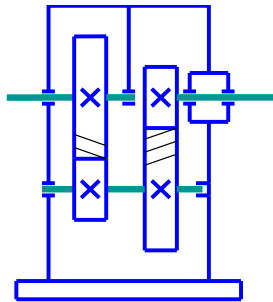


Рисунок - Кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора

Из равенства межосевых расстояний первой и второй ступени получаем

$$\frac{[\sigma_{H2}]}{[\sigma_{H1}]} = \sqrt{\frac{(u_2 + 1)^3 \cdot u_1^2 \cdot \psi_{ba1}}{(u_1 + 1)^3 \cdot u_2 \cdot \psi_{ba2}}},$$

где $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$, u_1 , u_2 , ψ_{ba1} , ψ_{ba2} – допускаемые напряжения, передаточные числа и коэффициенты ширины колес, соответственно первой и второй ступени.

Для уменьшения недогруженности первой ступени необходимо выбирать для зубчатых колес второй ступени закаленную сталь, а для первой ступени – улучшенную сталь. Зубчатые колеса второй ступени должны быть более прочными и иметь большую ширину по сравнению с зубчатыми колесами первой ступени. При этом передаточное число первой ступени должно быть больше, чем второй.

Полученная формула позволяет оценить влияние численные значения параметров на недогруженность первой ступени.

МЕТОДОЛОГИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ОТКАЗОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ИХ РЕМОНТЕ

*Стрелец В.В., доцент, Фриган Р.Ю., студент,
Багрий Я.В., студент, СумГУ, г. Сумы*

Повышение загруженности, скоростей относительных перемещений и напряженности деталей сказывается на эксплуатационной надежности современных машин. Для отказа машины достаточно потери работоспособности лишь у одной детали, поэтому проблема исследования отказов актуальна как при проведении ремонта машин и выбора рационального технологического процесса восстановления детали, так и для повышения качества вновь создаваемых изделий.

Отказы, другими словами эксплуатационные дефекты, деталей машин в подавляющем числе случаев происходят с поверхности в результате изнашивания, эрозии, коррозии, усталости материала, термопластических эффектов и других процессов, а также из-за нарушений режимов эксплуатации и правил технического обслуживания машин. При рассмотрении вопросов о работоспособности, отказах и ремонте деталей машин необходимо принимать во внимание целый спектр проектных, технологических, эксплуатационных, экономических и других факторов.

В данной работе сделана попытка представить и обосновать методологию (совокупность методов) для исследования отказов деталей с целью правильного выбора способа ремонта изделий, особенно устранения дефектов поверхности. Процедура изучения и диагностики отказов в сокращенном виде представлена схематично на рисунке.

В блок информации об обстоятельствах отказа включены виды, причины и классификация отказов (см. рисунок).

Блок оценки характера отказа состоит из пяти исследований-проверок (см. рисунок).

Блок методов исследования качества материала представлен на схеме в виде алгоритма (см. рисунок).

В блок дефектации включены методы выявления скрытых в детали дефектов (см. рисунок).

Заканчивается исследование отказов выдачей рекомендаций для разработки технологий восстановления работоспособности деталей, для выбора методов механической обработки и отделки восстановленных поверхностей, для выбора методов термической обработки детали и упрочнения поверхности.

Развитие и внедрение системы методов технической диагностики и исследования отказов должно способствовать снижению затрат на ремонт и простой действующего парка машин, а также предотвращению аналогичных отказов и различного рода поломок на всех стадиях жизненного цикла технического изделия.

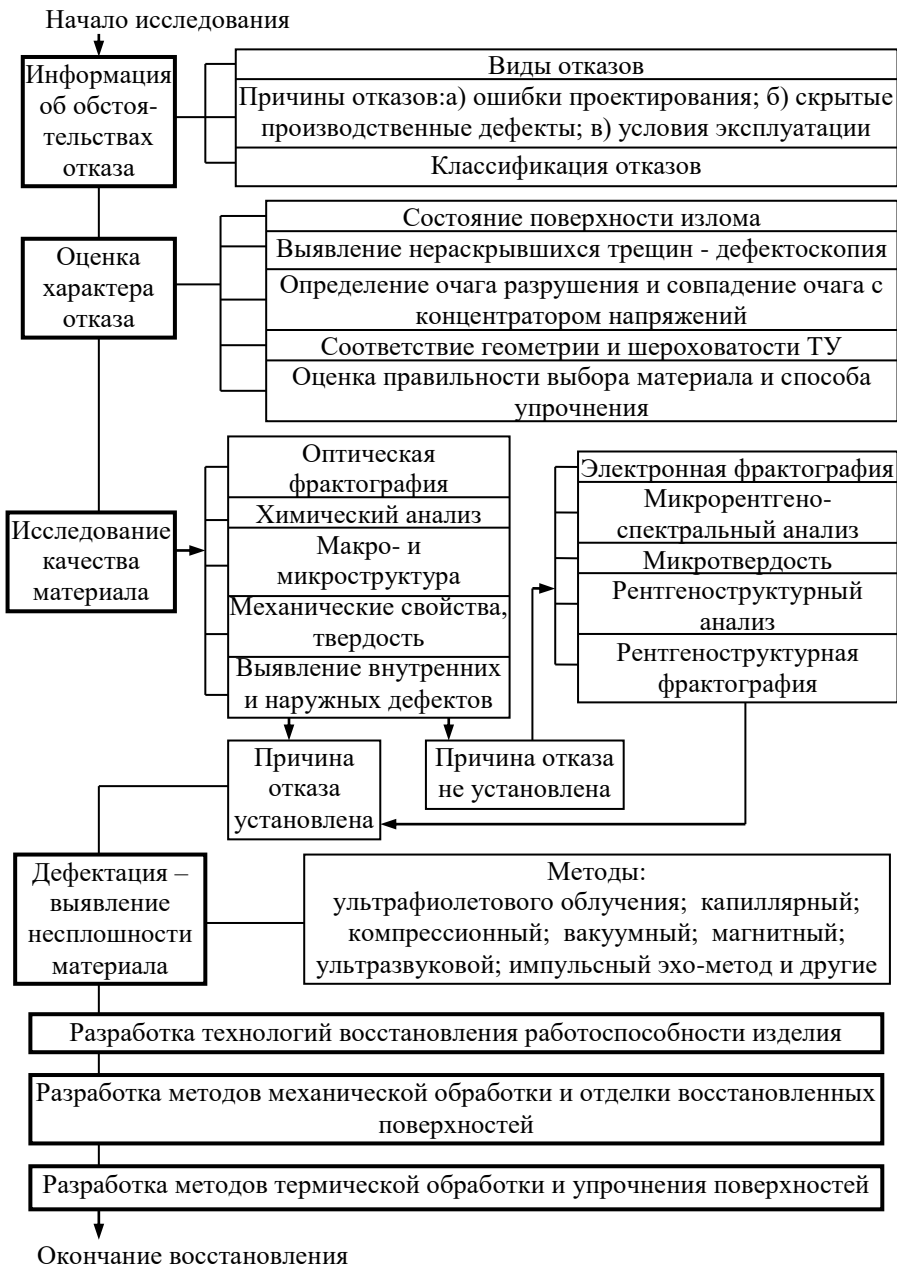


Рисунок - Схема исследования отказов и восстановления работоспособности деталей машин при ремонте

СИНТЕЗ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С НИЗШИМИ ПАРАМИ

Никитин М.А., доцент; Заикина М.Л., студентка, СумГУ, г. Сумы

При проектировании рычажных механизмов с четырьмя звеньями необходимым условием является установление соотношений между длинами звеньев. Эти соотношения могут быть представлены в виде неравенств. В зависимости от назначения шарнирный четырёхзвенный механизм может быть однокривошипным или двухкривошипным. Рассмотрим условия при котором механизм будет однокривошипным (вращение на угол $>360^\circ$). Схема механизма приведена на плакате. Обозначим длины звеньев механизма как a , b , c , d . Примем $a > b > c > d$. Соединим точки В и Д на схеме прямой линией и обозначим её как f . Из $\triangle ABD$ по теореме косинусов определим величину

$$f^2 = a^2 + d^2 - 2ad \cos \varphi. \quad (1)$$

Из $\triangle ABD$ имеем,
$$b + c \geq f \geq c - b. \quad (2)$$

Представим первое уравнение в следующем виде

$$\frac{a^2 + d^2 + f^2}{2ad} = \cos \varphi. \quad (3)$$

Учитывая неравенства получим

$$a^2 + d^2 - (b + c)/2ad \leq \cos \varphi, \quad (4)$$

$$(a^2 + d^2 - (c - b)^2/2ad \leq \cos \varphi. \quad (5)$$

Принимаем, что звено АВ поворачивается на 360° . Тогда угол π принимает значения от 0 до 2π , а $\cos \varphi$ изменяется от +1 до -1. Левая часть неравенства (4) должна быть меньше наименьшего значения $\cos \varphi$, а левая часть неравенства (5) должна быть больше наибольшего значения $\cos \varphi$, тогда уравнения 4 и 5 запишем в следующем виде:

$$\frac{a^2 + d^2 - (b + c)^2}{2ad} \leq -1, \quad (6)$$

$$\frac{a^2 + d^2 - (c - b)^2}{2ad} \leq +1. \quad (7)$$

После некоторых преобразований уравнений 6 и 7 получим

$$d + a \leq b + c, \quad (8)$$

$$d - a \geq b - c. \quad (9)$$

Запишем последнее неравенство в виде $d + c \geq a + b$.

Неравенство 8 указывает на следующее: в четырёхзвеннике ABCD звено АВ является кривошипом если сумма длин наименьшего и наибольшего звеньев была меньше или равна сумме длин других звеньев.

При необходимости иметь механизм двухкривошипным надо наименьшее звено АВ сделать подвижным. При постановке на звено АД получаем кривошипно-коромысловый механизм. При закреплении звена CD, противоположное наименьшему АВ получим двухкоромысловый механизм.

