

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

На правах рукопису

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

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник  
Шевченко Володимир Григорович  
кандидат технічних наук, доцент

Запоріжжя – 2016

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1 Аналіз літератури за темою дисертації, вибір напрямків досліджень .....	12
1.1 Загальні відомості .....	12
1.2 Радіальна стійкість обмоток .....	23
1.3 Проблема міцності провідників при вигині осьовими та радіальними електромагнітними силами .....	23
1.4 Осьові коливання обмоток.....	27
1.5 Сили пресовки обмоток.....	28
1.6 Методи досліджень.....	38
1.7 Мета роботи.....	38
1.8 Висновки .....	39
Розділ 2 Перевірка радіальної стійкості обмоток .....	40
2.1 Вибір моделі .....	40
2.2 Розрахунок критичних напружень радіальної стійкості обмоток з провідниками круглого поперечного перерізу .....	41
2.3 Розрахунок критичних напружень радіальної стійкості обмоток з провідниками прямокутного поперечного перерізу з урахуванням заокруглень кутів.....	48
2.4 Узагальнений метод розрахунку критичних напружень радіальної стійкості обмоток силових трансформаторів стрижневого типу .....	58
2.5 Аналіз результатів.....	61
2.6 Висновки .....	68
Розділ 3 Міцність провідників при згинанні.....	69
3.1 Вибір моделі та методу перевірки міцності.....	69
3.2 Визначення граничних згинальних моментів для провідників круглого поперечного перерізу .....	70
3.3 Визначення граничних згинальних моментів для провідників прямокутного поперечного перерізу .....	73
3.4 Узагальнений метод визначення граничних згинальних моментів. Вплив заокруглень кутів у провідниках з прямокутним поперечним перерізом ....	77

3.5	Аналіз результатів.....	79
3.6	Висновки .....	85
Розділ 4 Аналіз осьових коливань обмоток різних фаз трансформатора, розташованих на одному стрижні магнітної системи.....		86
4.1	Вибір моделі .....	86
4.2	Вільні коливання .....	87
4.3	Вимушені коливання .....	88
4.4	Висновки .....	95
Розділ 5 Визначення осьових зусиль в основних елементах активної частини трансформаторів .....		96
5.1	Побудова моделі .....	96
5.2	Розрахунок сил пресовки обмоток при запресовці, підйомах та опусканнях активної частини, підпресовках, коротких замиканнях .....	97
5.3	Розрахунок осьових зусиль в обмотках при запресовці, змінній температур елементів активної частини та вмісту вологи ізоляційних матеріалів .....	145
5.4	Аналіз результатів.....	165
5.5	Висновки .....	173
Висновки .....		176
Список використаних джерел .....		179
ДОДАТОК А .....		213
ДОДАТОК Б .....		224
ДОДАТОК В .....		235

## ВСТУП

**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. Силові 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 [264]. 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 при 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 при 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., Лур'є 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., Saravolas 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; «ТВЕА», «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 та напрямки пов'язаних із цим досліджень та розробок викликані такими обставинами.

Методи розрахунку радіальної стійкості обмоток та їх міцності при

дії радіальних та 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 часу. 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 зміні температури 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, в провідниках яких при намотці виникають напруження згинання, що можуть перевершувати 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 міжнародно визнаного 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 з 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 з 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, 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 зміненні 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, зміненні 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: [141, 166] — розробка методів визначення осьових зусиль в елементах АЧ з урахуванням сил тертя, отримання результатів та їх аналіз; [142, 159] — 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.

# РОЗДІЛ 1

## АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ, ВИБІР НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Загальні відомості

У світовій практиці трансформаторобудування широкі дослідження електродинамічної стійкості трансформаторів ведуться з 50-х років минулого століття. В ПАТ «ВІТ» такі дослідження було почато у сімдесятих роках того ж століття. Переліки публікацій з результатами досліджень, проведених до 2005 року по проблемі, що розглядається, містяться в роботах [143, 271]. В дисертації [143] дано аналіз цих публікацій. Зокрема, в цій роботі [143] показано, що в існуючій літературі [5, 6, 14–16, 18, 20, 23, 28, 33, 56, 60, 61, 63, 87, 95, 174–179, 183, 186, 189–191, 201–207, 222, 231, 241, 243, 245, 249, 251, 254, 256, 259, 268, 274, 283, 295, 298, 304, та ін.] достатньо повно представлені конструкції трансформаторів, технологія їх виготовлення, властивості матеріалів, що використовуються. На рис. 1.1 показано АЧ трансформатора, де: 1 — МС;



Рисунок 1.1 — Загальний вигляд АЧ.

2 — верхні ярмові балки, встановлені на верхньому торцевому ярмі МС; 3 —

обмотки; 4 — нижні ярмові балки, встановлені на нижньому торцевому ярмі МС. Площина, яка містить осі стрижнів, торцевих та бокових (за їх наявності) ярм МС, а також осі обмоток, називається головною площиною симетрії. Фрагмент стрижня МС з обмотками показано на рис. 1.2, де 1, 2 — обмотки; 3 — стрижень МС (з електротехнічної сталі); 4 — котушки або витки обмоток; 5 — стержні циліндричної форми з деревини; 6 — рейки (прошивні) з електротехнічного картону.

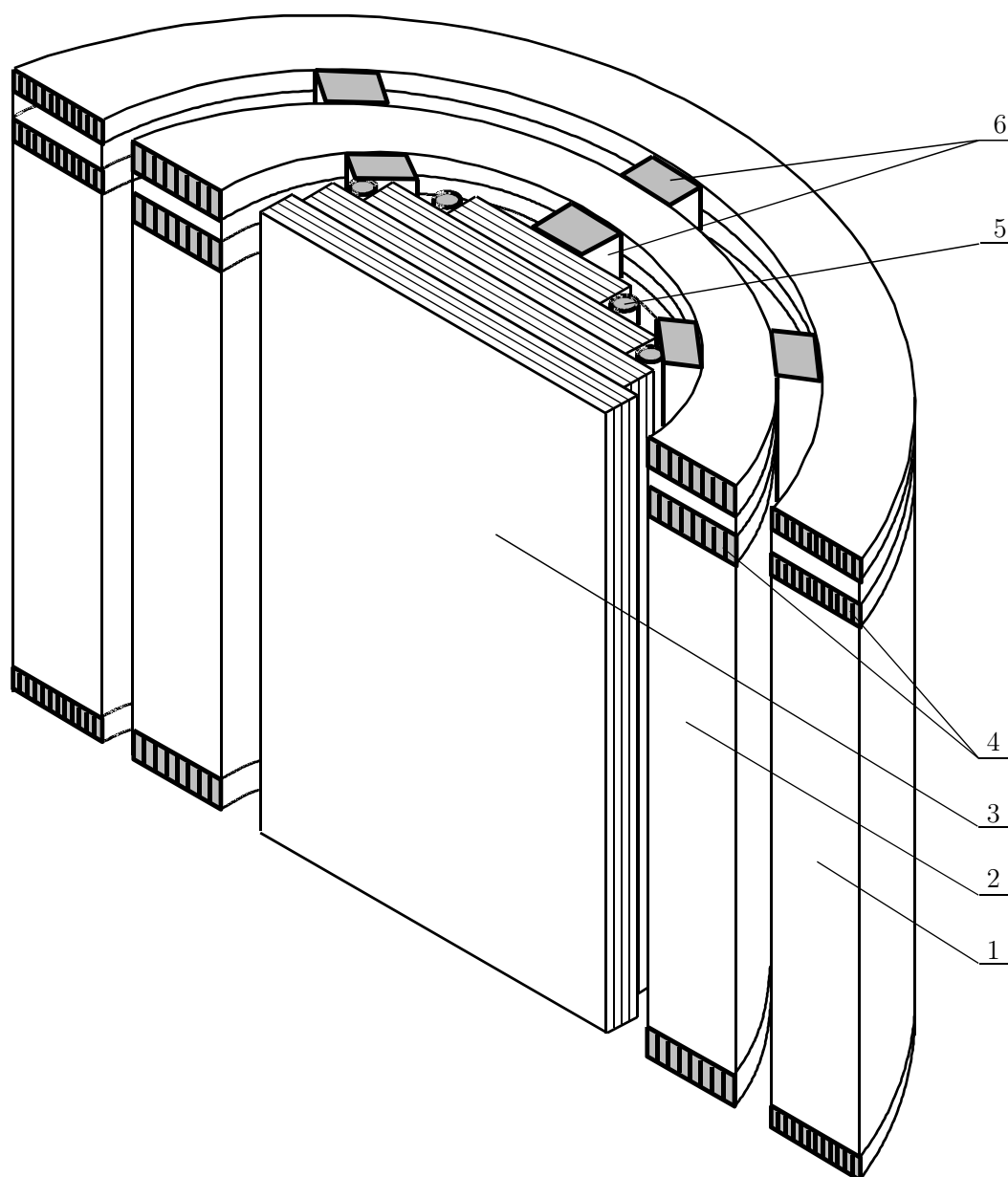


Рисунок 1.2 — Розріз АЧ головною площиною симетрії МС.

Для розв'язання задач представленої роботи велике значення має конструкція запресовки обмоток. У теперішній час найбільш розповсюджені

трансформатори, в яких за допомогою одних і тих самих ярмових балок здійснюється запресовка як торцевих ярем МС, так і обмоток (див. рис. 1.3, де розрізи зроблено площинами, перпендикулярними до головної площини симетрії). На рис. 1.3 прийнято такі позначення: 1 — обмотки, які мають

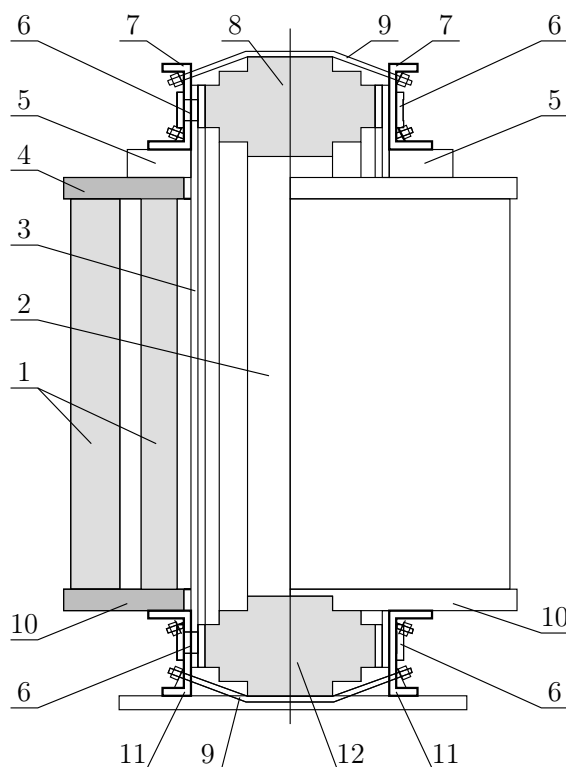


Рисунок 1.3 — Класична конструкція АЧ.

циліндричну форму; 2 — стрижень МС (циліндричної форми); 3 — пресувальна пластина; 4 — верхнє пресувальне кільце; 5 — елементи пресування; 6 — елементи кріплення пресувальних пластин до ярмових балок; 7 — верхні ярмові балки; 8 — верхнє торцеве ярмо; 9 — напівбандажі; 10 — нижні опорні елементи; 11 — нижні ярмові балки; 12 — нижнє торцеве ярмо. При цьому всі обмотки одного стрижня МС пресуються за допомогою спільного пресувального кільця 4 (спільних верхнього та нижнього пресувальних кілець). Верхнє пресувальне кільце через спеціальні елементи пресування 5 спирається на верхні ярмові балки 7. Нижні торці обмоток безпосередньо або через спільні опорні елементи 10 (пресувальні кільця або опорні сегменти) спираються як на нижні ярмові балки 11, так і на нижнє торцеве ярмо 12. У поданій конструкції процес збирання та запресовки обмоток здійснюється наступним чином. На стрижні МС з розширтованим верхнім ярмом встановлюються нижні опорні елементи,

обмотки та пресувальні кільця. Після цього здійснюється зашихтовка верхнього торцевого ярма МС та його пресування. Для пресування ярма верхні ярмові балки стягуються за допомогою напівбандажів, горизонтальних шпильок або інших аналогічних елементів. Далі виконується пресування обмоток. З цією метою використовуються спеціальні гідравлічні домкрати, які розміщуються між ярмовими балками та пресувальними кільцями. Після пресування обмоток встановлюються елементи пресування 5, а домкрати вилучаються. При пресуванні обмотки усаджуються в осьовому напрямку. В результаті між верхнім торцевим ярмом (нижніми напівбандажами, які стягують верхнє торцеве ярмо) та верхніми пресувальними кільцями утворюється проміжок, який сягає кількох десятків міліметрів. Це може призводити до порушення симетрії установки обмоток у вікнах МС, що не є оптимальним як для електромагнітних, так і механічних процесів, які мають місце під час КЗ.

Останнім часом все ширше застосовується конструкція АЧ трансформатора з так званим блочним збиранням обмоток (див. рис. 1.4). Всі обмотки одного стрижня МС встановлюються між спільними верхнім та

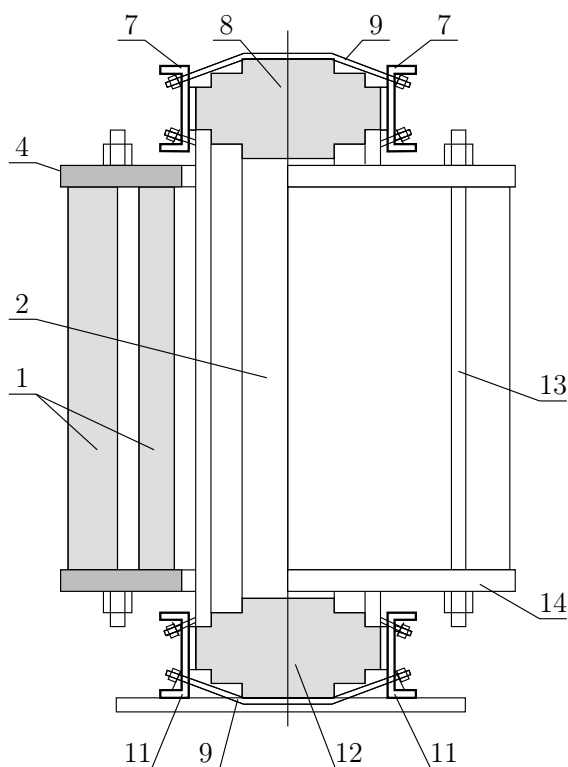


Рисунок 1.4 — Конструкція АЧ з блочним збиранням обмоток.

нижнім пресувальними елементами (наприклад, плитами з деревно-шаруватого

пластику). Для пресування обмоток пресувальні елементи стягуються за допомогою вертикальних шпильок. Представлений процес називається блочним збиранням, тому що зібрані у такий спосіб обмотки утворюють блок. Елементи, між якими розташовано обмотки, грають роль спільних пресувальних кілець, тому надалі ми їх так і називатимемо. Блоки з запресованими обмотками насаджуються на стрижні МС з попередньо розшихтованим верхнім торцевим ярмом. Далі здійснюється зашихтовка верхнього торцевого ярма МС та його пресування. На рис. 1.4 13 — шпильки, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця; 14 — нижнє пресувальнє кільце; решта позначень ті самі, що і на рис. 1.3.

Ця конструкція має ряд переваг. У ній нема проміжків між торцевими ярмами та пресувальними кільцями. З цієї причини забезпечується повна симетрія установки обмоток у вікнах МС, що є оптимальним як для електромагнітних, так і механічних процесів, які виникають при КЗ. Тому блочне збирання обмоток знаходить все ширше застосування. Найбільш передові виробники трансформаторів упроваджують не тільки блочне збирання обмоток, але і їх блочну намотку.

У практиці трансформаторобудування також застосовується конструкція АЧ, в якій балки, що використовуються для пресування обмоток, — пресувальні балки не застосовуються для пресування торцевого ярма МС (див. рис. 1.5, де: 15 — пресувальні балки; 16 — пресувальні шпильки; 17 — піддон бака; решта позначень ті самі, що і на рис. 1.3, 1.4).

У цій конструкції зібрана МС встановлюється у піддон бака трансформатора зі спеціальною конфігурацією дна. Далі здійснюється розшихтовка верхнього торцевого ярма. Після цього на стрижні МС встановлюються нижні опорні елементи, обмотки та пресувальні кільця. Нижні торці обмоток через спільні опорні елементи (пресувальні кільця або опорні сегменти) спираються на дно піддону та нижнє торцеве ярмо МС. На пресувальні кільця встановлюються пресувальні балки, які за допомогою пресувальних шпильок притягуються до дна піддону, тим самим забезпечується пресування обмоток. Після цього виконується збирання верхнього торцевого ярма. Для пресування верхнього торцевого ярма використовуються спеціальні пластини, поверх яких накладаються спеціальні бандажі зі склострічки. У представлений конструкції, як і в попередньому випадку (див. рис. 1.4)

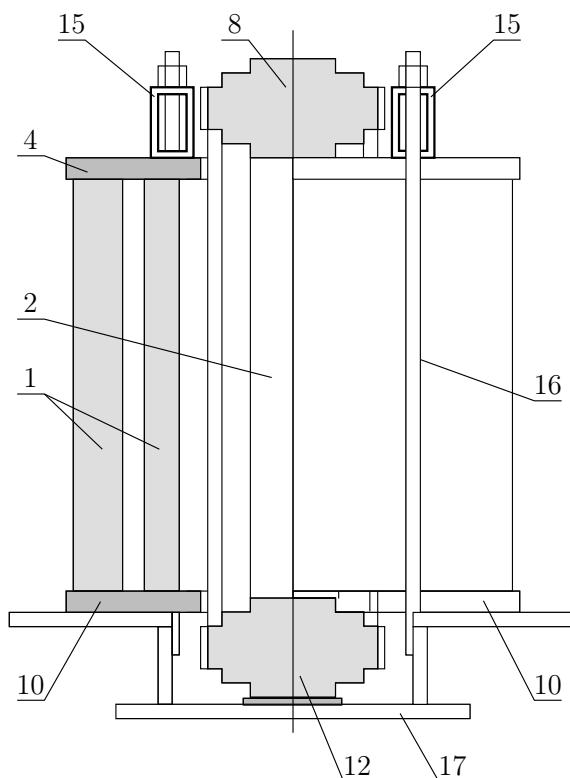


Рисунок 1.5 — Конструкція АЧ з незалежними ярмовими балками.

збирання АЧ може бути здійснене без проміжка між верхнім торцевим ярмом та пресувальними кільцями. Але по висоті вікна МС тут встановлюється лише одне пресувальне кільце замість двох, що має місце у попередньому випадку (див. рис. 1.4). Це призводить до зменшення висоти стрижнів МС, таким чином, вкладення електротехнічної сталі при використанні розглядуваної конструкції зменшується.

Принципова відмінність конструкцій, представлених на рис. 1.4, 1.5, від найбільш розповсюдженої конструкції (див. рис. 1.3) полягає в тому, що в них пресування обмоток виконується до збирання верхнього торцевого ярма МС. Це дозволяє зібрати АЧ без проміжків між пресувальними кільцями та торцевими ярмами (напівбандажами, встановленими на торцевих ярмах у вікнах МС). Зокрема, в конструкції, представлений на рис. 1.3, при дії на верхні ярмові балки сил під час пресування обмоток, підйому АЧ або короткого замикання між ярмовими балками та торцевим ярмом будуть виникати сили тертя спокою або ковзання. У трансформаторів з незалежними системами пресування обмоток та ярм МС (див. рис. 1.4, 1.5) сили тертя не виникають. З урахуванням цих

принципових відмінностей конструкції АЧ трансформаторів можна розділити на два типи. До першого типу відносяться конструкції зі спільною системою пресування торцевих ярем та обмоток, в яких виникають сили тертя спокою або ковзання між ярмовими балками та ярмом, до другого — з незалежними системами пресування МС та обмоток, в яких таких сил тертя нема.

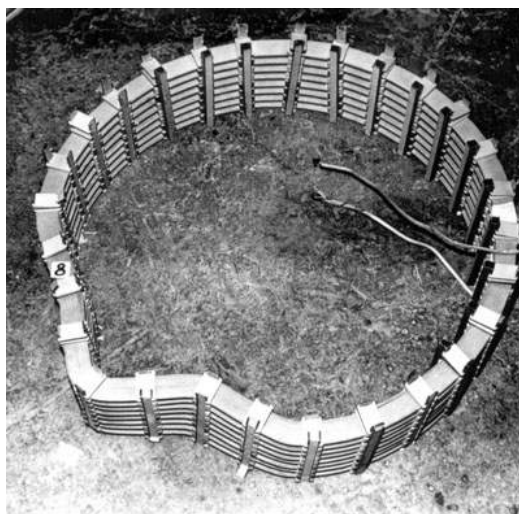
У дисертації [143], відмічено, що існуючі методи розрахунку [7, 9, 10, 18, 23, 57, 65, 76, 77, 91, 97, 98, 179, 183, 184, 199, 220–222, 226, 231, 249, 251, 304, та ін.] забезпечують необхідну для практичного використання точність визначення ЕМ сил, які виникають в обмотках при КЗ. Там же [143] показано, що пошкодження обмоток та пов'язаних із ними елементів викликають радіальні (такі, які діють в радіальному напрямку обмотки) та осьові (такі, які діють в осьовому напрямку обмотки) складові ЕМ сил КЗ. Відмічено [143], що велику кількість робіт присвячено випробуванням трансформаторів на електродинамічну стійкість, визначенню та класифікації механічних пошкоджень обмоток та пов'язаних із ними елементів, практичному застосуванню результатів випробувань [1, 2, 9, 38, 64, 74–76, 78, 79, 81, 171, 184, 208, 213, 224, 231, 256, 270, 302, 304, та ін.]. Показано [143] основні види пошкоджень обмоток та пов'язаних із ними елементів, які виникають при дії ЕМ сил КЗ. Такими пошкодженнями є:

1. Втрата радіальної стійкості обмоток. На рис. 1.6, а показано модель обмотки, яка втратила радіальну стійкість. На рис. 1.6, б наведено фотографію великої обмотки, яка випнулася внаслідок випробувань на стійкість до струмів КЗ.

