

Міністерство освіти і науки України
Запорізький національний технічний університет



ЛАЗАРЄВ ІВАН ВІКТОРОВИЧ

УДК 539.4.014:539.411

РОЗРОБКА ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ
ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ

01.02.04 – Механіка деформівного твердого тіла

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Запоріжжя – 2016

Дисертацією є рукопис

Роботу виконано у відділі електромагнітних досліджень Публічного акціонерного товариства "Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформаторобудування" (ПАТ "ВІТ"), м. Запоріжжя.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент **Шевченко Володимир Григорович**, Запорізький національний технічний університет, завідувач кафедри механіки

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор **Воробйов Юрій Сергійович**, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, завідувач відділу нестационарних механічних процесів

доктор технічних наук, професор **Дзюба Анатолій Петрович**, Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара, завідувач кафедри обчислювальної механіки та міцності конструкцій

Захист відбудеться о 13³⁰ «14» червня 2016 року на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 17.052.01 у Запорізькому національному технічному університеті (69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64, ауд. 153).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Запорізького національного технічного університету (69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64).

Автореферат розісланий "12" травня 2016 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.А. Мітяєв

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток електроенергетики відбувається в умовах безперервного підвищення вимог до надійності енергосистем. Споживачі розвинутих країн вимагають стовідсоткової надійності електропостачання. Одночасно швидкими темпами зростає споживання електричної енергії. Як наслідок, енергосистеми в цілому та їх компоненти працюють в умовах максимального навантаження. Силкові трансформатори є життєво важливими елементами енергосистем. Тому надійність цих систем у значній мірі залежить від надійної роботи трансформаторів. Аварія потужного трансформатора за своїми наслідками наближається до виходу з ладу значної інженерної споруди. Однією з найсуттєвіших характеристик надійності трансформатора є *механічна міцність* – здатність витримувати механічні навантаження, які виникають під час: 1) коротких замикань (КЗ); 2) сейсмічних явищ; 3) транспортування. Провідні фахівці в галузі трансформаторобудування вважають, що в майбутньому ця характеристика взагалі стане визначальною. На шляху забезпечення механічної міцності трансформатора головне місце займає *електродинамічна стійкість* – комплексна характеристика відповідальних елементів конструкції, що визначає здатність чинити опір зусиллям та відповідним напруженням, які виникають в них під дією електромагнітних (в подальшому ЕМ) сил КЗ. Визначається вона, в першу чергу, *механічною міцністю* (електродинамічною стійкістю) обмоток та конструкції їх пресування, які в сукупності з магнітною системою (МС) утворюють активну частину (АЧ) трансформатора. Успішне вирішення проблеми забезпечення механічної міцності трансформаторів у процесі їх створення можливе за наявності: 1) теорії, побудованої на фундаментальних законах механіки, яка розкриває фізичну сутність процесів і явищ, що призводять до механічних пошкоджень обмоток та конструктивно пов'язаних із ними елементів; 2) достовірних методів визначення параметрів цих процесів і явищ. Для створення таких умов з середини минулого сторіччя, було проведено багато досліджень як у нашій країні, так і в інших. Розв'язанням питань, пов'язаних із зазначеною проблемою, займалися Кантор Б. Я., Корбут Б. О., Кохан П. Г., Лазарєв В. І., Науменко Л. В., Науменко О. К., Сорока М. В., Рушак В. Є., Дубінін Ю. А., Носачов В. О., Титко О. І., Кравченко А. Н., Кирилов В. М., Воробйов Ю. С., Горшунов В. Ю., Дзюба А. П., Конов Ю. С., Болотін В. В., Куранов Б. А., Макаров Б. П., Лурье О. Й., Савельєв М. П., Зенова В. П., Мільман Л. Й., Дробишевський А. А., Левицька О. І., Ігонін Г. В., Панібратець А. М., Бичковська-Липинська Л., Боуз А., Турніє І., Торсеке Л., Еберсол Г., Waters M., Whitaker J. D., Patel M. R., Bertagnolli G., Del Vecchio R. M., Hiraishi K., Hori Y., Shida S., Saravolac M., Fogelberg T. та ін. З урахуванням отриманих результатів на основі досліджень, проведених у ПАТ «Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформаторобудування», було побудовано теорію електродинамічної стійкості обмоток та розроблено Програмно-методичний комплекс Розрахунок електродинамічної стійкості обмоток трансформаторів при коротких замиканнях

«ELDINST» (ПМК ELDINST) у складі програм ELDINST 2, Yoke Beam. Широке практичне використання цих розробок почалося у 2001 році. Випробування трансформаторів, які створювалися із застосуванням цього комплексу, підтвердили достовірність теорії та побудованих на її основі методів розрахунку, критеріїв і норм перевірки стійкості обмоток до дії сил КЗ. Усі ці трансформатори з першого разу успішно витримали випробування на стійкість до КЗ. Для порівняння, за даними випробувальних лабораторій до третини машин не витримують таких випробувань з першого разу.

ПМК ELDINST використовують понад 30 виробників трансформаторів, серед них такі провідні фірми: "Hyundai", Республіка Корея; ВАТ ХК "Електро завод", ТОВ "Тольятинський трансформатор", Росія; "Crompton Greaves LTD", Індія; "ТБЕА", "СПЕСО", Китай; "Wilson", Австралія; "Areva T&D S.A. – REM company", Англія – Франція; ПАТ "Запоріжтрансформатор", Україна; "Toshiba", Японія. Від початку впровадження цього комплексу ведуться дослідження і роботи по його вдосконаленню, обумовлені наступним.

У процесі співробітництва з користувачами, а також за наслідками випробувань та експлуатації трансформаторів виникла потреба в розширенні можливостей цього комплексу, розробці нових та уточненні деяких існуючих методів розрахунку. Необхідність і напрямки пов'язаних із цим досліджень та розробок викликані такими обставинами.

Методи розрахунку радіальної стійкості обмоток та їх міцності при дії радіальних і осьових ЕМ сил КЗ, закладені в ПМК ELDINST, розповсюджуються лише на провідники з прямокутним перерізом, заокруглення кутів якого не враховуються. В той же час обмотки з провідниками круглого перерізу широко застосовуються у трансформаторах масових серій, які теж необхідно розраховувати на стійкість до дії сил КЗ. Зазначене обумовило необхідність проведення досліджень з метою розробки відповідних методів розрахунку для обмоток з провідниками круглого та прямокутного перерізу із заокругленнями кутів.

Розрахунок механічної міцності в ПМК ELDINST проводиться для елементів одного стрижня МС з обмотками однієї фази трансформатора, в яких ЕМ сили КЗ змінюються у часі за одною і тою ж функцією. Але досить розповсюджені трансформатори, в яких на одному стрижні МС містяться обмотки різних фаз (трансформатори зі схемою з'єднання обмоток «зигзаг»). ЕМ сили, що діють на обмотки різних фаз, змінюються у часі за відмінними функціями. Усе це обумовило необхідність проведення досліджень з метою розробки методів розрахунку механічної міцності елементів одного стрижня МС, на якому містяться обмотки різних фаз трансформатора.

Осьові (такі, що діють у напрямку осей стрижнів МС) зусилля стиснення в обмотках вважаються важливим фактором, що суттєво впливає на їх електродинамічну стійкість, а також утримує за рахунок тертя обмотки від переміщень при прискореннях під час транспортування трансформаторів або землетрусів. Цей фактор виявився найменш дослідженим. Наприклад, відомо, що зменшення осьових зусиль стиснення обмоток у багатьох випадках спостерігається

під час підйому та опускання АЧ при виготовленні трансформаторів, після їх транспортування і випробувань на стійкість до дії сил КЗ. При обстеженнях трансформаторів в експлуатації та під час капітальних ремонтів також було виявлено значне зменшення осьових зусиль стиснення в обмотках. Середній рівень залишкових осьових зусиль обмоток, визначений за результатами обстежень, дорівнює приблизно 55% від початкових значень, що були забезпечені при виготовленні трансформаторів. Причини цих явищ на момент створення ПМК ELDINST не були ані виявлені в повному обсязі, ані досліджені. Також існує потреба визначення осьових зусиль в обмотках, запресованих спільним пресувальним кільцем, з урахуванням їх різновисокості, обумовленої, зокрема, допусками на геометричні розміри. Усе це визначило необхідність проведення досліджень з метою виявлення факторів, що суттєво впливають на осьові зусилля обмоток під час виготовлення, транспортування, випробувань та експлуатації трансформаторів, і розробки відповідних методів розрахунку цих зусиль.

АЧ трансформатора являє собою складну систему деформівних твердих тіл, що взаємодіють одне з одним. У цих тілах мають місце значні початкові деформації та напруження, які виникають при виготовленні та запресовці обмоток. Наявність в цій системі тіл із різноманітних матеріалів обумовлює виникнення в них значних додаткових деформацій і напружень не тільки при дії ЕМ сил КЗ, а також при змінній температурі тіл та вмісту вологи ізоляційних матеріалів із целюлози, які містяться в обмотках. Значні початкові деформації та напруження не дозволяють використовувати для розрахунку міцності елементів системи відомі результати механіки деформівного твердого тіла, отримані на основі принципу природного ненапруженого стану об'єктів, що розраховуються. В першу чергу це стосується обмоток, у провідниках яких при намотці виникають напруження згинання, що перевершують границю пропорційності матеріалу.

