

РОЗДІЛ II. МЕХАНОХІМІЯ

УДК 621.175

В.В. Горін, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, Україна

В.П. Квасніков, д-р техн. наук

Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

ТЕПЛОВІДДАЧА ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ ХЛАДОНУ R407C ВСЕРЕДИНІ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБ

Проведено дослідження тепловіддачі під час конденсації хладону R407c всередині горизонтальних труб. Зроблено порівняння одержаних експериментальних даних з розрахунковими залежностями інших авторів. Запропонована залежність для розрахунку тепловіддачі.

Проведено исследование теплоотдачи при конденсации хладона R407c внутри горизонтальных труб. Сделано сравнение полученных экспериментальных данных с расчетными зависимостями других авторов. Предложена зависимость для расчета теплоотдачи.

Heat transfer with condensation of refrigerant R407c in horizontal smooth tube has been resulted. Comparing experimental data with dependencies of other authors has been done. Calculating of coefficient heat transfer was suggested.

Вступ. У наш час розробляється багато нових альтернативних хладонів, які є екологічно безпечними, але про них у загальній літературі обмежена інформація щодо питань коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння і конденсації у відповідних агрегатах холодильних установок. У зв'язку з цим виникає потреба проведення досліджень теплообміну у випарниках та конденсаторах холодильних установок. Найбільш інформативними є експериментальні дослідження, в яких визначаються локальні характеристики процесів.

Аналіз даних. Під час аналізу даних встановлено, що у всіх опублікованих роботах вимірювалися тільки середні по периметру труби і на певній довжині L (мінімум 0,5 м) коефіцієнти тепловіддачі α_k , при конденсації всередині гладких труб, що не дозволяло отримати достатню картину про особливості теплообміну під час конденсації, а саме про вплив на теплообмін паровмісту x , швидкості пари ρ^w , щільності теплового потоку q і натікання конденсату.

Відзначено, що переважна частина результатів досліджень з конденсації різних хладонів та їхніх сумішей усередині гладких та оребрених труб, проведених в останні десять років [1-6], представлені авторами у вигляді залежностей середнього по всій поверхні вимірювальної ділянки труби коефіцієнта тепловіддачі α_k як функції масового паровмісту x і масової витрати G .

Постановка задачі. У цій роботі розглянута можливість використання методу товстостінної труби [7-9] для дослідження локальних характеристик теплообміну під час конденсації теплоносіїв у горизонтальних гладких трубах.

Методи та результати. Вплив режимних факторів на процес конденсації в горизонтальній трубі хладона R407c

На рис. 1 показано вплив середньої в поперечному перерізі густини теплового потоку (q) на розподіл температури поверхні теплообміну $t = \Phi(\varphi)$ в поперечному перерізі робочої ділянки (на рис. 1: 0° – нижня, а 180° – верхня твірні робочої ділянки).

З рис. 1 видно, що зміна густини теплового потоку q призводить до розшарування кривих

$$t = \Phi(\varphi),$$

де φ – кутова координата, $^\circ$.

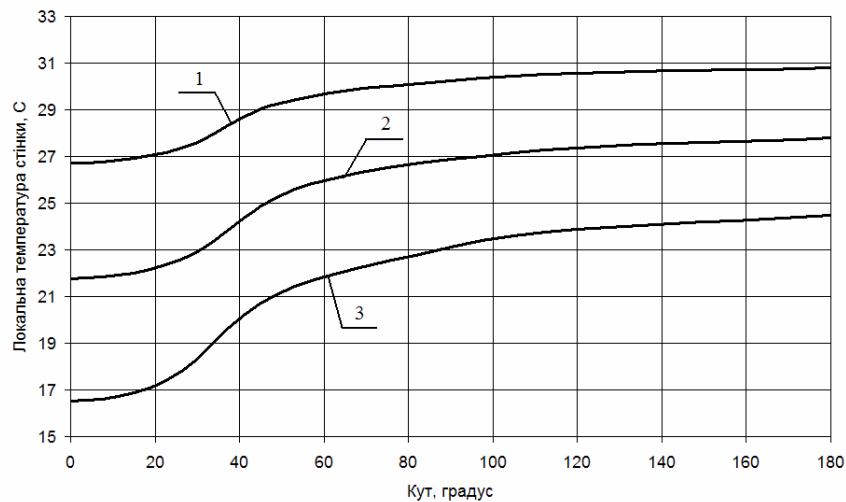


Рис. 1. Вплив густини теплового потоку q на розподіл температури t по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації $t = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $q_k = 0$:
 $1 - q = 7765\text{ Вт/м}^2$; $2 - 14064\text{ Вт/м}^2$; $3 - 15005\text{ Вт/м}^2$

При цьому при більших q температура поверхні теплообміну зменшується.