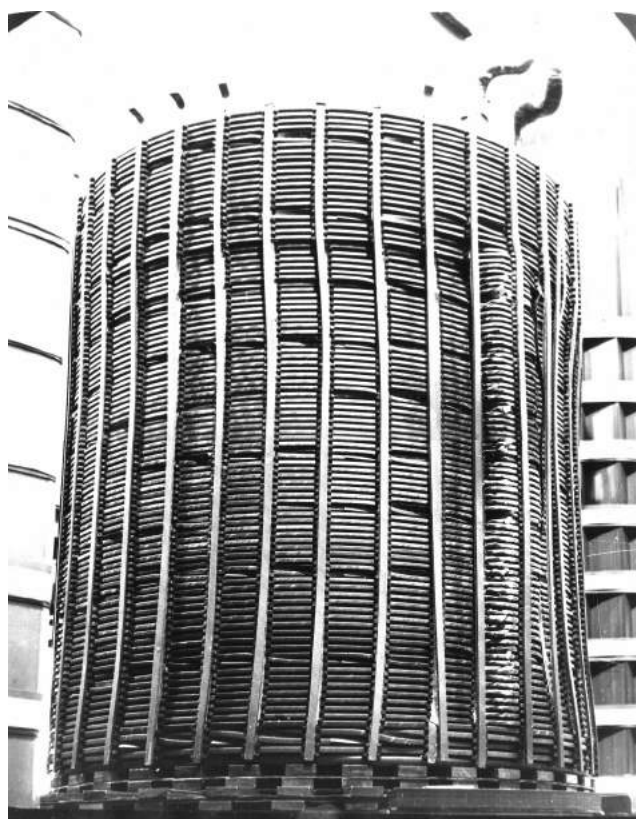
2. Втрата осьової стійкості обмоток — полягання провідників. Фотографію з таким пошкодженням показано на рис. 1.7, а. На рис. 1.7, б наведено схему полягання, на якій прийнято наступні позначення: 1 – проводи; 2 – прокладки; 3 – прошивочні рейки..

3. Руйнування елементів пресувальної конструкції. На рис. 1.8, а наведено приклад, в якому можна виділити деформацію пресувальних гвинтів та руйнування пресувального кільця з деревно-шаруватого пластику. На рис. 1.8, б продемонстровано інший випадок, коли пресувальне кільце з деревно-шаруватого пластику, розташоване над внутрішньою обмоткою, зруйнувалося, внаслідок чого обмотка отримала пошкодження.

У відповідності до трьох основних видів пошкоджень та сил, які їх

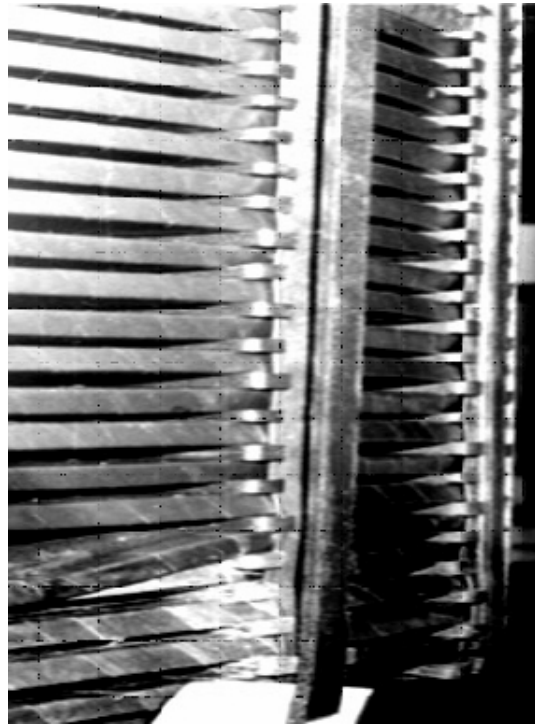


а)

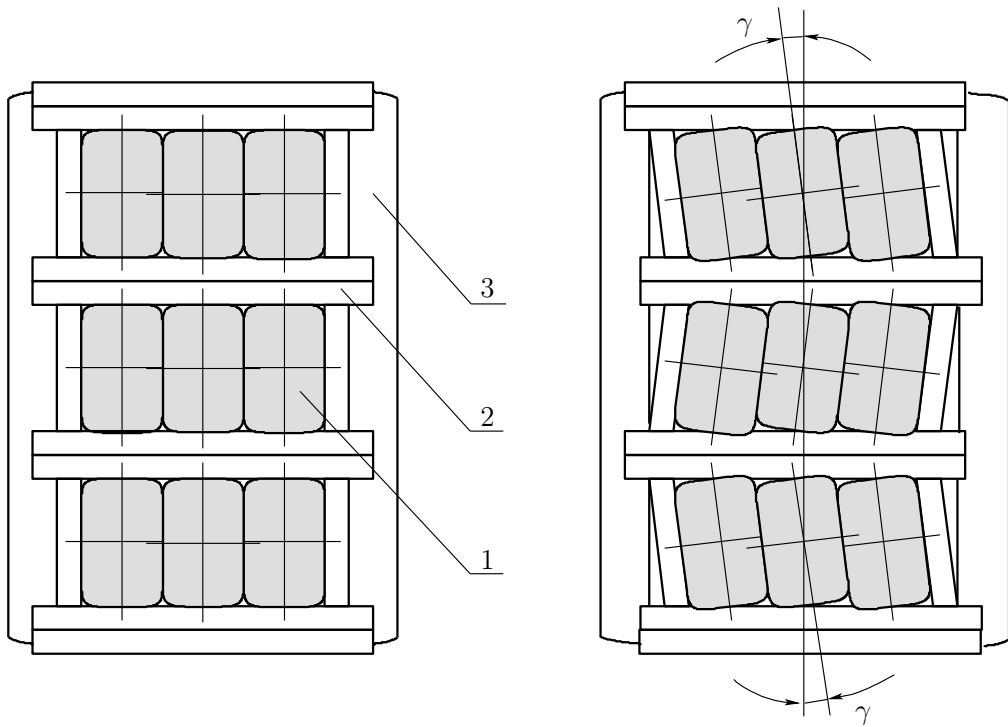


б)

Рисунок 1.6 — Випинання в моделях та реальних обмотках.

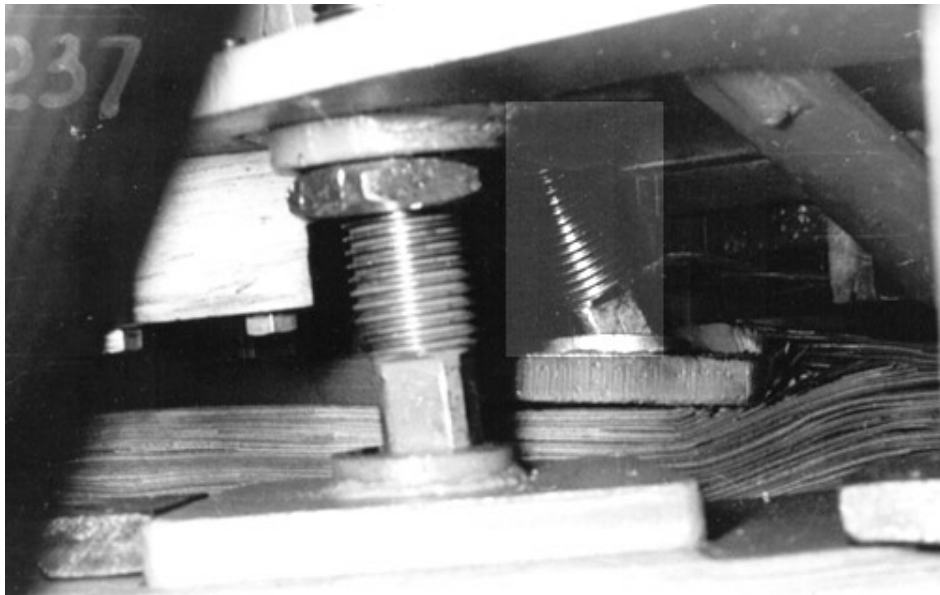


а)



б)

Рисунок 1.7 — Полягання провідників в обмотках та схема пошкодження.



а)



б)

Рисунок 1.8 — Пошкодження елементів пресувальної конструкції.

викликають, склалося три основних напрямки досліджень:

1. Стійкість до дії радіальних сил (головна задача — визначення критичних напружень радіальної стійкості обмоток).

2. Стійкість до дії осьових сил (головна задача — визначення критичних сил полягання провідників обмоток).

3. Осьові коливання (головна задача — визначення осьових переміщень та зусиль в обмотках, а також сил, які діють на пресувальну конструкцію, при коливаннях обмоток та пов'язаних з ними елементів внаслідок дії осьових ЕМ сил КЗ).

У дисертації [143] дано аналіз літератури за цими трьома напрямками досліджень: стійкості до дії радіальних сил [9, 14, 15, 22, 33, 38, 43, 53–56, 66, 68–72, 80–82, 184, 188, 190–198, 200, 216, 224, 226, 235, 247, 257, 270, 272, 275, 278, 279, 281, 282, 289–291, 297, 298, 300, 301, 307, та ін.], стійкості до дії осьових сил [48, 58, 59, 80, 81, 85, 86, 186, 206, 216, 251, 281, 290, 293, 296, 300, 310, та ін.], осьовим коливанням [7, 16, 19, 21, 22, 31, 36, 43–47, 49, 60, 61, 71, 72, 81, 95, 172, 173, 179–182, 185, 206, 207, 216, 222, 225, 236, 241, 242, 253, 258, 269, 270, 281–283, 287, 291, 294, 295, 299, 300, 312, та ін.]. У підсумку було показано, що результати теоретичних досліджень, отримані на момент роботи [143], не узгоджуються з результатами експериментів не тільки кількісно, але і якісно. Це свідчило про наявність факторів, які суттєво впливають на процеси пошкодження обмоток та пов'язаних з ними елементів при КЗ, але не враховувалися у проведених теоретичних дослідженнях. У результаті досліджень, відображених у дисертації [143], такі фактори було виявлено, розкрито механізми їх впливу на електродинамічну стійкість трансформаторів, розроблено фізичні та математичні моделі для визначення параметрів процесів та явищ, які призводять до пошкоджень при КЗ. У підсумку були розроблені теорії стійкості обмоток до дії радіальних сил [27, 62, 83, 84, 89, 99–103, 105–107, 111, 115–120, 122, 123, 131–133, 135–137, 140], визначення критичних сил полягання провідників [104, 110, 113, 125–130, 140], осьових коливань обмоток [108, 109, 112, 121, 124, 140, 214], які в цілому склали теорію електродинамічної стійкості обмоток силових трансформаторів [90, 94, 140, 143].

Після 2005 року в публікаціях інших авторів, які стосуються стійкості трансформаторів до струмів КЗ [2, 3, 73, 210–212, 244, 250, 264, та ін.] питання розробки або вдосконалення методів розрахунку електродинамічної стійкості

обмоток не розглядалися.

## 1.2 Радіальна стійкість обмоток

У результаті досліджень дисертації [143] було побудовано теорію радіальної стійкості обмоток трансформаторів, яка розповсюджується на обмотки з провідниками тільки прямокутного перерізу. При цьому не враховувалися заокруглення кутів перерізу провідників. У практиці трансформаторобудуванні широко застосовуються обмотки з провідниками круглого перерізу. Такі обмотки в роботі [143] не розглядалися. Не було також вивчено вплив на критичні напруження радіальної стійкості обмоток заокруглень кутів провідників прямокутного перерізу.

Виробники трансформаторів вимагають розробки методів розрахунку електродинамічної стійкості обмоток з провідниками круглого перерізу. Крім того, для обмоток з провідниками прямокутного перерізу необхідно вивчити вплив заокруглень його кутів на критичні напруження радіальної стійкості. При вирішенні цих задач необхідно врахувати деформації вигину та відповідні їм напруження, які виникають в провідниках при намотці обмоток [99, 111, 115].

## 1.3 Проблема міцності провідників при вигині осьовими та радіальними електромагнітними силами

Ця проблема в у попередніх дослідженнях [143, 271] не знайшла свого відображення. Її сутність полягає в наступному. У деяких обмоток трансформаторів після КЗ в окремих котушках між стовпами прокладок, які утворюють радіальні канали між котушками, було виявлено прогини провідників у напрямку дії осьових ЕМ сил (див. рис. 1.9). Крім осьових, на ці котушки діють і радіальні ЕМ сили. У найбільш загальному випадку під дією цих сил у провідниках виникають напруження внаслідок вигинів в осьовому



Рисунок 1.9 — Осьовий вигин провідників.

та радіальному напрямках, а також розтягу або стиску від радіальних ЕМ сил. Для перевірки міцності провідників у розглядуваному випадку деякими підприємствами використовується розрахунок за допустимими напруженнями (див., наприклад, [253]). Його сутність полягає в тому, що повне напруження, яке визначається методом суперпозиції перерахованих трьох напружень, не повинне перевищувати допустиме напруження. За допустиме напруження приймається границя плинності матеріалу провідників, або близьке до неї значення. Але, як показано в публікаціях [99, 111, 115], уже при виготовленні обмотки в провідниках виникають напруження, які перевищують границю пропорційності, а у багатьох випадках і границю плинності матеріалу провідників. У таких умовах, з одного боку, принцип суперпозиції не можна застосовувати, з іншого боку, вже у вихідному стані до прикладення ЕМ сил КЗ провідники не задовольняють умові міцності за допустимими напруженнями.

В роботі [305] представлено так званий напівпластичний метод розрахунку міцності провідників при згинанні осьовими ЕМ силами. У цьому методі враховується, що найбільші згинальні напруження можуть перевищувати границю пружності (пропорційності) матеріалу провідників. Але розглянуто лише вигин провідників на прямолінійних ділянках обмоток так званої прямокутної форми трансформаторів броньового типу, де діють тільки осьові ЕМ сили. В обмотках циліндричної форми трансформаторів стрижневого типу, як було відмічено вище, крім осьових виникають також і радіальні ЕМ сили, які можуть викликати не тільки розтяг або стиск провідників у напрямку кола,

але і їх вигин у радіальному напрямку.

Слід зауважити, що вигин провідників від дії радіальних ЕМ сил завжди має місце за наявності у обмотки жорстких радіальних опор. Якщо радіальні опори достатньо жорсткі, а кривизна проводів обмотки між опорами незначна, можна вважати, що все радіальне навантаження сприймається за рахунок деформацій вигину провідників (перший вид вигину провідників). В подальшому до першого виду відноситимемо вигин, при якому мають місце деформації вигину лише в радіальному, або лише осьовому напрямку. У випадку багатоконцентрової обмотки (концентр — обмотка або її частина, яка відділена від інших обмоток або частин осьовими каналами, утвореними за допомогою рейок) вигин провідників від радіальних ЕМ сил може мати місце і за відсутності в обмотки радіальних опор. Сказане ілюструє рис. 1.10, де подано безопорну двоконцентрову обмотку, на яку діють осьові ЕМ сили та стискальні радіальні ЕМ сили. На рис. 1.10 використано такі позначення: 1 — стрижень МС трансформатора; 2 — рейки, які утворюють осьовий канал між концетрами; 3 — котушки внутрішнього концентра; 4 — котушки зовнішнього концентра; 5 — прокладки, які утворюють радіальний канал між котушками концентра. Котушки внутрішнього концентра — 3 стискаються радіальними ЕМ силами, прикладеними до їх провідників, а також радіальними силами, які передаються від зовнішнього концентра через рейки — 2, розташовані в осьовому каналі між концетрами. Таким чином, провідники котушок внутрішнього концентра мають деформації вигину в проміжках між стовпами прокладок — 5 від осьових ЕМ сил та деформації стиску від радіального навантаження, прикладеного безпосередньо до них, та того, що передалося з боку зовнішнього концентра через рейки в осьовому каналі (другий вид вигину провідників). До другого виду відноситимемо вигин, при якому в провідниках мають місце деформації тільки в радіальному або тільки в осьовому напрямку, а також деформації розтягу або стиску від радіальних ЕМ зусиль. Котушки зовнішнього концентра (див. рис. 1.10) частину радіального навантаження (радіальних ЕМ сил) сприймають за рахунок деформацій стиску провідників у напрямку кола. Інша частина радіального навантаження, прикладеного до зовнішнього концентра, передається через рейки, розташовані в осьовому каналі між концетрами, на внутрішній концентр. Саме ця частина радіального навантаження викликає вигин провідників зовнішнього

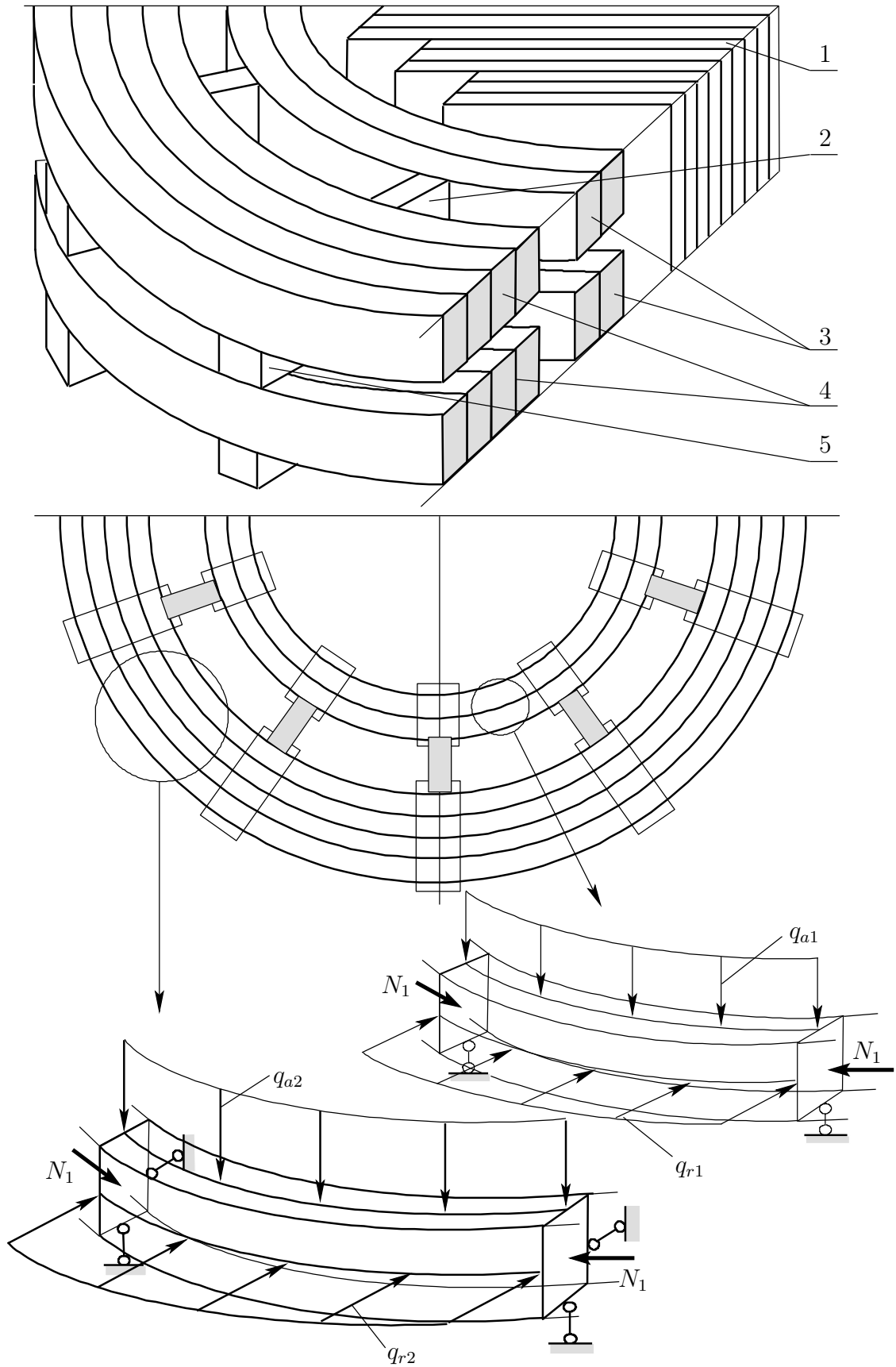


Рисунок 1.10 — Діаграма навантажень, що викликають вигин провідників.

концентра в проміжках між рейками, розташованими між концентрами. Отже, провідники зовнішнього концентра розглядуваної обмотки зазнають деформації стиску в напрямку кола, вигину в радіальному напрямку в проміжках між рейками — 2 від частини радіального навантаження, яке передається на внутрішній концентр через ці рейки, та вигину від осьових ЕМ сил в проміжках між прокладками — 5. Подібна картина матиме місце і у випадку багатоконцентрової обмотки, розтягнутої радіальними ЕМ силами. Тут зовнішні концентри піддаватимуться деформаціям розтягу у напрямку кола, та вигину в осьовому напрямку (другий вид вигину провідників). Решта концентрів матимуть деформації розтягу в напрямку кола та вигинів у радіальному та осьовому напрямках. Тобто у найбільш загальному випадку при перевірці міцності провідників необхідно враховувати деформації стиску або розтягу в напрямку кола та вигинів в осьовому і радіальному напрямках — третій вид вигину провідників.

З урахуванням представлених варіантів навантаження провідників, беручи до уваги початкові напруження, які виникають при намотці [99, 111, 115], необхідно розробити методи перевірки міцності провідників для всіх наведених видів вигину. При цьому слід розглянути обмотки з провідниками як прямокутного, так і круглого перерізу. У випадку провідників прямокутного перерізу необхідно врахувати вплив заокруглень його кутів.