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Никитин М.А., доцент, Гончаренко И.Ю., студент, СумГУ, г. Сумы

Синтез многозвенных планетарных механизмов включает два этапа: выбор структурной схемы и определение чисел зубьев для воспроизведения заданного передаточного отношения. Если схема механизма выбрана, то другая задача решается аналитически или графически. При проектировании часто встает вопрос о переборе большого числа схем механизмов и подборе числа зубьев. При этом габаритные размеры должны быть минимальными. В тоже время требуется наглядное представление о распределении линейных или угловых скоростей точек звеньев. На плакате показан метод графического определения линейных и угловых скоростей точек звеньев механизма. Для этого схема вычерчивается в масштабе. Проводим линию у-у параллельную линии центров колес и проектируем на нее все характерные точки. От точки p' откладываем отрезок $[p p']$, изображающий вектор скорости точки p колеса 1. Скорость точки O_1 равна нулю. Соединяем точки p с точкой O_1 , на вертикали у-у. Получаем прямую 1, которая является картиной скоростей звена 1. Для сателлита 2 известны две скорости V_p и V_B . Соединим эти точки прямой 2, которая является картиной скоростей колеса 2. Для водила известна скорость (отрезок O_2O_1 и $V_{O_2} = 0$) соединим точки O_1 и O_2 , получим прямую H, которая является картиной линейных скоростей водила. Угловые скорости звеньев пропорциональны углам между соответствующими прямыми и линией у-у.

$$\omega_1 = \frac{V_{p1}}{r_1} = \frac{\mu_V(p p')}{\mu_S[r_1]} = \frac{\mu_V}{\mu_S} tg \alpha_1,$$

$$\omega_2 = \frac{V_{B2}}{r_2} = \frac{\mu_V(p p')}{\mu_S[r_2]} = \frac{\mu_V}{\mu_S} tg \alpha_2.$$

Из точки S на расстоянии SK проведём прямую х-х перпендикулярно к линии центров. Из этой же точки проведём линии параллельные прямым с углами α_1 и α_2 с картины скоростей. На прямой х-х обозначим точки 1 и 2. Отрезки K1 и K2 будут изображать угловые скорости ω_1 и ω_2 в масштабе.

$$\omega_1 = \frac{\mu_V}{\mu_S} = \frac{\mu_V(K1)}{\mu_S[SK]} = \mu_V [K1],$$

$$\omega_2 = \frac{\mu_V}{\mu_S} = \frac{\mu_V(K2)}{\mu_S[SK]} = \mu_V [K2].$$

Передаточное отношение механизма:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{K1}{KH}.$$

КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Зайцев И.Г., доцент, Цыбульник Ю.В., студент, СумГУ, г. Сумы

Рабочий процесс многих машин вызывает необходимость иметь в их составе механизмы, движение выходных звеньев которых должны быть выполнены строго по заданному закону и согласовано с движением других механизмов. Наиболее простыми, надежными и компактными для выполнения такой задачи являются кулачковые механизмы. В значительной степени безотказная работа кулачковых механизмов зависит от их динамических характеристик, т.е. от сил действующих на звенья механизма. В связи с этим кинетостатический расчет кулачковых механизмов является одним из основных этапов их синтеза.

В предлагаемой работе рассмотрен кинематический расчет кулачкового механизма с коромысловым толкателем. Предлагается методика замены кулачкового механизма эквивалентным рычажным механизмом, путем замены высшей математической пары низшей. Для эквивалентной системы построен план ускорений который позволяет определить силы инерции и моменты сил нагрузки звеньев механизма. Для определения реакций в кинематических парах механизма рассмотрено его равновесие под действием силы инерции кулачка P_{u1} силы инерции ролика P_{u2} , сил инерции коромысла и силы натяжения пружины P .

При равномерном вращении кулачка ($\omega_1 = const$) его сила инерции направлена по радиусу OS_1 , где S_1 - центр тяжести кулачка, и равна:

$$P_{u1} = m_1 \omega_1^2 \ell_{0S_1}$$

Сила инерции ролика $P_{u2} = m_2 \alpha_e$ и направлена в сторону, обратную ускорению α_a центра ролика. Силы инерции коромысла приведены к силе P_{u3} , приложенной в центре тяжести S_3 коромысла 2 равной $P_{u3} = -m_3 \alpha_{S_3}$, и к паре сил с моментом M_3 , равным $M_3 = -I_{S_3} \varepsilon_3$. Давление R_{12} в высшей кинематической паре механизма направлено, если не учитывать трения в паре, по нормали к профилю кулачка и проходит через центр ролика. Величина давления R_{12} может быть найдена из уравнения моментов всех сил, действующих на ролик и коромысло, относительно центра вращения O_1

$$\Sigma M_o = P_{u3} q_2 + P_{u2} q_3 + P q_1 - R_{12} h_2 + M_3 = 0,$$

где q_1, q_2, q_3, h_2 – плечи соответствующих сил относительно точки O_1 .

Давление R_{43} в кинематической паре между коромыслом и стойкой определяем из уравнения геометрической суммы сил, действующих на ролик и коромысло $\overline{P_{u2}} + \overline{P_{u3}} + \overline{P} + \overline{R_{u3}} + \overline{R_{12}} = 0$. Это уравнение решается графически путем построения силового многоугольника. Из построенного силового многоугольника определяются и реакции $\overline{R_{41}}, \overline{R_{32}}$.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Зайцев И.Г., доцент, Мандрыка В.А., студент, СумГУ, г. Сумы

Задача об уравнивании вращающихся деталей заключается в таком подборе их масс, который обеспечил бы полное или частичное погашение добавочных инерционных давлений на опоры. Для полного уравнивания вращающегося звена необходимо и достаточно соблюдение двух условий:

а) центр тяжести S звена должен находиться на геометрической оси вращения OZ ; б) ось вращения должна быть одной из главных осей инерции, т.е. центробежные моменты инерции I_{yz} и I_{xz} должны быть порознь равны нулю.

При указанных условиях ось вращения OZ будет свободной осью. Для расчета противовесов выделяется уравновешенная часть звена и определяются для оставшихся частей (колен, кулачков и т.д.) центры тяжести их, считая, что в них сосредоточены массы этих частей.

При решении задачи уравнивания может возникнуть два случая:

а) центры тяжести вращающихся на валу масс расположены в одной плоскости перпендикулярной оси вращения; б) центры тяжести вращающихся на валу масс находятся не в одной, а в нескольких плоскостях.

В первом случае достаточно подобрать одну массу, которую необходимо расположить в одной плоскости с неуравновешенностями так, чтобы центр тяжести всех масс находился на оси вращения ($r_s = 0$). Для трех неуравновешенных масс m_1, m_2, m_3 и уравнивающей массы m_0 условие статического равновесия можно записать в виде:

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_0 \vec{r}_0 = 0,$$

где \vec{r}_i - радиусы векторы масс относительно оси вращения. Задачу можно решать графически, при этом вектор $m_0 \vec{r}_0$ показывает направление того радиуса, на котором должен быть установлен противовес. Определив $m_0 \vec{r}_0$ и задаваясь, например, величиной r_0 , можно найти m_0 .

Во втором случае необходима установка двух уравнивающих грузов в различных перпендикулярных к оси вращения плоскостях. В этом случае, условием отсутствия давления на подшипники от главного вектора и главного момента относительно центра приведения O_1 центробежных сил инерции выражаются уравнениями:

$$\omega^2 \sum_1^n m_i \vec{r}_i = 0,$$

$$\omega^2 \sum_1^n \vec{\alpha} \times m_i \vec{r}_i = 0.$$

РАСКРЫТИЕ СТАТИЧЕСКОЙ НЕОПРЕДЕЛИМОСТИ НЕРАЗРЕЗНЫХ БАЛОК МЕТОДОМ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Катаржнов С.И., доцент, Доля О.А., студент, СумГУ, г. Сумы

Многопролетные балки, лежащие более чем на двух опорах и не имеющие промежуточных шарниров, называют неразрезными. Такие балки широко используются в различных схемах конструкций и представляют собой статически неопределимые системы.

Следует отметить, что основные классические методы расчета упругих статически неопределимых систем разрабатывались в период, когда должна была быть обеспечена возможность проведения ручного расчета, то есть в домашний период вычислительной математики. Главное, к чему стремились при создании этих методов, это уменьшение числа решаемых уравнений и числа искомых неизвестных в них.

Так появились методы сил, перемещений и смешанный, которые дают алгоритмы составления дополнительных уравнений. В методе сил – это канонические уравнения метода сил, в методе перемещений – это канонические уравнения метода перемещений, в смешанном методе – канонические уравнения смешанного метода.

С развитием ЭВМ на первое место выдвинулись требования автоматизации расчетов и максимального упрощения составления исходных данных для машины. С этой точки зрения некоторые из классических методов расчета статически неопределимых систем оказываются неудобными. Так, например, упомянутые выше методы раскрытия статической неопределимости являются графо – аналитическими, так как предполагают использование эпюр внутренних силовых факторов от действия заданных нагрузок и от действия каждого неизвестного усилия в отброшенных связях. Автоматизация использования графической информации пока затруднительна.

В данной работе предлагается алгоритм составления дополнительных уравнений расчета неразрезных балок на основе метода начальных параметров определения перемещений. Исходные данные представляют собой алгебраические соотношения, что позволяет достаточно просто автоматизировать вычислительный процесс определения реакций «лишних» связей. Следует отметить, что структура уравнений позволяет производить также и ручной счет.

В работе рассмотрен численный пример раскрытия статической неопределимости предложенным методом начальных параметров и методом сил. Сравнение результатов показало полное совпадение полученных результатов. Путем несложных преобразований матрица коэффициентов разрешающих уравнений приводится к виду, когда на диагонали находятся по два коэффициента (остальные равны нулю), а одно из уравнений имеет одну неизвестную.

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Катаржнов С.И., доцент, Рыбалка П.В., студент, СумГУ, г. Сумы

В задании на проектирование технического изделия включают требования на оптимизацию главных характеристик этого изделия.

Полный обсчет всех возможных вариантов проектных параметров произвести обычно не удастся. Уже при двух варьируемых параметрах бывает трудно уловить влияние каждого из них на главные характеристики. В этом случае эффективно использование методов оптимизации.

В данной работе рассматриваются оптимизация размеров двухступенчатого редуктора в результате оптимального распределения передаточных чисел между ступенями.

Показателем, определяющим габариты редуктора с цилиндрическими колесами, является сумма межосевых расстояний между валами. Таким образом, целевой функцией является суммарное значение межосевых расстояний валов a_w . Ограничения формулируются относительно передаточных отношений.

В результате преобразований целевая функция приводится к виду

$$\alpha_w = \frac{m_1 z_1}{2} \left[1 + i_1 + i_1^{1/3} (1 + i_2) \right], \quad (1)$$

при ограничении:

$$g = i_1 \cdot i_2 = 0, \quad (2)$$

где m_1 – модуль зубчатых колес первой ступени;

z_1 – число зубьев шестерни первой ступени;

i_1, i_2 – передаточные отношения соответственно первой и второй ступеней.

Для нахождения экстремума целевой функции (1) при ограничении (2) используется метод Лагранжа. При этом функция Лагранжа имеет вид

$$L = a_w + \lambda \cdot g,$$

где λ – множитель Лагранжа.

Тогда условия экстремальных значений функции Лагранжа будут иметь вид:

$$\frac{\partial L}{\partial i} = \frac{\partial a_w}{\partial i_j} + \lambda \frac{\partial g}{\partial i_j}, \quad j = 1, 2.$$

Решение дает следующую зависимость между передаточными отношениями двух последовательных ступеней

$$3i_1^3 + i_1 - 2i_2 = 0.$$

Приведенный расчет позволяет установить границы целесообразного с точки зрения суммарного межосевого расстояния перехода от одно- к двухступенчатому редуктору.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С РЫЧАЖНЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ УСИЛИЙ

*Амбарцумянц Р.В., профессор,
Дели И.И., зав. лабораторией, ОНАПТ, г. Одесса*

Центробежные муфты применяются в машинах с большим моментом инерции – центрифуги, гомогенизаторы и т.п. Среди них особое место занимают муфты с рычажным преобразователем усилий. На рисунке *а* представлена принципиальная схема такой муфты. Система рычагов 1, 2, образующие вращательные пары между собой с грузиком 4 и с прижимными дисками 3, снабженные колодками с толщиной δ , является преобразователем усилий. Диски образуют поступательную пару с ведущим валом «а». Ведомая полумуфта 5 жестко соединена с ведомым валом «б» и она охватывает прижимные диски в диаметрально противоположном направлении.

