



**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**

**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ
ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»**

24-25 квітня 2018 року

Збірка тез доповідей



Одеса – 2018

Науковий комітет:

Єгоров Б. В. – ректор ОНАХТ, д.т.н., проф.

Поварова Н. М. – проректор із НР, к.т.н., доц.

Косой Б.В. – директор ІХКЕ, д.т.н., проф. кафедри ТВЕ.

Хмельнюк М. Г. – завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., проф.

Мілованов В. І. – завідувач кафедри КП, д.т.н., проф.

Симоненко Ю. М. – завідувач кафедри КТ, д.т.н., проф.

Радченко М. І. – НУК імені адмірала Макарова, д.т.н., проф.

Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.

Організаційний комітет:

Жихарєва Н.В. – декан факультету НТтаІМ.

Буданов В. О. – к.т.н., доц. кафедри ХУКП.

Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.

Трандафілов В.В. – асистент кафедри ХУКП.

Грудка Б.Г. – асистент кафедри КТ.

Тематичні напрями:

- холодильні машини і установки, теплові помпи
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціонування повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- криогенна техніка
- інформаційні технології в холодильній техніці

Робочі мови конференції – українська, російська, англійська

Місце проведення – ауд. 213, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

©Одеська національна академія харчових технологій
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

турбіни, що працюють у вологому парі, є зварні з'єднання, обода і полотна дисків, радіусні переходи на яких можливе утворення мікротріщин. Значення твердості і механічні характеристики металу визначають надійність деталі і дозволяють прогнозувати її ресурс. Працюючи в умовах протікання процесів корозії (загальною і виразковою, корозійного розтріскування, корозійної втоми та ін.) та ерозії корпусу циліндрів турбіни, можуть привести до ситуації, коли корпуси стануть непридатними до подальшої експлуатації або їх ремонт буде надмірно дорогим, тому їх стан є одним з факторів, що лімітують ресурсу турбіни.

Науковий керівник: Денисова А.Е., д.т.н., професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ

УДК 621.59

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Сенчук В.О., аспирант, ОНПУ, м. Одеса

Стирлингостроение вышло на новый уровень развития, при котором без фундаментальных научных исследований практически невозможно достигнуть улучшений конструкции [1]. На практике различают три типа двигателей Стирлинга (ДС)[2]: α -, β -, γ -типы (рис.1): α - двухцилиндровый ДС, имеет 2 силовых поршня: один – "горячий", второй – "холодный".

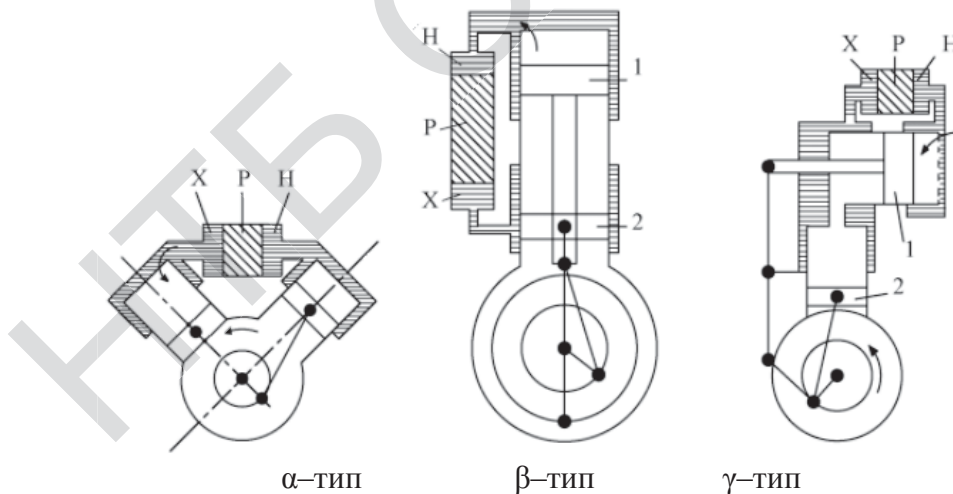


Рис. 1. Типы двигателей Стирлинга:

1–вытеснитель; 2–рабочий поршень;