#### 1.4 Осьові коливання обмоток

При розробці теорії осьових коливань обмоток [143] розглядалася конструкція, в якій на одному стрижні МС розташовано обмотки тільки однієї фази трансформатора. При такому варіанті конструкції струми у всіх обмотках розглядуваного стрижня МС змінюються в часі за одним і тим самим законом. Як наслідок, і осьові ЕМ сили, які діють на провідники обмоток при КЗ, змінюються в часі також у відповідності до однієї і тієї ж функції часу. Але досить розповсюджена конструкція трансформаторів, в якій на одному стрижні МС розташовано обмотки різних фаз (схема з'єднання обмоток «зигзаг»). Струми КЗ обмоток різних фаз змінюються в часі за відмінними законами.

Таким чином, змінення в часі ЕМ сил в обмотках різних фаз перебігає у відповідності до відмінних функцій часу. В такій постановці осьові коливання як у дисертації [143], так і в інших дослідженнях не розглядалися.

Виробники трансформаторів зі схемою з'єднання «зигзаг» наполягають на розробці методів розрахунку електродинамічної стійкості обмоток при КЗ для такого варіанта конструкції. Практично задача зводиться до визначення осьових переміщень та зусиль в обмотках різних фаз, розташованих на одному стрижні МС, а також сил, які діють на пресувальну конструкцію, при коливаннях, зумовлених дією осьових ЕМ сил КЗ.

### 1.5 Сили пресовки обмоток

Незважаючи на всю широту досліджень, відображених у роботі [143], та успішне практичне використання їх результатів [156–159] деякі їх напрямки потребують подальшого розвитку та уточнення. Так, у дисертації [143] дано лише визначення сил пресовки, необхідних для отримання заданих значень критичних напружень радіальної стійкості обмоток та запобігання крутінню гвинтових та циліндричних обмоток [133, 139, 146, 156–158], але не розглянуто процеси, які призводять до зменшення цих сил у процесі виготовлення, випробувань трансформаторів на стійкість до струмів КЗ та під час експлуатації.

Розпресовка (зменшення осьових зусиль стиснення) обмоток трансформаторів спостерігається у наступних випадках:

1. У процесі виготовлення трансформаторів після підйому та опускання зібраних АЧ першого типу, коли сили при підйомі прикладалися до верхніх ярмових балок.

2. Під час випробувань на стійкість до струмів КЗ трансформаторів з АЧ першого типу. Згідно з роботою [37] зменшення сил пресовки більше ніж на 40% складає 7,48% від загального обсягу пошкоджень, які виникли під час дослідів КЗ при випробуваннях.

3. При обстеженні трансформаторів, які знаходяться в експлуатації та поступають на капітальний ремонт. Обстеження трансформаторів при

капітальних ремонтах показало, що середній рівень залишкових сил пресовки складає приблизно 55%.

Слід зауважити, що від підйому до опускання зібраної АЧ трансформатора проходять лічені хвилини. Тривалість досліду КЗ, як правило, взагалі не перевищує секунди. І за такий короткий час у цих випадках відбувається значне зниження сил пресовки обмоток. З цього всього виходить, що причиною розглядуваного явища не можуть бути реологічні процеси в ізоляційних матеріалах обмоток, які потребують значного часу. При цьому обмотки, що частково втратили пресовку, та пресувальні конструкції не мають жодних пошкоджень, які могли б бути причиною зменшення сил пресовки. Як відмічено вище, зменшення сил пресовки обмоток має місце тільки в конструкціях АЧ першого типу, в яких при дії осьових сил на ярмові балки між ними та торцевими ярмами виникають сили тертя спокою або ковзання внаслідок переміщення ярмових балок відносно ярма. Переміщення ярмових балок відносно ярма супроводжуватиметься виникненням додаткових пружних зусиль в елементах їх кріплення. В зв'язку з цим для розуміння причин розпресовки обмоток розглянемо з урахуванням законів тертя Кулона механізм взаємодії активних сил, сил сухого тертя та пружності на прикладі моделі, зображеної на рис. 1.11.

Модель складається з пружини, що має коефіцієнт жорсткості  $c$ , один кінець якої скріплено з основою, інший – з твердим тілом, яке знаходиться на пласкій поверхні та має масу  $m$ . У початковий момент пружина знаходиться у вільному недеформованому стані. На тіло діє сила тяжіння  $mg$ , яку врівноважує нормальна сила  $\mathbf{N}$ .

Прикладемо до тіла силу  $\mathbf{F}$ , яка повільно збільшується, — активну силу (див. рис. 1.11, а). Поки сила  $\mathbf{F}$  за абсолютною величиною не перевищить максимальну силу тертя спокою  $\mathbf{F}_T$ , тіло знаходитиметься у нерухомому стані. Умова рівноваги тіла у проекції на вісь  $Ox$  у цьому випадку має вигляд

$$F - F_t = 0 \quad (0 \leq F \leq F_T). \quad (1.1)$$

Тобто сила тертя  $\mathbf{F}_t$  за абсолютною величиною дорівнює збурювальній силі  $\mathbf{F}$ , але протилежна їй за напрямком. Оскільки тіло не переміщується ( $x = 0$ ), пружина залишається у недеформованому стані, і сила, яка діє на тіло з

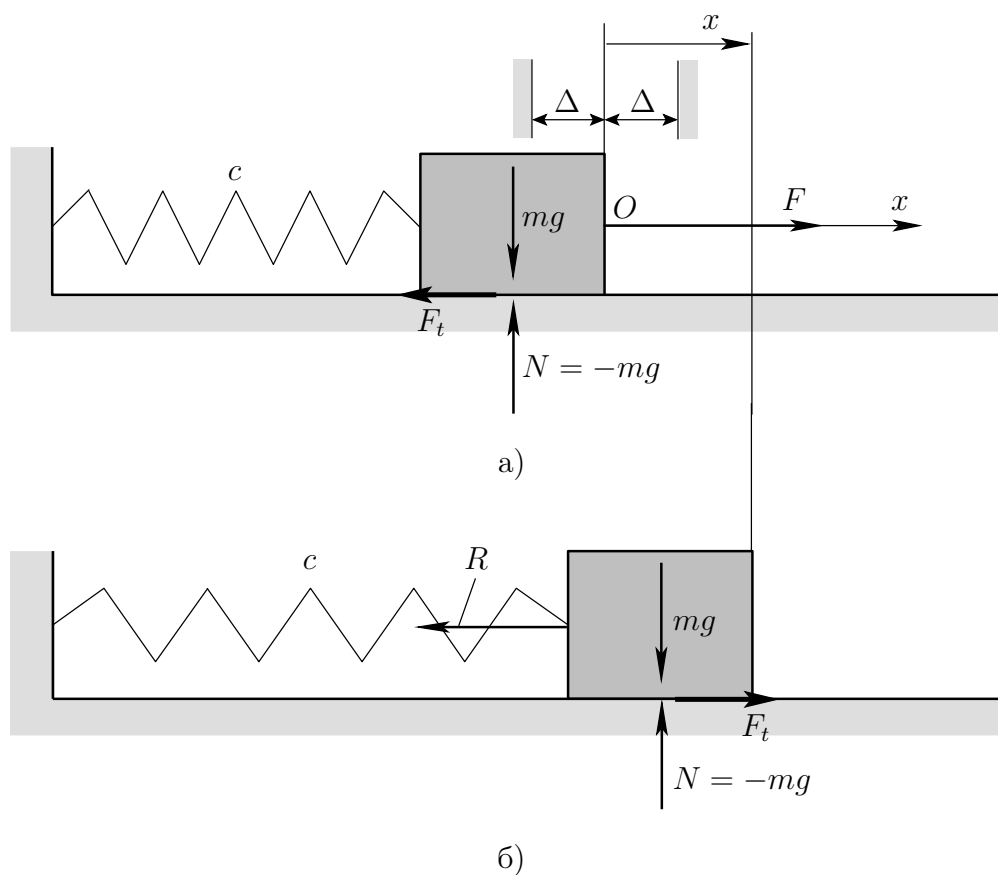


Рисунок 1.11 — Взаємодія активних сил, сил сухого тертя та пружності.

боку пружини, дорівнює нулю ( $P = 0$ ).

З моменту перевищення силою  $\mathbf{F}$  (за модулем) максимальної сили тертя спокою  $\mathbf{F}_T$  тіло почне переміщуватися у напрямку дії сили  $\mathbf{F}$ . Пружина почне деформуватися ( $x > 0$ ), і в ній виникне сила пружного супротиву  $\mathbf{P}$ , пропорційна до переміщення  $x$  (див. рис. 1.11). Напрямок сили пружності протилежний напрямку переміщення, а її абсолютна величина дорівнює

$$P = c \cdot x, (x > 0) \quad (1.2)$$

Вважатимемо, що при русі сила тертя ковзання між тілом та пласкою поверхнею за абсолютною величиною дорівнює максимальній силі тертя спокою  $F_T$ . З урахуванням сказаного умова рівноваги тіла у проекції на вісь  $Ox$  тепер матиме вигляд:

$$F - F_T - P = 0 \quad (F_T \leq F). \quad (1.3)$$

Відзначимо, що сила  $\mathbf{F}$  за модулем перевищує силу пружності  $\mathbf{P}$  на абсолютну величину максимальної сили тертя спокою  $\mathbf{F}_T$ .

Вираз (1.3) можна подати у вигляді:

$$R - F_T = 0 \quad (F_T \leq F). \quad (1.4)$$

У виразі (1.4)

$$R = F - P. \quad (1.5)$$

Сила  $\mathbf{R}$  є рівнодійною сил, паралельних осі  $Ox$  (паралельних площині ковзання). Таким чином, при русі тіла (без прискорення) сила  $\mathbf{R}$ , яка викликає переміщення, врівноважується максимальною силою тертя спокою.

Нехай при деякому переміщенні  $x_1$  сила  $\mathbf{F}$  перестане збільшуватися, залишаючись сталою і рівною  $\mathbf{F} = \mathbf{F}_1$ . У цей момент тіло зупиниться. Сила пружності за абсолютною величиною досягне найбільшого значення  $P_1 = c \cdot x_1$ . Умова рівноваги (1.4) збереже свою справедливість.

Якщо надалі сила  $\mathbf{F}$  почне зменшуватися, то зменшуватиметься і рівнодійна  $\mathbf{R}$ , зберігаючи свій напрямок (напрямок сили  $\mathbf{F}$ ). Аналогічним чином змінюватиметься і сила тертя  $\mathbf{F}_t$ , яка врівноважує рівнодійну  $\mathbf{R}$ . Тіло залишиться нерухомим, а умова рівноваги матиме вигляд

$$R - F_t = 0 \quad (0 \leq F_t \leq F_T). \quad (1.6)$$

В момент, коли сила  $\mathbf{F}$  зменшиться на величину максимальної сили тертя спокою  $\Delta F = F_1 - F = F_T$ , вона дорівнюватиме за абсолютною величиною найбільшій силі пружності  $F = P_1$ , а їх рівнодійна перетвориться на нуль  $R = 0$ . У цей момент і сила тертя прийме нульове значення. При подальшому зменшенні збурювальної сили  $\mathbf{F}$  вона буде менше за модулем, ніж максимальна сила пружності ( $F < P_1$ ), їх рівнодійна змінить свій знак (співпаде за напрямком із силою пружності  $\mathbf{P}$ ) і почне збільшуватися за модулем. Подібним чином змінить свій напрямок і величину сила тертя  $\mathbf{F}_t$  (див.

рис. 1.11, б). Умова рівноваги (1.6) і в цьому випадку збережеться, але сили, які входять в неї, змінять свої знаки. Тобто умова рівноваги матиме вигляд

$$-R + F_t = 0 \quad (0 \leq F_t \leq F_T). \quad (1.7)$$

Подальша поведінка системи при зменшенні сили  $\mathbf{F}$  залежатиме від абсолютної величини найбільшої сили пружності, яка відповідає моменту припинення збільшення сили  $\mathbf{F}$ . Якщо найбільша сила пружності за абсолютною величиною переважає максимальну силу тертя спокою  $P_1 > F_T$ , то при зменшенні сили  $\mathbf{F}$  наступить момент, коли рівнодійна  $\mathbf{R}$  за абсолютною величиною дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою  $\mathbf{F}_T$ . З цього моменту тіло почне переміщуватися в бік свого початкового положення. Умова рівноваги у проекції на вісь  $Ox$  має вигляд

$$-R + F_T = 0 \quad (F_T \leq P). \quad (1.8)$$

У процесі руху сила пружності зменшується таким чином, що рівнодійна  $\mathbf{R}$  за абсолютною величиною весь час дорівнює максимальній силі тертя спокою  $F_T$ . Переміщення тіла припиниться тоді, коли сила  $\mathbf{F}$  зменшиться до нуля. У цей момент сила пружності за абсолютною величиною співпаде з максимальною силою тертя спокою  $F_T$ . Тобто виконуватиметься умова

$$-P + F_T = 0. \quad (1.9)$$

З рівняння (1.9) можна знайти координату  $\Delta$ , яка визначає положення тіла, коли воно зупиниться. Враховуючи вираз (1.2), матимемо

$$\Delta = \frac{F_T}{c}. \quad (1.10)$$

Якщо в момент припинення збільшення сили  $\mathbf{F}$  ( $\mathbf{F} = \mathbf{F}_2$ ), сила пружності за абсолютною величиною не перевищувала максимальну силу тертя спокою  $P_2 \leq F_T$ , а отже і координата  $x_2$  не перевищувала координату  $\Delta$  ( $x_2 \leq \Delta$ ), тіло при зменшенні сили  $\mathbf{F}$  не почне рухатися взагалі. Пояснюється це тим,

що після змінення напрямку рівнодійної вона зможе збільшитися за модулем тільки до значення  $P_2 = c \cdot x_2$  ( $P_2 \leq F_T$ ). А цього недостатньо для подолання максимальної сили тертя спокою, що необхідно для виникнення руху.

Узагальнюючи отримані результати, для випадку  $x_1 > \Delta$ ,  $P_1 > F_T$  отримуємо такі залежності між розглянутими силами і переміщенням тіла  $x$ :

$$x = 0, \quad 0 \leq F(x) \leq F_T, \quad -F_T \leq F_t(x) \leq 0, \quad P(x) = 0; \quad (1.11)$$

$$0 < x < x_1, \quad F(x) = F_T + c \cdot x, \quad F_t(x) = -F_T, \quad P(x) = -c \cdot x; \quad (1.12)$$

$$x = x_1, \quad P_1 - F_T \leq F(x) \leq P_1 + F_T, \quad -F_T \leq F_t(x) \leq F_T, \quad P(x) = -P_1; \quad (1.13)$$

$$\Delta < x < x_1, \quad F(x) = -F_T + c \cdot x, \quad F_t(x) = F_T, \quad P(x) = -c \cdot x; \quad (1.14)$$

$$x = \Delta, \quad F(x) = 0, \quad F_t(x) = F_T, \quad P(x) = -F_T. \quad (1.15)$$

У випадку, коли  $x_2 \leq \Delta$ ,  $P_2 \leq F_T$ , залежності (1.11) між розглянутими силами та переміщенням тіла  $x$  зберігаються. Решта залежностей мають вигляд:

$$0 < x < x_2, \quad F(x) = F_T + c \cdot x, \quad F_t(x) = -F_T, \quad P(x) = -c \cdot x; \quad (1.16)$$

$$x = x_2, \quad 0 \leq F(x) \leq P_2 + F_T, \quad -F_T \leq F_t(x) \leq P_2, \quad P(x) = -P_2; \quad (1.17)$$

При зміні напрямку збурювальної сили  $\mathbf{F}$  на протилежний отримуємо результати, аналогічні представленим вище.

Графіки змінення сил при описаних процесах (1.11) — (1.17) показано на рис. 1.12.

У першому випадку  $P_1 > F_T$  ламана  $ОАА_1A_2K_1$  представляє змінення зовнішньої сили  $F(x)$ ,  $ОВВ_1B_2K_2$  — змінення сили тертя  $F_t(x)$ , поведінці сили пружності  $P(x)$  відповідають: точка  $О$ , лінія  $ОС$ , точка  $С$ , лінія  $СК_3$ . У другому випадку  $P_2 \leq F_T$  графіками цих сил є лінії  $ОАА_3K'_1$ ,  $ОВВ_3K'_2$ , точка  $О$ , лінія  $ОК'_3$  та точка  $K'_3$  відповідно. При протилежному напрямку збурювальної сили  $\mathbf{F}$  отримуємо графіки симетричні представленим відносно початку координат (див. рис. 1.12), які наочно ілюструють поведінку всіх сил при навантаженні системи зовнішньою силою  $F(x)$ , що повільно змінюється.

В цілому на основі отриманих результатів можна зробити висновок: якщо

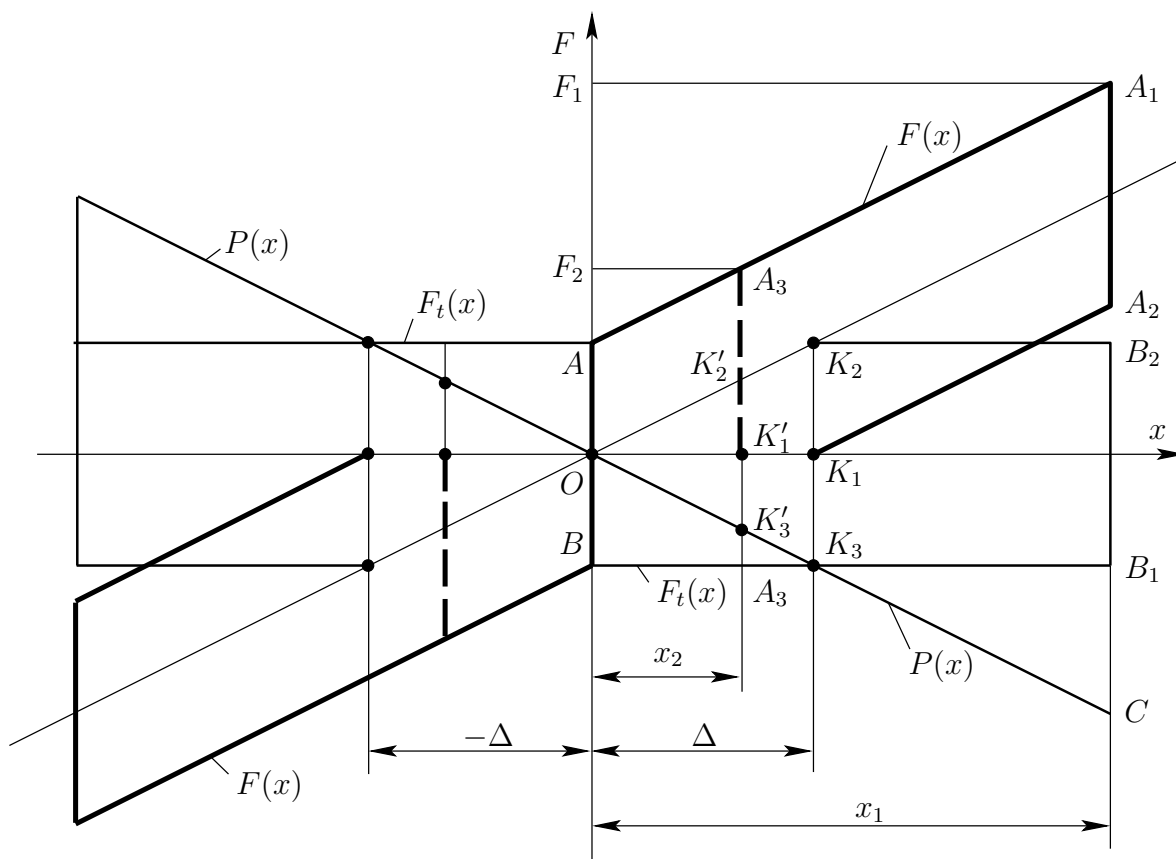


Рисунок 1.12 — Змінення активних сил, сил пружності та тертя.

при дії на тіло активних сил сила тертя змінюється за модулем у межах  $F_t \leq F_T$ , тіло залишається нерухомим. З моменту, коли сила тертя за абсолютною величиною стане рівною максимальній силі тертя спокою  $F_t = F_T$ , подальше збільшення активної сили супроводжуватиметься переміщенням тіла відносно поверхні, на якій воно розташовано. При зменшенні активної сили, сила тертя перешкоджатиме поверненню тіла до його вихідного положення. В результаті тіло не повернеться до вихідного положення. Подібні явища можуть відбуватися і з ярмовими балками у конструкціях АЧ першого типу. Якщо при дії осьових сил під час підйому та опускання АЧ або короткого замикання ярмові балки зрушаться, а сили тертя не дадуть їм повернутися до вихідного положення, то це призведе до зміни осьових зусиль (сил пресовки) в обмотках. У зв'язку з цим виникає необхідність вивчення зусиль в елементах АЧ першого типу під час її підйому та опускання, а також короткого замикання з урахуванням сил тертя між ярмовими балками і ярмом, беручи до уваги описані вище явища.