Таким чином, тема дисертації, пов'язана з розробкою і вдосконаленням методів розрахунку міцності елементів конструкції трансформаторів для підвищення їх надійності, відповідає умовам сучасного розвитку енергосистем та вимогам виробників трансформаторів, а тому є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота відповідає програмі реалізації задач, які поставлені робочою групою CIGRE (CIGRE – Conseil International des Grands Reseaux Electriques – Міжнародна рада з великих електричних систем) WG A3.20 «Математичне та фізичне моделювання» (“Simulations and Calculations as Verification Tools”), по створенню міжнародновизнаного програмно-методичного забезпечення розрахунків трансформаторів. Безпосередньо робота виконувалась за планами науково-дослідних робіт ПАТ "Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформаторобудування" у відповідності з п.3 Цілей в області якості на 2009 – 2011 роки Керівництва по якості РК-04-2009 ВАТ «ВІТ», п.2 Цілей в області якості на 2012 – 2013 роки Керівництва по якості РК-05-2012 ПАТ «Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформаторобудування» згідно зі стандартами ISO 9001:

2008, ДСТУ ISO 9001: 2009. Роль автора у виконанні вказаних науково-дослідних робіт як відповідального виконавця полягала в плануванні об'єму і змісту робіт, формулюванні наукових задач досліджень і їх розв'язанні, розробці методів отримання результатів, побудові методик, алгоритмів та програм розрахунку.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка і вдосконалення методів розрахунків та аналізу статичної і вібраційної міцності та стійкості елементів конструкції силових трансформаторів для підвищення їх надійності.

Задачі, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

1. Розробити методи розрахунку критичних напружень радіальної стійкості гнучких кругових кілець, яким відповідають провідники обмоток круглого та прямокутного із заокругленнями кутів перерізу, враховуючи значні початкові напруження, що виникають в них під час намотки.

2. Розробити методи розрахунку міцності кілець з радіальними та осьовими опорами, яким відповідають провідники обмоток круглого або прямокутного перерізу у тому числі із заокругленнями кутів при дії на них осьових і радіальних ЕМ сил КЗ, беручи до уваги значні початкові напруження, що виникають під час намотки.

3. Розробити методи розрахунку осьових переміщень і зусиль під час коливань в елементах механічної системи, якій відповідає пресувальна конструкція та розташовані на одному стрижні МС обмотки різних фаз трансформатора, в котрих осьові ЕМ сили КЗ змінюються у часі за відмінними аперіодичними функціями.

4. Виявити фактори, що суттєво впливають на осьові зусилля в елементах системи твердих деформівних тіл, яким відповідають обмотки та конструкція їх пресування. Розробити методи розрахунку цих зусиль з урахуванням виявлених факторів і дослідити їх вплив на зазначені зусилля.

Об'єктом дослідження є механічні процеси, що визначають міцність елементів системи деформівних твердих тіл, якій відповідають обмотки та конструкція їх пресування, під час виготовлення, транспортування та експлуатації силових трансформаторів.

Предмет дослідження – критичні напруження радіальної стійкості, граничні згинальні моменти, осьові зусилля та переміщення у відповідних елементах розглядуваної системи деформівних твердих тіл.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених задач проводились теоретичні дослідження з використанням методів: механіки деформівного твердого тіла: розрахунку стійкості та міцності елементів, що працюють за границею пружності (визначення критичних напружень радіальної стійкості обмоток та їх міцності при дії радіальних та осьових ЕМ сил КЗ); теорії коливань систем із зосередженими та розподіленими параметрами (визначення переміщень та зусиль в елементах АЧ при дії осьових ЕМ сил КЗ, що змінюються у часі за різними аперіодичними функціями); розрахунку складних статично невизначуваних систем (визначення осьових зусиль в елементах АЧ після її підйомів та опускань, КЗ, а також при запресовці обмоток, змінюванні температур елементів та вмістів вологи в ізоляційних матеріалах).

Наукова новизна одержаних результатів. За наявності значних початкових напружень і зусиль розвинуто методи розрахунку: радіальної стійкості та міцності кругових кілець круглого і прямокутного із заокругленнями кутів перерізу; осьових зусиль в елементах системи з паралельних стержнів та твердих тіл, з'єднаних безінерційними пружинами, при дії аперіодичних ЕМ сил з різними фазами, сталими часу загасання та амплітудами у стаціонарному режимі, а також змінній температури і вмісту вологи матеріалів із целюлози. У процесі досліджень вперше:

1. Розроблено методи визначення критичних напружень радіальної стійкості гнучких кілець круглого або прямокутного із заокругленнями кутів перерізу з урахуванням значних початкових напружень згинання. Отримано узагальнений метод розрахунку критичних напружень радіальної стійкості кілець – провідників обмоток з круглим та прямокутним перерізом.

2. Розроблено методи перевірки міцності за граничним станом при розтягу-стиску та згинанні для кілець круглого і прямокутного перерізу без заокруглень та із заокругленнями кутів за наявності як радіальних, так і осьових опор при дії рівномірно розподілених по колу радіальних та осьових сил з урахуванням значних початкових напружень згинання. Отримано узагальнений метод розрахунку міцності, що розповсюджується на розглянуті кільця – провідники обмоток з круглим та прямокутним перерізом.

3. Визначено осьові переміщення і зусилля в стержнях – обмотках різних фаз трансформатора, розташованих на одному стрижні МС, та безінерційних пружинах, еквівалентних елементам пресувальної конструкції. Для цього розглянуто механічну систему, яку утворюють два простих осцилятора з розташованими на одній осі безінерційними пружинами і твердими тілами, зв'язаними паралельними стержнями, навантаженими осьовими зосередженими силами, що змінюються у часі за аперіодичними функціями з різними фазами, сталими часу загасання та амплітудами у стаціонарному режимі.

4. Розглянуто механічну систему з паралельних стержнів, розміщених між двома твердими тілами, з'єднаними за допомогою безінерційних пружин з двома іншими твердими тілами, руху яких протидіють сили сухого тертя та пружності. Отримано вирази для визначення сил, які виникають в АЧ при: створенні початкових зусиль у стержнях за наявності відхилень їх осьових розмірів, дії зовнішніх та внутрішніх сил на тверді тіла, ліквідації зменшення початкових зусиль у стержнях унаслідок дії зовнішніх сил, змінній температури стержнів та вмісту вологи матеріалів з целюлози, що входять до їх складу. Встановлено та досліджено закономірності впливу сил тертя, температури нагріву стержнів та вмісту вологи матеріалів з целюлози, що входять до їх складу, на зусилля в елементах системи.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені методи розрахунків реалізовано в новій версії програми ELDINST 9. Практичну цінність розроблених методів підтверджує Акт впровадження результатів дисертаційної роботи Лазарева Івана Вікторовича «Розробка та вдосконалення методів розрахунку міцності елементів конструкції силових трансформаторів», складений у ПАТ

«Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформаторобудування».

Особистий внесок здобувача. Наукові положення і теоретичні результати, викладені у дисертації і що виносяться на захист, одержані автором особисто. У друкованих працях, опублікованих з іншими авторами, здобувачеві належить: [1, 10] – розробка методів визначення осьових зусиль в елементах АЧ з урахуванням сил тертя, отримання результатів та їх аналіз; [7, 14] – аналіз результатів теоретичної оцінки стійкості та випробувань трансформаторів.

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень дисертації регулярно доповідалися й обговорювалися на наступних конференціях: XII Міжнародній науково-технічній конференції «Трансформаторобудування 2009», ВАТ «ВІТ», Міжнародна Асоціація (МА) ТРАВЕК (Трансформатори, Апаратура Високовольтна, Електротехнічна Кераміка), Національний комітет CIGRE в Україні (Україна, Запоріжжя, 7 – 11 вересня 2009 р.); XIII Міжнародній науково-технічній конференції МА ТРАВЕК «Силові, розподільні трансформатори та реактори, Системи діагностики» (Росія, Москва, 19 – 20 червня 2012 р.); XV Міжнародній науково-технічній конференції МА ТРАВЕК «Перспективи розвитку електроенергетики та високовольтного електротехнічного обладнання. Енергоефективність та енергозбереження» (Росія, Москва, 19 – 20 березня 2013 р.); XVI Міжнародній науково-технічній конференції МА ТРАВЕК «Силові, розподільні трансформатори та реактори. Системи діагностики» (Росія, Москва, 25 – 26 червня 2013 р.); Міжнародній науково-технічній конференції – 12th International Conference Cum Exhibition on Transformers “Innovative Quest for Transformer Technology for Efficient and Reliable Power” (TRAFOSEM-2013), 15th November 2013 : India, CWIEME International Exhibition Centre, Bengaluru : Indian Transformer Manufacturers Association (ITMA).

Публікації. Основний зміст та результати досліджень викладено в 16 наукових працях, у тому числі: 11 статей у науково-технічних виданнях України та Росії, які включено до міжнародних наукометричних баз, а також 5 статей у збірниках доповідей та тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації складає 243 сторінок друкованого тексту, у тому числі основного тексту – 154 сторінки, 50 рисунків, 16 таблиць, 3 додатки на 31 сторінці; список використаних джерел складається з 313 найменувань на 33 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано важливість і актуальність теми дисертації, наведено інформацію про зв'язки роботи з науковими програмами, визначені мета, задачі об'єкт, предмет і методи досліджень, висвітлено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів, надані відомості про особистий внесок здобувача, апробацію результатів та їх впровадження, публікації, структуру та обсяг дисертації.

У першому розділі за результатами аналізу літератури зазначено, що в існуючих літературних джерелах досить повно висвітлено конструкцію трансформаторів, технологію їх виготовлення, властивості матеріалів, що використовуються. Показано, що існує два типи АЧ, які мають принципову різницю. До *першого типу* належить найбільш розповсюджена конструкція АЧ, яка має спільну систему пресування торцевих ярем МС і обмоток трансформатора. В конструкції АЧ *другого типу* для пресування обмоток використовується незалежна система.

На основі аналізу практичного використання попередніх розробок, а також даних випробувань та експлуатації вирішено питання, що не знайшли вирішення у попередніх дослідженнях. Обґрунтовано напрямки досліджень дисертації, сформульовано їх задачі і мету. Визначено методи досліджень, які забезпечать вирішення сформульованих задач і, як наслідок, досягнення поставленої мети.