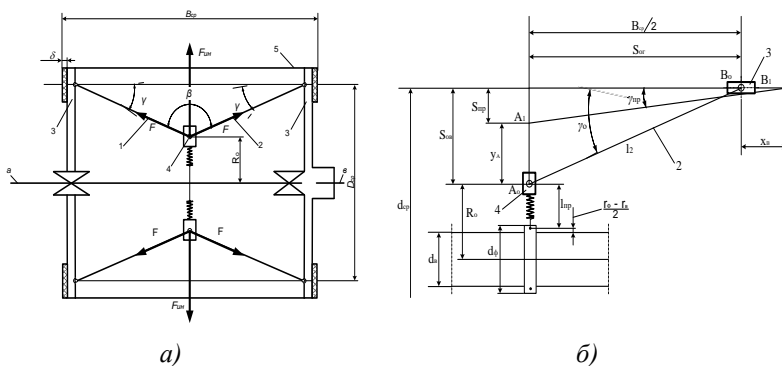


Рисунок – Принципиальная структурная схема центробежной фрикционной муфты – *а* и ее расчетная модель – *б*

Анализ современных источников показывает, что каких либо методов по определению основных параметров, необходимых для разработки конструкции таких муфт отсутствуют.

Целью настоящей работы является выявление основных параметров и разработка инженерного метода по их расчету.

На рисунке *б* представлена расчетная модель центробежной фрикционной муфты, откуда следует, что основными параметрами являются: диаметры соединяемых валов d_b , средний диаметр муфты d_{cp} , длины рычагов l_2 , масса грузиков m и их количество z , ширина муфты B_{cp} .

Исходными для проектирования муфты являются: приведенный момент инерции машины $I_M = const$, время t_p выхода машины на нормальный режим работы, т.е. время разгона ведущего вала, частота вращения вала n_B или его угловая скорость ω_B .

В предположении, что $\omega_B = const$, внешние силы с моментом T_p в таких машинах, как центрифуги, гомогенизаторы, сепараторы и др. также (с большой вероятностью) постоянны, то угловое ускорение ведомого вала (в первом приближении), $\varepsilon_B = \frac{\omega_B}{t_p} \approx const$ и максимальный вращающий момент

$T_{max} = I_M \varepsilon + T_p$, что позволяет определить диаметры соединяемых валов по известной методике. Диаметр фланца d_ϕ , на котором закрепляются ушки пружины можно выбирать исходя из конструктивных соображений и условий сборки.

Для обеспечения необходимых условий перемещения прижимных дисков вдоль продольной оси ведущего вала и создания больших значений усилий прижима прижимных дисков, угол γ должен находиться в пределах $[\gamma_{пр}; \gamma_0]$ где $\gamma_{пр} = [1,5^0; 3^0]$, $\gamma_0 \leq 15^0$. Такие значения углов учитывают мертвый ход в рычажном преобразователе и обеспечивают перемещение прижимных дисков в начале пуска, в таком случае длину рычагов 1, 2 определим из неравенства $l_2 \geq \frac{\delta}{\cos \gamma_{пр} - \cos \gamma_0}$. Для среднего диаметра муфты находим

$d_{cp} = 2(S_{ов} + R_0)$, где $S_{ов} = l_2 \sin \gamma_0$, $R_0 = \frac{d_B}{2} + \frac{d_\phi - d_B}{4} + l_{пр}$, здесь $l_{пр}$ - длина пружины растяжения в свободном состоянии (см. рис. 1 б).

Жесткость пружины, для возврата грузиков в исходную позицию вычисляем по выражению $c = \frac{\pi d_{cp}^2 \delta g}{z l_2 (\sin \gamma_0 - \sin \gamma_{пр})} \text{tg} \gamma_0$, где g - ускорение свободного падения.

Введено понятие характеристическое число mz и для его определения

получено выражение $mz = \frac{32 \left(I_H \frac{\omega_B}{t_p} + T_p \right) \text{tg} \gamma_0}{f \omega_B^2 k (4l_2 \sin \gamma_0 + k)}$, где $k = d_B + d_\phi + 4l_{пр}$.

Задавшись числом z можно определить массу и наоборот.

Средняя длина муфты определяется из выражения $B_{cp} \approx 2[S_{ог} + (1,5...2)\delta]$.

ПРОБЛЕМНЫЕ ЗАДАЧИ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

Ромашкевич С.А., ассистент, ОНАПТ, г. Одесса

Гидротрансформаторы находят широкое распространение в трансмиссиях различных машин для автоматического изменения передаваемого крутящего момента в зависимости от внешней нагрузки. В большинстве конструкций гидротрансформаторов применяются механизмы свободного хода (МСХ), которые выполняют различные функции, повышая эффективность их работы. МСХ в гидротрансформаторах имеют ответственное назначение, зачастую являются наиболее нагруженным элементом передачи и своей работоспособностью определяют надежность и долговечность работы гидротрансформаторов [1].

Увеличение нагрузочной способности МСХ можно рекомендовать за счет увеличения количества цилиндрических роликов, для этого рекомендуется роликковый механизм свободного хода с сепаратором.

Характер нагрузки МСХ гидротрансформатора переменный, обуславливает повышенную частоту включения, чередующийся с продолжительным свободным ходом и износ основных элементов. Для уменьшения износа в период свободного хода рекомендуется применять МСХ с наружной звездочкой.

Рассмотрены вопросы определения оптимальных усилий общесепараторного прижимного устройства, обеспечивающего функционирование роликковых механизмов свободного хода в заданных режимах движения с учетом трения на сепараторе и инерционных параметров системы сепаратора с цилиндрическими роликами.

Одним из основных элементов механизмов свободного хода, обуславливающих их работоспособность и надежность, служит прижимное устройство [2; 3].

Определено оптимальное усилие общесепараторного прижима, обеспечивающего готовность механизма к заклиниванию и остановке реактора в режиме трансформации момента. Надежное функционирование МСХ с учетом влияния режимов движения механизма, трения на сепараторе и инерционных параметров системы сепаратора с роликами.

Для обеспечения готовности МСХ к заклиниванию получено выражение, позволяющее определить прижимное усилие F_n общесепараторного прижимного устройства

$$F_n > \frac{1}{l_n \cdot \left(\frac{1 - f_1 f_3 R}{l} \right)} \cdot \left[zml\omega_2^2 f_1 R \mp \varepsilon_2 \cdot (zml^2 + I_c + zI_p) - \left(F_c + F \cdot \sum_{i=1}^z \sin^2 \gamma_i \right) f_c r_c \right] \quad (1)$$

Величина угловой скорости ω_2 наружной звёздочки, при которой будет выполняться условие начала относительного движения системы сепаратора с роликами для обеспечения бесконтактного движения роликов с обоймой, предотвращая износ роликов и рабочих поверхностей обоймы и звёздочки

$$\omega_2 \geq \sqrt{\frac{1}{zml[l(\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) + f_2 r]}} \left\{ \begin{array}{l} F_n \left\{ l[(1 + f_2 f_3) \cos \alpha + (f_3 - f_2) \sin \alpha] - \right\} \mp \\ - r[f_3 \cos \alpha - f_2 f_3 (1 + \sin \alpha)] \end{array} \right\} \mp \varepsilon_2 (\cos \alpha - f_2 \sin \alpha) (zml^2 + I_c) - F_0 r_c f_c \quad (2)$$

где z – количество роликов;

f_1, f_2, f_3 – коэффициенты трения скольжения на поверхности контакта ролика с обоймой, звёздочкой и прижимным устройством;

f_c – коэффициент трения скольжения на центрирующей поверхности сепаратора и звёздочки;

R – радиус обоймы;

r – радиус ролика;

l_n – расстояние от центра механизма до линии действия пружины;

l – расстояние между центрами ролика и механизма;

m и F – масса и усилие тяжести ролика;

F_c и F_0 – усилие тяжести сепаратора и системы сепаратора с роликами;

I_c – момент инерции сепаратора;

I_p – момент инерции ролика относительно центра механизма;

α – угол заклинивания;

γ – угол, определяющий направление линии действия усилия тяжести роликов;

ε_2 – угловое ускорение звездочки.

При проектировании МСХ гидротрансформаторов, в которых по условиям функционирования, требуется постоянный контакт роликов необходимо определять прижимное усилие по формуле (1).

Для длительного бесконтактного движения рационально применять МСХ с наружной звёздочкой и угловую скорость при этом определять по формуле (2).

Список литературы

1. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи / А.Я. Кочкарев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 336 с.
2. Мальцев В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода / В.Ф. Мальцев. – М.: Машиностроение, 1968. – 415 с.
3. Stölzl K., Hart S. Freilauf-Kupplungen Berechnung und Konstruktion. – Berlin, 1961. – 261 s.

СИНТЕЗ ДИНАМИЧЕСКИ УРАВНОВЕШЕННОГО ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПО ПОЛНОМУ ЧИСЛУ ПАРАМЕТРОВ

Гутаев С.В., ассистент, ОНАПТ, г. Одесса

В современном машиностроении особое место занимают передаточные механизмы с неравномерным движением выходного звена, в том числе движением с остановкой и обратным ходом последнего. Однако они являются динамически неуравновешенными, что не позволяет увеличивать рабочие скорости. Уравновешивание их на фундаменте с помощью дополнительных масс не дает положительного эффекта из-за повышения значения реакций в кинематических парах. В работе [1] была предложена схема динамически уравновешенного зубчато-рычажного механизма, позволяющего воспроизводить такие законы движения, а также получена функция положения данного механизма из условия неразрывности векторного контура, построенного на звеньях рычажной цепи.

В настоящей работе предлагается методика кинематического синтеза этого механизма по полному числу параметров.

На рисунке представлена расчетная схема зубчато-рычажного механизма, состоящего из центрального зубчатого колеса, сателлита, водила и рычажной кинематической цепи.

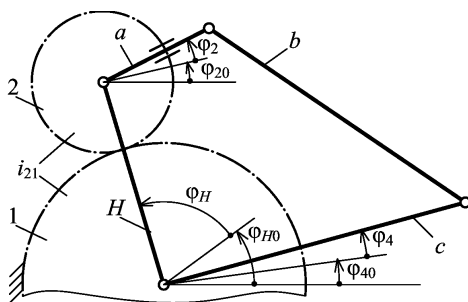


Рисунок – Расчетная схема для кинематического синтеза

Согласно расчетной схеме параметрами синтеза являются: длина водила H (принятая равной единице); a , b и c – длины звеньев в относительных единицах, т.е. по отношению к длине водила; φ_H и φ_4 – углы, определяющие положение водила и выходного звена, соответственно; φ_{H0} , φ_{20} и φ_{40} – углы, определяющие начала отсчета углов поворота водила, звена a жестко соединенного с сателлитом 2 и выходного звена c , соответственно; i_{21} – передаточное отношение между зубчатыми колесами 2 и 1.

Следует обратить внимание на тот факт, что величина i_{21} определяет число остановок или обратных ходов выходного звена за один оборот водила, т.е. обусловлено технологическими потребностями и потому в определяемые параметры синтеза не включено.