При проведенні досліджень необхідно враховувати запресовку всіх

обмоток одного стрижня МС за допомогою спільного пресувального кільця (спільних верхнього та нижнього пресувальних кілець). У цьому випадку на значення сил пресовки суттєво впливає їх розподіл між обмотками, розташованими під спільним пресувальним кільцем. А розподіл сил пресовки між обмотками може суттєво залежати від їх різновисокості, обумовленої допусками на геометричні розміри. Крім того, обмотки, запресовані спільним пресувальним кільцем, практично завжди мають різну осьову будову (різні за висотою набори провідникових та ізоляційних матеріалів). При цьому обмотки мають більш високі значення коефіцієнтів теплового лінійного розширення в осьовому напрямку, ніж решта елементів АЧ. Це призводить до того, що при змінненні температури окремі обмотки (у вільному стані) мають різні осьові деформації, які перевищують деформації того ж напрямку решти елементів АЧ. З цієї причини при нагріванні АЧ відбувається зміннення як сумарної сили пресовки обмоток, так і перерозподіл осьових зусиль між ними. Аналогічні процеси матимуть місце і при змінненні вмісту вологи ізоляційних матеріалів обмоток. Важливість дослідження впливу вмісту вологи обмоток на осьові зусилля в елементах АЧ зумовлена наступним. Для забезпечення необхідної електричної міцності обмотки ретельно висушуються. В елементах ізоляції обмоток та АЧ, зроблених з целюлозних матеріалів, після сушки вміст вологи не має перевищувати половини відсотка. АЧ трансформаторів експлуатуються у герметичних баках. Але під час виготовлення, експлуатації та капітальних ремонтів активні частини деякий час можуть знаходитися на відкритому повітрі. В таких умовах вміст вологи ізоляційних матеріалів (з целюлози) збільшуватиметься. У зв'язку з цим виникає необхідність визначення осьових зусиль в елементах АЧ при змінненні вмісту вологи елементів ізоляції.

Результати вивчення впливу температури нагріву та вмісту вологи ізоляційних матеріалів на осьові зусилля стиснення у спеціальних лабораторних зразках відображено у роботах [284, 306]. Відмічено суттєве збільшення осьових зусиль стиснення у зразках при підвищенні температури нагріву та вмісту вологи ізоляційних матеріалів. Взагалі, такі явища можна було передбачити наперед, враховуючи результати попередніх досліджень, наприклад роботи [204].

У зв'язку з викладеним необхідно відзначити, що пресування обмоток виконується після сушки АЧ трансформатора. Середня температура елементів

АЧ під час пресування обмоток дорівнює приблизно  $50^{\circ}\text{C}$ . В подальшому відбувається остигання трансформатора, що призводить до зменшення осьових зусиль в обмотках. Мінімальна температура АЧ може мати дуже низькі (від'ємні) значення (до  $-40^{\circ}\text{C}$ ), при яких осьові зусилля стиснення обмоток можуть зменшитися настільки, що не зможуть утримати їх від зміщень при прискореннях, які виникають під час транспортування або землетрусів. При таких зміщеннях відбувається порушення ізоляційних проміжків між елементами АЧ трансформатора, яке може призвести до електричного пробоя під час експлуатації, тобто до виходу трансформатора з ладу. Це одна з важливих обставин, які потребують розробки методів визначення осьових зусиль в обмотках з урахуванням їх температури. У процесі експлуатації відбувається нагрів трансформатора, який супроводжується збільшенням осьових зусиль в обмотках. Середні значення температур елементів АЧ можуть бути близькими до  $100^{\circ}\text{C}$ . У цьому випадку відбудеться суттєве збільшення сил пресовки обмоток, у результаті збільшаться і сили, які діють при КЗ на пресувальну конструкцію. У зв'язку з цим виникає небезпека руйнування пресувальної конструкції при КЗ. Представлені явища слід брати до уваги у розрахунках з оцінки стійкості трансформаторів до струмів КЗ.

Беручи до уваги описані процеси, можна припустити, що виявлене зменшення сил пресовки в експлуатації і під час капітальних ремонтів зумовлено більш низькою температурою АЧ трансформатора при обстеженні, ніж у момент запресовки обмоток. І стосується сказане трансформаторів з АЧ як першого, так і другого типу. При цьому в трансформаторах з АЧ першого типу змінення температури їх елементів та вмісту вологи ізоляційних матеріалів супроводжуватиметься виникненням сил тертя спокою або ковзання між ярмовими балками і ярмом.

Усі проведені раніше дослідження не дають відповіді на питання — як визначати зусилля в реальних обмотках при їх пресуванні спільним пресувальним кільцем з урахуванням різновисокості, сил тертя між ярмовими балками та ярмом, змінення температури елементів АЧ та вмісту вологи ізоляційних матеріалів. Рішення задач, пов'язаних з отриманням відповіді на це питання, є важливим завданням цієї дисертації.

При вирішенні цих задач необхідно враховувати, що обмотки та конструктивно пов'язані з ними елементи утворюють 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 зміні температури тіл та вмісту вологи ізоляційних матеріалів із целюлози, які містяться в обмотках.

Зв'язок осьових зусиль стиснення обмоток та раніше висвітлених факторів зі складовими характеристиками електродинамічної стійкості силових трансформаторів показано на рис. 1.13.

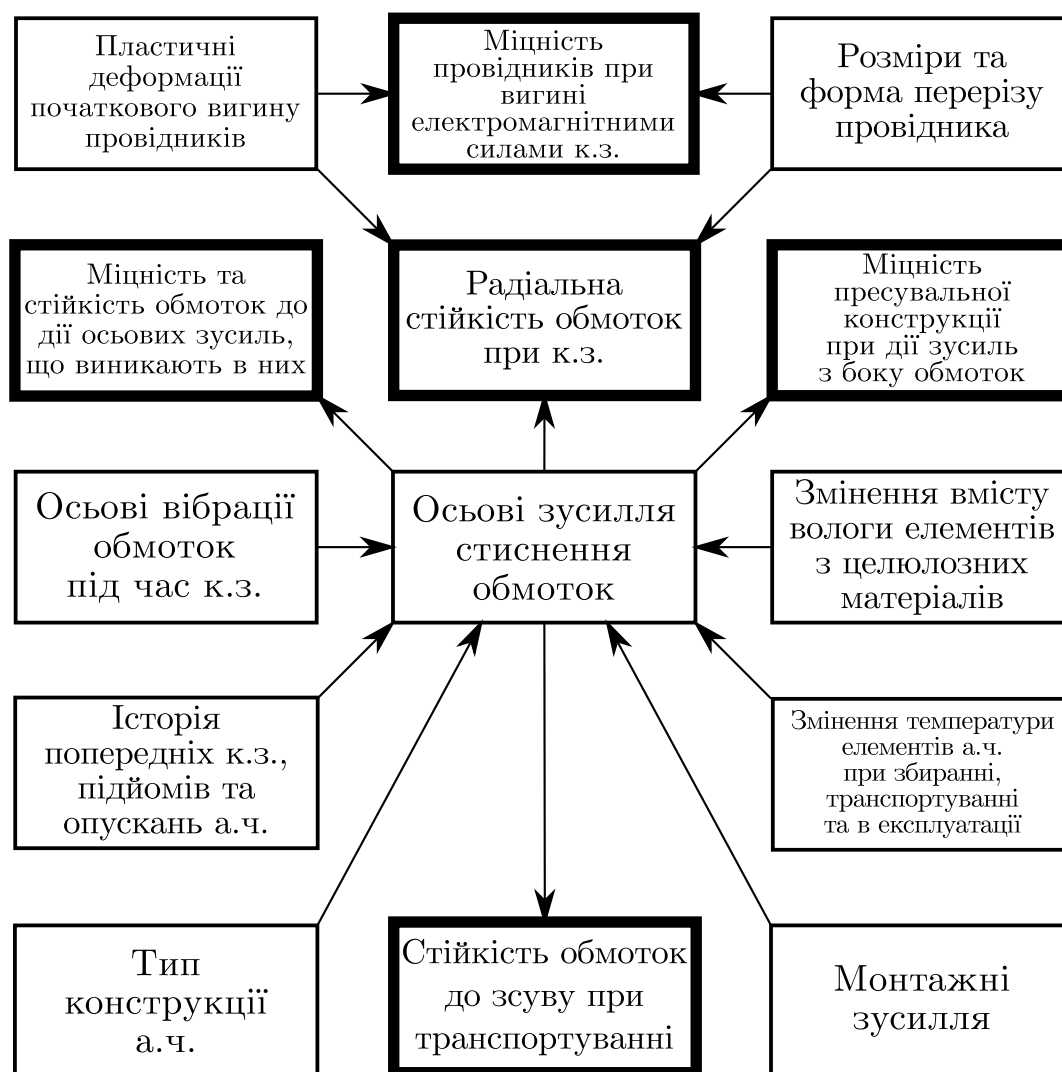


Рисунок 1.13 — Взаємозв'язок розглядуваних факторів та характеристик електродинамічної стійкості силових трансформаторів.

## 1.6 Методи досліджень

В результаті вирішення сформульованих в п. 1.2 та 1.4 задач фактично розвиваються та уточнюються теорії стійкості обмоток до дії радіальних сил і осьових коливань обмоток, представлені в дисертації [143] та публікаціях [27, 62, 83, 84, 89, 99–103, 105–109, 111, 112, 115–124, 131–133, 135–137, 140, 214]. Методи, які використовувалися в цих роботах і були засновані на фундаментальних законах механіки, дозволять вирішити і задачі, сформульовані в п. 1.2 та 1.4.

З урахуванням того, що при намотці обмоток у провідниках виникають пластичні деформації, які охоплюють більшу частину перерізу [99, 111, 115], розрахунок з перевірки міцності провідників при їх вигині осьовими та радіальними силами (п. 1.3) слід вести за граничним станом. У першому наближенні граничним можна вважати такий стан, при якому в кожній точці небезпечного перерізу провідника напруження дорівнює границі плинності його матеріалу —  $\sigma_{02}$ .

Для визначення осьових зусиль стиску (сил пресовки) в обмотках і пов'язаних з ними елементах при запресовці обмоток, після підйому та опускання АЧ, короткого замикання, а також при зміні температури АЧ, зміні вмісту вологи ізоляційних матеріалів необхідно застосовувати закони та методи механіки деформівного твердого тіла. При цьому слід враховувати особливості взаємодії активних сил, сил пружності та тертя, розглянуті в п. 1.5.

## 1.7 Мета роботи

Рішення задач, сформульованих у п. 1.2 — 1.5, дозволить розробити і вдосконалити методи розрахунку міцності елементів системи деформівних твердих тіл, якій відповідає конструкція силових трансформаторів, для підвищення їх надійності, що є метою цієї роботи.

## 1.8 Висновки

Проведено аналіз досліджень з проблеми електродинамічної стійкості трансформаторів, результатів практичного використання розроблених теорій, методів і програм розрахунку, а також даних випробувань та експлуатації. На основі цього аналізу вирішено питання, які не знайши свого вирішення у попередніх роботах. З урахуванням цих питань сформульовано мету, задачі та методи досліджень представленої роботи.

Метою роботи є розробка і вдосконалення методів розрахунку міцності елементів системи деформівних твердих тіл, якій відповідає конструкція силових трансформаторів, для підвищення їх надійності.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

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.

## РОЗДІЛ 2

### ПЕРЕВІРКА РАДІАЛЬНОЇ СТІЙКОСТІ ОБМОТОК

#### 2.1 Вибір моделі

В якості розрахункової схеми обмотки приймемо гнучке одношарове кільце, геометричні та фізичні параметри якого відповідають середньому в радіальному напрямку провіднику обмотки (див. рис. 2.1). Кільце спирається

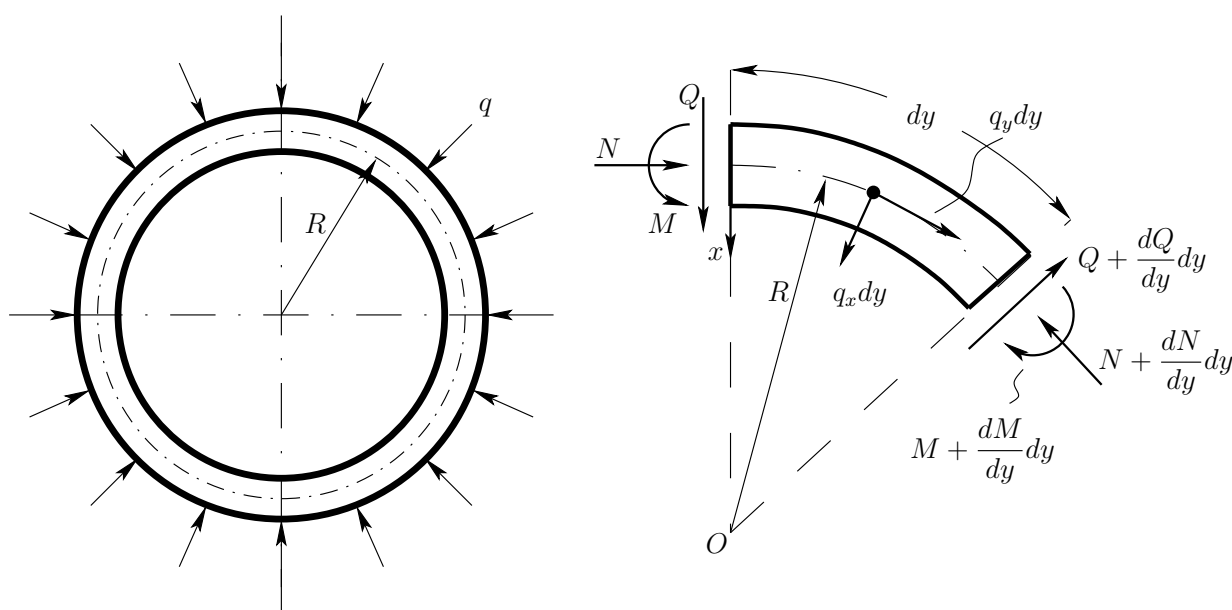


Рисунок 2.1 — Розрахункова модель.

у своїй площині на рівновіддалені опори-рейки та стискається рівномірно розподіленим по периметру навантаженням з інтенсивністю  $q$ . Рівняння рівноваги кільця мають вигляд

$$-\frac{dN}{dy} + \frac{Q}{R} + q_y = 0; \quad \frac{dQ}{dy} + \frac{N}{R} - q_z = 0; \quad -\frac{dM}{dy} + R\frac{dN}{dy} - Rq_y = 0, \quad (2.1)$$

де  $M$ ,  $Q$ ,  $N$  – згинальний момент, поперечна та осьова сили;

$x_1$ ,  $x_3$ ,  $q_1$ ,  $q_3$  – радіальна і колова координати та складові навантаження;

$R$  – середній радіус кільця.

З системи рівнянь (2.1) отримаємо

$$Q = \frac{dM}{dy}; \quad \frac{d^3M}{dy^3} + \frac{1}{R^2} \frac{dM}{dy} + \frac{q_y}{R} - \frac{dq_z}{dy} = 0. \quad (2.2)$$

Виходячи з того, що на момент втрати стійкості осьова сила дорівнює  $N = qR$  і не змінюється у процесі випинання, задача зводиться до визначення згинального моменту  $M$ .

Для кільця справедлива гіпотеза плоских перерізів та припущення про ненависання волокон одне на одного в радіальному напрямку. У попередніх дослідженнях було показано, що при визначенні критичних напружень радіальної стійкості обмоток силових трансформаторів необхідно враховувати початкові деформації згину, що виникають у провідниках при намотці. Матеріал провідників (мідь, алюміній) на розтяг і стиск працює практично однаково, тобто його діаграми «напруження – деформація» ( $\sigma$ — $\epsilon$ ) для розтягу і стиску співпадають. Унаслідок цього при вигині провідників під час намотки нейтральний шар, у котрому відсутні колові деформації та напруження, буде знаходитися на середині їх радіального розміру. Оскільки радіальний розмір провідників малий у порівнянні з їх радіусом кривини  $R = \frac{D}{2}$  ( $D$  — середній діаметр обмотки), то з високим ступенем точності можна вважати, що початкові деформації згину  $\epsilon_b$  в радіальному напрямку слідуєть лінійному закону.

2.2 Розрахунок критичних напружень радіальної стійкості обмоток з провідниками круглого поперечного перерізу

Розглянемо НДС кільця круглого перерізу, зображений на рис. 2.2. Початкові деформації визначаються співвідношенням

$$\epsilon_b = \frac{x_1}{R}. \quad (2.3)$$

В (2.3) координата  $x_1$  відраховується від колової осі провідника у напрямку радіуса до центру кривини (при цьому позитивними є деформації

стиснення). Максимальні деформації вигину, що виникають в провідниках під час намотки  $\epsilon_{bmax}$  визначаються за формулою

$$\epsilon_{bmax} = \frac{d}{D}. \quad (2.4)$$

де  $d$  — діаметр провідника.

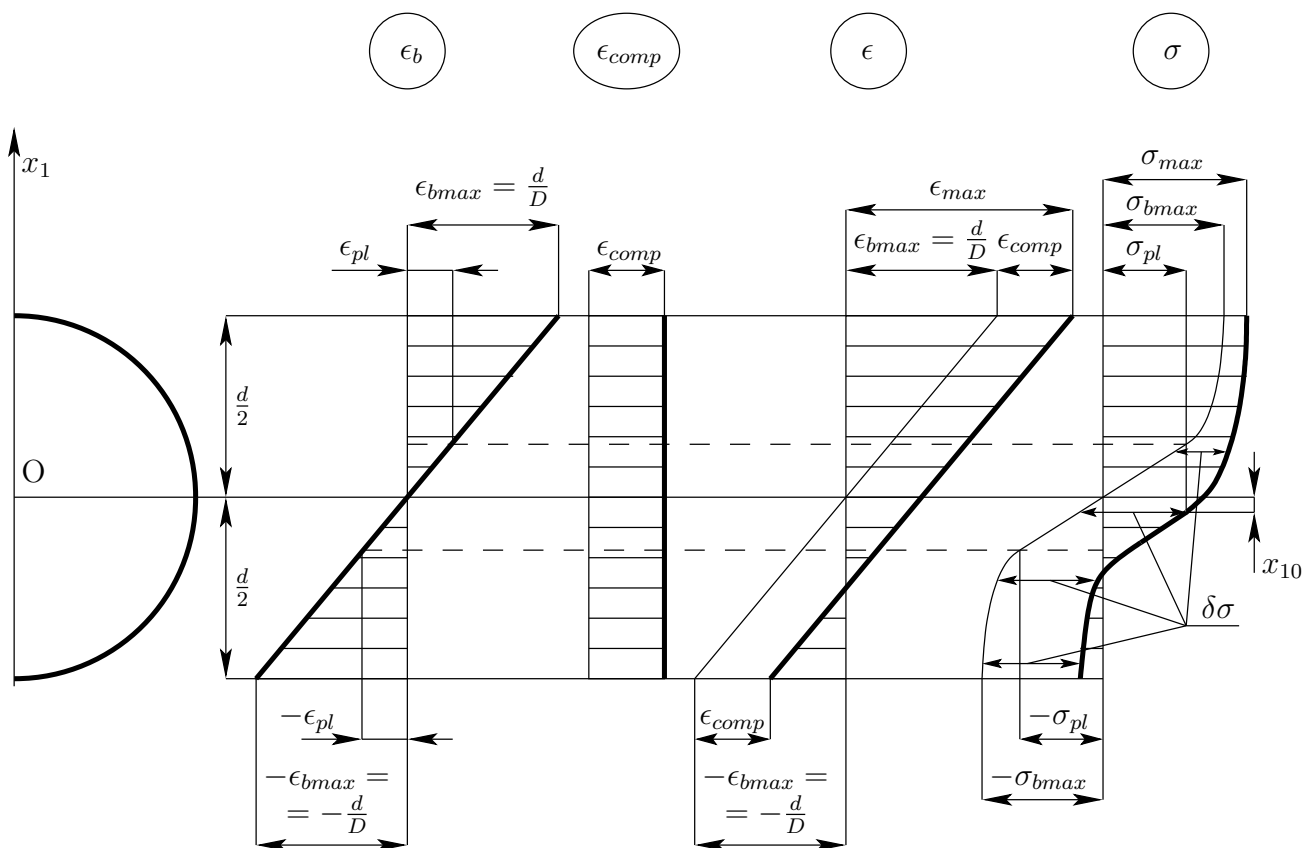


Рисунок 2.2 — Деформації та напруження у круглому провіднику.

Напруження вигину  $\sigma_b$ , що виникають при намотці, (показані тонкою лінією на епюрі напружень  $\sigma$ , див. рис. 2.2) визначаються за деформаціями згину  $\epsilon_b$  відповідно діаграмі «напруження – деформація» матеріалу провідників.

Під дією ЕМ навантаження КЗ  $q_1$ , розподіленого рівномірно по колу, провідники стискатимуться. Деформації стиску  $\epsilon_{comp}$ , які виникають при цьому, розподілені рівномірно по перерізу та колу провідників (див. рис. 2.2). Повна деформація  $\epsilon$  дорівнює алгебраїчній сумі деформацій згину, що виникли при намотці, і деформацій стиску, обумовлених дією ЕМ навантаження (див.

рис. 2.2)

$$\epsilon = \epsilon_b + \epsilon_{comp}. \quad (2.5)$$

При стисненні провідників розтягнуті при початковому згині волокна будуть розвантажуватися, а стиснуті — довантажуватися. У пластичній області розвантаження перебігає з вихідним модулем пружності, в результаті непружна область розтягнення «зникне». Довантаження у непружній зоні реалізується відповідно до діаграми «напруження – деформація» [143]. Тому непружна область стиснення при дії ЕМ навантаження розширюватиметься. Повні напруження  $\sigma$ , обумовлені деформаціями стиснення і початкового згину, в пластичній області визначаються за допомогою діаграми «напруження – деформація» за повними деформаціями (2.5). У пружній області для повних напружень справедливий вираз

$$\sigma = \sigma_b + E\epsilon_{comp}, \quad (2.6)$$

де  $E$  — модуль пружності матеріалу провідників.

Тобто у пружній області прирости напруження  $\delta\sigma$  однакові, і дорівнюють  $\delta\sigma = E\epsilon_{comp}$ . У пластичній області прирости напруження зменшуються по мірі збільшення повних деформацій. В результаті для повних напружень  $\sigma$  отримується епюра, зображена на рис. 2.2.

