

10.31653/smf47.2023.206-216

Огурцов Д.В., Козьмініх М.А., Хлієва О.Я.

Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА У СУДНОВІЙ ХОЛОДИЛЬНІЙ МАШИНІ ПРОВІЗІЙНИХ КАМЕР ПРИ ЇЇ ПЕРЕВЕДЕННІ З ХОЛОДОАГЕНТУ R404A НА R407F

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові парокompресійні холодильні машини споживають суттєву кількість електроенергії, що виробляється на судні. Підвищення їх енергетичної ефективності є пріоритетним напрямком. Ще однією проблемою, яка постає сьогодні перед виробниками суднової холодильної техніки – це переведення її на холодоагенти з низьким потенціалом глобального потеплення. Зрозуміло, що питання переведення суднових холодильних машин на альтернативні холодоагенти та впровадження технічних рішень з підвищення їх енергетичної ефективності потрібно вирішувати одночасно.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатора є перевіреним і надійним способом підвищення холодопродуктивності та ефективності парокompресійних холодильних машин та систем кондиціювання повітря. С точки зору другого закону термодинаміки, переохолодження рідини знижує втрати на дроселювання, що виникають під час ізентальпійного розширення.

На рис. 1 схематично зображений холодильний цикл парокompресійної холодильної машини без переохолодження та з переохолодженням. Показано, що за рахунок переохолодження зовнішнім споживачем теплоти (тобто, не в регенератному теплообміннику (РТО) на лінії всмоктування) можна досягти більшої питомої холодопродуктивності q_0 без збільшення роботи стиснення у компресорі w .

Переохолодження сконденсованої (насиченої) рідини в холодильному циклі використовується для забезпечення однієї (або відразу кількох) наступних завдань [1]:

- Підвищення ефективності холодильного циклу.

- Переохолодження рідини є єдиним методом подолання втрати тиску в рідинній лінії, що гарантує наявність рідини в розширювальному пристрої випарника [2]. Якщо переохолодження недостатньо, у

рідинній лінії відбувається скипання холодоагенту та знижується ефективність роботи усієї системи.

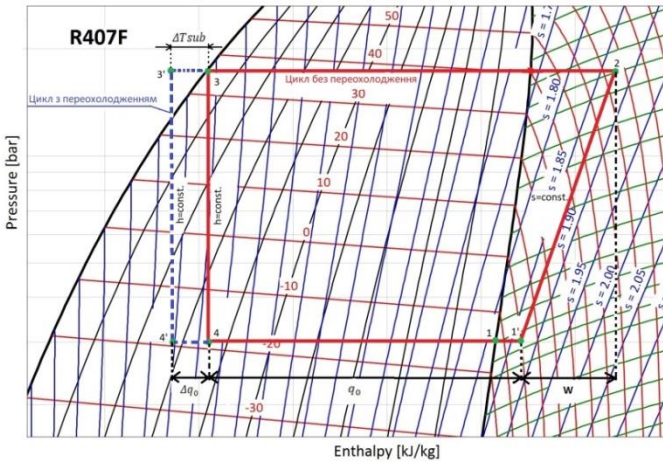


Рис. 1. Схематичне зображення циклу з переохолодженням холодоагенту після конденсації, та без переохолодження в P-h діаграмі, тут q_0 – питома холодопродуктивність, Дж/кг; w – питома адиабатна робота стиснення пара в компресорі, Дж/кг

Технології переохолодження холодоагенту наступні [3-6]:

- переохолодження за рахунок теплообміну з теплоносієм, що відводить теплоту конденсації;
- переохолодження парами холодоагенту після випарника з використанням теплообмінника на лінії всмоктування (РТО);
- використання теплообмінника із «зовнішнім» теплоносієм;
- переохолодження за рахунок підводу механічної роботи у цикл.

Розглянемо послідовно усі відзначені підходи стосовно їх застосування у суднових холодильних машинах торговельних суден.