У нижньому секторі горизонтальної робочої ділянки має місце суттєве зниження температури поверхні теплообміну. При збільшенні q цей сектор зростає з одночасним зростанням падіння температури. При $q = 7765\text{ Вт/м}^2$ температура зменшується на 13 %, при $q = 14064\text{ Вт/м}^2$ – на 21,6 %, а при $q = 15005\text{ Вт/м}^2$ – на 32,7 %. Подібний до розглянутого вигляд мають і залежності $t = \Phi(\varphi)$, отримані авторами під час конденсації хладона R22.

На рис. 2 показано розподіл коефіцієнтів тепловіддачі α по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби під час конденсації хладона R407c.

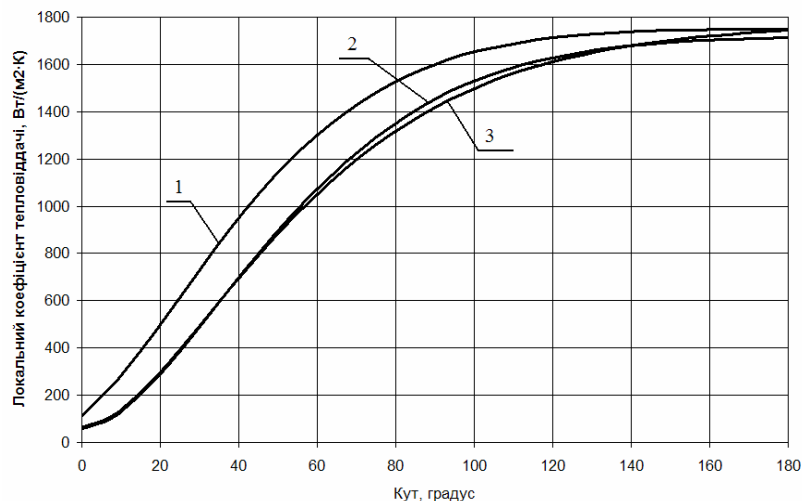


Рис. 2. Вплив густини теплового потоку q на розподіл коефіцієнтів тепловіддачі α по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації $t = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$: $1 - q = 7765\text{ Вт/м}^2$; $2 - 14064\text{ Вт/м}^2$; $3 - 15005\text{ Вт/м}^2$

Порівнюючи графіки на рис. 2 та експериментальні дані для хладона R22, можна зробити висновок про однаковий, якісний та близький кількісний характер залежностей $\alpha = \Phi(\varphi)$ при близьких значеннях основних режимних параметрів. Цей факт можна пояснити близькістю ефективних фізичних властивостей хладона R407c (трехкомпонентна суміш) до фізичних властивостей хладона R22 (однокомпонентний холодильний агент), а значить, і однаковими режимами течії двофазного потоку в робочій ділянці стенда.

Слід відзначити, що така близькість значень коефіцієнтів тепловіддачі для хладонів, що порівнюються, має місце, коли коефіцієнт тепловіддачі під час конденсації хладона R407с віднесено до різниці температур плівки конденсату та поверхні теплообміну (для хладона R407с температура конденсату у стані насичення не дорівнює температурі сухої насиченої пари).

Експериментальне дослідження теплообміну під час конденсації альтернативних холодоагентів.

Аналіз отриманих результатів. У роботі як альтернативний холодильний агент використовувався теплоносії марки R407с. Він за своїми теплофізичними властивостями відноситься до зеатропних сумішей [10].