На границі між пружною та пластичною областями перерізу, котрій відповідає координата  $x_{10}$ , повне напруження дорівнює границі пропорційності  $\sigma_{pl}$ . Використовуючи цю умову та вираз (2.6), можна знайти напруження згину, яке виникло при намотці і відповідає цій границі,  $\sigma_b^0$ . За цим напруженням за допомогою діаграми «напруження – деформація» визначається деформація згину  $\epsilon_b^0$ , що виникла при намотці на границі між пружною на пластичною областями перерізу. Координата, що відповідає границі, розраховується за формулою

$$x_{10} = \text{sign}(\sigma_b^0) \frac{D}{2} |\epsilon_b^0|. \quad (2.7)$$

Проінтегрувавши за площею перерізу провідника повні напруження, знайдемо їх рівнодійну. Розділивши результат інтегрування на площу перерізу провідника, отримаємо напруження стиску (середнє)  $\sigma_{comp}$ , яке відповідає деформації стиску  $\epsilon_{comp}$  (див. рис. 2.2).

На основі проведених міркувань при заданих деформаціях згину, що виникають у процесі намотки, для кожного значення деформації стиску  $\epsilon_{comp}$  можна визначити відповідне напруження стиску  $\sigma_{comp}$ . Використовуючи отримані результати, можна побудувати залежність між напруженнями  $\sigma_{comp}$  і деформаціями  $\epsilon_{comp}$ . Якщо розглядати розтяг замість стиску, отримаємо такі самі залежності. З цієї причини вказані залежності названо діаграмами «колове напруження — колова деформація» ( $\sigma_{cir} - \epsilon_{cir}$ ).

Деформації згину, що виникають при намотці, характеризуються параметром  $\kappa$ , який дорівнює відношенню діаметра провідників до середнього діаметра обмотки, — абсолютною величиною найбільших деформацій згину, що виникають при намотці,  $\epsilon_{bmax}$ . Параметр  $\kappa$  названо просто геометричним параметром.

В якості параметра, що характеризує жорсткість провідників в обмотці при розтягу — стиску, застосовано приведений модуль пружності  $E_{rd}$ , який дорівнює похідній колового напруження по коловій деформації

$$E_{rd} = \frac{d\sigma_{cir}}{d\epsilon_{cir}}. \quad (2.8)$$

Якщо радіальне навантаження досягне критичного значення, трапиться втрата стійкості провідників. Будемо вважати, що при втраті стійкості навантаження не змінюється. У цьому випадку додаткові напруження  $\Delta\sigma$ , які виникають при втраті стійкості, в перерізі провідника мають бути самоврівноваженими.

При втраті радіальної стійкості напівхвилі вигину спрямовані по черзі назовні та всередину обмотки [143]. На ділянках, де напівхвилі спрямовані назовні, зовнішні волокна розтягуються, а внутрішні — стискаються, як і при намотці обмотки. Такі ділянки названо ділянками довантаження. Для спрощення, нелінійну ділянку діаграми між деформацією, що відповідає границі пропорційності,  $\epsilon_{pl}$  та максимальною деформацією  $\epsilon_{max}$  замінімо прямою лінією — січною [143]. На цій ділянці в якості характеристики діаграми

застосуємо січний модуль пружності  $E_c$ . Таким чином, у пластичній області стиску, що характеризується січним модулем  $E_c$ , при довантаженні волокна опираються деформації у значно меншій мірі, ніж в області розтягу, де відбуваються пружні деформації з вихідним модулем пружності  $E$ . З цієї причини для самоврівноваженості додаткових напружень області перерізу з додатковими деформаціями стиску на ділянках довантаження мають бути більшими, ніж області, охоплені деформаціями розтягу. Таким чином, нейтральний шар на цих ділянках при вигині внаслідок втрати стійкості зміститься назовні (в напрямку радіуса обмотки). Враховуючи це, додаткові деформації згину при втраті стійкості визначаються виразом

$$\Delta\epsilon = (\kappa_{22} - \kappa_{21})(x_1 - x_{1N}), \quad (2.9)$$

де  $(\kappa_{22} - \kappa_{21})$  – змінення кривини провідників;  
 $x_{1N}$  – координата нейтрального шару.

Для додаткових напружень, що відповідають деформаціям (2.9), у пружній та пластичній областях отримаємо такі вирази

$$\begin{aligned} -\frac{d}{2} \leq x_1 \leq x_{10} : \Delta\sigma &= E(\kappa_{22} - \kappa_{21})(x_1 - x_{1N}); \\ x_{10} \leq x_1 \leq \frac{d}{2} : \Delta\sigma &= E_c(\kappa_{22} - \kappa_{21})(x_1 - x_{1N}). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Інтегруючи додаткові напруження по площі перерізу провідника  $F$ , знайдемо їх рівнодійну. Для самоврівноваженості додаткових напружень їх рівнодійна має дорівнювати нулю, тобто

$$\int_F \Delta\sigma dF = 0. \quad (2.11)$$

Враховуючи вирази (2.10), з рівняння (2.11) можна визначити координату нейтрального шару. В результаті матимемо

$$x_{1N} = \frac{\frac{1}{6} \sqrt{(d^2 - 4x_{10}^2)^3} (E_c - E)}{\left[ x_{10} \sqrt{d^2 - 4x_{10}^2} + \frac{d^2}{2} \arcsin \frac{2x_{10}}{d} \right] (E - E_c) + \frac{\pi d^2}{4} (E + E_c)}. \quad (2.12)$$

Момент від додаткових напружень  $\Delta\sigma$  характеризує здатність провідників опиратися вигину при втраті стійкості. Що більший цей момент, то вища стійкість. Момент від додаткових напружень відносно нейтральної осі визначається виразом

$$M_2 = \int_F \Delta\sigma (x_1 - x_{1N}) dF. \quad (2.13)$$

Підставляючи до формули (2.13) вирази (2.10), отримаємо

$$M_2 = E_{upl} J_2 (\kappa_{22} - \kappa_{21}). \quad (2.14)$$

В (2.14)  $E_{upl}$ ,  $J_2$  – модуль пружності ділянки довантаження та момент інерції перерізу провідника, які дорівнюють

$$E_{upl} = \frac{8}{\pi d^4} (E - E_c) \sqrt{(d^2 - 4x_{10}^2)^3} \times \\ \times \left[ \frac{4}{3} x_{1N} - \frac{x_{10}}{2} - \frac{2}{3x_{1N}} \left( \frac{d^2}{14} + x_{1N}^2 \right) \right]; \quad J_2 = \frac{\pi d^2}{64}. \quad (2.15)$$

Від відомого виразу для моменту від додаткових напружень (моменту внутрішніх зусиль) [29] співвідношення (2.14) відрізняється тим, що замість звичайного (вихідного) модуля пружності  $E$  до нього входить модуль пружності ділянки довантаження —  $E_{upl}$ . Це свідчить про те, що для визначення критичного напруження ділянки довантаження  $\sigma_{upl}$  можна використовувати відомий вираз, отриманий для кільця [29], замінивши в ньому звичайний модуль пружності  $E$  на модуль пружності ділянки довантаження  $E_{upl}$ , тобто

$$\sigma_{upl} = \frac{E_{upl}}{\lambda_{upl}^2}, \quad (2.16)$$

де  $\lambda_{upl} = \frac{l_{upl}}{\pi i}$ ,  $i = \sqrt{\frac{J_2}{F}}$ ;  
 $l_{upl}$  — довжина ділянки довантаження;  
 $i$  — радіус інерції перерізу провідника.

На ділянках, де напівхвилі спрямовано всередину, при втраті стійкості розтягнуті під час намотки волокна стискаються, а стиснуті — розтягуються. У пластичній області стиску на цих ділянках відбувається розвантаження волокон. Такі ділянки названо ділянками розвантаження. На них у випадку, коли пластична область розповсюдилася не на весь переріз, приріст деформацій при втраті стійкості характеризується вихідним модулем пружності  $E$ . Якщо пластичні деформації при стисненні охоплюють весь переріз, процес втрати стійкості відповідно до [29] слід характеризувати дотичним модулем пружності  $E_t$ . При пружних деформаціях дотичний модуль пружності співпадає з вихідним. З цього витікає, що модуль пружності ділянки розвантаження  $E_{dnl}$  дорівнює дотичному модулю пружності  $E_{dnl} = E_t$ . Враховуючи це і міркуючи аналогічно попередньому, прийдемо до висновку, що для критичного напруження ділянки розвантаження  $\sigma_{dnl}$  справедливий вираз

$$\sigma_{dnl} = \frac{E_{dnl}}{\lambda_{dnl}^2}, \quad (2.17)$$

де  $\lambda_{dnl} = \frac{l_{dnl}}{\pi i}$ ,  $l_{dnl}$  — довжина ділянки розвантаження.

Виходячи з того, що при втраті стійкості критичні напруження ділянок довантаження та розвантаження дорівнюють одне одному, а сума їх довжин дорівнює довжині хвилі деформації, для критичного напруження провідників при  $n$ -й формі втрати стійкості  $\sigma_n$  отримаємо такий вираз:

$$\sigma_n = \frac{E_{L1}}{\lambda_n^2}, \quad (2.18)$$

де  $E_{L1} = \frac{1}{4} (\sqrt{E_{upl}} + \sqrt{E_{dnl}})^2$  — узагальнений модуль пружності плоских форм;

$n$  — кількість хвиль деформації у напрямку кола;

$\lambda_n = \frac{D}{2ni}$  — гнучкість провідників.

Вираз (2.18) не може бути використаний безпосередньо для практичних розрахунків, оскільки узагальнений модуль пружності плоских форм  $E_{L1}$ , що входить до нього, залежить від напруження  $\sigma_n$ . Розв'язок рівняння (2.18) можна отримати шляхом побудови діаграм «критичне напруження – гнучкість» ( $\sigma_n - \lambda_n$ ) [143].

2.3 Розрахунок критичних напружень радіальної стійкості обмоток з провідниками прямокутного поперечного перерізу з урахуванням заокруглень кутів

При наявності заокруглень кутів площа перерізу провідника  $F$  розраховується за формулою

$$F = bh - (4 - \pi)r^2, \quad (2.19)$$

де  $b, h$  — радіальний і осьовий розміри перерізу провідника;  
 $r$  — радіус заокруглень кутів прямокутного перерізу провідника.

Всі припущення щодо розрахункової схеми приймемо ті самі, що і у попередньому підрозділі. Міркування щодо механізму роботи провідника, в якому наявні деформації, викликані початковим згином, під колосним навантаженням унаслідок дії радіальних ЕМ сил залишаються такі самі, як і в попередньому підрозділі. Відповідну ілюстрацію подано на рис. 2.3. Справедливими лишаються вирази (2.3) — (2.7) з урахуванням заміни діаметра провідника  $d$  на його радіальний розмір  $b$ .

Позначимо через  $x_{11}$  модуль координат границь між пружною та пластичними областями перерізу, які виникають при намотці обмоток. Величина  $x_{11}$  так само дорівнює  $x_{11} = \epsilon_{pl} \cdot R$ .

Проінтегрувавши за площею перерізу провідника повні напруження, знайдемо їх рівнодійну. При цьому можливий ряд випадків, що залежать від величини деформацій початкового згину  $\epsilon_b$  та деформацій стиснення від радіального ЕМ навантаження  $\epsilon_{comp}$  (див. рис. 2.4).

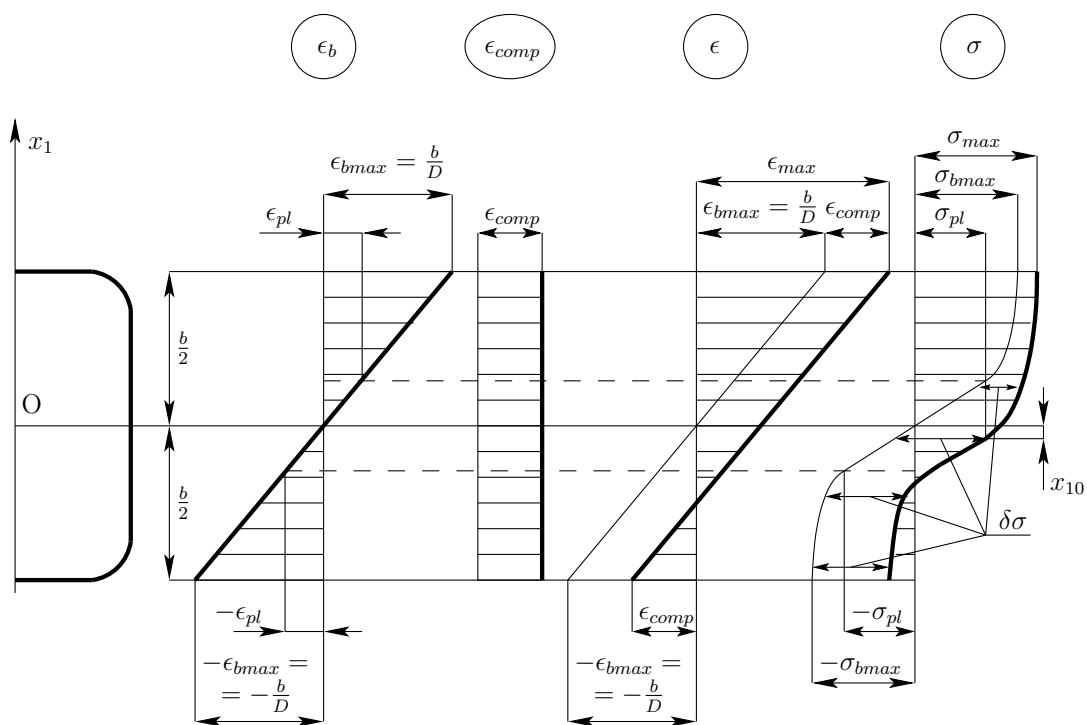


Рисунок 2.3 — Деформації та напруження у провіднику прямокутного перерізу із заокругленнями кутів.

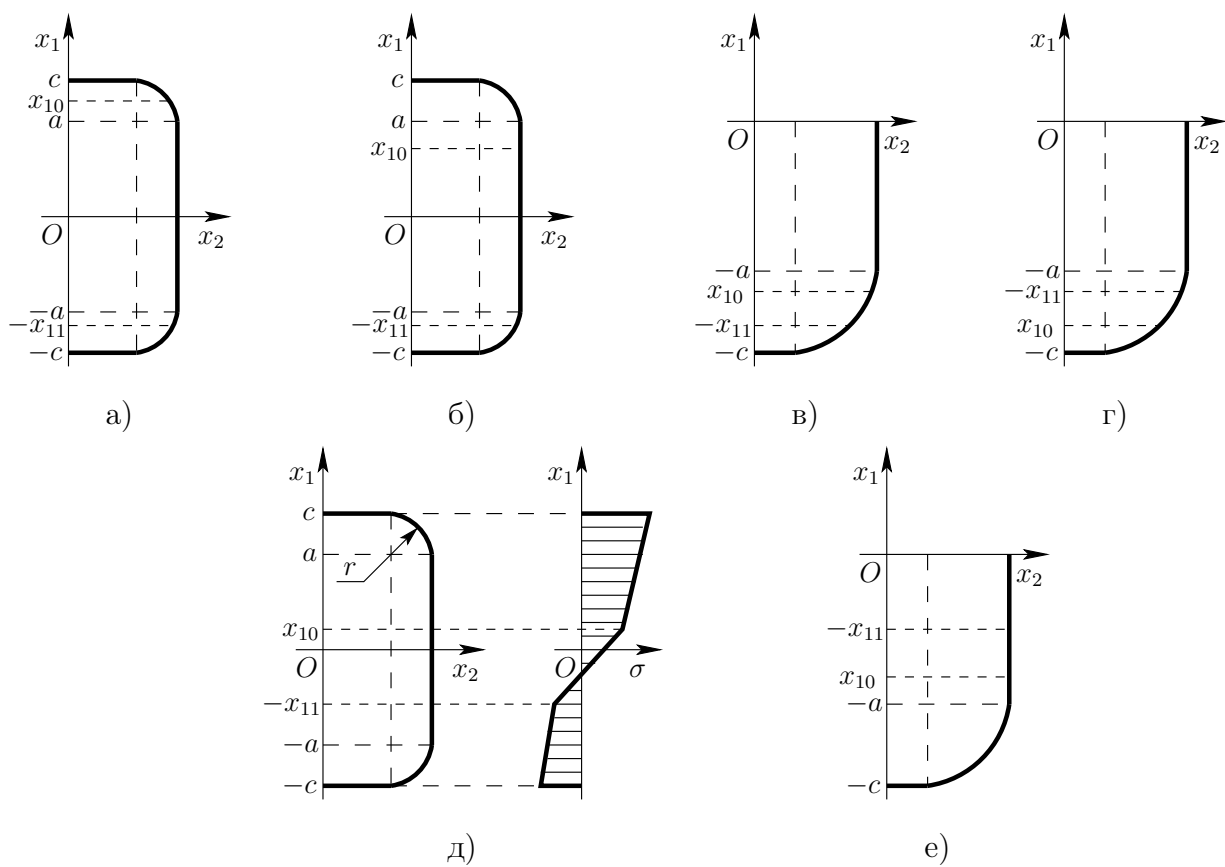


Рисунок 2.4 — Взаємне розташування координат  $x_{10}$  та  $-x_{11}$ .

Спочатку розглянемо випадок, коли деформації початкового згину малі, і пластичні області розтягу та стиску потрапляють в зони заокруглень кутів перерізу.

$$x_{11} > a, \quad (2.20)$$

$$\text{де } a = c - r; c = \frac{b}{2}.$$

Зі збільшенням деформацій стиснення (розширенням пластичної області стиснення) координата  $x_{10}$  потраплятиме в різні частини перерізу, в залежності від чого будуть змінюватися вирази для складових рівнодійної повних напружень. Нижче подано формули, що визначають ці складові для всіх можливих значень координати  $x_{10}$  (див. рис. 2.4):

$$x_{10} \in [a; c], \quad (2.21)$$

цей випадок зображено на рис. 2.4, а.

Складові рівнодійної повних напружень в області пружних деформацій:

$$x_1 \in [-c, -x_{11}):$$

$$\begin{aligned} P_{e1} = & (h - 2r) \left[ \left( -\sigma_{pl} + E'_c \frac{x_{11}}{R} + E \epsilon_{comp} \right) (c - x_{11}) + E'_c \frac{x_{11}^2 - c^2}{D} \right] + \\ & + \left( -\sigma_{pl} + E'_c \frac{v}{D} + E \epsilon_{comp} \right) \times \left[ v \sqrt{r^2 - v^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{v}{r} \right) + \frac{\pi r^2}{2} \right] - \\ & - 2E'_c \frac{\sqrt{(r^2 - v^2)^3}}{3R}, \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$x_1 \in [-x_{11}, -a):$$

$$\begin{aligned} P_{e2} = & E (h - 2r) \left( \frac{a^2 - x_{11}^2}{2R} + \epsilon_{comp} v \right) - 2E \frac{r^3 - \sqrt{(r^2 - v^2)^3}}{3R} + \\ & + E \left( \epsilon_{comp} - \frac{a}{R} \right) \left[ -v \sqrt{r^2 - v^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{v}{r} \right) \right], \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$x_1 \in [-a, a) : \quad P_{e3} = 2Eha\epsilon_{comp}, \quad (2.24)$$

$x_1 \in [a, x_{10})$ :

$$P_{e4} = E(h - 2r) \left( \frac{x_{10}^2 - a^2}{D} + z\epsilon_{comp} \right) - 2E \frac{\sqrt{(r^2 - v_1^2)^3 - r^3}}{3R} + \\ + E \left( \epsilon_{comp} + \frac{a}{R} \right) \left[ z\sqrt{r^2 - z^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z}{r} \right) \right], \quad (2.25)$$

де тут і надалі  $z = x_{10} - a$ ;  $z_1 = -x_{10} - a$ ;  $v = x_{11} - a$ ;  $v_1 = -x_{11} - a$ ;  
 $E'_c$  – січний модуль пружності, що відповідає початковим деформаціям згину [119, 143].

Складова рівнодійної повних напружень в області пластичних деформацій:

$x_1 \in [x_{10}, c]$ :

$$P_{p1} = (h - 2r) \left[ E_c \frac{a^2 - x_{10}^2}{D} - \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{10}}{R} \right) z \right] - 2E_c \frac{\sqrt{(r^2 - z^2)^3}}{3R} + \\ + \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{z}{R} \right) \left[ \frac{\pi r^2}{2} - r^2 \arcsin \left( \frac{z}{r} \right) - z\sqrt{r^2 - z^2} \right], \quad (2.26)$$

де  $E_c$  – січний модуль пружності, що характеризує пластичну область при повних деформаціях [119, 143].

На рис. 2.4, б показано випадок, коли

$$x_{10} \in [-a, a]. \quad (2.27)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пружних деформацій:

$x_1 \in [-c, -x_{11})$ : розраховується за формулою (2.22);

$x_1 \in [-x_{11}, -a)$ : розраховується за формулою (2.23);

$$x_1 \in [-a, x_{10}) : P_{e3} = Eh \left[ \frac{x_{10}^2 - a^2}{D} + (x_{10} + a) \epsilon_{comp} \right]. \quad (2.28)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пластичних деформацій:

$$x_1 \in [x_{10}, a) : P_{p1} = h \left[ E_c \frac{a^2 - x_{10}^2}{D} - \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{10}}{R} \right) z \right]; \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} x_1 \in [a, c] : P_{p2} = (h - 2r) \left[ E_c \frac{a^2 - x_{10}^2}{D} - \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{10}}{R} \right) z \right] + \\ + \frac{\pi r^2}{2} \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{z}{R} \right) + 2E_c \frac{r^3}{3R}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Перейдемо до розгляду повних напружень в області пружних деформацій для випадку, зображеного на рис. 2.4, в:

$$x_{10} \in [-c, -a]; x_{10} \geq -x_{11}. \quad (2.31)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пружних деформацій:  $x_1 \in [-c, -x_{11})$ : розраховується за формулою (2.22).

$$\begin{aligned} x_1 \in [-x_{11}, x_{10}) : P_{e2} = E (h - 2r) \left[ \epsilon_{comp} (x_{10} + x_{11}) + \frac{x_{10}^2 - x_{11}^2}{D} \right] + \\ + E \left( \epsilon_{comp} - \frac{a}{R} \right) \left\{ v1 \sqrt{r^2 - v1^2} - z1 \sqrt{r^2 - z1^2} + \right. \\ \left. + r^2 \left[ \arcsin \left( \frac{v1}{r} \right) - \arcsin \left( \frac{z1}{r} \right) \right] \right\} - \\ - 2E \frac{\sqrt{(r^2 - z1^2)^3} - \sqrt{(r^2 - v1^2)^3}}{3R}. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пластичних деформацій.

$$\begin{aligned} x_1 \in [x_{10}, -a) : P_{p1} = (h - 2r) \left[ \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{10}}{R} \right) z1 + E_c \frac{a^2 - x_{10}^2}{R} \right] + \\ + \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{10} + a}{R} \right) \left[ z1 \sqrt{r^2 - z1^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z1}{r} \right) \right] - \\ - 2E_c \frac{r^3 - \sqrt{(r^2 - z1^2)^3}}{3R}, \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$x_1 \in [-a, a) : P_{p2} = 2ah \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{10}}{R} \right); \quad (2.34)$$

$x_1 [a, c]$ : розраховується за формулою (2.30).