Функция положения механизма с учетом того, что для решения задачи синтеза механизма по полному числу параметров дополнительно введены углы φ_{H0} , φ_{20} и φ_{40} имеет вид:

$$1 + a^2 + c^2 - 2a \cos((i_{21} + 1)\varphi_H + \varphi_{20} - \varphi_H - \varphi_{H0}) - 2c \cos(\varphi_H + \varphi_{H0} - \varphi_4 - \varphi_{40}) - 2ac \cos((i_{21} + 1)\varphi_H + \varphi_{20} - \varphi_4 - \varphi_{40}) = b^2. \quad (1)$$

Задача синтеза механизма решена по методу приближения функций. Был выбран наиболее удобный способ упрощения аналитического выражения отклонения от заданной функции в виде взвешенной разности [2]. Выражение (1) после преобразований принимает вид

$$\Delta_q = 2ac \left[\frac{1 + a^2 + c^2 - b^2}{2ac} + \frac{1}{c} \sin i_{21} \varphi_H \sin \varphi_{20} \cos \varphi_{H0} - \frac{1}{c} \sin i_{21} \varphi_H \cos \varphi_{20} \cdot \right. \\ \cdot \sin \varphi_{H0} - \frac{1}{c} \cos i_{21} \varphi_H \cos \varphi_{20} \cos \varphi_{H0} - \frac{1}{c} \cos i_{21} \varphi_H \sin \varphi_{20} \sin \varphi_{H0} + \\ + \frac{1}{a} \sin(\varphi_H - \varphi_4) \sin \varphi_{H0} \cos \varphi_{40} - \frac{1}{a} \sin(\varphi_H - \varphi_4) \cos \varphi_{H0} \sin \varphi_{40} - \\ - \frac{1}{a} \cos(\varphi_H - \varphi_4) \cos \varphi_{H0} \cos \varphi_{40} - \frac{1}{a} \cos(\varphi_H - \varphi_4) \sin \varphi_{H0} \sin \varphi_{40} + \\ + \sin((i_{21} + 1)\varphi_H - \varphi_4) \sin \varphi_{20} \cos \varphi_{40} - \sin((i_{21} + 1)\varphi_H - \varphi_4) \cos \varphi_{20} \sin \varphi_{40} - \\ \left. - \cos((i_{21} + 1)\varphi_H - \varphi_4) \cos \varphi_{20} \cos \varphi_{40} - \cos((i_{21} + 1)\varphi_H - \varphi_4) \sin \varphi_{20} \sin \varphi_{40} \right]. \quad (2)$$

Для вычисления трех параметров синтеза a , b и c , приняв во внимание, что $2ac \neq 0$, задача синтеза сводится к решению системы уравнений

$$P_0 + P_1 f_1(\varphi_{Hi}) + P_2 f_2(\varphi_{Hi}) + P_3 f_3(\varphi_{Hi}) - F(\varphi_{Hi}) = 0,$$

где $P_0 = \frac{1 + a^2 + c^2 - b^2}{2ac}$, $P_1 = \frac{1}{c}$, $P_2 = \frac{1}{a}$, $f_1(\varphi_{Hi}) = -\cos i_{21} \varphi_{Hi}$,

$$f_2(\varphi_{Hi}) = -\cos(\varphi_{Hi} - \varphi_{4i}), \quad F(\varphi_{Hi}) = \cos((i_{21} + 1)\varphi_{Hi} - \varphi_{4i}), \quad i = 1, 2, 3.$$

Аналогично получают выражения взвешенной разности для синтеза механизма по 4, 5 и 6 параметрам синтеза.

Список литературы

1. Амбарцумянц Р.В., Тутаев С.В. Об одном приводе технологических машин пищевой промышленности / Амбарцумянц Р.В., Тутаев С.В., // Наукові праці ОНАХТ. – 2005. Вип. 29. С. 203 – 206.
2. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. – М.: Гос. издат. физ.-мат. лит., 1959. – 1084 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБОЛОНКОВИХ ДЕМПФЕРІВ

Величкович А. С., доцент, ІФНТУНГ, Шопа В.М., ст. наук. співробітник, Шацький І.П., ст. наук. співробітник., Попадюк І.Й., ст. наук. співробітник, Бездір О.О., наук. співробітник., ІППММ НАН України, м. Івано-Франківськ

Оболонкові демпфери ефективно працюють у багатьох галузях промисловості як виконавчі органи віброзахисних систем, що експлуатуються у складних умовах (високі динамічні навантаження, обмеження габаритів, агресивне середовище, екстремальні температури тощо). Головна ознака конструкцій цього класу – використання тонкостінних елементів (оболонки, пластин) як основної несучої та виконавчої ланки. Деформівний заповнювач виконує роль вузла трансформації зовнішніх динамічних впливів у пружні деформації несучих елементів [1].

З точки зору механіки переважна більшість оболонкових демпферів – це деформівні оболонкові системи з сухим тертям. При моделюванні таких об'єктів в умовах немонотонного навантаження виникають конструктивно нелінійні неконсервативні мішані контактні задачі про фрикційну взаємодію оболонки з деформівним заповнювачем [2]. Сформульовано і розв'язано такі задачі для суцільних, прорізних і розрізаних оболонки та їх систем. Для цього розроблено адекватні та узгоджені за рівнем строгості моделі оболонки і заповнювача, які дали змогу формулювати крайові задачі у придатному для числово-аналітичного розв'язання вигляді. Виконано асимптотичний аналіз отриманих результатів, визначено напружено-деформований стан і податливість розглянутих систем. Проведено удосконалення конструкцій оболонкових віброізоляторів за критеріями максимальної податливості та рівномірності. Розроблено методику дослідження конструкційного розсіювання енергії в малорухомих системах з позиційним тертям, отримано аналітичні вирази, які описують петлю конструкційного гістерезису, досліджено залежність величини розсіяної енергії від коефіцієнта асиметрії циклу.

Запропоновано конструкції засобів віброзахисту бурильної колони, штангової свердловинної насосної установки, компресорів та приводів [3].

Список літератури

- 1 Шопа В.М. Оболонкові пружини / В.М. Шопа, А.С. Величкович, С.В. Величкович та ін. // Івано-Франківськ: Факел. – 2002. – 92 с.
- 2 Попадюк І.Й. Механіка фрикційного контакту оболонки з деформівним заповнювачем / І.Й. Попадюк, І.П. Шацький, В.М. Шопа // Івано-Франківськ: Факел. – 2003. – 180 с.
- 3 Величкович А.С. Комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони / А.С. Величкович, С.В. Величкович, В.М. Шопа // Івано-Франківськ: Сіверсія ЛТД. – 2000. – 86 с.

АНАЛІЗ МЕТОДІВ КОНТРОЛЮ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

Карпаш А.М., аспірант, ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ

Металоконструкції в нафтогазовій галузі – це складні великогабаритні зварні технічні системи, які експлуатуються в умовах природних корозійних середовищ, вуглеводневих продуктів і газу, які добуваються, транспортуються та зберігаються в них. Спрацювання більшої частини споруд та механізмів на сьогоднішній день у вітчизняній промисловості перевищує 50%, а в деяких випадках значна частина металевих конструкцій повністю вичерпала свій плановий ресурс.

Основними причинами аварій та відмов на об'єктах нафтогазового комплексу стали: корозійні пошкодження металу конструкції, брак будівельно-монтажних робіт, заводський брак будівельних матеріалів і обладнання, механічні пошкодження, порушення правил технології експлуатації та стихійні лиха. Все це призводить до того, що в Україні щорічно виникає кілька сотень надзвичайних ситуацій техногенного характеру з можливими значними економічними та людськими втратами.

Тому основний акцент ставиться на забезпечення високої надійності об'єктів довготривалої експлуатації, а на перший план виходить проблема визначення фактичного технічного стану металоконструкцій.

Технічний стан металоконструкцій може бути охарактеризований: наявністю дефектів порушення суцільності матеріалу, невідповідністю геометричних параметрів конструкції нормованим, невідповідністю фізико-механічних характеристик (ФМХ) нормативним значенням.

Відомі методи контролю стану матеріалів за типом фізичних полів, поділяються на механічні, магнітні, електромагнітні, електричні, теплові.

До механічних методів контролю відносять різні види статичних та динамічних навантажень (метод виміру твердості, метод визначення дійсного опору розриву, метод визначення границі текучості та ін.). Механічні методи відносяться до руйнівних і це є їх основним недоліком, оскільки потрібно порушувати цілісність конструкції, але у порівнянні із неруйнівними методами механічні дають більш точну інформацію про ФМХ металу.

Магнітні методи застосовуються для неруйнівного контролю виробів із феромагнітних матеріалів. Операція намагнічення для даного виду контролю є обов'язковою. До найбільш поширених методів магнітного контролю відносяться: контроль за значенням коорцетивної сили, контроль за залишковою намагніченістю, метод магнітних шумів (ефект Баркгаузена), магнітометричний (метод магнітної пам'яті), феритометрія.

Широке застосування коорцетиметричні методи отримали завдяки високій чутливості значень коорцетивної сили до структурних змін і фазових перетворень, достатній простоті та можливості проведення вимірювання в

локальних ділянок виробів. Найбільш широко використовується залежність між твердістю сталей та їх коерцитивною силою.

Контроль за залишковою намагніченістю використовується для сталей, у яких відомий зв'язок залишкової індукції або намагніченості із механічними властивостями. Ефективним в таких випадках є імпульсне намагнічування за допомогою соленоїда. При пропусканні імпульсу струму через соленоїд ділянка об'єкта контролю намагнічується неоднорідно, а після закінчення імпульсу намагніченість в кожній точці зменшується до певної залишкової намагніченості. Два ферозонди, ввімкнених по схемі градієнтметра, вимірюють різницю напруженостей магнітного поля яка характеризує механічні властивості матеріалу об'єкта контролю.

Застосування ефекту Баркгаузена для структуроскопії феромагнітних матеріалів в даний час знаходиться в стадії розвитку. Цей ефект спостерігається при збільшеному масштабі залежності магнітної індукції від напруженості магнітного поля.

Магнітометричний метод є ефективним для визначення напружень в металі. Метод базується на використанні незворотних змін магнітного стану феромагнітних матеріалів в зоні концентрації напружень, в яких відбувається напрямлена і незворотна переорієнтація доменної структури магнітострикційної природи, що залишається і після зняття навантаження. Встановлено, що зміна залишкової намагніченості феромагнітних матеріалів зв'язана з максимально діючими в них напруженнями.

Для визначення вмісту феритної фази в сталі виробів застосовується феритометрія. Основними негативними факторами в феритометрії є чутливість до зміни зазору та геометрії поверхні.

Визначення структурно-чутливих електричних і магнітних характеристик матеріалів за допомогою змінного магнітного поля складає основу вихреструмовео контролю структури і ФМХ матеріалів. Можливість такого контролю пов'язана із особливостями поведінки металів в змінних полях зі зміною фази поля при проникненні в провідний матеріал з неоднозначною залежністю магнітної проникності від напруженості поля.

Термоелектричний застосовується завдяки простоті термоелектричних приладів. На значення термоЕРС металу при визначенні належності його до певної марки значний вплив мають такі фактори, як тиск і температурна стабільність гарячого електрода або різниця температур цього електрода та контролюваного об'єкта, стан їх поверхонь, хімічний склад і т. ін.