Характерною особливістю таких речовин, з точки зору теплофізичних властивостей, є наявність різних значень тиску насичення для пари і рідини для однієї й тієї ж температури насичення. Причому ця різниця для R407с досягає значних величин: від тиску $p = 0,107$ МПа для температури $t = 0$ °С до $p = 0,24$ МПа для $t = 60$ °С і, як бачимо, вона не є величиною постійною, а збільшується зі збільшенням температури.

Під час конденсації пари це призводить до того, що на границі пара-рідина (плівка або струмок конденсату) існує температурний стрибок у бік зменшення, якщо розглядати зміну температури у напрямку потоку теплоти. Причому величина цього стрибка є змінною і функцією температури насичення. Зрозуміло, що при таких обставинах питання узагальнення експериментальних даних для тепловіддачі під час конденсації пари різних холодоагентів (особливо зеатропних і незеатропних) є доволі складним. Тому нам видається, що на цій стадії дослідження доцільним буде отримання емпіричних (зручних для проектувальників холодильних установок) формул, що придатні для розрахунку локальних коефіцієнтів тепловіддачі.

Експериментальне дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі під час конденсації пари R407с всередині горизонтальної труби проводилося для розширеного режиму течії його фаз при двох значеннях температури насичення пари $t_n = 23,3$ і $35,3$ °С. Відомо, що розширений режим течії фаз холодоагентів актуальний для горизонтально-трубних конденсаторів з повітряним охолодженням і займає більшу частину труб для конденсаторів з водяним охолодженням.

Типовий графік змінювання температури стінки робочої ділянки на радіусі $R = 0,0115$ м представлено на рис. 3.

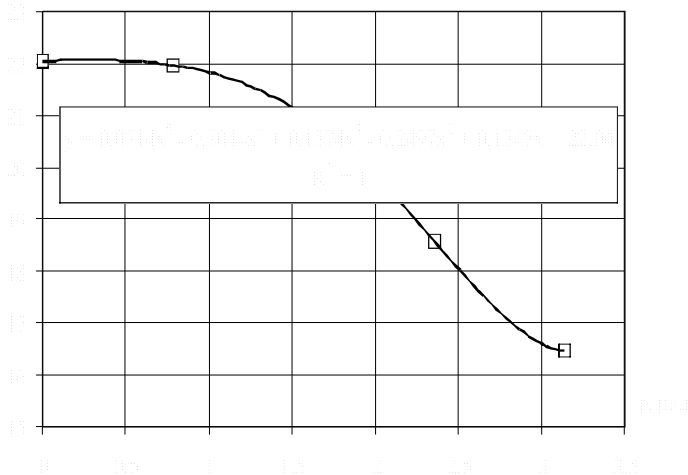


Рис. 3. Змінювання температури стінки робочої ділянки на радіусі $R = 0,0115$ м під час конденсації R407с

По осі ординат відкладена температура стінки в °С, по осі абсцис – кутова координата φ в радіанах (відлік проводився від верхнього отвору труби). Квадратні маркери – експериментальні значення температур. Лінія – апроксимаційний графік (у рамці – його рівняння і величина достовірності апроксимації).

Видно задовільну апроксимацію експериментальних значень температур.

Величина локального середнього по перерізу питомого теплового потоку \bar{q}_φ при аналізі експериментальних даних визначалася за формулою:

$$\bar{q}_\varphi = \frac{\lambda(\bar{T}_{R=0,0115} - \bar{T}_{R=0,037})}{\ln\left(\frac{0,037}{0,0115}\right)R_B}, \quad (1)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К); \bar{T}_R – середня температура для радіусів закладки термопар відповідно 0,0115 і 0,037 м, °С; R_B – внутрішній радіус труби, м.

Локальний середній по перерізу коефіцієнт тепловіддачі $\bar{\alpha}_\varphi$ визначався за залежністю:

$$\bar{\alpha}_\varphi = \frac{\bar{q}_\varphi}{T_H - \bar{T}_C}, \quad (2)$$

де T_H, \bar{T}_C – відповідно температура насичення і середня температура внутрішньої поверхні труби в перерізі закладки термопар при фіксованому φ .