Наприкінці розглянемо випадок, зображений на рис. 2.4, г, коли

$$x_{10} \in [-c, -a]; x_{10} < -x_{11}. \quad (2.35)$$

Складова рівнодійної повних напружень в області пружних деформацій:

$x_1 \in [-c, x_{10})$ :

$$\begin{aligned} P_{e1} = & (h - 2r) \left[ \left( -\sigma_{pl} + E_c' \frac{x_{11}}{R} + E \epsilon_{comp} \right) (c - x_{10}) + E_c' \frac{x_{10}^2 - c^2}{D} \right] + \\ & + \left( -\sigma_{pl} + E_c' \frac{v}{D} + E \epsilon_{comp} \right) \left[ z_1 \sqrt{r^2 - z_1^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z_1}{r} \right) + \frac{\pi r^2}{2} \right] - \\ & - 2E_c' \frac{\sqrt{(r^2 - z_1^2)^3}}{3R}. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Складові рівнодійної повних напружень в областях пластичних деформацій обчислюються за формулами (2.33), (2.34), (2.30).

Далі розглянемо випадок, коли деформації початкового згину збільшаться настільки, що пластичні області розтягу та стиску будуть більше зон заокруглень кутів перерізу,

$$x_{11} \leq a. \quad (2.37)$$

Діючи аналогічно попередньому, для всіх можливих варіантів, які залежать від координати  $x_{10}$ , (див. рис. 2.4 2.4, е, 2.4, е), отримаємо наступні результати:

Для випадку, показаного на рис. 2.4, д,

$$|x_{10}| \leq a, \quad (2.38)$$

складові рівнодійної повних напружень в області пружних деформацій визначаються наступним чином.

$$x_1 \in [-c, -a) : P_{e1} = (h - 2r) \left[ \left( -\sigma_{pl} + E'_c \frac{x_{11}}{R} + E\epsilon_{comp} \right) r + E_c \frac{r^2 - br}{D} \right] + \frac{\pi r^2}{2} \left( -\sigma_{pl} + E'_c \frac{v}{R} + E\epsilon_{comp} \right) - 2E'_c \frac{r^3}{3R}, \quad (2.39)$$

$$x_1 \in [-a, -x_{11}] : P_{e2} = h \left[ \left( -\sigma_{pl} + E'_c \frac{x_{11}}{R} + E\epsilon_{comp} \right) + E_c \frac{x_{11}^2 - a^2}{D} \right], \quad (2.40)$$

$$x_1 \in [-x_{11}, x_{10}) : P_{e3} = Eh \left[ \frac{x_{10}^2 - x_{11}^2}{D} + \epsilon_{comp} (x_{10} + x_{11}) \right]. \quad (2.41)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пластичних деформацій обчислюються за формулами (2.29), (2.30).

Насамкінець матимемо випадок, показаний на рис. 2.4, е, де

$$x_{10} \in [-a, -x_{11}]. \quad (2.42)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пружних деформацій:  $x_1 \in [-c, -a)$ : розраховується за формулою (2.39);

$$x_1 \in [a, -x_{10}) : P_{e2} = h \left[ E_c \frac{x_{10}^2 - a^2}{D} + \left( \sigma_{pl} - E_c \frac{x_{11}}{R} - E\epsilon_{comp} \right) z \right]. \quad (2.43)$$

Складові рівнодійної повних напружень в області пластичних деформацій обчислюються за формулами (2.29), (2.30).

Визначивши рівнодійну напружень шляхом обчислення суми її складових по всьому перерізу провідника і поділивши її на площу (2.19), отримаємо величину середнього напруження стиснення  $\sigma_{comp}$ , яке відповідає деформації стиснення  $\epsilon_{comp}$ .

Аналогічно до описаного вище, на основі отриманих результатів за заданих деформацій згину, що виникають у процесі намотки, можна побудувати залежності між напруженнями  $\sigma_{comp}$  та деформаціями  $\epsilon_{comp}$ , тобто отримати

діаграми «колове напруження – колова деформація» ( $\sigma_{cir} - \epsilon_{cir}$ ) [119].

Подальші міркування виконуються аналогічно викладеному вище у підрозділі 2.2. Якщо врахувати вирази (2.10), замінивши в них  $\frac{d}{2}$  на  $c$ , то з рівняння (2.11) можна визначити координату нейтрального шару. Приймаючи до уваги, в який діапазон значень потрапляє  $x_{10}$  (див. рис. 2.5), отримаємо вирази, подані нижче.

Для випадку на рис. 2.5, а  $x_{10} \in [a, c]$ :

$$\begin{aligned}
 x_{1N} = (E_c - E) & \left\{ (h - 2r) (a^2 - x_{10}^2) + \frac{4}{3} \sqrt{(a^2 - z^2)^3} - \right. \\
 & \left. - 2a \left[ z \sqrt{r^2 - z^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z}{r} \right) - \pi r^2 \right] \right\} \times \\
 & \times \left\{ 2 \left[ (E - E_c) (h - 2r) (x_{10} + c) + E (hb - 4r^2) + \right. \right. \\
 & \left. \left. + (E - E_c) \left( z \sqrt{r^2 - z^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z}{r} \right) \right) + (E + E_c) \frac{\pi r^2}{2} \right] \right\}^{-1}. \quad (2.44)
 \end{aligned}$$

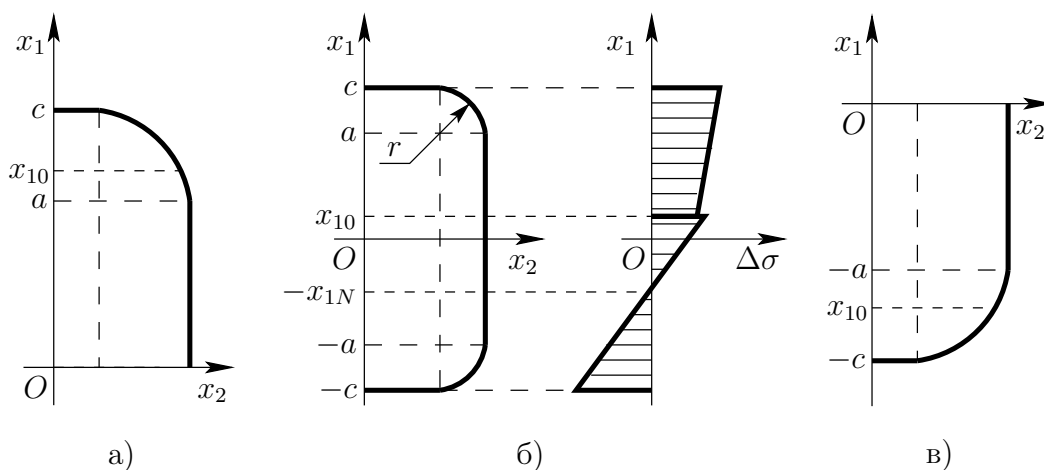


Рисунок 2.5 — Взаємне розташування координат  $x_{10}$  та  $-x_{1N}$ .

Для випадку, зображеного на рис. 2.5, б  $x_{10} \in [-a, a]$ :

$$x_{1N} = \frac{(E_c - E) \left\{ h (a^2 - x_{10}^2) + (h - 2r) (br - r^2) + \left( \frac{4r^3}{3} + \pi r^2 a \right) \right\}}{(E_c + E) \{ 2 [ha + r (h - 2r)] + \pi r^2 \} + 2hx_{10} (E - E_c)}. \quad (2.45)$$

Для випадку, показаного на рис. 2.5, в  $x_{10} \in [-c, -a]$ :

$$\begin{aligned}
 x_{1N} = (E_c - E) & \left\{ (h - 2r) (a^2 - x_{10}^2) + \frac{4\sqrt{(r^2 - z1^2)^3}}{3} - \right. \\
 & \left. - 2a \left[ z1\sqrt{r^2 - z1^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z1}{r} \right) - \frac{\pi r^2}{2} \right] \right\} \times \\
 & \times \left\{ 2 \left[ (E - E_c) (h - 2r) (x_{10} + c) + 2E_c r (h - 2r) + \right. \right. \\
 & \left. \left. + (E_c - E) \left[ z1\sqrt{r^2 - z1^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z1}{r} \right) \right] + (E + E_c) \frac{\pi r^2}{2} \right] \right\}^{-1}. \quad (2.46)
 \end{aligned}$$

Як і у випадку провідників круглого перерізу, для моменту додаткових напружень при втраті стійкості отримаємо вираз (2.14). Момент інерції перерізу провідника  $J_2$ , який входить до цього виразу, визначається за формулою.

$$J_2 = \frac{2}{3} \left[ hc^3 - 2r(c^3 - a^3) + 2(b - 2r)r^3 + \frac{3\pi r^2}{8} (4a^2 + r^2) \right]. \quad (2.47)$$

Модуль пружності ділянки довантаження  $E_{upl}$ , в залежності від розташування координати  $x_{10}$ , визначається виразами:

$x_{10} \in [a, c]$ :

$$\begin{aligned}
 E_{upl} = \frac{\kappa}{J_2} & \left\{ \frac{h}{3} \left[ (E - E_c) (x_{10} - x_{1N})^3 + E (c + x_{1N})^3 + E_c (c - x_{1N})^3 \right] - \right. \\
 & - \frac{2r}{3} \left\{ (E - E_c) (x_{10} - x_{1N})^3 + E (c + x_{1N})^3 + \right. \\
 & \left. \left. + E_c \left[ (c - x_{1N})^3 - (a - x_{1N})^3 - (a + x_{1N})^3 \right] \right\} + \right. \\
 & \left. + 2 \left\{ (E - E_c) \left\{ \left[ z\sqrt{r^2 - z^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z}{r} \right) \right] \left[ \frac{r^2}{8} + \frac{(a - x_{1N})^2}{2} \right] - \right. \right. \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left[ \frac{2(a - x_{1N})}{3} + \frac{z}{4} \right] \sqrt{(r^2 - z^2)^3} \Bigg\} + \\
& + (E + E_c) \frac{\pi r^2}{2} \left[ \frac{r^2}{8} + \frac{(a + x_{1N})^2}{2} \right] \Bigg\} \Bigg\}, \quad (2.48)
\end{aligned}$$

$x_{10} \in [-a, a]$ :

$$\begin{aligned}
E_{upl} = & \frac{\kappa}{J_2} \left\{ \frac{h}{3} \left[ (E - E_c)(x_{10} - x_{1N})^3 + E(c + x_{1N})^3 + E_c(c - x_{1N})^3 \right] - \right. \\
& - \frac{2r}{3} \left\{ E \left[ (c + x_{1N})^3 - (a + x_{1N})^3 \right] + E_c \left[ (c - x_{1N})^3 - (a - x_{1N})^3 \right] \right\} - \\
& \left. - \frac{\pi r^2}{2^3} (E - E_c) \left[ \pi r^2 + 4(a - x_{1N})^2 \right] + \frac{4r^3}{3} (E + E_c)(a - x_{1N}) \right\}, \quad (2.49)
\end{aligned}$$

$x_{10} \in [-c, -a]$ :

$$\begin{aligned}
E_{upl} = & \frac{\kappa}{J_2} \left\{ \frac{h}{3} \left[ (E - E_c)(x_{10} - x_{1N})^3 + E(c + x_{1N})^3 - E_c(c - x_{1N})^3 \right] - \right. \\
& - \frac{2r}{3} \left\{ (E - E_c)(x_{10} - x_{1N})^3 + E(c + x_{1N})^3 + \right. \\
& \left. + E_c \left[ (c - x_{1N})^3 - (a - x_{1N})^3 + (a + x_{1N})^3 \right] \right\} + \\
& + 2 \left\{ (E - E_c) \left\{ \left[ \frac{2(a + x_{1N})}{3} + \frac{z_1}{4} \right] \sqrt{(r^2 - z_1^2)^3} - \right. \right. \\
& \left. \left. - \left[ \frac{r^2}{8} + \frac{(a + x_{1N})^2}{2} \right] \left[ z_1 \sqrt{r^2 - z_1^2} + r^2 \arcsin \left( \frac{z_1}{r} \right) \right] \right\} \right\} + \\
& \left. + E \frac{\pi r^2}{2} \left[ \frac{r^2}{8} + \frac{(a + x_{1N})^2}{2} \right] + E_c \frac{\pi r^2}{2} \left[ \frac{r^2}{8} + \frac{(a - x_{1N})^2}{2} \right] + E_c \frac{2r^3(b - 2r)}{3} \right\}. \quad (2.50)
\end{aligned}$$

Подальші міркування будуть такі самі, як викладено раніше в підрозділі 2.2. Для ділянки розвантаження лишається справедливим вираз (2.17). Критичне напруження визначається через вирішення рівняння (2.18) шляхом побудови діаграм «критичне напруження — гнучкість» [119, 143].

Якщо підставити в отримані вирази  $r = 0$ , прийдемо до відомих результатів роботи [119], які визначають критичні напруження обмоток з провідниками прямокутного перерізу без урахування заокруглень кутів. Приймаючи  $h = b = d$ ,  $r = \frac{d}{2}$ , отримаємо вирази для визначення критичних напружень обмоток з провідниками круглого перерізу, що має діаметр  $d$ .

Таким чином, результати роботи [119] та підрозділу 2.2 є окремими випадками теорії, розробленої в даному підрозділі. Таким чином, отримані в цьому підрозділі результати дозволяють визначати критичні напруження обмоток з усіма формами перерізів провідників, які використовуються в сучасному трансформаторобудуванні.

#### 2.4 Узагальнений метод розрахунку критичних напружень радіальної стійкості обмоток силових трансформаторів стрижневого типу

Значна складність формул, отриманих у попередньому підрозділі, і, як наслідок, відносна складність реалізації та відлагодження заснованого на них програмного забезпечення, визначають наступний крок у розвитку методів розрахунку критичних напружень радіальної стійкості обмоток трансформаторів на основі чисельних методів з використанням узагальнених формул.

Як і раніше, за розрахункову схему приймається гнучке одношарове кільце, для котрого вважаються справедливими всі припущення роботи [119]. Справедливими лишаються також усі міркування, викладені у підрозділах 2.2, 2.3, які стосуються роботи провідника при коловому навантаженні (див. рис. 2.3) та вирази (2.3), (2.7).

Напруження згину, які виникають при намотці,  $\sigma_b$  у найбільш загальному випадку, коли в перерізі провідника є пластичні області розтягу та стиску [119], визначаються за деформаціями згину  $\epsilon_b$  з допомогою діаграми «напруження – деформація» матеріалу провідників. Тобто ці напруження можна в кінцевому підсумку звести до функції від координати  $x_1$ :

$$\sigma_b(x_1) = \text{diag}(\epsilon_b(x_1)), \quad (2.51)$$

де функція *diag* описує діаграму «напруження – деформація» матеріалу провідників. Цю функцію можна подати як інтерполяцію експериментальних даних за будь-яким відомим методом.

Під дією радіального ЕМ навантаження КЗ, рівномірно розподіленого по колу, провідники стискатимуться. Деформації стиску, які виникають при цьому, рівномірно розподілені за перерізом і постійні за колом провідників. Повна деформація  $\epsilon$  дорівнює алгебраїчній сумі деформацій згину, що виникли при намотці, та деформацій стиску, зумовлених дією радіального ЕМ навантаження, яку аналогічним чином подамо, як функцію від координати  $x_1$ ,

$$\epsilon(x_1) = \epsilon_b(x_1) + \epsilon_{comp}. \quad (2.52)$$

Повні напруження можна подати у вигляді функції від координати  $x_1$ :

$$\sigma(x_1) = \begin{cases} \sigma_b(x_1) + E\epsilon_{comp}, & -\frac{b}{2} \leq x_1 \leq x_{10}; \\ \text{diag}(\epsilon(x_1)), & x_{10} \leq x_1 \leq \frac{b}{2}. \end{cases} \quad (2.53)$$

Проінтегрувавши за площею перерізу провідника повні напруження, знайдемо їх рівнодійну. При цьому можна скористатися поданням границі перерізу провідника у вигляді функції

$$\begin{aligned} fh(x_1) = & \left\{ \Phi(|x_1|) - \Phi\left[|x_1| - \left(\frac{b}{2} - r\right)\right] \right\} \cdot \frac{h}{2} + \\ & + \left\{ \Phi\left[|x_1| - \left(\frac{b}{2} - r\right)\right] - \Phi\left(|x_1| - \frac{b}{2}\right) \right\} \times \\ & \times \left\{ \left(\frac{h}{2} - r\right) + \sqrt{r^2 - \left[|x_1| - \left(\frac{b}{2} - r\right)\right]^2} \right\}, \end{aligned} \quad (2.54)$$

де  $\Phi(x_i - a)$  — функція Гевісайда.

Тоді потрібний інтеграл можна представити наступним чином:

$$N_{hoop} = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-fh(x_1)}^{fh(x_1)} \sigma(x_1) dx_1 dx_2. \quad (2.55)$$

Формула (2.55) легко реалізується за допомогою будь-якого відомого методу чисельного інтегрування.

Визначивши рівнодійну напружень і поділивши її на площу перерізу

(2.19), отримаємо величину середнього напруження стиснення  $\sigma_{comp}$ , яке відповідає деформації  $\epsilon_{comp}$ . На основі отриманих результатів при заданих деформаціях згину, які виникають у процесі намотки, будуються діаграми «колове напруження – колова деформація» ( $\sigma_{cir} - \epsilon_{cir}$ ) [119].

Якщо діюче радіальне стискальне навантаження досягне критичного значення, відбудеться втрата стійкості провідників. Для ділянок довантаження лишаються справедливим вирази (2.9) та (2.10) та умова самоврівноваженості додаткових напружень внаслідок втрати стійкості (2.11). З цієї умови за врахування виразів (2.10) та підходу, використаного для отримання формули (2.55), можна визначити координату нейтрального шару:

$$x_{1N} = \frac{\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-fh(x_1)}^{fh(x_1)} E_{im}(x_1) x_1 dx_1 dx_2}{\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-fh(x_1)}^{fh(x_1)} E_{im}(x_1) dx_1 dx_2}, \quad (2.56)$$

де  $E_{im}(x_1)$  — функція модуля пружності, який характеризує додаткові деформації в перерізі провідника, яка отримується зі співвідношень (2.10):

$$E_{im}(x_1) = \begin{cases} E, & -\frac{b}{2} \leq x_1 \leq x_{10}; \\ E_c, & x_{10} < x_1 \leq \frac{b}{2}. \end{cases} \quad (2.57)$$

Не важко помітити, що формула (2.56) легко реалізується за допомогою будь-якого відомого методу чисельного інтегрування.

Момент від додаткових напружень  $\Delta\sigma$  при втраті стійкості визначається за допомогою виразу (2.13). З урахуванням співвідношень (2.10) та підходу, використаного для отримання виразів (2.55) та (2.56), одержимо формулу для розрахунку модуля пружності ділянки довантаження, яка має наступний вигляд:

$$E_{upl} = \frac{1}{J_2} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-fh(x_1)}^{fh(x_1)} E_{im}(x_1) \cdot (x_1 - x_{1N})^2 dx_1 dx_2, \quad (2.58)$$

де момент інерції перерізу провідника  $J_2$  визначається виразом (2.47).

Для критичного напруження ділянки довантаження  $\sigma_{upl}$  лишається справедливим вираз (2.16) [119, 143], ділянки розвантаження — (2.17). На ділянках розвантаження, як зазначалося раніше, робота матеріалу провідника характеризується дотичним модулем пружності  $E_{dnl} = E_t$ . Для критичного напруження провідників обмотки при  $n$ -й формі втрати стійкості зберігає справедливість вираз (2.18). Це рівняння вирішується шляхом побудови діаграм «критичне напруження — гнучкість» ( $\sigma_n - \lambda_n$ ) [119].