Традиційно в суднових холодильних машинах використовують кожухотрубні конденсатори з водяним охолодженням. Відомо [1], що ступінь переохолодження конденсату, що забезпечується поверхнею конденсації кожухотрубного конденсатора, невелика, зазвичай менше 1 К. Якщо потрібно більше переохолодження, його можна отримати, зануливши трубки в нижній частині пучка в конденсат. Якщо конденсатор багатোধодовий, то у перший прохід слід включити трубки переохолодження, щоб отримати доступ до найбільш холодної води. Тепло при цьому передається від конденсату до води го-

ловним чином за рахунок природної конвекції, тому ефективність переохолодження не буде високою. Для інтенсифікації процесу теплопередачі можна застосовувати конденсатори спеціальної конструкції, але вони дорожчі і в них відбувається втрати тиску рідини, що переохолоджується, що може нівелювати очікуваний ефект [1].

РТО знайшов широке застосування у пароконденсійних холодильних машинах. Ефективність термодинамічного циклу деяких галогенвуглеводневих холодоагентів можна підвищити, перегріваючи газ, що всмоктується, за рахунок переохолодження рідини після конденсатору [2]. За деякими оцінками [1], величина COP зазвичай збільшуються на 0.9 % на кожен 1 К переохолодження. Однак цей ефект залежатиме як від холодоагенту, так і від параметрів циклу. Крім того, підвищення ефективності необхідно обов'язково оцінювати з урахуванням впливу падіння тиску на стороні всмоктування в компресор (гідралічні втрати по парі), що призводить до роботи компресора при нижчому тиску всмоктування і до збільшення споживаної ним потужності. Тобто робота циклу w (рис. 1) вже буде відрізнятися від роботи циклу без перереохолодження. Теплообмінники рідина-пар (РТО) найбільш вигідні за низьких температур всмоктування [2]. Збільшення ефективності циклу для систем, що працюють у діапазоні кондиціонування повітря (до температури випаровування приблизно -1 °C), зазвичай не виправдовує їх використання [2]. Але так як РТО є доволі простим та не коштовний варіантом, його завжди слід розглядати для підвищення ефективності суднової холодильної машини.

Використання теплообмінника із «зовнішнім» теплоносієм доцільно для холодильних машин великої потужності з урахуванням наявності такого теплоносія з температурою меншою, ніж температура теплоносія, що охолоджує конденсатор середовища. Це може бути вода з артезіанської свердловини, або вода після градирні. Зрозуміло, що для суднової холодильної техніки застосування такого підходу ускладнено.

Переохолодження з підводом роботи у цикл може бути недоцільним, тому його впровадження потрібно аналізувати у кожному конкретному випадку. Існує декілька технічних рішень для його використання [2, 3]. Але це рішення завдяки додатковим капіталовкладенням на даному етапі дослідження розглядати не будемо.

Постановка завдання. Метою дослідження є розгляд деяких технічних рішень з підвищення енергетичної ефективності суднової

холодильної машини провізійних камер, які базуються на забезпеченні раціонального переохолодження рідкого холодоагенту.

Для вирішення поставленої мети було сформульовано наступні задачі:

- термодинамічний аналіз доцільності застосування РТО на лінії всмоктування при переведенні холодильної машини провізійної камери з холодоагенту R404A на R407F;

- розгляд та вибір можливого технічного рішення з використанням РТО у циклі холодильної машини провізійної камери на R407F, яке забезпечить більш високе значення холодильного коефіцієнту, ніж РТО на лінії всмоктування;

- термодинамічний аналіз доцільності впровадження обраного технічного рішення підвищення енергоефективності суднової холодильної машини провізійних камер.

Виклад основного матеріалу дослідження. Спрощена базова схема холодильної установки провізійних камер зображена на рис. 2. Її особливістю є три випарника з різним рівнем температур, які працюють на один компресорно-конденсаторний агрегат (у судовому виконанні використовують два однакових компресорно-конденсаторних агрегати, які працюють переважно поперемінно).