У **другому розділі** визначаються критичні напруження випинання кілець круглого та прямокутного із заокругленнями кутів перерізу. Розглядається гнучке кругове кільце, геометричні та фізичні параметри якого відповідають середньому в радіальному напрямку провіднику обмотки. Задача зводиться до визначення згинальних моментів додаткових напружень, які виникають у радіальних перерізах кільця при випинанні. При цьому враховувалось, що в кільці існують початкові деформації згинання ε_b та відповідні їм напруження σ_b , які виникають у провідниках при намотці обмоток (див. рис.1, де: a – радіальний розмір кільця, $a = b$ для прямокутного $a = d$ для круглого перерізу; D – середній діаметр кільця; σ_{pl} , ε_{pl} – границя пропорційності матеріалу провідника та відповідна їй деформація).

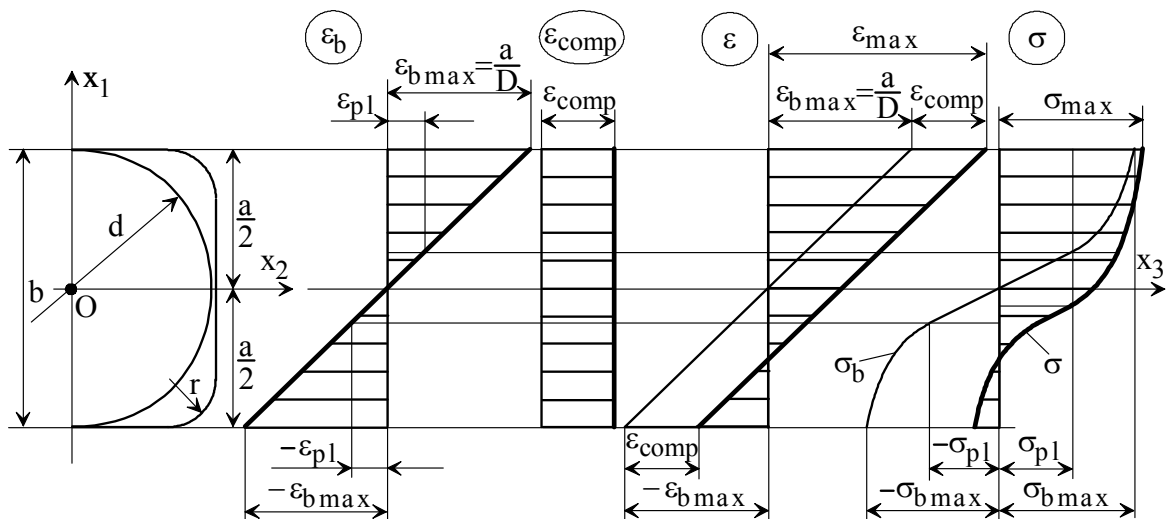


Рисунок 1 – Напруження та деформації в перерізі кільця

Таким чином, у кільці існують дві пластичні області стиску та розтягу, що охоплюють відповідно внутрішні та зовнішні волокна, напруження в яких відповідають умові $|\sigma_b| > \sigma_{pl}$. Радіальне навантаження призводить до виникнення у

кільці колової деформації стиску $\varepsilon_{\text{comp}}$, внаслідок якої розтягнуті при виготовленні волокна розвантажуються, а стиснуті – довантажуються. При цьому пластична область розтягу зникає, а стиску розширюється. У кільці утворюється одна пластична область стиску, в якій відповідні повним деформаціям $\varepsilon = \varepsilon_b + \varepsilon_{\text{comp}}$ повні напруження σ , перевершують границю пропорційності $\sigma > \sigma_{pl}$. Колове напруження (середнє) σ_{comp} , відповідне деформації стиску $\varepsilon_{\text{comp}}$, дорівнює рівнодійній повних напружень σ , поділений на площу перерізу F . Через наявність пластичної області колові напруження σ_{comp} та відповідні їм деформації $\varepsilon_{\text{comp}}$ не відповідають діаграмі «напруження – деформація» матеріалу кільця. При розтягу кільця у напрямку кола мають місце ті ж результати, що і при стиску. Тому для характеристики кільця при будь-яких колових деформаціях отримано залежності «колове напруження – колова деформація» ($\sigma_{\text{cir}} - \varepsilon_{\text{cir}}$), які використовуються для розрахунку кілець – провідників обмоток на жорсткість при дії радіальних навантажень.

Якщо виникає колове напруження (критичне), що призводить до випинання, з'являються додаткові деформації згинання, при яких півхвилі вигину почергово спрямовані то назовні, то всередину кільця. На ділянках, де ці півхвилі спрямовані назовні, у пластичній області стиску, що охоплює внутрішні волокна, мають місце додаткові деформації стиску. У волокнах пластичної області такі додаткові деформації характеризуються набагато меншим модулем пружності, ніж в інших волокнах. Тому на таких ділянках – ділянках довантаження нейтральний шар буде зміщуватись у бік волокон, деформації яких характеризуються більшим модулем пружності. Координата нейтральної осі у цьому випадку визначалась з умови самоврівноваженості додаткових напружень, викликаних випинанням. На ділянках, де півхвилі деформації спрямовані всередину, в пластичній області стиску відбувається розвантаження. Тобто на цих ділянках – ділянках розвантаження пластична область зникає. Додаткові деформації згинання характеризуються одним і тим же модулем пружності. Нейтральний шар розташовується на середині радіального розміру кільця. Отже, для згинальних моментів відносно нейтральних осей на ділянках довантаження і розвантаження (M_{up} і M_{dn}) було отримано вирази:

$$M_{\text{up}} = \vartheta_{\text{up}} E_{\text{upl}} J, \quad M_{\text{dn}} = \vartheta_{\text{dn}} E_{\text{dnl}} J, \quad (1)$$

де ϑ_{up} , ϑ_{dn} , E_{upl} , E_{dnl} – змінення кривизни осі кільця внаслідок випинання та модулі пружності на ділянках довантаження і розвантаження;

J – момент інерції перерізу кільця відносно осі x_2 (див. рис.1).

З урахуванням цих згинальних моментів критичні напруження ділянок довантаження і розвантаження визначаються за такими формулами:

$$\sigma_{\text{up}} = E_{\text{upl}} \lambda_{\text{up}}^{-2}, \quad \sigma_{\text{dn}} = E_{\text{dnl}} \lambda_{\text{dn}}^{-2}, \quad (2)$$

де $\lambda_{up} = l_{up}/\pi i$, $\lambda_{dn} = l_{dn}/\pi i$, l_{up} , l_{dn} – гнучкості та довжини ділянок довантаження і розвантаження;

$i = \sqrt{J/F}$ – радіус інерції перерізу провідника.

При випинанні критичні напруження ділянок довантаження і розвантаження мають бути рівними, а сума довжин цих ділянок повинна дорівнювати довжині хвилі деформації. Використовуючи ці умови, для визначення критичного напруження при n -й формі випинання кільця σ_n , отримано такі результати:

$$\sigma_n = E_{L1}/\lambda_n, \quad (3)$$

де $E_{L1} = (\sqrt{E_{up1}} + \sqrt{E_{dn1}})^2 / 4$ – узагальнений модуль пружності плоских форм випинання кільця;

$\lambda_n = D/\pi i$ – гнучкість кільця при n -ї формі втрати стійкості;

n – кількість хвиль деформації в напрямку кола.

Вираз (3) не може бути безпосередньо використаний для розрахунків, оскільки величина E_{L1} залежить від напруження стиску σ_n . Рівняння (3) розв'язувалося шляхом побудови діаграм «критичне напруження – гнучкість» ($\sigma_n - \lambda_n$).

Модуль пружності ділянок розвантаження збігається з дотичним модулем пружності, відповідним діаграмі «напруження – деформація». Модуль пружності ділянок довантаження в разі круглого перерізу дорівнює

$$E_{up} = \frac{8}{\pi d^4} \sqrt{(d^2 - 4x_{10}^2)^3} (E - E_c) \left[\frac{4}{3} x_{1H} - \frac{x_{10}}{2} - \frac{2}{3x_{1H}} \left(\frac{d^2}{16} + x_{1H}^2 \right) \right], \quad (4)$$

де x_{10} , x_{1H} – координати границі між пластичною та пружною областями перерізу та нейтральної осі;

E_c – середній модуль пружності пластичної області.

У разі кільця прямокутного з заокругленнями кутів перерізу для E_{up} отримано ряд формул, що обумовлено розмірами пластичних областей, які виникли при намотці, а також розташуванням нейтрального шару та границі між пластичною та пружною областями при випинанні. Ця багатоваріантність ускладнює чисельну реалізацію отриманих результатів. Зазначений недолік усунуто шляхом розробки узагальненого чисельного методу визначення критичних напружень випинання. Сутність методу полягає у тому, що всі параметри, необхідні для побудови залежностей $(\sigma_{cir} - \varepsilon_{cir})$, $(\sigma_n - \lambda_n)$, представляються у вигляді функцій координати x_1 (див. рис.1), і визначаються за допомогою чисельних методів. При застосуванні узагальненого методу для розрахунку критичних напружень кілець круглого або прямокутного без заокруглень кутів перерізу виходять раніше отримані результати.

Тобто розроблено узагальнений метод визначення критичних напружень кілець як круглого, так і прямокутного перерізу.