## 2.5 Аналіз результатів

На основі отриманих теоретичних результатів за допомогою комп'ютерного моделювання досліджувалася радіальна стійкість обмоток з провідниками круглого перерізу. Код програми, розробленої для досліджень, наведено у Додатку Б. На рис. 2.6 показано залежності «колове напруження — колова деформація» для провідників круглого перерізу з алюмінію ( $\sigma_{02} = 40\text{MPa}$ ), отримані при значеннях геометричного параметру  $\kappa = 0,01; 0,04$  — лінії 1 і 2 відповідно. Ці залежності при малих колових деформаціях ( $\epsilon_{cir} < 0,001$ ) проходять нижче діаграми «напруження — деформація» для алюмінію — лінія 3. Таким чином, деформації згину, що виникають у процесі намотки, призводять до зменшення жорсткості провідників при розтягу—стиску до колових деформацій певного значення. І це зменшення тим більше, що більші деформації згину, які виникли при намотці. У подальшому ( $\epsilon_{cir} > 0,001$ ) при збільшенні колових деформацій картина змінюється на протилежну. Залежності «колове напруження — колова деформація» проходять вище діаграми «напруження — деформація». При цьому що більше деформації згину, які виникли при намотці, то вище розташовуються криві «колове напруження — колова деформація». Це пояснюється тим, що при вигині провідників під час намотки виникають пластичні деформації, які призводять до їх зміцнення (наклепу). Але це зміцнення проявляється лише за колових деформацій (напружень) певного рівня, і збільшується відповідно до збільшення початкових пластичних деформацій. Колове напруження, якому відповідає залишкова деформація

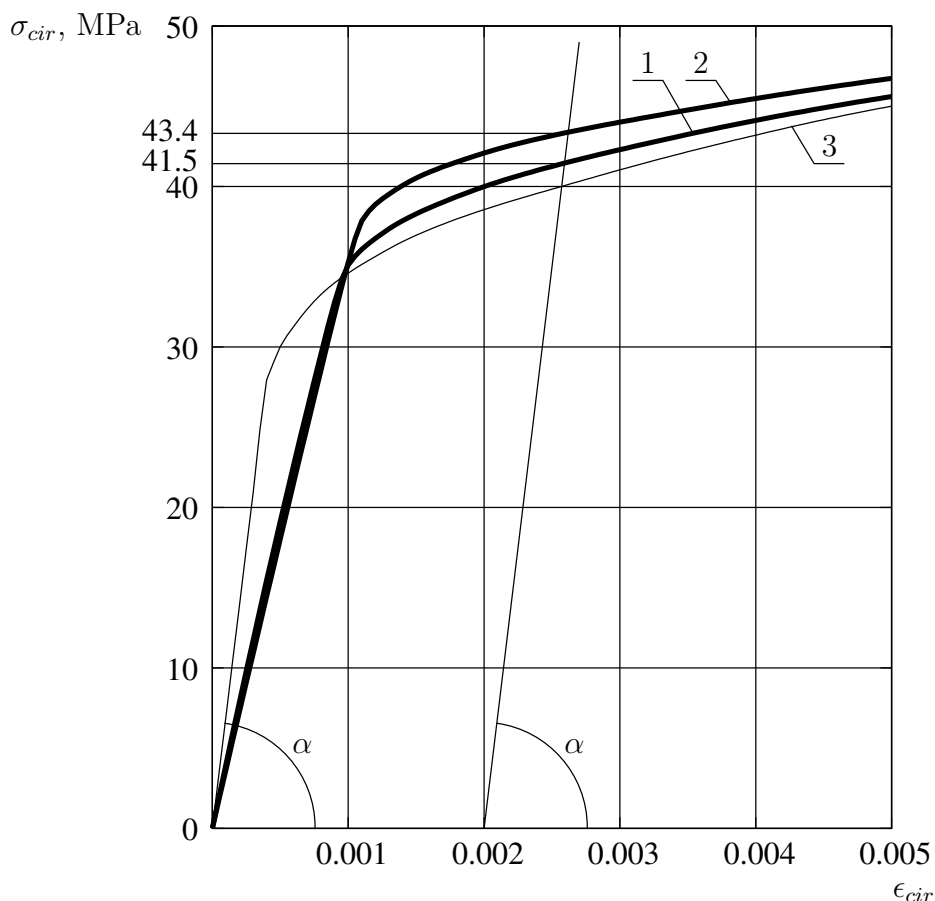


Рисунок 2.6 — Діаграми «колове напруження – колова деформація».

$\epsilon_{cir} = 0,002$  (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% (див. рис. 2.6). Колове напруження, якому відповідає залишкова деформація  $\epsilon_{cir} = 0,002$  (0,2%), будемо називати коловою границею плинності і позначати її наступним чином:  $\sigma_{02cir}$ .

У цілому залежності, представлені на рис. 2.6, наочно показують, що провідники обмоток унаслідок початкових деформацій не відповідають закону Гука —  $\sigma = E\epsilon$  (де  $E \sim \text{tg } \alpha$  — вихідний модуль пружності матеріалу провідників). З цієї причини для провідників обмоток не допустимо застосовувати відомі формули механіки деформівного твердого тіла, при отриманні яких використовувався закон Гука.

Як бачимо, в обмотках трансформаторів масових серій колова границя плинності може значно перевищувати умовну границю плинності матеріалу провідників  $\sigma_{02}$ . Тому розрахунок міцності провідників таких обмоток як при розтягу—стиску, так і при вигині осьовими та радіальними ЕМ силами [147] треба вести за коловою границею плинності. Це у багатьох випадках дозволить запобігти зайвим витратам провідникових матеріалів. Розрахунок на

жорсткість провідників при розтягу—стиску слід проводити на основі діаграм «колове напруження — колова деформація».

В рамках цього дослідження було також побудовано діаграми «критичне напруження — гнучкість», наведені на рис. 2.7. Лінії 1 та 2 представляють

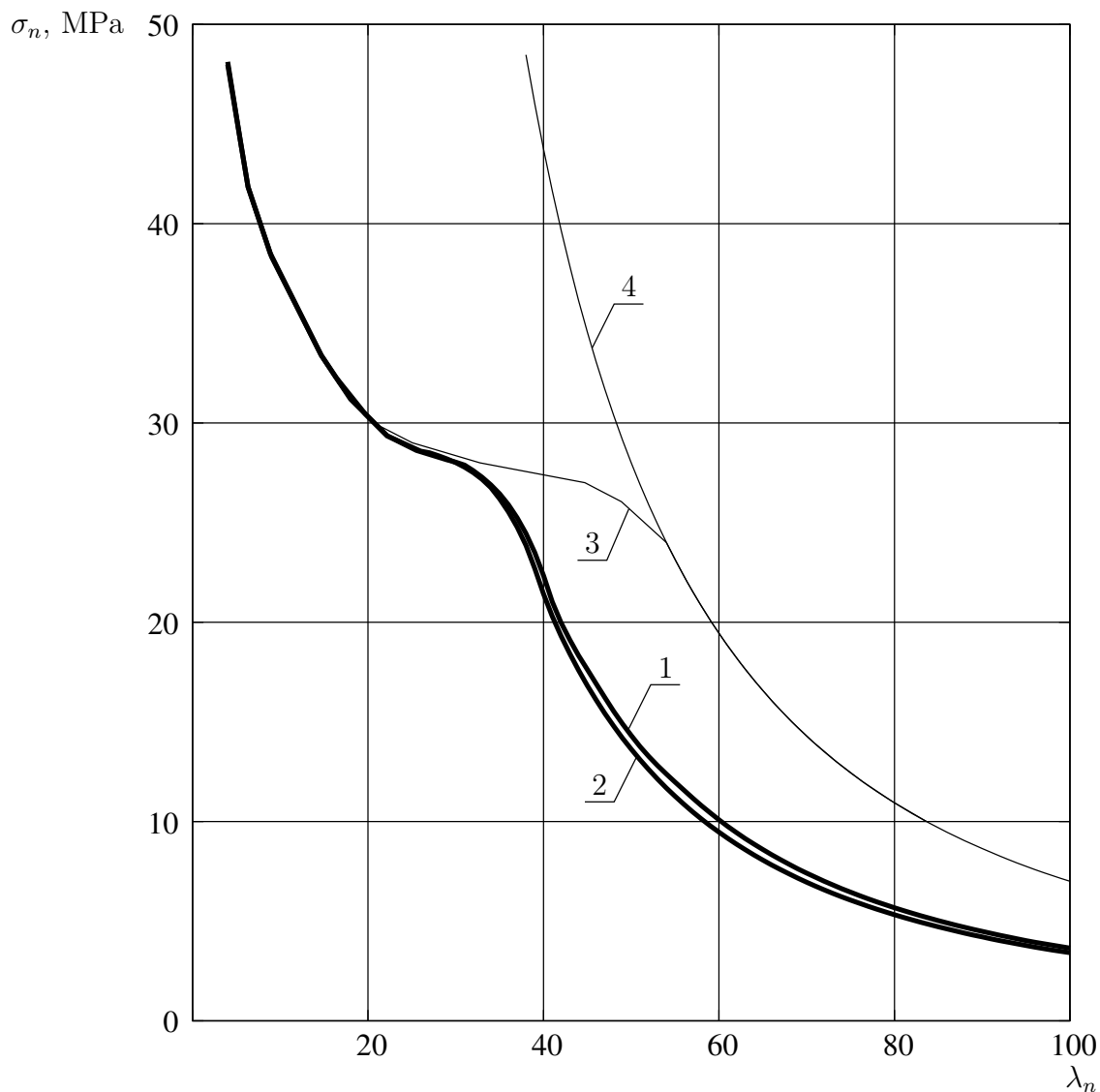


Рисунок 2.7 — Діаграми ( $\sigma_n - \lambda_n$ ) для провідників згідно ряду методик.

такі діаграми, отримані за тих самих умов, що і залежності на рис. 2.6, а саме  $\kappa = 0,01$  та  $\kappa = 0,04$  відповідно. Цифрою 4 позначено гіперболу Ейлера — Тимошенка, яку розраховано за вихідним модулем пружності алюмінію  $E = 0,7 \cdot 10^5 \text{MPa}$ . Лінія 3 відповідає концепції Шенлі, згідно з якою провідники при втраті стійкості характеризуються дотичним модулем пружності [135]. Такий метод визначення критичних напружень радіальної стійкості обмоток використовується до теперішнього часу [276]. Слід зауважити, що розглядувані

обмотки, як правило, є циліндричними. За відсутності радіальних опор у таких обмоток має місце вільне випинання (free buckling), при якому кількість хвиль згину дорівнює двом  $n = 2$ . Якщо обмотки спираються на стрижень МС через рейки, то кількість хвиль деформації при втраті стійкості дорівнюватиме половині кількості рейок-опор  $n = \frac{n_{st}}{2}$  ( $n_{st}$  — кількість рейок-опор). За таких умов гнучкість провідників, як правило, має значення у границях 20...80. Як видно з отриманих результатів (див. рис. 2.7), методи розрахунку, які не враховують деформації початкового згину провідників, можуть давати дуже завищені значення критичних напружень, що при їх використанні призведе до втрати радіальної стійкості обмоток.

На рис. 2.8 показано залежності критичного напруження від діаметру

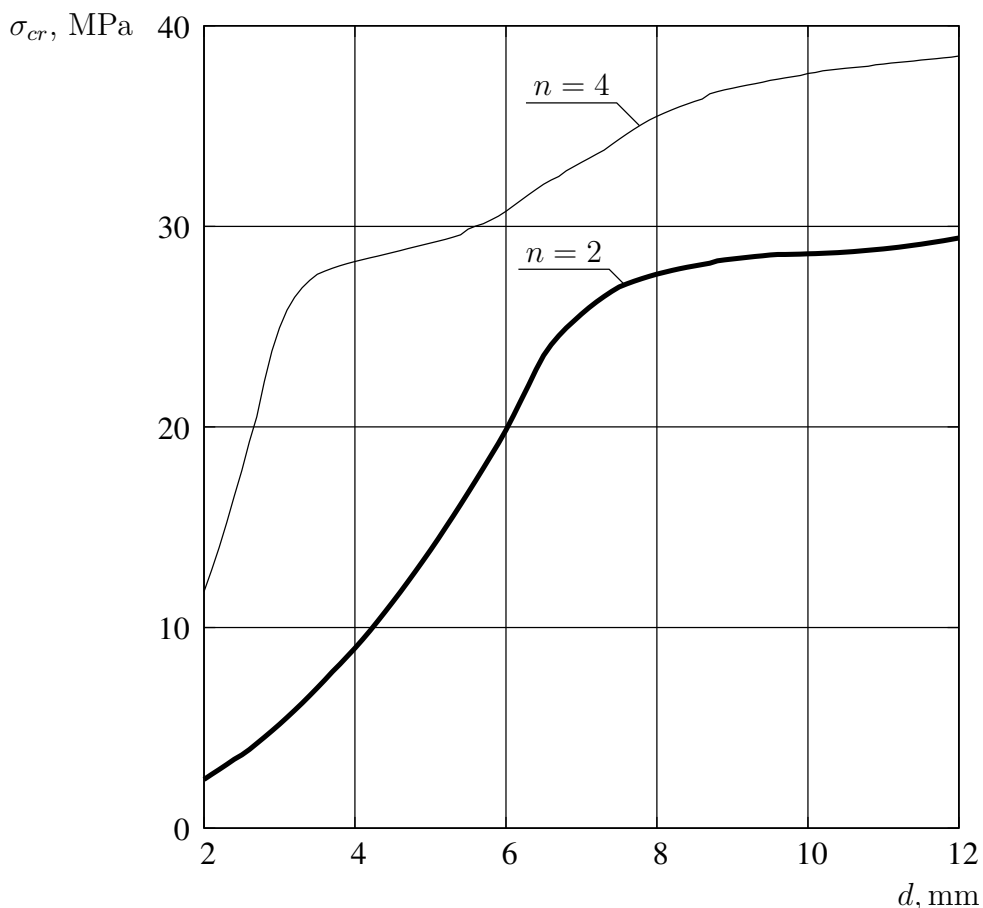


Рисунок 2.8 — Вплив діаметру провідників на критичне напруження.

провідників обмоток з середнім діаметром  $D = 250$  мм при вільному випинанні та у випадку наявності восьми рейок-опор. Збільшення діаметру провідників у розглянутих випадках призводить до збільшення критичних напружень. Але

це збільшення сповільнюється по мірі наближення критичних напружень до умовної границі плинності матеріалу провідників.

Залежності критичного напруження від середнього діаметру обмотки з провідниками круглого перерізу ( $d = 5,0\text{mm}$ ) показано на рис. 2.9. Графік,

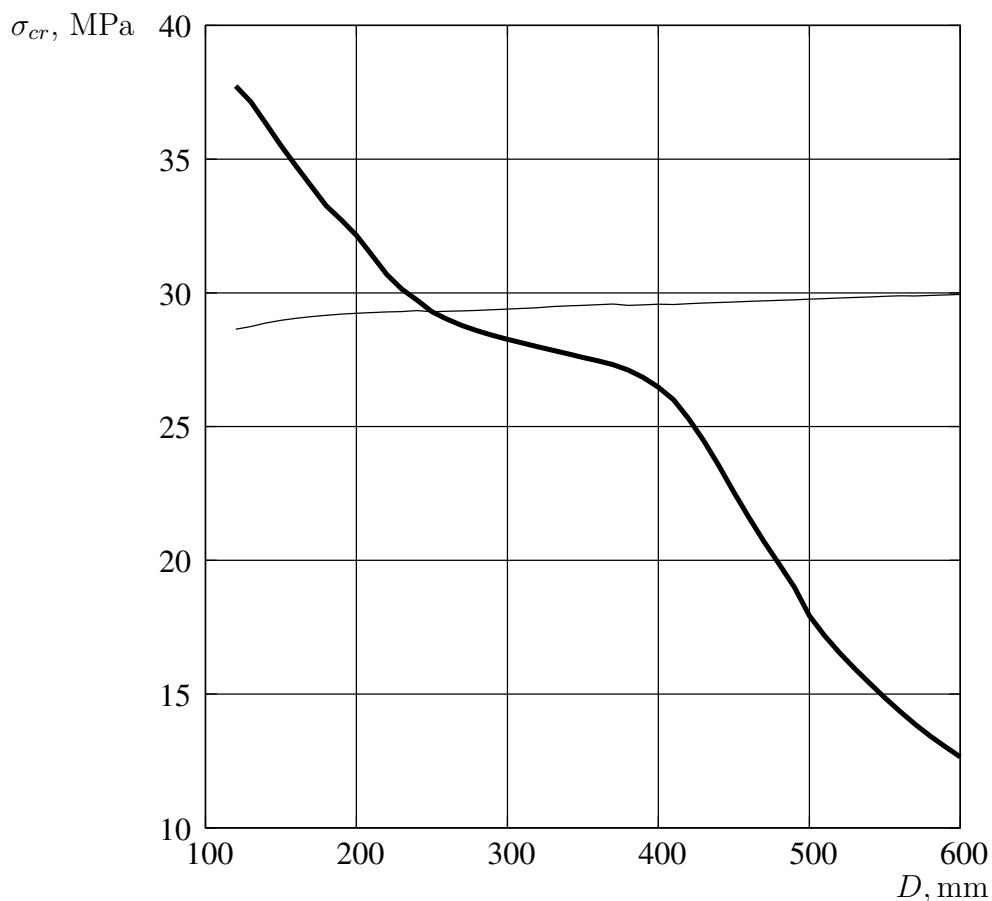


Рисунок 2.9 — Вплив середнього діаметру обмотки на критичні напруження.

зображений товстою лінією, отримано за постійного числа хвиль деформації  $n = 4$  (постійного числа рейок-опор); графік, зображений тонкою лінією — за постійної довжини хвилі деформації (за постійної відстані між рейками опорами). У першому випадку збільшення діаметру призводить до зменшення критичного напруження, у другому — до його збільшення, хоч і незначного. Ефект збільшення критичних напружень при збільшенні діаметру обмоток був виявлений експериментально і довго не мав пояснення [119]. Врахування деформацій згину, що виникають у провідниках при намотці, дозволило пояснити цей ефект. При збільшенні діаметру зменшуються деформації згину,

що виникають при намотці, а отже і області перерізів провідників, охоплені пластичними деформаціями. Це призводить до збільшення узагальненого модуля пружності плоских форм, що і дає збільшення критичних напружень.

Було побудовано діаграми «критичне напруження — гнучкість» для провідників квадратного перерізу без урахування заокруглень кутів, і для провідника круглого перерізу. На рис. 2.10 суцільною лінією позначено

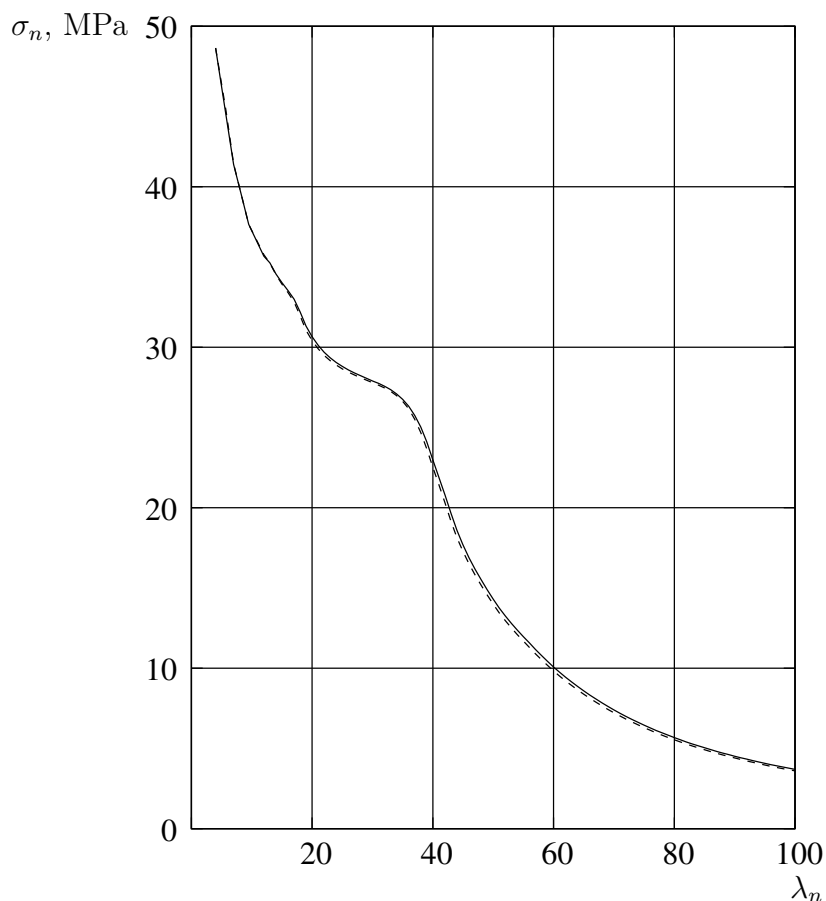


Рисунок 2.10 — Діаграми ( $\sigma_n - \lambda_n$ ) для круглого та квадратного провідників.

діаграму для провідника квадратного перерізу, а штриховою лінією — для круглого перерізу. Розміри провідників були та геометричний параметр мали такі значення  $b = h = d = 5,0\text{mm}$ ,  $\kappa = 0,001$ , умовна границя плинності —  $\sigma_{02} = 40\text{MPa}$ . Розбіжності між діаграмами виявилися незначними. Аналогічні результати мають місце і при інших розмірах перерізу провідників, виготовлених як із алюмінію, так і із міді. Таким чином, заокруглення кутів перерізів провідників не впливають суттєво на стійкість обмоток до дії радіальних

сил. Це дозволяє проводити практичні розрахунки обмоток з провідниками прямокутного перерізу без урахування заокруглень кутів. Таким чином, теорія [119], яку покладено в основу методики [273], забезпечує необхідну для практичного застосування точність розрахунків.

Порівняння результатів розрахунків та випробувать наведено в таблиці 2.1, де  $\sigma_{cr}$ ,  $\sigma_{cre}$  – розрахункове та експериментальне критичне напруження радіальної стійкості ( $\sigma_{cr} = \sigma_n$ ). Порівняння цих напружень демонструє, що розроблений метод дає достатню для практичного використання точність та достовірність результатів.

Таблиця 2.1 – Критичні напруження радіальної стійкості

$b$ , mm	$h$ , mm	$r$ , mm	$D$ , mm	$\lambda_n$	$\sigma_{cr}$ , МПа	$\sigma_{cre}$ , МПа
3,05	7,40		1270	36	44	43
				18	77	73
3,36	6,30	0,8	1335	19	65	59,4
2,83	5,90		1672	21	73	70
2,80	12,50		1056	47	30	33,1
1,60	8,00	0,50	1070	48	30	32
			1782	16	81	83
			1350	30	58	58
			1632	30	60	56
				35	51	51
1,95	5,90		1505	28	60	51,5
				33	50	44
		0,65	1502	63	17	15
				33	52	50
				33	63	60
	8,00		1224	26	63	50,2
2,24	7,5		1332	57	23	22,3
			1335	57	20	20,1
	8,60		875	31	45	44
				31	86	83

Результати досліджень цього розділу відображено в публікаціях [138, 142, 148, 149, 154, 155, 167].