Середня по перерізу температура внутрішньої поверхні труби \bar{T}_C визначалася за формулою:

$$\bar{T}_C = \bar{T}_{R=0,0115} + \frac{\bar{q}_\varphi R_B \ln\left(\frac{0,0115}{R_B}\right)}{\lambda}. \quad (3)$$

Визначені таким чином величини локальних коефіцієнтів тепловіддачі α в функції питомого теплового потоку q під час конденсації R407с всередині горизонтальної труби представлені на рис. 4.

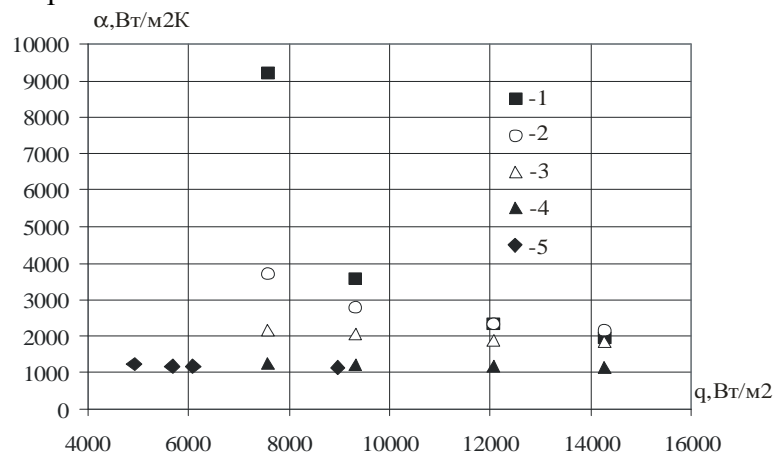


Рис. 4. Залежність локальних коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha = f(q)$ під час конденсації пари R407с при розширеному режимі течії фаз для двох значень T_n для пари 23,3 і 35,3 °С

По осі ординат тут відкладена величина локального коефіцієнта тепловіддачі α , Вт/(м²·К), по осі абсцис – питомий тепловий потік q , Вт/м². Маркерами 1-4 позначені величини локальних коефіцієнтів тепловіддачі, що відносяться до режиму конденсації з T_n для пари 35,3 °С: маркером 1 – експериментальні значення α при T_n для пари

35,3 °С, що віднесені до різниці температур з T_n для рідини, і визначальною температурою – T_n для рідини; маркером 2 – α , що були розраховані за відомим рішенням Нуссельта (4) [11] при тих же умовах для зовнішньої поверхні горизонтальної труби, яке для випадку конденсації всередині труби, з урахуванням кута затоплення струмком нижньої її частини, добре узгоджується з експериментальними даними [12, 13] та ін. Відповідно до [11] при умові $T_c = const$ по координаті φ середній по перерізу труби локальний коефіцієнт тепловіддачі α дорівнює:

$$\alpha = 0,728 \left(\frac{\lambda^3 \rho g r}{\nu d (T_n - T_c)} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

де ρ – густина, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с; r – прихована теплота пароутворення, Дж/кг; d – діаметр, м.

Маркером 3 – α , що були розраховані за формулою (4) при умовах, коли T_n для рідини замінювалася на T_n для пари; маркером 4 – експериментальні значення α , що віднесені до різниці температур з T_n для пари, і такою ж визначальною температурою. Маркерами 5 позначені експериментальні значення $\alpha = f(q)$ при T_n для пари 23,3 °С, що віднесені до різниці температур ($T_n - T_c$) з T_n для пари, і такою ж визначальною температурою.

Видно, що розраховані за формулою (4) значення α (маркер 2), для даних з T_n для пари 35,3 °С у діапазоні зміни величини $q = (9000 \dots 14500)$ Вт/м² доволі задовільно узгоджуються з експериментальними їх значеннями (маркер 1) при прийнятій як визначальній температурі T_n для рідини (відхилення дослідних даних від розрахункових становить не більше 22 %). Виключення становить α при $q = 7600$ Вт/м², де дослідні дані перевищують розрахункові на ≈ 60 %. Розрахункові за формулою (4) значення α (при T_n для пари як визначальної температури) ще більше відхиляються в бік зменшення від дослідних (маркер 3).