За допомогою одержаних результатів досліджено вплив ряду факторів на реакцію провідників обмоток при дії радіального навантаження. На рис.2 показано діаграми ($\sigma_{cir} - \epsilon_{cir}$) для провідників круглого перерізу з алюмінію, границя плинності (σ_{02}) якого 40 МПа, отримані при значеннях геометричного параметра $\kappa = \epsilon_{bmax} = d/D = 0,01; 0,04$ – лінії 1 і 2 відповідно. Ці залежності при малих колових деформаціях ($\epsilon_{cir} < 0,001$) проходять нижче діаграми «напруження – деформація» для алюмінію – лінія 3. У подальшому ($\epsilon_{cir} > 0,001$) при збільшенні колових деформацій діаграми ($\sigma_{cir} - \epsilon_{cir}$) проходять вище діаграми «напруження – деформація». Таким чином, початкові пластичні деформації, що виникають у процесі намотки обмоток, призводять до зменшення жорсткості провідників при розтягу-стиску при малих колових деформаціях. Але, починаючи з колових деформацій певного рівня, проявляється зміцнення провідників, обумовлене початковими пластичними деформаціями. Колове напруження, якому відповідає залишкова деформація $\epsilon_{cir} = 0,002$ (0,2%), у розглянутих випадках – $\kappa = 0,01; 0,04$ збільшилося до 41,5 та 43,4 МПа, тобто на 3,75 та 8,5%. Це колове напруження названо коловою границею плинності і позначено символом ϵ_{02cir} . Як бачимо, в обмотках трансформаторів масових серій колова границя плинності може відчутно перевершувати границю плинності матеріалу провідників, що необхідно брати до уваги при розрахунках провідників на міцність.

Залежності на рис.2 показують, що провідники обмоток не відповідають

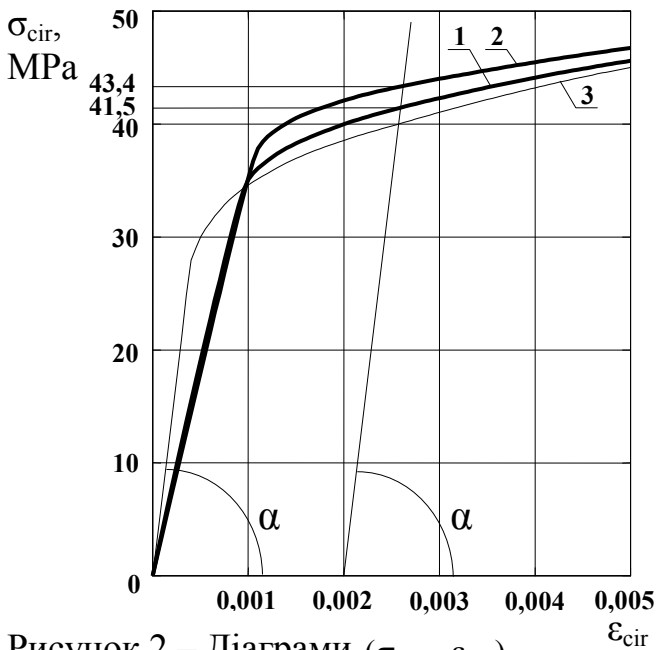


Рисунок 2 – Діаграми ($\sigma_{cir} - \epsilon_{cir}$)

закону Гука – $\sigma = E\epsilon$ ($E \sim \text{tg}\alpha$ – модуль пружності матеріалу провідників). Тому для провідників обмоток не допустимо застосовувати відомі формули механіки деформівного твердого тіла, отримані з використанням закону Гука.

На рис.3 показано діаграми «критичне напруження – гнучкість», одержані за тих самих умов, що і графіки на рис.2 (лінії 1, 2). Цифрою 4 позначено гіперболу Ейлера – Тимошенка, яку розраховано за вихідним модулем пружності алюмінію $E=0,7 \cdot 10^5$ МПа. Лінія 3 відповідає дотичномодульній залежності.

Гнучкість провідників λ_n при

формах втрати стійкості, що мають місце в обмотках трансформаторів масових серій, має значення у границях 20...80. Отримані результати (див. рис.3) показують, що початкові деформації, які

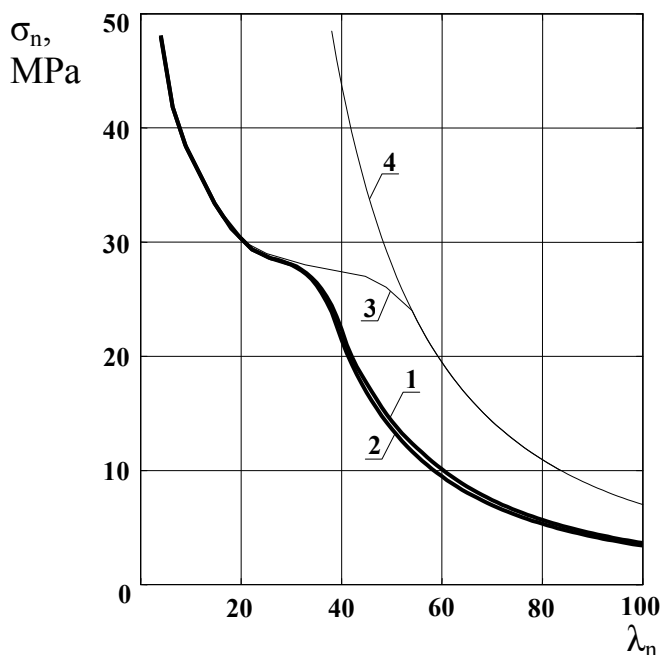


Рисунок 3 – Діаграми ($\sigma_n - \lambda_n$)

виникають у провідниках під час намотки обмоток, при таких значеннях гнучкості призводять до значного зменшення критичних напружень у порівнянні з результатами, розрахованими за відомими формулами механіки деформівного твердого тіла – лінії 3, 4. Отже, без урахування цих деформацій не можна визначати критичні напруження випинання обмоток.

Також отримані числові результати показали, що при збільшенні діаметру провідників критичні напруження випинання збільшуються, але з наближенням цих напружень до границі плинності σ_{02} матеріалу провідників зазначене збільшення майже

припиняється. За умови незмінної довжини хвиль випинання збільшення середнього діаметра обмоток веде до збільшення критичних напружень. Зазначене обумовлено зменшенням пластичних областей, що виникають у провідниках під час намотки, при збільшенні діаметра. В інших випадках збільшення діаметра обмоток супроводжується суттєвим зменшенням критичних напружень. Заокруглення кутів прямокутного перерізу провідників практично не впливають на критичні напруження радіальної стійкості. Результати розрахнків за розробленими методами узгоджуються з даними випробувань трансформаторів і моделей обмоток.

У третьому розділі розробляються методи розрахунку міцності кілець – провідників обмоток при дії радіальних та осьових ЕМ сил КЗ Ділянка між опорами кільця через малу її довжину у першому наближенні розглядається як балка з затиснутими краями, навантажена прикладеними до торців протилежними за напрямком осьовими силами, а також рівномірно розподіленими вертикальними та горизонтальними силами. Визначено величини цих навантажень. При такій схемі розрахунку для визначення максимальних згинальних моментів від вертикальних M_{1max} та горизонтальних M_{2max} навантажень у балці можна використовувати відомі вирази механіки деформівного твердого тіла. З урахуванням значних початкових напружень, що виникли при намотці (див. рис.1), для забезпечення міцності кільця максимальні згинальні моменти M_{1max} , M_{2max} не повинні перевищувати відповідні граничні згинальні моменти M_{1lim} , M_{2lim} , які визначаються за виразами (див. рис.4):

$$M_{1lim} = \int_{F_1} \sigma_{02} x_2 dx_1 dx_2 + \int_{F_2} \sigma_{02} x_2 dx_1 dx_2, \quad M_{2lim} = \int_{F_1} \sigma_{02} x_1 dx_1 dx_2 + \int_{F_2} \sigma_{02} x_1 dx_1 dx_2, \quad (5)$$

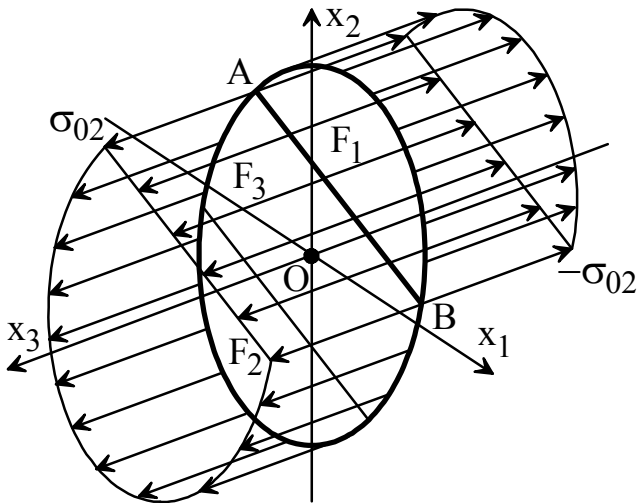


Рисунок 4 – Епюра напружень граничного стану

до уваги колові напруження, відповідні коловим деформаціям стиску або розтягу, викликаним дією радіальних сил. Були отримані аналітичні вирази для граничних згинальних моментів M_{1lim} , M_{2lim} кільця як круглого, так і прямокутного перерізу без заокруглень його кутів.

Визначено моменти M_{1lim} , M_{2lim} для кільця прямокутного перерізу із заокругленнями кутів. Задачу зведено до розв'язання системи рівнянь

$$\frac{\int_{F_1[k,h_1,fh(x_1)]} x_1 dx_1 dx_2 + \int_{F_2[k,h_1,fh(x_1)]} x_1 dx_1 dx_2}{\int_{F_1[k,h_1,fh(x_1)]} x_2 dx_1 dx_2 + \int_{F_2[k,h_1,fh(x_1)]} x_2 dx_1 dx_2} - \frac{M_{2max}}{M_{1max}} = 0, \quad \int_{F_3[k,h_1,fh(x_1)]} dx_1 dx_2 - \frac{\sigma_w F}{\sigma_{02}} = 0, \quad (6)$$

де k , h_1 – параметри нейтральної лінії $x_2(x_1) = kx_1 + h_1$;
 $fh(x_1)$ – функція, яка описує границі перерізу.

Система рівнянь (6) розв'язується чисельно відносно параметрів k і h_1 методом найшвидшого покоординатного спуску. Знайдені значення k і h_1 використовуються для розрахунку моментів M_{1lim} , M_{2lim} за виразами (5).