Є два види теплового контролю: активний і пасивний. При активному контролі здійснюється нагрівання об'єкту зовнішнім джерелом енергії, а при пасивному теплового контролю здійснюється реєстрація його власного теплового випромінювання.

Проведений аналіз показав, що визначення ФМХ металокопункцій доцільно проводити удосконаленими шляхом застосування високих частот магнітними та електромагнітними методами. Це дасть можливість суттєво підвищити чутливість методів та розширити сферу їх застосування.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА И ХАРАКТЕРА ДЕФОРМАЦИИ ДЛЯ ЛОМАНОВОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО БРУСА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНСФ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Сиротенко А.И., ученик, СШ № 24, г. Сумы*

В начале, рассматривался вопрос о степени статической неопределимости пространственного ломаного бруса относящегося к системе произвольно расположенных сил. В жестком закреплении проводились три ортогональные оси. Используя принцип освобождаемости от связи, предварительно намечалось направление ВСФ. Составлялось 6 независимых уравнений статики, три из которых – алгебраическая сумма проекций всех сил на оси, другие три – алгебраическая сумма моментов этих относительно осей. Выполнялась проверка определения реакций в жестком закреплении.

Далее представлялся ломаный брус в конструктивной схеме с нанесением на гранях продольных и поперечных линий. Все это очень наглядно показывает вид и характер деформации, как отдельных его частей (ригеля, стойки), так и ломаного бруса в целом. В данном случае использовались принцип независимости действия сил и гипотеза Якоба Бернулли.

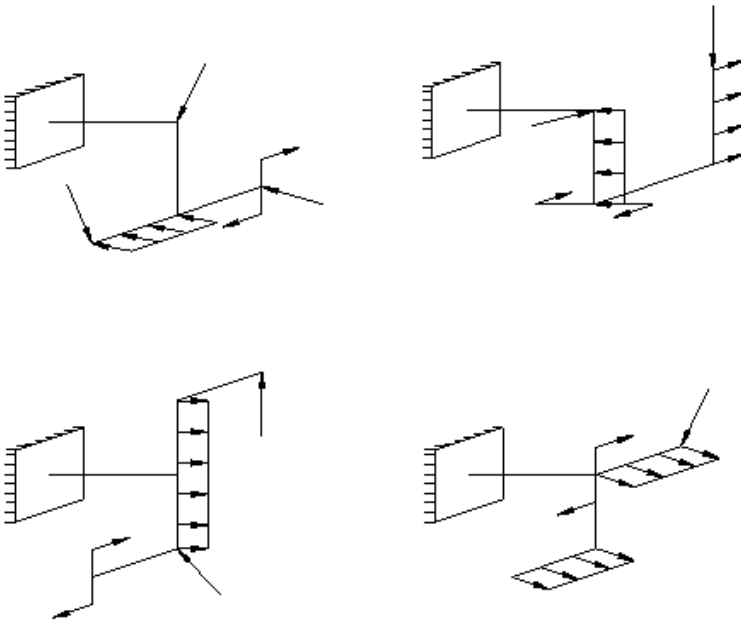


Рисунок – Схемы загрузки пространственного ломаного бруса

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ТРАПЕЦИДАЛЬНОЙ ФЕРМЕ АНАЛИТИЧЕСКИМ И ГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБАМИ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Лазневой А.О., ученик, СШ № 15, г. Сумы*

Усилия в ферме (рисунок), т.е. в плоской системе сходящихся сил, определялись способом “вырезания” узлов и способом «моментной» точки. Рассматривая первый способ, следует отметить, что в начале рассчитывался узел, в котором сходятся не более двух стержней, усилия в которых неизвестны.

Особое внимание следует обратить на загрузку узлов фермы (симметричное и несимметричное). Для каждого узла составлялось два независимых уравнения статики. Далее выполнялась проверка решения.

Второй аналитический способ дает возможность определять усилия в трех стержнях, составляя алгебраическую сумму моментов относительно точки, в которой сходятся линии действия двух неизвестных усилий.

Сопоставлялись величины значений ВСФ для каждого из аналитических способов. Переходя к графическому способу - способу “силовых” многоугольников, выбирался “силовой” и “линейный” масштаб. Последовательно рассматривая каждый узел фермы, следует помнить, что условий равновесия для каждого узла только два (аналитических), для графического способа – одно (замкнутость силового многоугольника).

Анализировались преимущества и недостатки каждого из способов определения усилий.

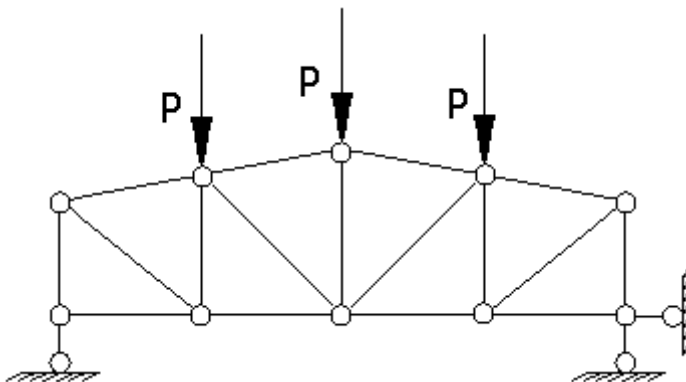


Рисунок – Схема рассматриваемой фермы

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВСФ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ПОЛОЖЕНИЯХ ТРЕХШАРНИРНОЙ АРКИ И СХЕМ ЗАГРУЖЕНИЯ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Сапожников Я.М., ученик, СШ № 15, г. Сумы*

Расчетные схемы трехшарнирной статически определимой арки для всех задач одинаковы (рис.1). Определялись опорные реакции, предварительно находилась степень статической неопределимости.

Составлялись четыре независимых уравнения статики (одно, дополнительное, - относительно шарнира, находящегося в замке арки). Далее вычислялись координаты «характерных» точек на дуге арки. Для каждой точки находились значения поперечной силы, изгибающего момента, продольной силы.

С целью большей наглядности нахождения величин внутренних силовых факторов для отдельно взятой характерной точки проводились нормаль и касательная, на которые проецировались все внешние силовые факторы, расположенные слева или справа от искомого сечения. Проверка правильности построения эпюр выполнялась с учетом схемы загрузки арки, наличием шарниров в опорах и замке.

Особый интерес представляет неравномерно распределенная нагрузка, вычисленная от заполнения жидкостью, и, как следствие, эпюры внутренних силовых факторов. Рассмотрены различные варианты кривизны арки с целью оптимизации величин поперечных сил, изгибающих моментов и продольных усилий. В качестве примера даны аналитические выражения искомых величин Q , M , N для арки №1.

Исследуя кривизну арки можно получить значения только продольной силы в поперечных сечениях.

Остальные внутренние силовые факторы могут быть равны нулю. В этом случае одна будет работать исключительно на деформацию осевого сжатия и как следствие, уменьшение расхода материалов в поперечном сечении арки подобранного исходя из условия прочности.

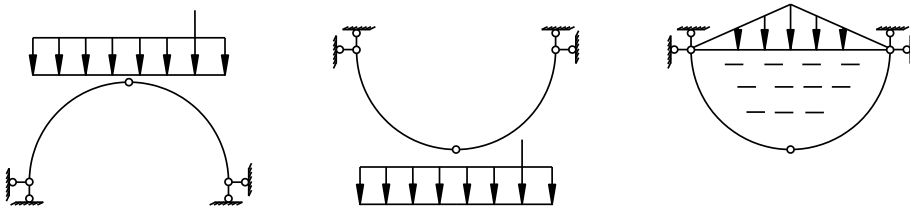


Рисунок – Расчетные схемы арок

ПОДБОР СОЧЕТАНИЯ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПРИ ВЫБОРЕ СЕЧЕНИЙ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫХ БАЛОК

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Беловол В.С., ученик, СШ № 12, г. Сумы*

Рассматривалось три статически определимых балки: однопролетная, однопролетная одноконсольная, однопролетная двухконсольная (рисунок). В начале определялись опорные реакции, составлялись три независимых уравнения статики и выполнялась проверка.

Предварительно показывался характер деформации и определялся ее вид. Далее строились эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Проверка правильности их построения выполнялась с учетом теоремы Д.И. Журавского, дифференциальной зависимости между q и Q , M , наличием «скачков». Следует отметить, что эпюры ВСФ строились способом «характерных» точек и для статических нагрузок. Исходя из условия прочности при деформации поперечного изгиба подбиралось сечение из прокатного двутавра, двух швеллеров, коробчатого сечения. Номера прокатного двутавра, швеллеров, выбирались по таблицам прокатных профилей, решая задачу по нахождению геометрической характеристики прочности, т.е. момента сопротивления.

Предполагался целесообразный вид загрузки для каждого подобранного сечения. Изучая максимальные значения изгибающего момента и поперечной силы по длине балок, видим, что они не совпадают. Следовательно, можно сделать предположение об опасных сечениях не только с точки зрения эпюры M , но и эпюры Q , и, как вывод, о сочетании больших ординат данных эпюр, с целью выбора неблагоприятных схем загрузки балок.

Очень важно выяснить характер распределения нормальных и касательных напряжений в верхних и нижних слоях балки, а также вдоль нейтрального слоя. С этой целью строились эпюры σ и τ по высоте сечения выбранного типа балки.

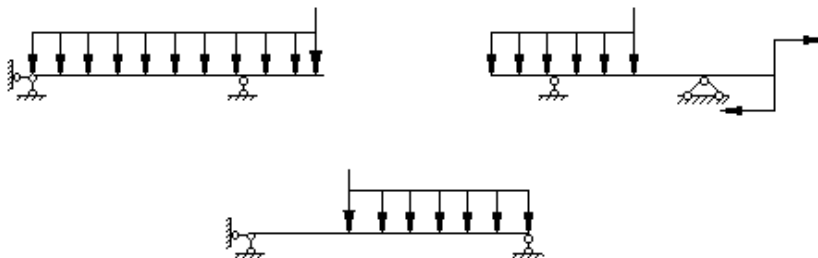


Рисунок – Расчетные схемы балок

ОПРЕДЕЛЕНЕ ВСФ ДЛЯ ПЛОСКОЙ СИСТЕМЫ СХОДЯЩИХСЯ И ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы;
Микуша Д.М., ученик, ЦДЮТ, г. Белополье*

Рассматривалась консольная статически определимая ферма. Определение усилий в элементах фермы выполнялись способом «вырезания» узлов. Проверка правильности усилий выполнялась с учетом алгебраической суммы всех сил на опорный узел фермы.

Для большей наглядности величины усилий предложены в графическом виде – эпюрах продольных усилий, на основании которых видны различные виды деформации (осевое растяжение и сжатие).

Задачи по определению перемещений, степени геометрической неизменяемости не рассматривались.

При рассмотрении плоских статически определимых рам составлялось 3 независимых уравнения статики (алгебраическая сумма моментов относительно шарниров А и В, алгебраическая сумма проекций всех сил на одну из осей). Выполнялась проверка.

Следует отметить, что определение опорных реакций в разделе «статика» (теоретическая механика) относится к понятию ВСФ.

Рассматривая второй тип рамы с шарниром в ригеле использовался способ «расчленения». Дана методика расчета для определения усилий в элементах фермы и опорных реакций в раме.