Характеристика приміщень, що охолоджуються холодильною системою, яка прийнята для аналізу, наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Характеристика приміщень, що охолоджуються судновою холодильною системою, прийнятою для аналізу

№	Відділення	Об'єм	Температура зберігання
1	Відділення для м'яса	20 м ³	-18 °С
2	Відділення для риби	15 м ³	-18 °С
3	Відділення для овочів/фруктів	30 м ³	+4 °С
4	Відділення для «сухої» продукції	35 м ³	+12 °С
Сума		110 м ³	

Відповідно до табл. 1 для побудови циклу було прийняте:

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою +12 °С прийнята $t_{03} = +2$ °С;

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою +4 °С прийнята $t_{02} = -6$ °С;

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою -18 °С прийнята $t_{01} = -26$ °С;

- температура конденсації $t_k = 38 \text{ }^\circ\text{C}$.
- об'ємна продуктивність компресора $V_h = 0.0020 \text{ м}^3/\text{с}$.

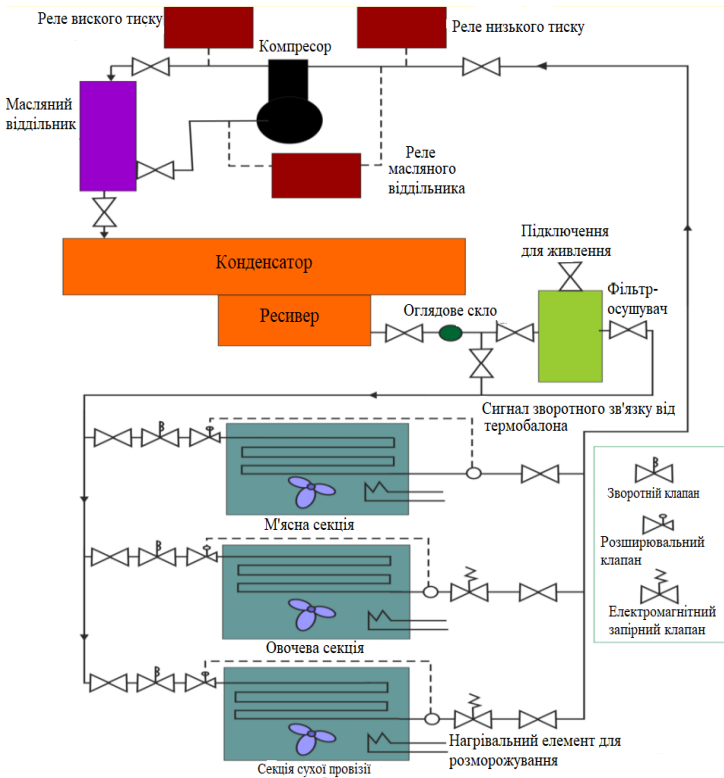


Рис. 2. Базова схема холодильної системи провізійних камер (три рівня температур кипіння) з основними елементами [7]

В якості холодоагенту у прийнятій для аналізу холодильній машині використовується R404A, який має $GWP=3940$ [10]. У зв'язку з сучасними тенденціями переведення суднового холодильного обладнання на холодоагенти з GWP менш ніж 2000 [8, 9], було розглянуто можливість використання холодоагенту R407F, який має $GWP=1670$ [10], та рекомендований саме для суднового застосування [8, 9].

Для подальшої побудови термодинамічного циклу та розрахунку його енергетичних характеристик було визначено в яких масових співвідношеннях розділяються потоки рідкого холодоагенту після конденсатора для подальшого дроселювання до тиску у відповідному випарнику. З урахуванням об'ємів камер та температур в них

співвідношення між потоками холодоагенту прийнято: 22 % (для випарника камери з $t_{03}= +2^{\circ}\text{C}$): 26 % ($t_{02}= -6^{\circ}\text{C}$): 53 % ($t_{01}= -26^{\circ}\text{C}$).