H–нагреватель; P–регенератор; X – охладитель

Цилиндр с горячим поршнем находится в теплообменнике с более высокой температурой, цилиндр с холодным поршнем – в холодном теплообменнике. Два поршня соединены через коленчатый вал. Движение поршней смещено на 90° по фазе. У данного типа двигателя отношение мощности к объему велико, что является достоинством, однако это приводит к высокой температуре "горячего" поршня и создает технические трудности. Недостатки α -типа: поршни соединены со смещением фаз в 90° , т.е. суммарный объем полости сжатия в ДС никогда не достигнет нулевого значения за цикл, в связи с этим полость сжатия имеет большой "нерабочий объем"; сложность смазывания и обеспечения

герметичності поршней. β -тип являється одноцилиндровим ДС з двома поршнями – робочим поршнем і дисплейсером (ДП), розположеними перший під вторим по осі циліндра. Шток ДП проходить через кришку робочого поршня, всередині штока. Для забезпечення герметичності використовуються сальники. С одного краю к циліндру підводиться тепло, з другого – відводиться. ДП виконаний з матеріалу, що має низьку теплоємність і виконує роль "теплового клапана". Він переміщує робоче тіло з гарячої порожнини циліндра в холодну і навпаки. "Нерабочий об'єм" мінімізований за рахунок розміщення витеснителя і робочого поршня в одному циліндрі, що дозволяє отримати більше потужності на одиницю об'єму ДС. Основний недолік β -типу – складність виготовлення, забезпечення мастила, герметичності в сальниках між штоком і кришкою робочого поршня, і між штоками поршней. У γ -типу присутні два циліндра, в α -типу, і встановлений ДП – як в β -типу. Один з циліндрів – теплообмінник, інший – робочий. Всередині робочого циліндра розміщений ДП, шток якого через сальник кріпиться до колінчатого вала. Різниця фаз руху – 90° (як у α -типу). Теплообмінний циліндр з'єднаний з робочим через регенератор. Основною перевагою γ -типу є простота виготовлення, недоліки – нерабочий об'єм (як в α -типу) і більші габарити порівняно з β -типом. При розгляді даних типів ДС найбільш прийнятним вважається γ -тип, у якого присутні переваги інших двох типів. Однак застосування вільнопоршневого механізму в β -типу замість штока ДП сприяє спрощенню його конструкції, що порівняно з γ -типом більш оптимально [3].

Література

1. Двигатели Стирлинга. Під ред. М.Г. Круглова. — М.: «Машиностроение», 1977. – 152 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. з англ. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
3. Уокер Г. Двигатели Стирлинга/Сокр. пер. з англ. Б.В. Сутугина і Н.В. Сутугина – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

Научний керівник: Денисова А.Е., д.т.н., професор кафедри теплових електричних станцій і енергозберігаючих технологій ОНПУ



ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ

Цуркан А.В., аспірант ОНПУ, м. Одеса

Тепловий насос (ТН) вимагає витрати роботи для передачі теплоти від низькопотенційного джерела до високопотенційного. Існує кінцева межа ефективності теплових насосів – коефіцієнт перетворення теплоти, який не є коефіцієнтом корисної дії:

$$\text{COP} = Q_n / W,$$

де Q_n – теплопродуктивність, W – потужність приводу ТН.

Якість енергії залежить від її здатності перетворюватися на інші види енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути повністю перетворена в інший вид енергії, то теплота, навіть в ідеальному процесі, лише частково перетворюється на механічну роботу.

Енергетична ефективність ТН оцінюється коефіцієнтом перетворення $\varphi = g_k / l$, де $g_k = T_k \cdot \Delta S$ – питомий тепловий потік в конденсаторі, що є сумою $g_e = T_e \cdot \Delta S$ – питомої теплоти у випарнику і $l = (T_k - T_e) \cdot \Delta S$ – питомої роботи в компресорі. Отже, рівняння енергобалансу для ТН $g_k = g_e + l$, що відповідає 1-ому закону термодинаміки [1].

НТТБ ОНАХТ

Підписано до друку **19.04.2018**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **1.00** Наклад **15** прим.
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.
65082, Одеса, вул. Дворянська,1/3