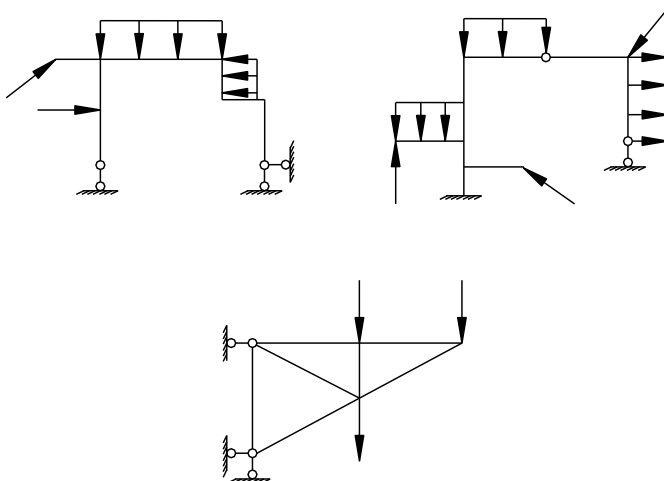


Рисунок – Рассматриваемые расчетные схемы

СОПОСТАВЛЕНИЕ ВЕЛИЧИН ГЛАВНЫХ ЦЕНТРАЛЬНЫХ И ГЛАВНЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ АНАЛИТИЧЕСКИМ И ГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБАМИ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Тартагашев М.И., ученик, СШ № 15;
Слинько Д.К., ученик, СШ №6, г. Сумы*

Данные плоские фигуры имеют одинаковые геометрические параметры (площадь, высота, ширина), их различие в положении относительно ортогональных осей. Вычислялись: центры тяжести простых фигур, их площади, в также координаты центров тяжести сложных фигур. Далее определялись расстояния между главными центральными осями и центральными.

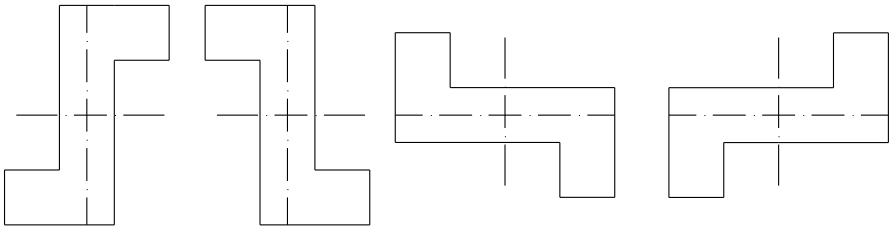


Рисунок – Плоские сложные фигуры

По формуле, относительно параллельных осей, находились главные центральные моменты инерции. Находилось: значение центробежного момента инерции и тангенса двойного угла. Окончательно определились величины главных моментов инерции и их угол поворота относительно главных центральных осей. Строились графики значений моментов инерции. Переходя к графическому нахождению главных центральных и главных моментов инерции рассматривались прямая и обратная задачи. Выяснились преимущества и недостатки каждого из предложенных способов: аналитического и графического. Составлена программа для вычислений данных величин моментов инерции на «языке» Паскаль.

Необходимо отметить совпадение величин и направления центральных моментов инерции и главных центральных моментов для простых фигур: квадрата, прямоугольника.

Очевидно также, что величины осевых моментов инерции могут принимать только положительные значения, а величины центробежных моментов инерции - и положительных и отрицательных.

Найденные геометрические характеристики прочности играют большую роль в решении задач прочности и жесткости при различных видах деформации: осевое растяжение, сжатие, поперечного изгиба, продольного изгиба, кручения, сдвига.

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ДЛЯ ШАРНИРНЫХ БАЛОК С ПОМОЩЬЮ ПОЭТАЖНЫХ СХЕМ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Киян Ю.И., ученик, СШ № 12, г. Сумы*

Для построения эпюр Q и M необходимо выполнить два условия:

- балка должна быть статически определима;
- балка должна быть геометрически неизменяемая.

Следовательно нужно знать правила размещения шарниров в пролетах, их количество. Наличие определенного вида и типа связей; шарнирно-подвижной, шарнирно-неподвижной и жесткого закрепления. Простота решения определяется построением так называемой «поэтажной» схемой, которая включает в себя основную, подвесную и передаточную балки.

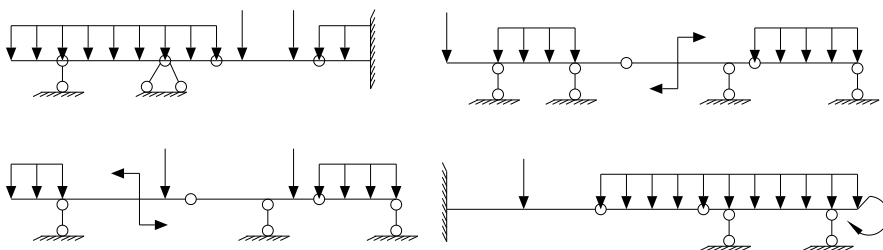


Рисунок – Схемы нагружения разрезных балок

При нахождении опорных реакций использовался принцип освобождения от связей. Намечался порядок расчета балок с учетом составленных «поэтажных» схем. Построение эпюр ВСФ выполнялось методом «характерных» точек. Выполнялась проверка правильности построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов. Большой интерес представляют равномоментные балки, где ординаты изгибающих моментов в пролете и на опоре балок равны, что дает определенные конструктивные преимущества при подборе поперечного сечения балок. Рассмотрен порядок расчета данных балок.

С целью оптимизации инженерных расчетов очень важно находить самую неблагоприятную схему загрузки балки, выбор ее расчетной схемы, рационального подбора сечения, технологичности ее изготовления и эксплуатации.

Рассмотрены примеры равномоментных балок, выполненных в виде монолитных железобетонных ростверков.

Армирование выполнено в двух вариантах: симметричное и несимметричное.

ИЗУЧЕНИЕ ВЕЛИЧИН НОРМАЛЬНЫХ И КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ДЕФОРМАЦИИ ОСЕВОГО РАСТЯЖЕНИЯ И СЖАТИЯ

*Смирнов В.А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ;
Ворожко А.О., ученик, СШ № 6, г. Сумы*

Многоступенчатый брус, находящийся под действием внешних силовых факторов испытывал деформацию осевого растяжения или сжатия. Используя универсальный метод сечений, вычислялись значения продольной силы. Верхняя грань бруса ослаблена симметрично.

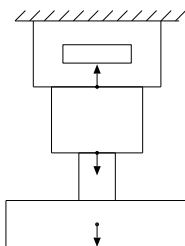


Рисунок – Схема нагружения многоступенчатого бруса

После нахождения численного значения продольной силы, строились эпюры N , σ , Δl . Рассматривая статическую, физическую и геометрическую задачу находилось опасное сечение бруса. Это сечение определялось на основании эпюры нормальных напряжений. Выполнялась проверка правильности построения эпюр. Затем строились эпюры N , σ , Δl для собственного веса бруса, суммируя которые с эпюрами от статических нагрузок получали результирующие. В одном из частей бруса, где определили опасное сечение, выбиралось нормальное и наклонное сечения к линии действия продольных сил. Для данных сечений вычислялись значения напряжений по формулам. $\sigma_\alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha$ и $\tau_\alpha = \frac{\sigma}{2} \cdot \sin 2\alpha$ с градацией угла α через 10° . В аксонометрических проекциях показаны наклонные площадки на которых действуют нормальные и касательные напряжения с учетом их величин. Полученные значения напряжений показаны в плоской системе ортогональных осей. На основании полученных графиков можно сделать вывод о максимальном значении: нормальных напряжений для площадки перпендикулярной линии действия силы; касательных напряжений для площадки под углом 45° к линии действия силы; о равенстве нулю и σ и τ для площадки параллельной линии действия силы. Для большей наглядности значения нормальных и касательных напряжений показаны в прямоугольных и косоугольных аксонометрических проекциях.

ВЫБОР НЕБЛАГОПРИЯТНЫХ ВНЕШНИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПРИ ЗАГРУЖЕНИИ ТРЕУГОЛЬНОЙ СТРОПИЛЬНОЙ ФЕРМЫ

*Юрко И.В., аспирант, СумГУ;
Бруква Т.Р., ученик, СШ № 12, г. Сумы*

Нагружение двухскатной стропильной фермы проводилось сборными железобетонными ребристыми плитами, имеющими четыре точки опирания. К рассмотрению предложено девять различных схем загрузки: по одной плите, две плиты, три плиты и четыре плиты.

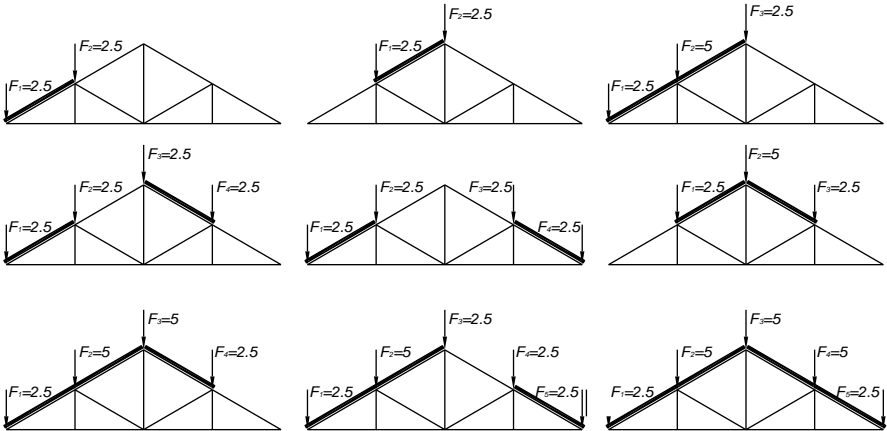


Рисунок – Схемы загрузки плоской стропильной фермы

Усилия в элементах фермы: верхнем, нижнем поясе, решетке, определялись способом «вырезания» узлов с использованием универсального метода сечений. Предварительно намечался порядок вырезания узлов и определялись опорные реакции. Усилия, найденные аналитическим путем, представлялись в графическом режиме: в виде диаграмм и построением эпюр продольных усилий. Далее проводился суммарный подсчет значений по всем элементам фермы с точки зрения сжимающих и растягивающих усилий и выбирался самый неблагоприятный вариант загрузки. Необходимо отметить первостепенность рассмотрения работы элементов на деформацию осевого сжатия в отличие от осевого растяжения, что связано с условиями расчета на устойчивость и на прочность.

Необходимо отметить наличие в расчетных схемах шарниров в узлах фермы, что значительно облегчило расчет фермы, как способом «вырезания» узлов так и способом «моментной» точки.

В случае приложения внешней нагрузки не в узле фермы возможно применение так называемых шпренгельных ферм, что даст возможность перейти от деформации поперечного изгиба к деформации осевого растяжения или сжатия в элементах фермы.

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА СТІРЛІНГА

*Скорик А.В., аспірант, СумГУ, г. Суми;
Калініченко І.Ю., учень, ЦДЮТ, м. Білопілля*

Двигун Стірлінга працює за принципом стискування холодного робочого тіла та розширення гарячого. Але на відміну від двигунів внутрішнього згорання підвід теплоти у циклі здійснюється через проміжний теплообмінник, а робоче тіло завжди залишається у замкнутому циклі.