Шляхом чисельного моделювання вивчено вплив ряду факторів на міцність провідників обмоток при дії осьових та радіальних ЕМ сил КЗ. Отримані числові результати показали, що збільшення границі плинності σ_{02} матеріалу та розмірів перерізу провідників є ефективними засобами підвищення їх міцності. При змінюванні напруження σ_w від нуля до σ_{02} матеріалу провідників моменти M_{1lim} , M_{2lim} зменшуються від максимальних значень до нуля. Вплив заокруглень кутів прямокутного перерізу з радіальним $b=1,0$ mm та осьовим $h=5,0$ розмірами на моменти M_{1lim} , M_{2lim} провідників із міді ($\sigma_{02}=100$ МПа) показано на рис.5, де лінії

де F_1 , F_2 – площі частин перерізу кільця, в яких виникають граничні напруження, що утворюють моменти M_{1lim} , M_{2lim} .

Площі F_1 та F_2 визначалися з умов рівності рівнодійної N_3 середніх колових напружень σ_w ($N_3 = \sigma_w F$) і граничної колової сили N_{lim} ($N_{lim} = \sigma_{02} F_3$, F_3 – площа частини перерізу, в якій виникають граничні напруження, що утворюють граничну силу N_{lim}) та рівності відношень максимальних та граничних моментів. Тобто при визначенні M_{1lim} , M_{2lim} бралися

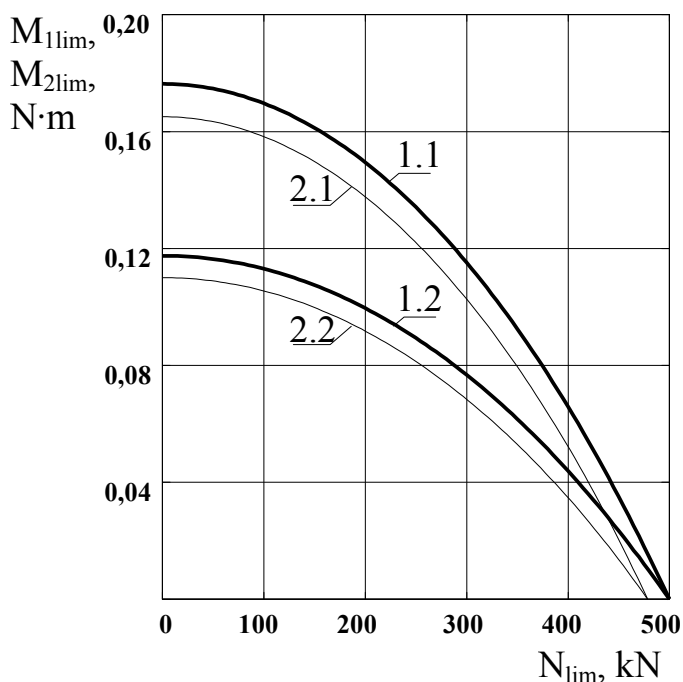


Рисунок 5 – Вплив колового навантаження на граничні моменти

виконувати розрахунки міцності провідників прямокутного перерізу без урахування заокруглень його кутів не допустимо.

Розроблений метод визначення граничних згинальних моментів для провідників прямокутного із заокругленнями кутів перерізу для провідників круглого та прямокутного перерізу без заокруглень кутів дає ті ж самі результати, що і методи розрахунку розроблені безпосередньо для цих типів провідників. Тобто отримано узагальнений метод розрахунку міцності провідників при дії як осьових, так і радіальних ЕМ силами КЗ. Результати узагальненого методу узгоджуються з даними випробувань трансформаторів.

У четвертому розділі розглядаються осьові коливання обмоток різних фаз трансформатора, розташованих на одному стрижні МС, в яких осьові ЕМ сили КЗ змінюються у часі за відмінними функціями. В якості схеми розрахунку використано модель, зображену на рис.6, де: К1, К2 – жорсткі тіла з масами М1, М2, які відповідають верхньому та нижньому пресувальним кільцям; с1, с2 – безінерційні пружини, відповідні верхній та нижній пресувальній конструкції; 1, 2, ..., і, ... N – лінійнопружні однорідні стержні сталого перерізу, які моделюють обмотки. Осьові розміри стержнів та відповідних обмоток збігаються.

Для визначення частот і форм вільних коливань системи (див. рис.6) зберігають справедливість результати попередніх досліджень. Осьові ЕМ сили, які діють на стержні (обмотки), визначаються так:

$$P_i(x_i, t) = \sum_{j=1}^{Q_i} P_{ij}(t)\delta(x_i - x_{ij}), \quad (7)$$

де $P_{ij}(t)$ – осьова ЕМ сила, що діє на j -ту котушку i -ї обмотки;

1.1, 1.2 відповідають моментам M_{1lim} , M_{2lim} , розрахованим при радіусі заокруглень кутів перерізу $r=0$. Криві 2.1, 2.2 отримані для моментів M_{1lim} , M_{2lim} при $r=0,5$ mm згідно з нормативною документацією на проводи. Представлені результати показують, що при наближенні середнього колового напруження обмотки σ_w до границі плинності σ_{02} матеріалу провідників (наближенні граничної колової сили N_{lim} до максимуму) при $r=0$ моменти M_{1lim} , M_{2lim} суттєво більші, ніж при радіусі, що відповідає нормативній документації на проводи. Це свідчить про те, що у загальному випадку

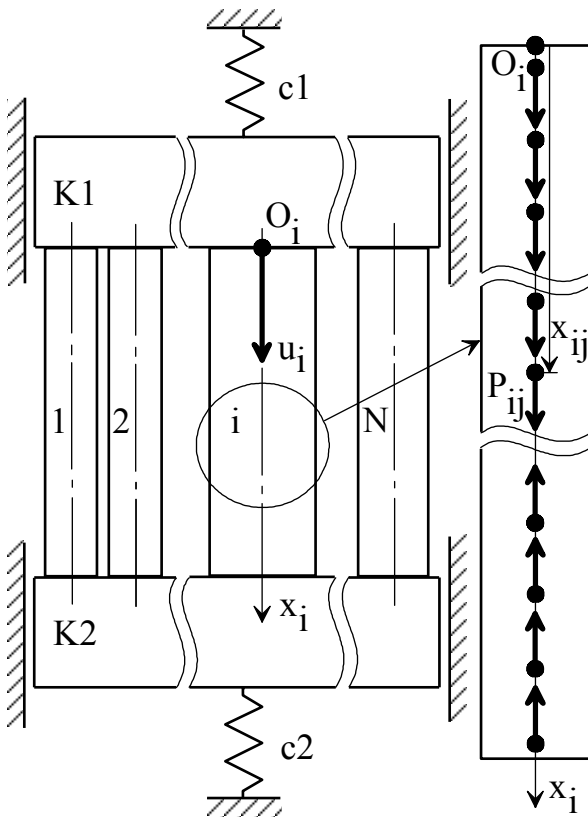


Рисунок 6 – Модель механічної системи для розрахунку осьових коливань обмоток

t , $\delta(x_i - x_{ij})$ – час та дельта-функція Дірака;
 x_{ij} – осьова координата j -ї котушки i -ї обмотки;
 Q_i – кількість котушок i -ї обмотки.

Осьова ЕМ сила, яка діє на котушку обмотки, визначається так:

$$P_{ij}(t) = \pi D_{ij} I_{ij}(t) B_{r_{ij}}(t), \quad (8)$$

де D_{ij} , $I_{ij}(t)$, $B_{r_{ij}}(t)$ – середній діаметр, повний струм та радіальна складова ЕМ індукції (радіальна індукція) котушки.

У найзагальнішому випадку:

$$B_{r_{ij}}(t) = \sum_{k=1}^3 B_{rk_{ij}}(t), \quad I_{ij}(t) = \sum_{k=1}^3 I_{k_{ij}}(t), \quad (9)$$

де $B_{rk_{ij}}(t)$ – радіальна індукція, відповідна струму $I_{k_{ij}}(t)$ k -ї фази; $k=1, 2, 3$.

Очевидно, в котушці може текти лише струм тієї фази, якій належить обмотка (або частина обмотки), що містить цю котушку. Струми інших фаз у ній відсутні.

Складові радіальної індукції та повного струму котушки визначаються так:

$$B_{rk_{ij}}(t) = V_{xk_{ij}} \cdot f_k(t), \quad I_{k_{ij}}(t) = A_{k_{ij}} \cdot f_k(t), \quad (10)$$

де $V_{xk_{ij}}$, $A_{k_{ij}}$ – амплітуди радіальної індукції та струму котушки обмотки k -ї фази трансформатора в усталеному режимі КЗ;

$f_k(t)$ – функція змінення у часі струму k -ї фази трансформатора, яка має вигляд $f_k(t) = e^{-\alpha_k(t-t_k)} - \cos \omega(t-t_k)$ (тут $\omega = 2\pi \cdot f$; f – частота струму; α_k , t_k – величина зворотна до сталої часу загасання та фаза струму КЗ).

При заданих ЕМ силах для визначення осьових переміщень і зусиль в елементах моделі (див. рис.6) застосовується варіаційний принцип Гамільтона – Остроградського для неконсервативних систем

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta(T - U) + \delta W] dt = 0, \quad (11)$$

де T, U – кінетична та потенціальна енергії системи;
 δW – віртуальна робота неконсервативних сил;
 t_1, t_2 – початковий та кінцевий моменти часу.