Зазвичай в схемі холодильної машини провізійних камер передбачено РТО на лінії всмоктування. Але, як було сказано вище, його ефективність залежить від багатьох факторів. Проаналізуємо холодильний коефіцієнт COP суднової холодильної машини провізійних камер при різних ступенях переохолодження рідини в РТО. Використовувалася стандартна методика [10] розрахунку параметрів термодинамічного циклу та енергетичних характеристик холодильної машини, з урахуванням ізоентропного ККД компресора, та його коефіцієнта подачі. Параметри стану холодоагенту в вузлових точках циклу визначалися за допомогою бази даних RefProp 10.0 [11]. Схематичне зображення циклу з РТО наведено на рис. 3.а.

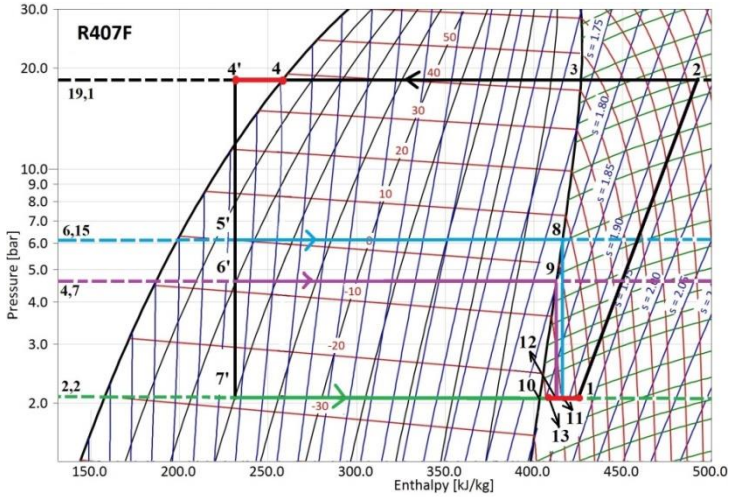
За результатами аналізу для циклу, що зображений на рис. 3.а, було отримане незначне збільшення холодильного коефіцієнту з 1.776 до 1.802 при переохолодженні рідини в РТО на 9 К. При цьому перевірка температури кінця стиснення в компресорі показала недопустиме її збільшення зі 102 до 127 °С. Тому був зроблений висновок о недоцільності застосування стандартного РТО на лінії всмоктування.

З урахуванням особливостей термодинамічного циклу холодильної машини провізійних камер (три рівня тисків в випарниках) було прийняте рішення розглянути можливість застосування для переохолодження рідини парів з випарників середне- та високотемпературного рівня – рис. 3.б. Міркування авторів при виборі такого технічного рішення були наступними:

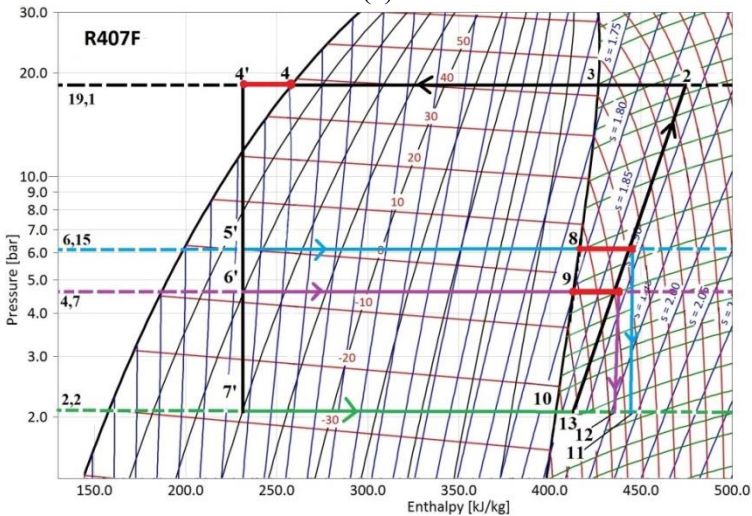
- на отримання холоду на рівні низькотемпературного випарника витрачається більше енергії, ніж на середне- та високотемпературному рівні, тому «виведення» з РТО потоку пара з низькотемпературного випарника призведе до підвищення загального COP;

- втрати тиску парів з середне- та високотемпературного випарників не обмежуються, тому що після їх нагріву за рахунок переохолодження рідини їх тиск буде знижений до тиску всмоктування у компресор;

- очікується, що при реалізації описаного підходу, температура пара на вході в компресор буде нижче, а густина вище (т.13 на рис. 3.б), ніж при використанні РТО на лінії всмоктування (т. 1 на рис. 3.а), як наслідок, температура кінця стиснення також буде нижче.