Існує декілька конструкцій двигуна Стірлінга, в яких процеси в циліндрах є досить складними та відрізняються від ідеального циклу.

Метою роботи є провести термодинамічний розрахунок ідеального циклу Стірлінга.

Ідеальний цикл Стірлінга складається з двох ізотермічних і двох ізохорних процесів. Процес 1-2 - ізотермічний стиск робочої речовини, процес 2-3 - ізохорне підведення теплоти до робочої речовини, процес 3-4 - ізотермічне розширення робочої речовини, процес 4-1 - ізохорне відведення теплоти робочої речовини до регенератора, причому теплота, відведена від робочої речовини в процесі 4-1, підводиться до робочої речовини в процесі 2-3.

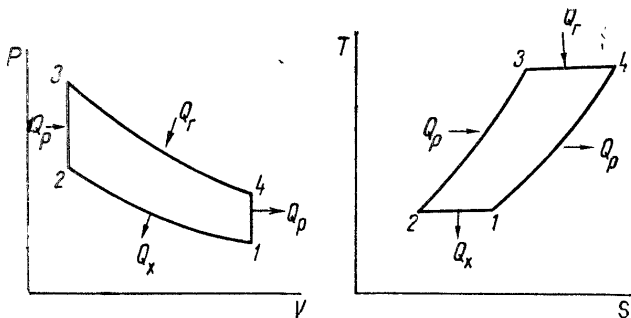


Рисунок 1 – Схема ідеального циклу Стірлінга

Отримання механічної роботи в теплових двигунах забезпечується за рахунок послідовного підводу та відводу тепла до робочого тіла при різних тисках та температурі. На практиці проблематично підводити та відводити тепло до однієї порожнини.

Наприклад, для реалізації циклу Карно проблематично забезпечити перебіг усіх процесів в одній порожнині.

Р. Стірлінг запропонував підводити тепло з однієї сторони циліндра, а відводити з другої.

При цьому необхідно забезпечити, щоб робоче тіло не було у контакті із гарячою та холодною порожнинами одночасно. Це здійснюється за

допомогою витиснювального поршня.

Слід відзначити, що ККД ідеального циклу Стірлінга відповідає ідеальному циклу Карно.

Термодинамічний розрахунок ідеального циклу Стірлінга виконано для параметрів зменшеної моделі двигуна. У початковому стані робоче тіло, повітря, має атмосферні параметри. Робочий об'єм циліндру - 4 см^3 .

Спочатку визначається тиск у точці 2 виходячи з того, що процес ізотермічний. Оскільки у процесі 1-2 температура, а тому й внутрішня енергія не змінюються, то теплота підведена до робочого тіла у цьому процесі дорівнює роботі розширення.

Далі визначаються параметри повітря у точці 3 згідно з законом Шарля.

Наприкінці визначаємо параметри повітря у точці 4, та теплоту підведену у процесі 3-4.

За результатами розрахунків можна побудувати графік процесів в координатах тиск – об'єм.

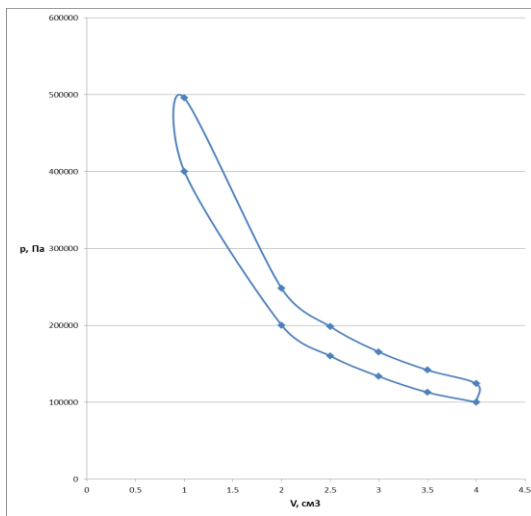


Рисунок 2 – Розрахований ідеальний цикл Стірлінга у координатах тиск – об'єм

В наслідок розрахунків визначено основні термодинамічні параметри в робочих точках ідеального циклу Стірлінга. Також визначені основні параметри процесів, такі як теплота та робота.

Результати можуть бути використані для подальшого, більш точного розрахунку двигуна Стірлінга, та його проектування.

Робота над проектуванням моделі двигуна Стірлінга буде продовжена надалі.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ В ПАРОВОМ ДВИГАТЕЛЕ ПАРОВОЗА

*Скорик А.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы;
Чепуренко И.О., ученик, ЦДЮТ, г. Белополье*

Целью работы было: на примере парового двигателя паровоза рассмотреть виды энергии, способы передачи энергии (рисунок), а также в результате расчета процессов преобразования энергии определить соотношение между рабочими поверхностями парового котла и поршня.

Следует отметить, что существует только 2 способа передачи энергии от одного тела к другому: совершение работы и теплообмен.

Преобразование энергии в паровом двигателе происходит в следующей последовательности: 1) В результате сгорания топлива часть его химической энергии путем теплообмена преобразуется в тепловую энергию газового потока. 2) Далее также путем теплообмена тепловая энергия газового потока преобразуется в потенциальную энергию давления пара. 3) Затем в цилиндре парового двигателя, в результате совершения работы паром по перемещению поршня, происходит преобразование потенциальной энергии давления пара в кинетическую энергию поступательного движения поршня, которая в свою очередь преобразуется в кинетическую энергию вращательного движения колесной пары.



Рисунок – Процессы преобразования энергии в паровозе

Исходными данными для расчета были: мощность парового двигателя, скорость движения паровоза, котловое давление, диаметр колес.

В результате расчета цилиндра парового двигателя были определен диаметр и площадь поверхности поршня.

Расчет парового котла производился в 2 этапа:

1) Расчет теплообмена в топке котла; при этом принималось, что теплообмен главным образом происходит в результате излучения.

2) Расчет теплообмена в дымогарных и жаровых трубах; при этом принималось, что теплообмен происходит за счет теплопроводности и конвекции.

В результате расчета была определена площадь поверхности теплообмена парового котла. Установлено, что отношение площади поверхности теплообмена парового котла к площади поверхности поршня цилиндра составляет 102, что говорит о значительном их различии в размерах, несмотря на равноценную значимость.

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНОЇ ШВИДКОСТІ ВІЛЬНОГО ПАДІННЯ СФЕРИЧНИХ ТІЛ

*Скорик А.В., аспірант, СумГУ, з. Сумы;
Титова А.Ю., учень, ЦДЮТ, м. Білопілля*

При падінні тіла з висоти в атмосфері на тіло діє сила тяжіння, а також сила опору повітря (рис. 2). Падіння тіла з постійним прискоренням, рівним g , можливо тільки при відсутності сили опору повітря (рис. 1), що не можливо в земних умовах.

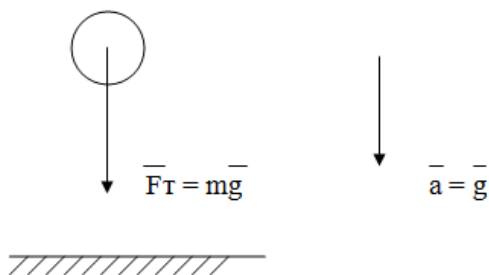


Рисунок 1 – Схема сил, діючих на падаюче тіло у вакуумі

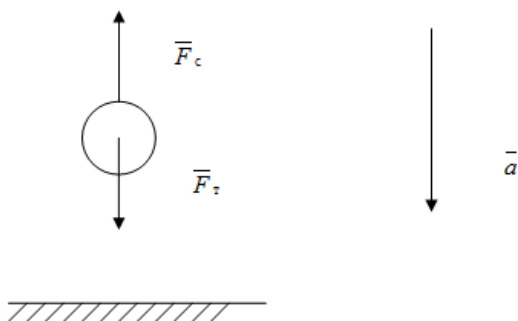


Рисунок 2 – Схема сил, діючих на падаюче тіло в атмосфері

Швидкість тіла при падінні починає збільшуватися до тих пір, поки не досягне свого граничного значення, при якому сила опору повітря стає рівною силі важкості, після чого тіло продовжує падіння з цією постійною швидкістю і з нульовим прискоренням (рис. 3). З умови рівності сили тяжіння і сили опору отримані формули для визначення граничної швидкості падіння однорідної і не однорідної за густиною кулі.

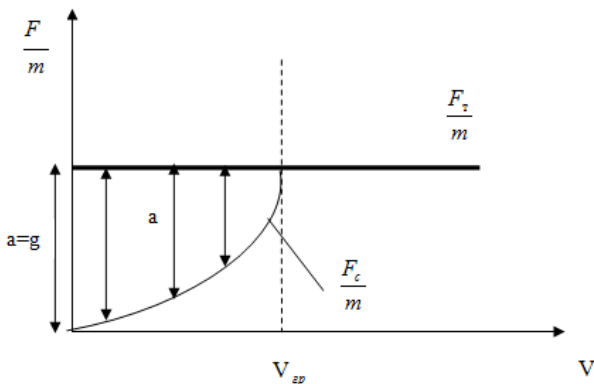


Рисунок 3 – Залежність прискорення від швидкості падіння тіла

За даними істориків, Галілео Галілей проводив досліди зі скидання різних предметів з Пізанської вежі з метою довести, що прискорення вільного падіння всіх тіл однаково. Згідно з легендою з висоти Пізанської башти їм було скинуто гарматне ядро масою 80 кг і мушкетна куля значно меншої маси і розмірів, при цьому обидва тіла досягли поверхні Землі одночасно (рис. 4).

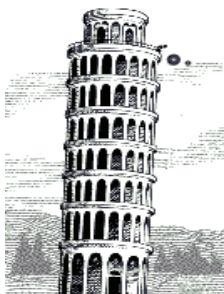


Рисунок 4 – Досліди Галілея

На основі отриманих формул було проведено розрахунок граничної швидкості падіння цих тіл, в результаті якого визначено, що для ядра вона становить 96 м / с, а для кулі 32 м / с. При цьому, в разі відсутності сили опору повітря, будь-яке тіло в момент зіткнення з поверхнею Землі мало б швидкість 33 м / с. Отже, за час падіння кулі її прискорення знизиться від g до 0, а прискорення гарматного ядра буде значно більше 0, що говорить про те, що гарматне ядро впаде на Землю швидше. Тобто, можна зробити висновок, що експеримент Галілея швидше за все є легендою, ніж реальним історичним фактом.

ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ: ОТ ГАЛЛИЛЕЯ ДО СОВРЕМЕННОСТИ

Ратушный А.В., аспирант, СумГУ; Пирогов Д.О., ученик, КУ ССШ № 9, Сумы

Работа посвящена исследованию исторического развития и совершенствования устройств для измерения температуры. Целью работы было изучение конструкции, принципа действия и особенностей применения различных термометров.

Как известно, одну из первых моделей термометра, представлявшую собой сосуд с водой, соединенный с нагреваемой трубкой особой формы предложил Галилео Галилей. Однако, следует заметить, что предложенный им термоскоп позволял оценить лишь разницу температур исследуемого тела и окружающего воздуха. Современные же термометры не только представляют собой порой довольно сложные технические системы, но и позволяют вести мониторинг температур с точностью до сотых долей градуса.