Остаточно були отримані такі формули для визначення осьових переміщень u_i та повних зусиль F_i у стержнях (обмотках):

$$u_i = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) X_{in}(x_i), \quad F_i = P_i - e_i \sum_{n=1}^{\infty} v_n T_n(t) \bar{X}_{in}(x_i). \quad (12)$$

Складові виразів (12) визначаються наступним чином:

$$T_n(t) = \frac{1}{\bar{v}_n \mu_n} \sum_{k=1}^3 \sum_{l=m=1}^3 H_{km_n} \Phi_{km_n}(t), \quad X_{in}(x_i) = A_{in} \sin \omega_{in} x_i + \cos \omega_{in} x_i,$$

$$\bar{X}_{in}(x_i) = A_{in} \cos \omega_{in} x_i - \sin \omega_{in} x_i, \quad H_{km_n} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{N_i} F_{km_{ij}} X_{ij_n},$$

$$F_{km} = \pi D_{ij} A_{kij} B_{rm_{ij}}, \quad \Phi_{km_n} = \int_0^t f_k(\theta) \cdot f_m(\theta) \cdot e^{-\tau_n(t-\theta)} \cdot \sin \bar{v}_n(t-\theta) \cdot d\theta,$$

$$\mu_n = \sum_{i=1}^N m_i \int_0^{l_i} X_{in}^2(x_i) + \sum_{s=1}^2 M_s \cdot X_s^2, \quad e_i = \sqrt{c_i M_i}, \quad \bar{v}_n = \sqrt{v_n^2 - \tau_n^2},$$

$$\tau_n = (\mu \cdot v_n^2 + K) / 2, \quad \omega_{in} = v_n / \alpha_i, \quad \alpha_i^2 = c_i l_i^2 / M_i,$$

$$k = 1, 2, 3, \quad m = 1, 2, 3, \quad s = 1, 2, \quad n = 1, 2, 3, \dots, \quad (13)$$

де v_n, μ, K – власна частота, коефіцієнти внутрішнього та зовнішнього тертя;
 P_i, M_i, l_i – сила пресовки, маса та висота i -ї обмотки.

На основі отриманих результатів визначено переміщення верхнього $u1$ та нижнього $u2$ пресувальних кілець, а також повних сил, що діють на верхню $P1$ та нижню $P2$ пресувальні конструкції

$$u1 = u_i(x_i = 0; t), \quad u2 = u_i(x_i = l_i; t), \quad P1 = P_{PR} - c1 \cdot u1, \quad P2 = P_{PR} - c2 \cdot u2, \quad (14)$$

де $c1, c2, P_{PR}$ – коефіцієнти жорсткості верхньої і нижньої пресувальних конструкцій та сила пресовки обмоток.

У п'ятому розділі визначено осьові зусилля в елементах АЧ у процесах: запресовки обмоток; підйомів та опускань АЧ або коротких замикань; ліквідації зменшення осьових зусиль – підпресовки обмоток, а також змінення температури елементів та вмісту вологи в ізоляційних матеріалах із целюлози. Узагальнена модель розрахунку показана на рис.7, де: M – стержень, еквівалентний МС; $B1, B2$ – жорсткі тіла, відповідні ярмовим балкам; $s1, s2$ – пружні елементи, відповідні

шпилькам, що стягують пресувальні кільця; c_{y1} , c_{y2} , c_{r1} , c_{r2} , c – безінерційні пружини, еквівалентні елементам кріплення ярмових балок та та пресувальним елементам.

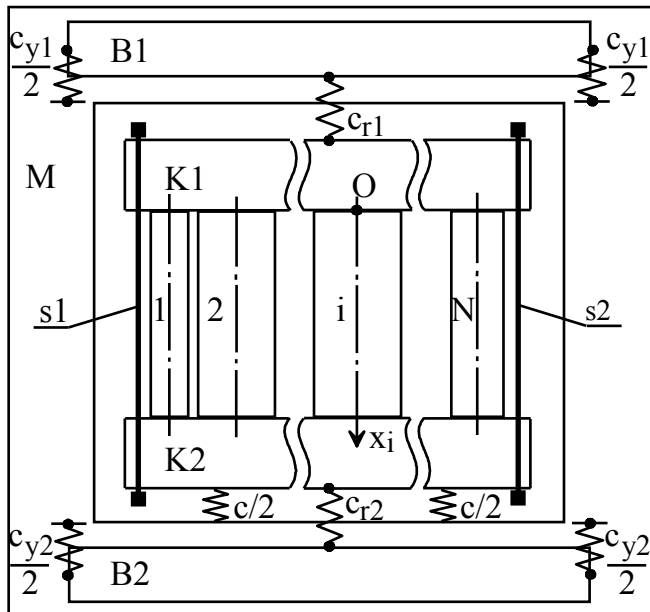


Рисунок 7 – Узагальнена модель АЧ

Для визначення зусиль в елементах системи використовувалися рівняння рівноваги твердих тіл та половин моделі (див. рис.8), які з урахуванням тертя між ярмовими балками та ярмом МС в узагальненому випадку мають вигляд:

$$N_y + F + N_r = 0, \quad \sum_{i=1}^N N_i - N_r = 0,$$

$$\sum_{i=1}^N N_i - N_m - P_s = 0, \quad (15)$$

де N_y , N_r , N_m , P_s , N_i , F – осьові зусилля в елементах кріплення ярмових балок, пресувальних елементах, магнітній системі, шпильках, що стягують пресувальні кільця, обмотках та сила тертя між ярмовими балками і ярмом.

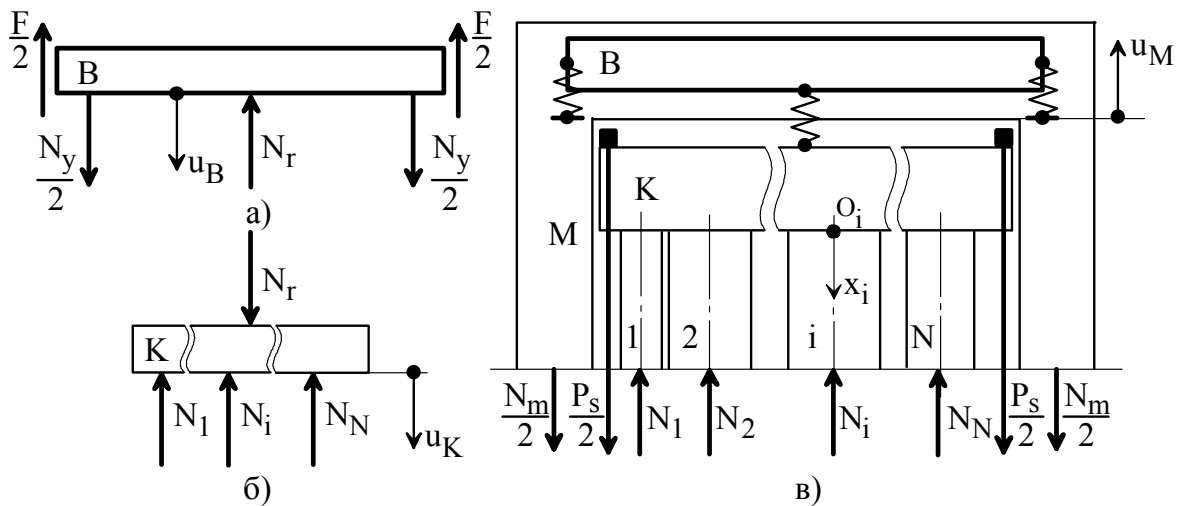


Рисунок 8 – Сили, які діють на ярмові балки, пресувальні кільця та половини АЧ

Кожне з рівнянь (15) містить більше ніж одне невідоме зусилля. При вирішенні будь-якої задачі мала місце статична невизначуваність, яка розкривалась шляхом використання умов сумісності деформацій. Враховувалось, що абсолютні деформації пружних елементів дорівнюють різницям переміщень жорстких тіл, з якими скріплені їх кінці. За таких умов узагальнені вирази для визначення зусиль в елементах системи мають вигляд:

$$N_y = N_{0y} - c_y(u_B - u_M), N_r = N_{0r} - c_r(u_K - u_B), N_m = N_{0m} - c_m(u_M - k_M t_M),$$

$$P_s = P_{0s} + c_s[(u_{K1} - u_{K2}) - k_s t_s], N_i = N_{0i} + c_i[(u_{K1} - u_{K2}) + kt_i \cdot t_i + kw_i \cdot w_i + h_i], \quad (16)$$

де $N_{0y}, N_{0r}, N_{0m}, P_{0s}, N_{0i}, c_y, c_r, c_m, c_s, c_i$ – початкові осьові зусилля та коефіцієнти жорсткості відповідних елементів моделі (див. рис.7);

$u_B, u_K, u_{K1}, u_{K2}, u_M$ – переміщення твердих тіл (ярмових балок, пресувальних кілець), та верхнього ярма МС;

k_M, k_s, t_M, t_s – коефіцієнти теплового лінійного розширення та змінення середніх температур МС та шпильок, які стягують пресувальні кільця;

kt_i, kw_i – коефіцієнти лінійного розширення стержня – обмотки при змінненні температури та вмісту вологи ізоляційних матеріалів;

t_i, w_i – змінення середніх температури та вмісту вологи ізоляційних матеріалів стержня – обмотки;

h_i – приріст висоти стержня – обмотки відносно найнижчої з них.

При вирішенні частинних задач у модель (див. рис.7), рівняння (15) та вирази (16) вносились відповідні спрощення. Після підстановки виразів (16) до рівнянь (15) у кожному випадку виникала система, в якій кількості рівнянь і невідомих переміщень збігались. З системи рівнянь знаходились переміщення, на основі яких визначались осьові зусилля в елементах системи. При цьому враховувалось, що модулі та напрямки сил тертя залежать від рівнодійної решти сил, які діють на ярмові балки.

Представлений підхід використано для визначення сил в елементах АЧ першого типу після її підйомів та опускань, КЗ та підпресовок обмоток. Аналіз результатів показав, що однією з причин зменшення осьових зусиль обмоток АЧ першого типу є сили сухого тертя між ярмовими балками та ярмом. При зменшенні сил, що викликали переміщення ярмових балок відносно ярма, сили тертя змінюють свій напрямок на протилежний і не дають ярмовим балкам повернутися до вихідної позиції, яку вони займали після пресування обмоток. Це й призводить до зменшення осьових зусиль обмоток, яке тим більше, чим більше жорсткість обмоток і менше жорсткість елементів пресувальної конструкції. Зниження осьових зусиль обмоток можна обмежити або усунути взагалі шляхом підпресовок.