(a)



(б)

Рис. 3. Схематичне зображення холодильного циклу машини провізійних камер з РТО на лінії всмоктування (а), та «трипотоківий» РТО (б); потоки, які обмінюються теплотою у теплообмінниках, зображені красним кольором

Результати розрахунку холодильного коефіцієнту COP та температури холодоагенту на виході з компресору від ступеня переохолодження рідкого холодоагенту в РТО на лінії всмоктування, або у

«трипоточковий» РТО, запропонованому вище, або у теплообміннику з зовнішнім приймачем теплоти (РТО відсутнє, цей варіант наведений для порівняння) наведені на рис. 4.а та 4.б, відповідно.

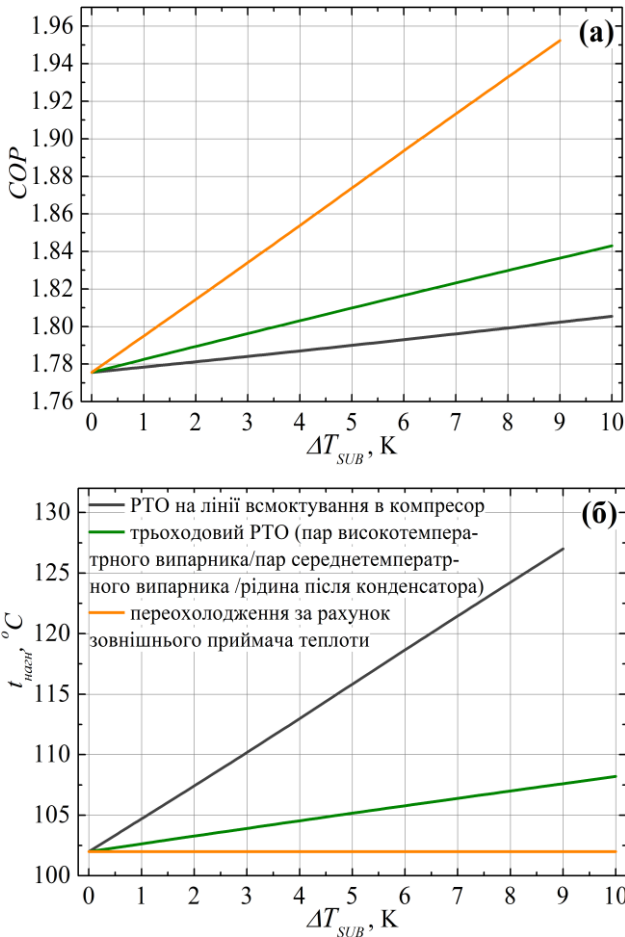


Рис. 4. Залежність холодильного коефіцієнту COP (а) та температури холодоагенту на виході з компресору (б) від ступеня переохолодження рідкого холодоагенту в РТО

Як показано на рис. 4, запропонований підхід з використанням замість РТО на лінії всмоктування «трипоточкового» РТО, призводить к більшому покращенню COP. Хоча досягти такого рівня підвищення COP, як при застосуванні охолодження за рахунок зовнішніх при-

мачів теплоти неможливе (рис. 4.а), але, з точки зору витрат на впровадження запропонованого технічного рішення, отриманий ефект можна вважати достойним уваги. Цінним результатом є те, що при застосуванні «трипоточкового» РТО температура кінця нагнітання підвищується несуттєво, що є важливим з точки зору технічних можливостей впровадження запропонованого технічного рішення.