В работе рассматривались различные виды самых распространённых термометров:

1. термоскоп Галилея;
2. газовый термометр;
3. жидкостной (ртутный);
4. биметаллический;
5. дилатометрический;
6. электрический;
7. инфракрасный.

На основании такого обзора была предложена классификация термометров по принципу действия:

1. теплового расширения;
2. электрического сопротивления;
3. теплового излучения.

Интересно отметить, что работа большинства используемых на данный момент термометров (первые пять рассмотренных устройств) основана на принципе теплового расширения тел (газов, жидкостей и твёрдых тел). Такие термометры имеют простую конструкцию, а также неприхотливы в эксплуатации и требуют минимального обслуживания. Все это обуславливает их дешевизну. Однако, говорить о высокой эффективности данных устройств не приходится. В лучшем случае можно говорить о точности порядка одного градуса. К тому же, несмотря на широкое распространение, термометры теплового расширения не могут применяться в целом ряде отраслей. Эти ниши заполняют собой более технически сложные и эффективные термометры, основанные на иных принципах действия. Таким образом, можно сделать вывод, что в совокупности все рассмотренные в работе термометры составляют собой достаточный набор устройств для мониторинга температурных колебаний во всех сферах промышленности и хозяйства.

ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ КРИВОЛИНЕЙНОГО ЩИТА

*Ратушный А.В., аспирант, СумГУ;
Васильченко Д.Р., ученик, КУ ССШ № 9, Сумы*

Целью работы являлся выбор оптимальной формы криволинейного щита, установленного на дне бака с жидкостью. Критерием оптимизации являлось минимальное значение силового фактора воздействия жидкости на щит. Было рассмотрено 2 типа задач: с односторонним (рисунок 1 а) и двухсторонним (рисунок 1 б) действием жидкости на щит.

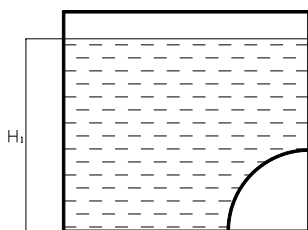


Рисунок 1 а

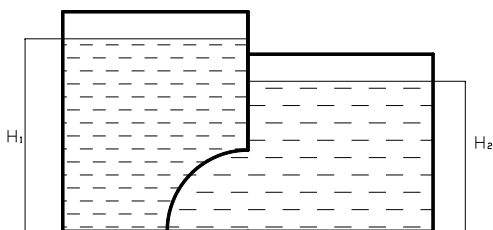


Рисунок 1 б

Было представлено 4 формы щитов:

1. цилиндрическая выпуклая (рисунок 2 а);
2. цилиндрическая вогнутая (рисунок 2 б);
3. наклонная (рисунок 2 в);
4. ступенчатая (рисунок 2 г).

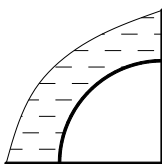


Рисунок 2 а

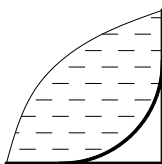


Рисунок 2 б

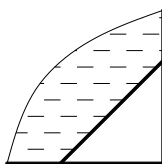


Рисунок 2 в

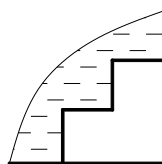


Рисунок 2 г

В результате расчета оказалось, что для одностороннего воздействия оптимальной является цилиндрическая выпуклая форма щита. Это можно объяснить минимальным объёмом жидкости воздействующей на щит. Интересен результат для двухстороннего воздействия: здесь сила давления жидкости, действующая на щит, практически не зависит от его формы. Такой эффект обусловлен скомпенсированным силовым воздействием со стороны жидкости в двух сосудах. Однако, невозможно говорить о равенстве этих сил, так как это было бы возможно только в случае равенства уровней жидкости в обоих баках.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕРМОМЕТРА ГАЛИЛЕЯ

*Ратушный А.В., аспирант, СумГУ;
Вербовой А.Е., ученик, КУ ССШ № 9, г. Сумы*

В работе исследовались конструкция и принцип действия термометра Галилея. Устройство представляет собой запаянную колбу с водой, в которой свободно плавают поплавки, заполненные до некоторого уровня жидкостью. К поплавкам прикреплены таблички с различными температурами. Принцип работы термометра основан на законе Архимеда и свойстве тел изменять свою плотность под воздействием температуры. Таким образом, при повышении температуры окружающего воздуха, поплавков с соответствующим значением температуры будет всплывать на поверхность воды в колбе, а другие поплавок тонуть.

Цель работы заключалась в создании методики расчета такого термометра. В качестве граничного условия применялось равенство силы тяжести и силы Архимеда, действующих на полностью погруженный поплавок, из которого вытекала зависимость:

$$\frac{\rho_v}{\rho_n} = 1,$$

где ρ_v – плотность воды в колбе;

ρ_n – средняя плотность поплавка.

ρ_v – величина известная, зависящая от температуры. Для расчета ρ_n была составлена зависимость. Рассматривалось два различных подхода к решению задачи, что обуславливает различные способы создания самого термометра:

- а) плотность жидкости в поплавках постоянна, её объём варьируется;
- б) объём жидкости в поплавках постоянен, её плотность варьируется.

Анализирую результаты расчетов, можно сделать вывод о предпочтительном использовании первого варианта. Это связано с тем, что подбирать или создавать жидкости с разницей плотностей порядка 1 кг/м^3 кажется намного более сложным, чем изменять объёмы жидкости с точностью до десятых долей миллилитра.

Следует отметить, что предложенная методика не претендует на абсолютную точность, так как при расчете не учитывались некоторые незначительные особенности: неизбежные технологические погрешности при изготовлении, наличие таблички со значением температур, сферическая форма поплавка. Также необходимо подчеркнуть, что прибор обеспечивает низкую точность измерения температуры в связи с трудностями в изготовлении такого устройства, так как необходимо обеспечить высокую точность её элементов. Эти факторы обуславливают применение данного, на наш взгляд, весьма технически непростого термометра лишь в качестве сувенира.

ФИЗИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ПОЛУЧЕНИЯ ВАКУУМА

Сынашенко О.В., ассистент, СумГУ, г. Сумы;
Бондарь Д. А., ученик, ЦДЮТ г. Белополье

В работе рассмотрены физические принципы получения вакуума посредством вакуумных насосов. Различают два основных вида вакуумной откачки – механическая и физико-химическая. Они легли в основу принципа действия насосов. Среди механических вакуумных насосов различают *объемные* (рисунок а), молекулярные и пароструйные, которые в зависимости от конструктивных особенностей имеют много разновидностей. Механические насосы объемного действия работают за счет периодического изменения объема рабочей камеры. Принцип действия *молекулярных* насосов основан на сообщении молекулам разреженного газа направленной дополнительной скорости быстро движущейся твердой поверхностью. Основой работы *струйных* насосов является откачивающее действие паровой струи рабочей жидкости – ртути или вакуумного масла.

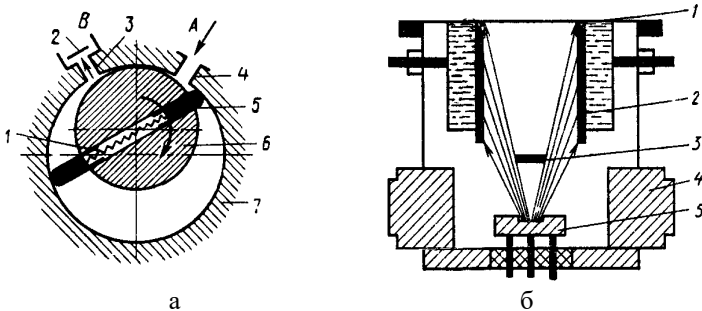


Рисунок – Схемы вакуумных насосов: а – ротационный пластинчато-роторный (объемная откачка); б – испарительный (хемосорбционная откачка)

Физико-химические методы получения вакуума имеют существенное преимущество перед механическими – отсутствие рабочих жидкостей, которые загрязняют откачиваемую камеру. Направленное движение предварительно заряженных молекул газа под действием электрического поля является основой работы *ионных* насосов. *Испарительные* насосы работают на принципе хемосорбции (рисунок б). Физическая адсорбция и конденсация лежат в основе откачки газов *криосорбционными* насосами: криоадсорбционными и криоконденсационными.

Основными параметрами вакуумных насосов являются быстрота действия S и быстрота откачки S_n , которые в каждом отдельном случае зависят от ряда параметров: проводимости входного патрубка U , входного давления $p_{вх}$, выпускного давления $p_{вып}$ и др.

ОПТИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ДІАМАНТУ

*Синашенко О.В., асистент, СумДУ, м. Суми;
Дубовик А.Е., учениця, Кириченко К.Д., учень, ЦДЮТ, м. Білопілья*

Робота присвячена огляду історії виникнення ограненого алмазу – діаманту, класифікації існуючих видів огранки, а також теоретичному вивченню оптичних властивостей алмазу, зокрема дисперсії, рефракції, повного внутрішнього відбиття. Якість діаманту оцінюється за багатьма критеріями, але найважливіший фактор – це його оптична гармонія, тобто максимальний ступінь блискотіння, що складається із зовнішнього блискотіння (блиску), внутрішнього блискотіння, до якого належать світлозаломлення і повне внутрішнє відбиття, та дисперсійного блискотіння.

Дисперсність – це залежність показника заломлення n речовини від довжини хвилі λ . Вона проявляється завжди, коли кут падіння на грань діаманту відрізняється від 0. За експериментальними даними для показника заломлення алмазу в залежності від довжини хвилі було побудовано відповідний графік, що дозволяє визначити величину n для кожного кольору окремо. У видимому діапазоні світла у червоного кольору – найменший показник заломлення ($n_{\text{ч}} \cong 2,41$), а у фіолетового – найбільший ($n_{\text{ф}} \cong 2,46$).

Проаналізовані формули Френеля та побудована залежність коефіцієнта відбиття R від кута падіння α , який суттєво впливає на кількість світла, що буде заломлена всередину діаманту. При нормальному падінні променів на грані $R = 0,17$ і зі збільшенням кута α до 90° – зростає до 1.

Розглянуто явище повного внутрішнього відбиття (рисунок) та розраховано граничний кут $\alpha_{\text{гп}} = 24,4^\circ$, при якому воно спостерігається у алмазі.

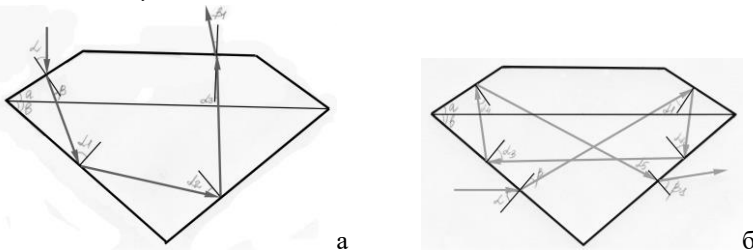


Рисунок – Хід променів, що падають вертикально (а) та горизонтально (б) у діаманті простої огранки

Проведено оцінку ходу променів, що падають горизонтально та вертикально, у діаманті простої огранки з пропорціями за М. Толковським. Із геометричних міркувань проведено розрахунок внутрішніх кутів падіння-відбиття α_i . Отримані результати можуть бути розповсюджені на більш складні види огранок.