Якщо ж віднести експериментальні значення локального питомого теплового потоку до різниці температур ($T_n - T_c$) з T_n для пари і прийняти її як визначальну для теплофізичних властивостей рідини, то можна отримати доволі несподіваний результат. Розраховані таким чином значення експериментальних локальних коефіцієнтів тепловіддачі по суті автомодельні до величини q (маркер 4). Тут, мабуть, виявляється нівелюючий вплив суттєво збільшеної (на ≈ 5 °С) різниці температур ($T_n - T_c$).

Цікаво, що такий же результат отримується і для випадку конденсації з T_n для пари, що дорівнює 23,3 °С (маркер 5; експериментальні і розрахункові дані $\alpha = f(q)$, що відповідні тим, які відображують маркери 1-3, аналогічні режиму конденсації з T_n для пари, що дорівнює 35,3 °С; тому для того, щоб не захаращувати рисунок, вони не наводяться).

Для спрощення інженерної методики розрахунку конденсаторів холодильних установок доцільно узагальнити результати експериментального дослідження з використанням температури насичення пари як визначальної температури. Така обробка представлена на рис. 5.

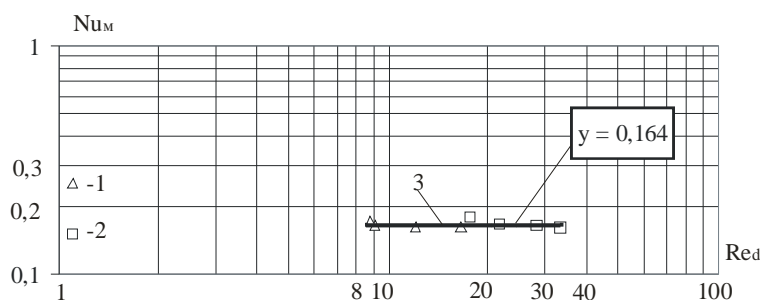


Рис. 5. Представлення дослідних даних під час конденсації R407c для розширеного режиму течії фаз

По осі ординат відкладені значення модифікованого критерія Нуссельта $Nu_M = \frac{\alpha \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}}$, по осі абсцис – плівкового критерія Рейнольдса у вигляді $Re_d = \frac{q \pi D_B}{v \rho r}$.

Маркером 1 позначені експериментальні дані з T_n для пари, що дорівнює 23,3 °С, маркером 2 – експериментальні дані для пари, що дорівнює 35,3 °С, 3 – графік $Nu_M = 0,164$.

Видно, що експериментальні значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі під час конденсації пари R407c при розширеному режимі течії його фаз, що віднесені до різниці температур ($T_n - T_c$) з температурою насичення для пари T_n і з цією ж температурою як визначальної для теплофізичних властивостей конденсату, задовільно узгоджуються з графіком (рис. 5), з якого маємо:

$$Nu_M = \frac{\alpha \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}}{\lambda} = 0,164. \quad (5)$$

Тобто, при вказаній обробці експериментальних даних критерій Nu_M автотельний по відношенню до плівкового критерія Рейнольдса Re_d .

Висновки. Таким чином, проведені експерименти показали, що під час конденсації пари холодоагенту R407c (зеатропна суміш) при розширеному режимі течії його фаз оцінювати інтенсивність тепловіддачі можна за залежністю Нуссельта (4) (при визначальній температурі, що дорівнює T_n для рідини), враховуючи, що при малих q теорія дає більш низькі значення α (ця обставина може бути актуальною в кінці горизонтальної труби при охолодженні її водою).

Якщо як визначальну температуру прийняти T_n для пари, то експериментальні дані задовільно узгоджуються з рівнянням (5). Відхилення дослідних даних від розрахункових за формулою (5) становить не більше $\pm 8\%$, що дає змогу рекомендувати її для використання в розрахунках.

Список використаних джерел

1. A. Cavallini, G. Censi, D. Del Gol, L. Doretto, G.A. Longo, L. Rossetto, In-tube condensation of halogenated refrigerants. International Journal of HVAC&R Research (2002) P. 146-161.
2. O. Garcia-Valladares, Review of In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations for Smooth and Microfin Tubes. Heat Transfer Engineering, vol. 24(4): (2003) P. 6-24.
3. J. Ei Hajal, J.R. Thome, A. Cavallini, Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map. International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) P. 3349-3363.
4. Cavallini A., Censi G, Del Col D., et al., Condensation of refrigerants in smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design, 3rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 21-24 June 2004, Cape Town, South Africa.
5. E.W. Jassim, T.A. Newell, J.C. Chato, Prediction of two-phase condensation in horizontal tubes using probabilistic flow regime maps, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) P. 485-496.