В якості теплообмінника можна використовувати модифікований аналог кожухо-змійовикового теплообміннику (Shell-and-Finned-Coil Heat Exchanger), які часто застосовуються як РТО у холодильних машинах [10] – рис. 5. Відмінністю запропонованого технічного рішення буде наявність двох змійовиків (замість одного як на рис. 5), відповідно двох входів/виходів для парової фази, причому рідка фаза буде рухатися у міжтрубному просторі з невеликою швидкістю, тому втрати тиску будуть незначні. Втрати тиску у змійовиках, як було вже відзначено, в даному теплообміннику можна не нормувати.

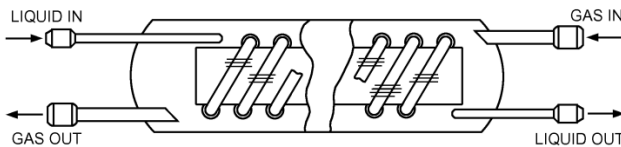


Рис. 5. Схематичне зображення кожухо-змійовикового РТО з орбеним змійовиком [10]

Висновки і перспективи подальших досліджень. В роботі проаналізовано доцільність застосування РТО у схемі холодильної машини провізійної камери при її переведенні на використання холодоагенту R407F. За результатами виконаного аналізу зроблено наступні висновки:

- використання РТО на лінії всмоктування у компресор є найбільш простим та дешевим способом забезпечити переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатору;

- використання РТО на лінії всмоктування у компресор для розглянутої схеми холодильної машини (з трьома рівнями температур у випарниках) призводить к незначному збільшенню холодильного коефіцієнту COP від 1,776 до 1,802 при переохолодженні рідини на 9 К; незначне збільшення COP пояснюється збільшенням роботи стиснення пара в компресорі (температура пара на вході в компресор збільшується, густина зменшується за рахунок його перегріву); до-

датковим небажаним ефектом є збільшення температури парів на нагнітанні компресора з 102 до 127 °С, що є недопустимим;

- запропонований варіант заміни традиційного РТО на лінії всмоктування на «трипотоковий» теплообмінник (пар після високотемпературного випарника/ пар після середньотемпературного випарника/рідина після конденсатора); показане більше покращення COP у порівнянні з попереднім варіантом, від 1,776 до 1,843 при переохолодженні рідини на 10 К; показане, що температура парів на нагнітанні компресора збільшується несуттєво, від зі 102 до 108 °С (при переохолодженні 10 К);

- аналогічний аналіз доцільно виконувати при вирішенні питання переведення суднового холодильного обладнання на холодоагенти з низьким потенціалом глобального потеплення, а також доцільно розглядати інші технічні рішення забезпечення переохолодження рідкого холодоагенту для збільшення загального COP системи.

Перелік використаних джерел

1. ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (SI). American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2016.

2. ASHRAE Handbook – Refrigeration. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2018.

3. Qureshi B.A., Zubair S.M. Mechanical sub-cooling vapor compression systems: Current status and future directions. *International journal of refrigeration*. 2013. Vol. 36(8). P. 2097-2110. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.07.026>

4. Katipamula S. A review of energy savings technology: refrigerant subcooling. *Energy engineering*. 1997. Vol. 94(3). P.53-76. <https://doi.org/10.1080/01998595.1997.10530376>

5. Pottker G., Hrnjak P. Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 50. P.156-164. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.003>

6. Zubair S.M. Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system. *Energy Conversion and Management*. 2000. Vol. 41(11). P. 1201-1222. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00169-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00169-7)

7. Batra S.N. Marine Refrigeration Series: Part 1. Guide to Components and Operation of Refrigeration Plant. Marine Insight. 2015. www.marineinsight.com

8. Hafner I. A., Gabriellii C. H., Widell K. Refrigeration units in marine vessels: Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. Nordic Council of Ministers, Denmark, 2019. <https://doi.org/10.6027/TN2019-527>

9. Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O. A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review. *Ship power plants (Судові енергетичні установки)*. 2022. Vol. 44. P. 36-44. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.36-44>

10. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2017.

11. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. Version 10.0, NIST, Standard Reference Data Program. Gaithersburg, 2018.