Визначено осьові зусилля N_{0i} в обмотках різної висоти після пресування спільним кільцем

$$N_{0i} = c_i \left[\left(P_{PR} - \sum_{i=1}^N c_i h_i \right) c_w^{-1} + h_i \right]. \quad (17)$$

Показано шляхи усунення надлишкового стиснення обмоток, що пресуються спільним пресувальним кільцем.

Отримано вирази для осьових зусиль в обмотках та інших елементах обох типів АЧ при змінюванні їх температури та вмісту вологи в ізоляційних матеріалах. У випадку АЧ другого типу зусилля в обмотках визначаються наступним чином:

$$N_i = N_{0i} + c_i[(u_{K1} - u_{K2}) + kt_i \cdot t_i + kw_i \cdot w_i], \quad (18)$$

де c_{r1}, c_{r2} – коефіцієнти жорсткості елементів кріплення блоку обмоток.

У виразі (18) також позначено $u_{K1} = -[D_B(c_{r1}^{-1} + c_M) + (1 + c_B c_{r2}^{-1})k_M t_M]c_F c_B^{-1}$,

$$u_{K2} = [D_B - c_B k_M t_M]c_F c_B^{-1} c_{r2}^{-1}, \quad c_B = c_w + c_s, \quad c_K = \frac{c_{r1} \cdot c_{r2}}{c_{r1} + c_{r2}}, \quad c_O = \frac{c_K \cdot c_M}{c_K + c_M},$$

$$c_F = \frac{c_B \cdot c_O}{c_B + c_O}, \quad D_B = c_s k_s t_s + \sum_{i=1}^N c_i (kt_i \cdot t_i + kw_i \cdot w_i).$$

У разі найбільш розповсюдженої конструкції АЧ першого типу процеси, які перебігають при змінюванні температури або вмісту вологи ізоляційних матеріалів, складаються з етапів двох типів. При етапах першого типу ярмові балки не рухаються відносно ярма. Етапи другого типу відбуваються при русі ярмових балок відносно ярма. Для зусиль в обмотках зберігає силу вираз (18), в якому:

$$u_{K1} = (c_r u_m - D_w) \cdot c^{-1}, \quad u_{K2} = 0, \quad u_M = -(c_r D_w c^{-1} + c_m k_M t_M) \cdot (c_m + c_r c_w c^{-1})^{-1} - \text{для}$$

етапів першого типу; $u_{K1} = [c_r u_M - c_y (1 + c_r c_y^{-1}) D_w] \cdot (c_r + c_w + c_r c_w c_y^{-1})^{-1}$,

$$u_M = -[c_r D_w - c_m k_M t_M (c_r + c_w + c_r c_w c_y^{-1})] \cdot [c_r c_w + c_m (c_r + c_w + c_r c_w c_y^{-1})]^{-1} - \text{для}$$

етапів другого типу; $c = c_r + c_w$, $D_w = \sum_{i=1}^N c_i (kt_i \cdot t_i + kw_i \cdot w_i)$; N_{0i} – зусилля в

обмотці на початку етапу.

Визначено граничні змінення середніх температур та вмістів вологи ізоляційних матеріалів, за яких починається рух ярмових балок відносно ярма.

Числовий аналіз отриманих результатів проведено на прикладі ряду трансформаторів серії 110 kV. Отримані результати узгоджуються з даними випробувань та обстежень трансформаторів.

ВИСНОВКИ

За результатами досліджень розроблено нові і вдосконалено існуючі методи розрахунку міцності елементів системи деформівних твердих тіл з початковими деформаціями і напруженнями при змінненні температури, вмісту вологи матеріалів із целюлози, а також дії зовнішніх навантажень, у тому числі, аперіодичних ЕМ сил з різними фазами, сталими часу загасання та амплітудами у стаціонарному режимі. У процесі досліджень одержано такі основні результати:

1. З урахуванням значних початкових пластичних деформацій згинання та відповідних їм напружень визначено критичні напруження випинання гнучких

кілець круглого і прямокутного із заокругленнями кутів перерізу. Отримано узагальнений метод розрахунку критичних напружень випинання зазначених кілець. Показано, що початкові пластичні деформації вигину, які виникають при намотці обмоток, можуть призводити до помітного зміцнення провідників, але викликають суттєве зменшення критичних напружень випинання. Без урахування цих деформацій визначати критичні напруження не допустимо. Збільшення діаметру обмоток призводить до зменшення початкових деформацій у провідниках, унаслідок чого збільшуються критичні напруження випинання за умови незмінної довжини хвиль випинання. Радіальна стійкість обмоток суттєво підвищується при збільшенні розмірів перерізу провідників. На критичні напруження випинання обмоток з провідниками прямокутного перерізу заокруглення його кутів не дають помітного впливу.

2. Для кілець круглого і прямокутного перерізу без заокруглень та із заокругленнями кутів за наявності значних початкових пластичних деформацій згинання та відповідних їм напружень розроблено методи перевірки міцності за граничним станом при одночасному розтягу-стиску та згинанні. Отримано узагальнений метод розрахунку міцності, що розповсюджується на кільця – провідники обмоток круглого та прямокутного перерізів. Показано, що збільшення границі плинності матеріалу та розмірів перерізу провідників призводить до суттєвого підвищення їх міцності. При середніх колових напруженнях обмотки, близьких до границі плинності матеріалу провідників прямокутного перерізу, заокруглення його кутів викликають суттєве зменшення міцності. За таких умов проводити розрахунки міцності провідників без урахування заокруглень кутів прямокутного перерізу не допустимо.

3. Розглянуто механічну систему, яку утворюють два простих осцилятора з розташованими на одній осі безінерційними пружинами і твердими тілами, зв'язаними між собою паралельними стержнями. Визначено осьові зусилля в пружинах – елементах пресувальної конструкції та стержнях – розташованих на одному стрижні МС обмотках різних фаз трансформатора при дії на них осьових зосереджених сил, що змінюються у часі за аперіодичними функціями з різними фазами, сталими часу загасання та амплітудами у стаціонарному режимі.

4. Для механічної системи з паралельних стержнів, розміщених між двома твердими тілами, з'єднаними за допомогою безінерційних пружин з двома іншими твердими тілами, руху яких протидіють сили сухого тертя та пружності, визначено сили, що виникають в ній при створенні початкових зусиль у стержнях, дії на тверді тіла зовнішніх сил, ліквідації зменшення початкових зусиль у стержнях унаслідок дії зовнішніх сил, тобто визначено зусилля в елементах активної частини трансформатора у процесі пресування обмоток, підйомів та опускань АЧ, КЗ, ліквідацій зменшення осьових зусиль – підпресовки обмоток.

5. Для представленої механічної системи визначено початкові зусилля в стержнях за наявності відхилень їх осьових розмірів, а також шляхи отримання заданих значень цих зусиль – осьові зусилля в обмотках, що мають різні висоти, при пресуванні їх за допомогою спільного пресувального кільця (спільних верхнього і

нижнього пресувальних кілець), а також шляхи ліквідації перепресовки обмоток. Отримано вирази для визначення зусиль в елементах системи при змінній температури стержнів та вмісту вологи матеріалів із целюлози, що входять до їх складу – зусиль в елементах активної частини трансформатора при змінній їх температур та вмісту вологи в ізоляційних матеріалах обмоток.

6. За допомогою розроблених методів розрахунку на прикладі ряду трансформаторів серії 110 kV показано, що сили тертя між ярмовими балками та ярмом, температура елементів активної частини та вміст вологи в ізоляційних матеріалах суттєво впливають на осьові зусилля в обмотках. При зниженні температури активної частини трансформатора значно зменшуються осьові зусилля стиснення в обмотках, що може стати причиною їх переміщення під час транспортування або землетрусів. Підвищення температури у процесі експлуатації викликає збільшення осьових зусиль в обмотках, унаслідок чого збільшуються і сили, які діють на пресувальну конструкцію при КЗ, що може спричинити її пошкодження. Зволоження ізоляційних матеріалів призводить до значного збільшення осьових зусиль в обмотках і також може викликати руйнування пресувальної конструкції. Вплив досліджених факторів необхідно брати до уваги при розрахунках осьових зусиль в обмотках трансформаторів для забезпечення їх міцності та стійкості у процесах виготовлення, транспортування та під час КЗ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Лазарев В. И. О причине уменьшения сил осевой прессовки обмоток трансформаторов при коротких замыканиях / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Электротехника та електроенергетика. – 2005. – №1. – С. 18 – 22.

2. Лазарев И. В. Проверка прочности проводников обмоток силовых трансформаторов при изгибе электромагнитными силами короткого замыкания / И. В. Лазарев // Техническая электродинамика. – 2006. – № 3. – С. 49 – 54.

3. Лазарев И. В. Совершенствование методов расчета стойкости к действию радиальных электромагнитных сил короткого замыкания обмоток силовых трансформаторов / И. В. Лазарев // Праці Ін-ту електродинаміки НАН України : Збірник наукових праць – К. : Ін-т електродинаміки НАН України, 2008. – Вип. 21. – С. 93 – 101.

4. Лазарев И. В. Электродинамическая стойкость обмоток с проводниками круглого поперечного сечения силовых трансформаторов стержневого типа при действии радиальных электромагнитных сил короткого замыкания / И. В. Лазарев // Праці Ін-ту електродинаміки НАН України : Збірник наукових праць – К. : Ін-т електродинаміки НАН України, 2009. – Вип. 22. – С. 58 – 65.

5. Лазарев И. В. Совершенствование методов расчета прочности проводников обмоток силовых трансформаторов стержневого типа при изгибе электромагнитными силами короткого замыкания / И. В. Лазарев // Праці Ін-ту електродинаміки НАН України : Збірник наукових праць – К. : Ін-т електродинаміки НАН України, 2009. – Вип. 24. – С. 49 – 55.