6. R. Suliman, L. Liebenberg, J.P. Meyer, Improved flow pattern map for accurate prediction of the heat transfer coefficients during condensation of R-134a in smooth horizontal tubes and within the low-mass flux range. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) P. 5701-5711.

7. Петухов Б. С. Метод толстостенной трубы для измерения теплоотдачи в трубах / Б. С. Петухов // Теплоэнергетика. – 1954. – № 4. – С. 36-41.

8. Риферт В. Г. Режимы течения фаз и теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб / В. Г. Риферт, А. И. Сардак, А. Н. Тобилевич // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1985. – № 4. – С.101-109.

9. Louahlia-Gualous H., Panday P.K., Artioukhine E. Inverse determination of the local heat transfer coefficients of nucleate boiling on a horizontal cylinder // *Journal of Heat Transfer, Transaction of the ASME*. – 2003. – № 125. – P. 1087-1095.

10. Бабакин Б. С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе / Б. С. Бабакин, В. И. Стефанчук, Е. Е. Ковтунов. – М.: Колос, 2000. – 160 с.

11. Nusselt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes.- VDI, 1916, Bd 60, № 27, S. 541-546, 569-575.

12. Кректунов О. П. Процессы конденсации и конденсаторы масло-жирового производства / О. П. Кректунов, А. С. Савус. – СПб., 1998. – 495 с.

13. Риферт В. Г. Конденсация пара внутри горизонтальных труб / В. Г. Риферт // ИФЖ. – 1983. – Т. XLIV. – № 6. – С. 1017-1029.

УДК 663.951:006.015.5

Т.М. Денисенко, канд. техн. наук

С.В. Гаценко, ст. викладач

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ДЕГУСТАЦІЙНА ОЦІНКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-ХІМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ЧАЮ

Проаналізовано марки чаю, що користуються попитом на ринку України. Розглянуто хімічні складові (розчинні речовини) чаю та їх вплив на властивості готового напою й організм людини. Наведено результати органолептичних та фізико-хімічних досліджень якості конкретних зразків чаю на відповідність вимог стандартів.

Постановка проблеми. Чай, як товар, має свої особливості. З однієї сторони, це продукт повсякденного вживання, що гарантує його виробникам і трейдерам відносно стабільний товарообіг й отримання певної рентабельності. З другої – він імпортується як сировина і як готовий продукт. Робота з ним залежить від багатьох факторів: стану справ у країнах-виробниках, цінових коливань на світових чайних біржах, стану економіки у нашій країні.

На ринку України представлено більше 20-ти марок чаю. Починаючи з першої половини 2002 року і до сьогодні, позиції лідера займає чай марки Lipton.

Чай в Україні не вирощується. Понад 80 % чаю завозиться в Україну зі Шрі-Ланки, близько 10 % продукту індійського походження. Решту становить продукція, що завозиться з Китаю, Індонезії, В'єтнаму, Кенії, Аргентини, Сінгапуру, Грузії тощо. Широко представлена продукція фасувальників з Німеччини, Нідерландів, Великобританії, Греції, Польщі, Росії, Чехії та інших країн [5].

У зв'язку зі стовідсотковим імпортом та дуже широким асортиментом чаю гостро стоїть проблема дослідження його якості з метою недопущення на ринок неякісного товару.

Аналіз досліджень та публікацій. Споживання чаю складає близько 61 % від загальної кількості напоїв. Досить активно фігурують на українському ринку чаю такі марки, як Dilmah, Ahmad Tea (чай "Цейлон ОР", що являє собою вишуканий купаж чорних чаїв); ТМ "Майський чай" (продукція компанії "Май"), під цією маркою пропонуються 50 брендів, 8 з яких крупнолистові чаї; компанія "Ормі трейд Ltd" представляє на ринку торгові марки