6. Лазарев И. В. Осевые усилия в обмотках силовых трансформаторов при запрессовке, изменении температуры и влагосодержания в случае применения блочной сборки / И. В. Лазарев // Праці Ін-ту електродинаміки НАН України : Збірник наукових праць – К. : Ін-т електродинаміки НАН України, 2010. – Вип. 25. – С. 97 – 105.

7. Лазарев В. И. Расчетно-теоретическая проверка стойкости трансформаторов к коротким замыканиям / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // ЭЛЕКТРО. Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. – Россия, Москва, 2014. – №2. – С. 18 – 22.

8. Лазарев И. В. Осевые усилия в элементах активной части силового трансформатора при запрессовке обмоток, изменении температуры и влагосодержания изоляционных материалов / И. В. Лазарев // ЭЛЕКТРО. Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. – Россия, Москва, 2014. – №5. – С. 38 – 43.

9. Лазарев И. В. Осевые усилия в элементах активной части силового трансформатора при запрессовке обмоток, изменении температуры и влагосодержания изоляционных материалов / И. В. Лазарев // Проблемы машиностроения. – 2014. – №3. – С. 12 – 18.

10. Лазарев И. В. Осевые усилия в элементах активной части силового трансформатора после коротких замыканий / И. В. Лазарев, В. Г. Шевченко // Проблемы машиностроения. – 2015. – №1. – С. 45 – 54.

11. Лазарев И. В. Критические напряжения радиальной устойчивости гибкого кругового кольца с начальными изгибными пластическими деформациями / И. В. Лазарев // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. трудов. – Днепропетровск: ПГАСА, 2015. – Вып. 80. – С. 181 – 189.

12. Лазарев И. В. Проверка изгибной прочности проводников силовых трансформаторов при коротких замыканиях / И. В. Лазарев // Проблемы машиностроения. – 2015. – №2. – С. 35 – 43.

13. Лазарев И. В. Обобщенный метод проверки прочности проводников обмоток силовых трансформаторов стержневого типа при изгибе электромагнитными силами короткого замыкания / И. В. Лазарев // Материалы XII международной научно-технической конференции “Трансформаторостроение – 2009”, 7 – 11 сентября 2009 г. : тезисы докладов, Запорожье : ОАО “ВИТ”, 2009. – 128 с. В надзаг. : ТРАВЭК, ОАО “ВИТ”, CIGRE.

14. Лазарев В. И. Расчетно-теоретическая проверка стойкости трансформаторов к коротким замыканиям [Электрон. ресурс] / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Доклады XIII международной научно-технической конференции “Силовые, распределительные трансформаторы и реакторы, Системы диагностики”, 19 – 20 июня 2012 г. : Россия, Москва : Международная Ассоциация ТРАВЭК, 2012. – 1 CD-R.

15. Лазарев И. В. Влияние изменения температуры обмоток и влагосодержания изоляционных материалов на осевые усилия в элементах активной части в силовых трансформаторах с блочной сборкой обмоток [Электрон. ресурс] /

И. В. Лазарев // Доклады XV международной научно-технической конференции “Перспективы развития электроэнергетики и высоковольтного электротехнического оборудования. Энергоэффективность и энергосбережение”, 19 – 20 марта 2013 г. : Россия, Москва : Международная Ассоциация ТРАВЭК, 2013. – 1 CD-R.

16. Lazariev I. Axial Internal Forces in Power Transformer Active Part Elements under Windings Clamping, Variation of Temperature and Moisture Content / I. Lazariev // 12th International Conference Cum Exhibition on Transformers “Innovative Quest for Transformer Technology for Efficient and Reliable Power” (TRAFOSEM-2013), 15th November 2013 : India, CWIEME International Exhibition Centre, Bengaluru : Indian Transformer Manufacturers Association (ITMA). – pp. 74 – 83.

АНОТАЦІЯ

Лазарев І. В. Розробка та вдосконалення методів розрахунку міцності елементів конструкції силових трансформаторів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 01.02.04 – механіка деформівного твердого тіла. – Запорізький національний технічний університет Міністерства освіти і науки України, Запоріжжя, 2015.

Дисертація присвячена вирішенню проблеми забезпечення міцності елементів силових трансформаторів при дії електромагнітних сил короткого замикання та навантаженнях, що виникають при виготовленні, транспортуванні та експлуатації.

Створено узагальнені методи визначення критичних напружень радіальної стійкості та розрахунку на міцність при дії радіальних і осьових сил гнучкого кругового кільця круглого та прямокутного з заокругленнями кутів перерізу, яке моделює провідники обмоток трансформаторів.

Визначено осьові зусилля в деформівних елементах механічної системи, утвореної двома простими осциляторами з розташованими на одній осі безінерційними пружинами і твердими тілами, звязаними паралельними стержнями, на які діють відмінні у часі зосереджені аперіодичні осьові сили, що виникають при коротких замиканнях в обмотках різних фаз трансформатора, розміщених на одному стержні магнітної системи.

Розроблено методи визначення осьових зусиль в деформівних компонентах складної механічної системи, яку утворюють обмотки та конструкція їх пресування, при дії сил, що виникають у процесі виготовлення, транспортування, та експлуатації трансформаторів.

Ключові слова: механічна система, стержень, гнучке кільце, осьове зусилля, критичне напруження, граничний згинальний момент, трансформатор, обмотка, провідник, пресувальна конструкція, коротке замикання.

АННОТАЦИЯ

Лазарев И. В. Разработка и совершенствование методов расчета прочности элементов конструкции силовых трансформаторов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 01.02.04 – механика деформируемого твердого тела. – Запорожский национальный технический университет Министерства образования и науки Украины, Запорожье, 2015.

Диссертация посвящена решению проблемы обеспечения прочности элементов активной части силовых трансформаторов при действии электромагнитных сил короткого замыкания и нагрузках, возникающих при изготовлении, транспортировке и эксплуатации.

С учетом значительных начальных пластических деформаций начального изгиба и соответствующих им напряжений, определены критические напряжения радиальной устойчивости гибких колец круглого и прямоугольного с закруглениями углов поперечного сечения. Разработан обобщенный метод расчета критических напряжений рассмотренных колец – метод расчета радиальной устойчивости обмоток с проводниками круглого и прямоугольного сечения. Путем численного моделирования изучено влияние ряда факторов на критические напряжения радиальной устойчивости рассмотренных колец. Показано, что закругления углов сечения прямоугольных проводников обмоток силовых трансформаторов мало влияют на критические напряжения радиальной устойчивости.

Для колец круглого и прямоугольного без закруглений и с закруглениями углов поперечного сечения с учетом значительных пластических деформаций начального изгиба и соответствующих им напряжений разработаны методы расчета прочности по предельному состоянию при действии радиальных и осевых сил. Построен обобщенный метод расчета прочности рассмотренных колец – метод расчета прочности обмоток с проводниками круглого и прямоугольного сечения при действии радиальных и осевых сил короткого замыкания. Путем численного моделирования изучено влияние ряда факторов на прочность рассмотренных колец при воздействии радиальных и осевых электромагнитных сил короткого замыкания. Показано, что закругления углов поперечного сечения прямоугольных проводников обмоток силовых трансформаторов имеют существенное влияние на изгибную прочность.

Рассмотрена механическая система, образованная двумя простыми осцилляторами с расположенными на одной оси безынерционными пружинами и твердыми телами, связанными параллельными стержнями, на которые действуют сосредоточенные аperiodические силы, изменяющиеся во времени по разным функциям. Определены усилия в безынерционных пружинах, соответствующих элементам прессующей конструкции, и стержнях, соответствующих расположенным на одном стержне магнитной системы обмотках разных фаз трансформатора.

Рассмотрена сложная механическая система, которую образуют обмотки трансформатора и конструкция их прессовки. Определены осевые усилия в деформируемых компонентах системы при механических воздействиях, которые возникают при подъемах и опусканиях активной части, изменениях температуры ее элементов и влагосодежания изоляционных материалов из целлюлозы, подпрессовки обмоток и коротких замыканий. Путем численного моделирования изучено влияние ряда факторов в перечисленных условиях функционирования активной части. Показано, что силы сухого трения между ярмом и ярмовыми балками являются одним из главных факторов, приводящих к снижению сил осевого сжатия обмоток, обнаруживаемого при капитальных ремонтах и испытаниях трансформаторов. Продемонстрировано, что изменение температуры активной части необходимо учитывать при проектировании трансформаторов.

Ключевые слова: механическая система, стержень, гибкое кольцо, осевое усилие, критическое напряжение, предельный изгибающий момент, трансформатор, обмотка, проводник, прессующая конструкция, короткое замыкание.

ABSTRACT

Lazariev I. **Development and improvement of methods for strength analysis of power transformers structure elements.** – The manuscript.

Thesis for a candidate of technical sciences degree on speciality 01.02.04 – deformable solid mechanics. – Zaporizhzhya National Technical University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Zaporizhzhya, 2015.

The thesis focuses on the problem of ensuring strength of power transformers elements under the action of electromagnetic short circuit forces and under the loads occurring during manufacture, shipment and in service.

Transformer winding conductors were simulated by a flexible circular ring with round and rectangular (filleted and non-filleted) cross-section. For such a ring there were created generalised methods for determining critical stresses of radial stability and for strength analysis under the action of radial and axial forces.

There were determined axial internal forces in deformable elements of the mechanical system comprising two simple oscillators with inertialess springs and rigid bodies located on the same axis and connected by parallel rods with the latter being loaded by concentrated aperiodic axial forces that change in time by distinct time functions and originate in windings of different transformer phases installed on the same magnetic system leg.

There were developed methods for determining axial internal forces in deformable components of a complex mechanical system comprising windings and their clamping structure under the action of forces occurring in the process of transformer manufacture, shipment and in service.

Keywords: mechanical system, rod, flexible ring, axial internal force, critical stress, limiting bending moment, transformer, winding, conductor, clamping structure, short circuit.