## 2.6 Висновки

1. Отримано вирази для визначення критичних напружень радіальної стійкості обмоток з провідниками круглого перерізу, а також прямокутного перерізу з урахуванням заокруглень кутів. Розроблено узагальнений метод визначення критичних напружень радіальної стійкості обмоток з провідниками застосовуваних у силових трансформаторах форм перерізів. Показано, що розроблені раніше методи розрахунку для провідників круглого перерізу та прямокутного перерізу без урахування заокруглень кутів є частинними випадками узагальненого методу.

2. Доведено, що розрахунок міцності і жорсткості обмоток силових трансформаторів під дією радіального ЕМ навантаження при КЗ слід проводити з урахуванням зміцнення провідників за рахунок початкового вигину при намотці. Це дозволить зменшити витрати матеріалів, а отже і знизити вартість обмоток.

3. Продемонстровано, що методи обчислення критичних напружень радіальної стійкості обмоток при КЗ, які не враховують початковий вигин провідників, дають завищені результати за типових розмірів обмоток та провідників, а отже не мають застосовуватися у практиці трансформаторобудування.

4. Встановлено, що критичні напруження радіальної стійкості обмоток з провідниками круглого перерізу суттєво залежать від діаметру провідників. Збільшення діаметру провідників призводить до суттєвого збільшення критичних напружень, а отже є дієвим способом підвищення радіальної стійкості обмоток при КЗ.

5. Шляхом числового аналізу показано, що заокруглення кутів прямокутних перерізів провідників мало впливають на радіальну стійкість обмоток, що дозволяє не враховувати їх при розрахунках.

## РОЗДІЛ 3

## МІЦНІСТЬ ПРОВІДНИКІВ ПРИ ЗГИНАННІ

## 3.1 Вибір моделі та методу перевірки міцності

З огляду на сказане у розділі 2 при визначенні максимальних згинальних моментів від осьових та радіальних ЕМ сил ( $M_{1max}, M_{2max}$ ), які виникають у провідниках обмоток при КЗ, будемо враховувати, що зазначені ЕМ сили розподілені рівномірно по колу обмотки. У цьому випадку деформації вигину в осьовому напрямку симетричні відносно стовпів прокладок, а в радіальному — відносно рейок, які створюють осьові канали. Тоді, оскільки кривина провідників мала, при визначенні максимальних згинальних моментів ділянку провідника між стовпами прокладок та рейками у першому наближенні можна розглядати як балку з затиснутими кінцями, яку навантажено рівномірно розподіленими радіальними та осьовими ЕМ силами. Вирази для максимальних згинальних моментів такої балки відомі [260]. Необхідно лише визначити, яка частина радіальних ЕМ сил викликає вигин провідників у випадку багатоконцентрової обмотки. Розв'язуючи цю задачу, будемо враховувати, що при дії радіальних сил деформації стиску ізоляції між провідниками дуже малі і їх можна не враховувати. При цьому більш навантажені провідники завжди спираються на менш навантажені, тобто всі провідники деформуються тільки сумісно, отримуючи одне й те саме радіальне переміщення. Якщо врахувати, що радіальний розмір обмотки (різниця між зовнішнім та внутрішнім радіусами) малий у порівнянні з її діаметром, то можна вважати, що діаметр кожного провідника дорівнює середньому діаметру обмотки. У цьому випадку при дії радіального навантаження у всіх провідниках деформації у напрямку кола будуть однаковими і такими, що відповідають середньому напруженню обмотки, —  $\sigma_w$ . Звідси витікає, що кожний концентр, у якому середнє колове напруження від радіальних ЕМ сил, що діють на нього,  $\sigma_c$  менше середнього напруження обмотки ( $\sigma_c < \sigma_w$ ), буде тільки стискатися або розтягуватися від дії власного радіального навантаження, та радіального навантаження, що передається на нього від концентрів, у яких  $\sigma_c > \sigma_w$ . У концентрів, які мають  $\sigma_c > \sigma_w$ , частина радіального ЕМ навантаження, що відповідає середньому напруженню обмотки  $\sigma_w$ , буде сприйматися провідниками за рахунок колових

деформацій, а частина навантаження, що відповідає різниці середніх напружень концентра та обмотки  $\sigma_c - \sigma_w$ , буде передаватися через рейки на менш навантажені радіальними ЕМ силами концентри. Саме ця частина радіального навантаження і буде викликати вигин провідників у радіальному напрямку між рейками.

Як було відзначено у розділі 1, перевірку міцності слід проводити за граничним станом. Згідно цьому підходу міцність провідників при згинанні буде забезпечена за умови, коли максимальні згинальні моменти ( $M_{1max}, M_{2max}$ ) не перевищують відповідні граничні згинальні моменти ( $M_{1lim}, M_{2lim}$ ). Таким чином, розглядувана задача зводиться до визначення граничних згинальних моментів для провідників з такими формами перерізу, які використовуються у трансформаторобудуванні.

### 3.2 Визначення граничних згинальних моментів для провідників круглого поперечного перерізу

При визначенні граничних згинальних моментів як найбільш загальний випадок будемо розглядати третій вид вигину провідників (див. розділ 1). Знайдемо граничні згинальні моменти для провідника круглого перерізу з радіусом  $r$ . Епюру напружень для граничного стану показано на рис. 3.1, а, де осі  $x_1$  та  $x_2$  спрямовано вздовж радіусу та осі обмотки, а  $x_3$  — колова вісь провідника.

У перерізі провідника можна умовно виділити три області, які позначено цифрами 1, 2, 3 (див. рис. 3.1, б). У сегментах 1 і 2 напруження спрямовані протилежно та їх рівнодійні задовольняють умові рівноваги у проекції на вісь  $x_3$ . Саме ці напруження дають граничні згинальні моменти відносно осей  $x_1$  та  $x_2$  ( $M_{1lim}, M_{2lim}$ ), які визначаються наступним чином:

$$M_{1lim} = \int_{F_1} \sigma_{02} x_2 dx_1 dx_2 + \int_{F_2} \sigma_{02} x_2 dx_1 dx_2, \quad (3.1)$$

$$M_{2lim} = \int_{F_1} \sigma_{02} x_1 dx_1 dx_2 + \int_{F_2} \sigma_{02} x_1 dx_1 dx_2, \quad (3.2)$$

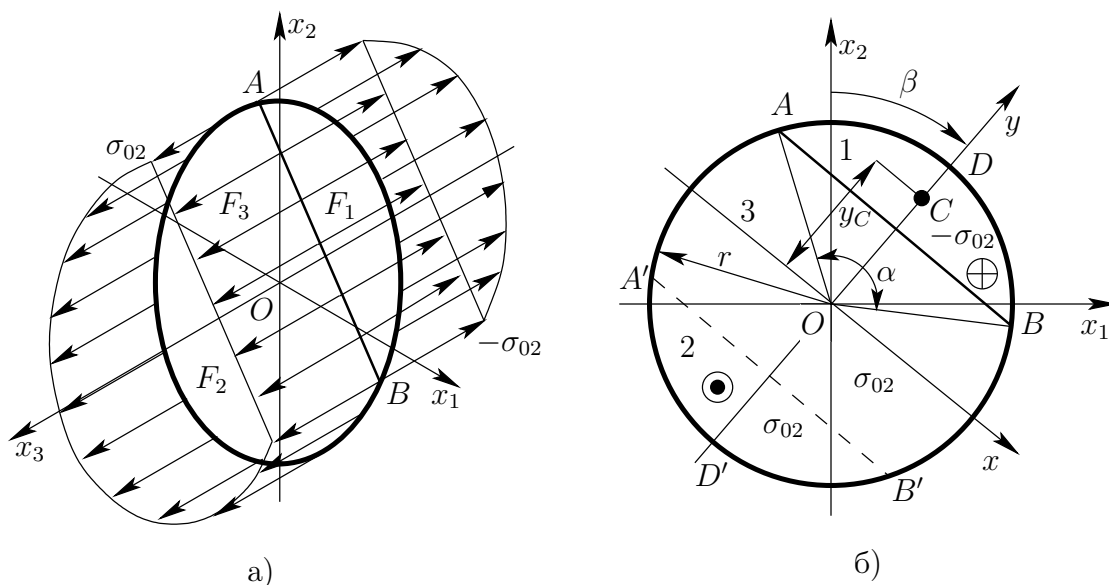


Рисунок 3.1 — Граничний стан у круглому провіднику.

де  $F_i$  — площа  $i$ -ї частини (області) перерізу.

У середній частині перерізу (область 3) напруження зводяться тільки до рівнодійної —  $N_{lim}$ , прикладеної у центрі перерізу провідника (точка  $O$ ) та рівній

$$N_{lim} = \int_{F_3} \sigma_{02} dx_1 dx_2. \quad (3.3)$$

Виконавши інтегрування у виразах (3.1) — (3.3), отримаємо

$$M_{1lim} = 2\sigma_{02}F_1y_c \cos \beta, \quad (3.4)$$

$$M_{2lim} = 2\sigma_{02}F_1y_c \sin \beta, \quad (3.5)$$

$$N_{1lim} = \sigma_{02}F_3, \quad (3.6)$$

де

$$F_1 = \frac{r^2}{2}(\alpha - \sin \alpha); \quad y_c = \frac{r^3}{6F_1} \left( 3 \sin \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{3\alpha}{2} \right); \quad F_3 = r^2(\pi - \alpha - \sin \alpha); \quad (3.7)$$

$y_c$  — координата центра ваги сегментів 1, 2 (у системі координат  $xOy$ , див. рис. 3.1, б).

У виразах (3.4) – (3.7) не відомі кути  $\alpha$  та  $\beta$  (див. рис. 3.1, б), які визначають величину та розташування сегменту 1. Знайдемо ці кути, використовуючи наступні умови.

1. Рівнодійна середніх напружень  $\sigma_w$  (розтягу або стиску) у провіднику не повинна перевищувати граничну колову силу, тобто має виконуватися умова

$$\sigma_w F \leq \sigma_{02} F_3. \quad (3.8)$$

2. Граничні згинальні моменти повинні відповідати співвідношенню

$$\frac{M_{1lim}}{M_{2lim}} = w, \quad (3.9)$$

де  $w$  відома величина, яка дорівнює відношенню максимальних згинальних моментів, тобто

$$w = \frac{M_{1max}}{M_{2max}}. \quad (3.10)$$

Надалі будемо вважати, що співвідношення (3.8) виконується як рівність. Тоді, підставляючи у співвідношення (3.8) і (3.9) вирази для площ та граничних згинальних моментів, отримаємо рівняння для визначення кутів  $\alpha$  та  $\beta$

$$\alpha - \sin \alpha + \pi \left( \frac{\sigma_w}{\sigma_{02}} - 1 \right) = 0 \quad (3.11)$$

$$\beta = \text{arcctg } w. \quad (3.12)$$

У випадку відсутності колових деформацій, а отже і колових напружень у провіднику ( $\sigma_w = 0$ ), рівняння (3.11) задовольняється при  $\alpha = \pi$ . При цьому площі  $F_i$  отримають такі значення:  $F_1 = F_2 = \frac{\pi r^2}{2}$ ;  $F_3 = 0$ . Всі ці результати кажуть про те, що нейтральна лінія проходить через центр ваги перерізу провідника, розділяючи його на дві однакові області з напруженнями протилежного знаку. Це означає, що здатність провідника опиратися деформаціям повністю використовується для протидії вигину.

При збільшенні колових напружень у провіднику  $\sigma_w$  згідно з рівнянням (3.11) кут  $\alpha$  зменшується. Це призводить до зменшення площ  $F_1$ ,  $F_2$  та збільшення площі  $F_3$ . Тобто здатність провідника опиратися деформаціям

розподіляється між розтягом або стиском у напрямку кола та вигином. У граничному випадку, коли виконується умова  $\sigma_w = \sigma_{02}$ , кут  $\alpha$  дорівнює нулю ( $\alpha = 0$ ). У цьому випадку площі  $F_i$  та граничні зусилля набувають таких значень:  $F_1 = F_2 = 0$ ;  $F_3 = \pi r^2$ ;  $N_{lim} = \sigma_{02} \pi r^2$ ;  $M_{1lim} = M_{2lim} = 0$ . Звідси витікає, що здатність провідника опиратися деформаціям повністю йде на протидію розтягу або стиску в напрямку кола. Опиратися вигину провідник не може, про що каже рівність нулю граничних згинальних моментів.

Згідно виразу (3.12) при рівності нулю максимального згинального моменту від радіальних ЕМ сил ( $M_{2max} = 0$ ) кут  $\beta$  має нульове значення. Граничний момент при вигині осьовими ЕМ силами має максимальне значення, а радіальними — дорівнює нулю ( $M_{2lim} = 0$ ). Тобто вся здатність провідника опиратися вигину йде на протидію деформаціям від осьових ЕМ сил. У випадку, коли нулю дорівнює максимальний момент від осьових ЕМ сил ( $M_{1max} = 0$ ), з рівняння (3.12) отримаємо  $\beta = \frac{\pi}{2}$ . Максимальне значення має граничний згинальний момент при вигині радіальними ЕМ силами, а осьовими — дорівнює нулю ( $M_{1lim} = 0$ ). Тобто у цьому випадку вся здатність провідника опиратися деформаціям йде на протидію вигину від радіальних ЕМ сил.

### 3.3 Визначення граничних згинальних моментів для провідників прямокутного поперечного перерізу

Розглянемо третій вид вигину провідника прямокутного перерізу без заокруглень його кутів. Епюри напружень граничного стану показано на рис. 3.2.

Граничні згинальні моменти і в цьому випадку визначаються виразами (3.1) та (3.2), але для їх використання необхідно встановити розташування нейтральної лінії  $AB$ . Воно залежить від величини рівнодійної (3.3) та відношення максимальних згинальних моментів (3.10). Якщо максимальний згинальний момент від осьових ЕМ сил буде значно більше максимального моменту від радіальних ЕМ сил, то епюра граничних станів буде мати вигляд, показаний на рис. 3.2, б. Тут також в перерізі провідника умовно можна виділити три області — 1, 2, 3. В областях 1 та 2 напруження протилежні та їх

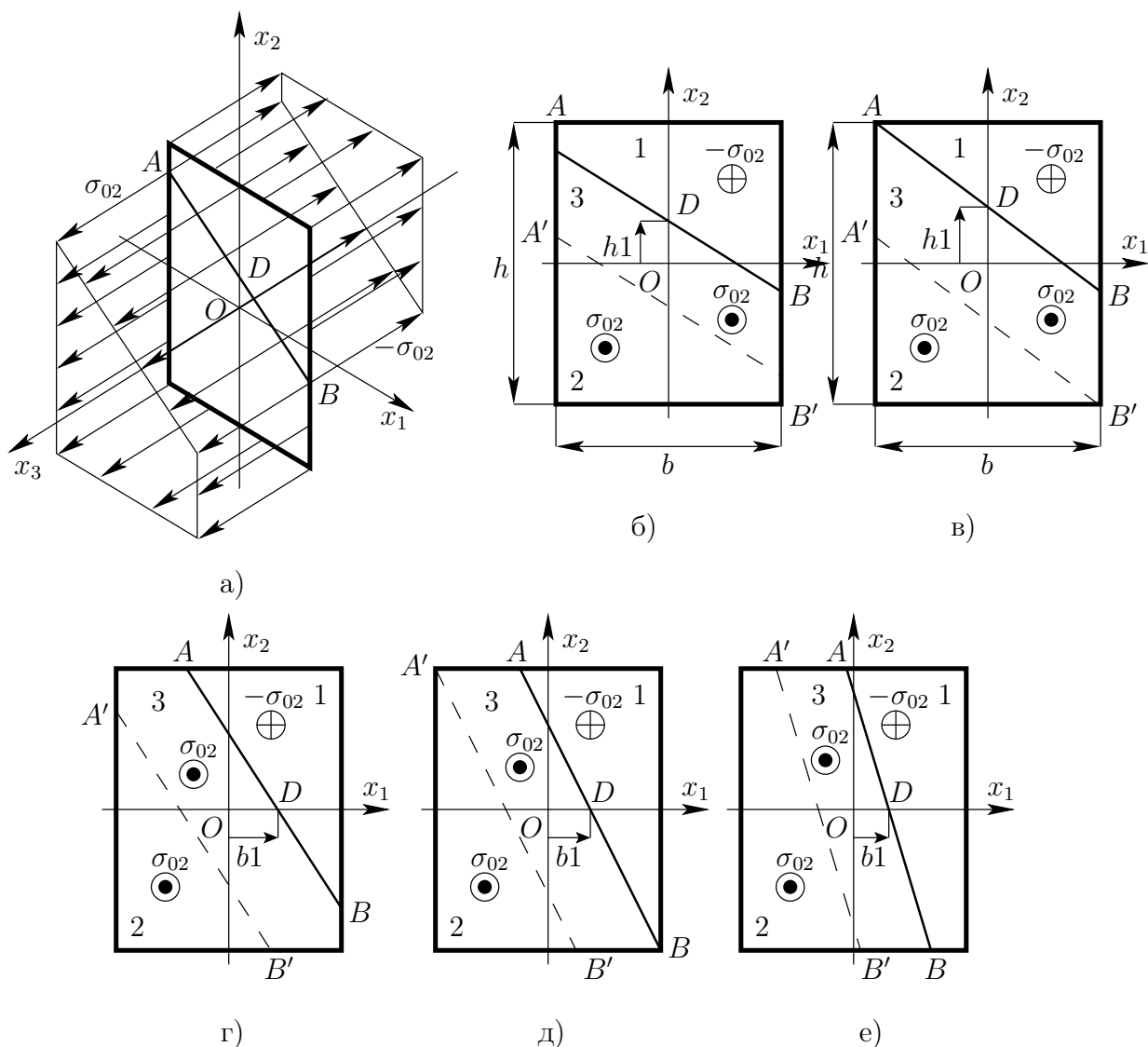


Рисунок 3.2 — Граничний стан у провіднику прямокутного перерізу без заокруглень кутів.

рівнодійні задовольняють умові рівноваги у проекції на вісь  $x_3$ . Ці рівнодійні дають значний граничний згинальний момент відносно осі  $x_1$  та незначний відносно осі  $x_2$ , що відповідає умові  $M_{1max} \gg M_{2max}$ . Використовуючи аналогічно попередньому вирази (3.1), (3.2) та співвідношення (3.8), (3.9), у цьому випадку отримаємо такі вирази для граничних згинальних моментів:

$$M_{1lim} = \sigma_{02} \cdot b \cdot \left( \frac{h^2}{4} - h1^2 - \frac{x^2}{3} \right); \quad M_{2lim} = \frac{1}{3} \sigma_{02} \cdot b^2 \cdot x, \quad (3.13)$$

де

$$x = -\frac{w \cdot b}{2} + \sqrt{\left( \frac{w \cdot b}{2} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{h^2}{4} - h1^2 \right)}; \quad h1 = \frac{h \cdot \sigma_w}{2 \cdot \sigma_{02}}. \quad (3.14)$$

Зменшення відношення між максимальними згинальними моментами  $w$  буде супроводжуватися поворотом нейтральної лінії за годинниковою стрілкою навколо точки  $D$ . При деякому значенні параметру  $w = w_1$  нейтральна лінія займе положення, показане на рис. 3.2, в. Очевидно, що при значеннях параметру  $w < w_1$ , коли нейтральна лінія буде розташована, як на рис. 3.2, г, вирази (3.13), (3.14) втрачають свою справедливість (внаслідок зміни конфігурації частин 1, 2, 3). Тобто ці вирази (3.13), (3.14) справедливі лише за виконання умови

$$w \geq w_1. \quad (3.15)$$

Параметр  $w_1$  буде дорівнювати відношенню граничних згинальних моментів для стану, зображеного на рис. 3.2, в. Враховуючи властивості центроїду трикутника, можна визначити, що центр ваги області 1 (див. рис. 3.2, в) матиме координати  $\left(\frac{b}{6}, \frac{h + 4h_1}{6}\right)$ . Таким чином, вирази для граничних згинальних моментів можна подати у вигляді

$$M_{1lim} = 2 \cdot \sigma_{02} \cdot F_1 \cdot \frac{h + 4h_1}{6}, \quad (3.16)$$

$$M_{2lim} = 2 \cdot \sigma_{02} \cdot F_1 \cdot \frac{b}{6}. \quad (3.17)$$

Отже

$$w_1 = \frac{M_{1lim}}{M_{2lim}} = \frac{h + 4 \cdot h_1}{b}. \quad (3.18)$$

Для граничного стану, поданого на рис. 3.2, г, граничні згинальні моменти визначаються аналогічно попередньому. Кінцеві результати мають вигляд

$$M_{1lim} = \sigma_{02} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{x_2}{3}\right); \quad M_{2lim} = \sigma_{02} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot \left(\frac{b}{2} - \frac{x_1}{3}\right), \quad (3.19)$$

де

$$\begin{aligned} x1 &= -\frac{3}{4} \left( \frac{h}{w} - b \right) + \sqrt{\frac{9}{16} \left( \frac{h}{w} - b \right)^2 + \frac{1}{w} \left( 1 - \frac{\sigma_w}{\sigma_{02}} \right) \cdot b \cdot h}; \\ x2 &= \left( 1 - \frac{\sigma_w}{\sigma_{02}} \right) \cdot \frac{b \cdot h}{x1}. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Зменшуючи надалі відношення максимальних згинальних моментів, ми при деякому значенні параметру  $w = w_2$  прийдемо до граничного стану, зображеного на рис. 3.2, д. При умові  $w < w_2$  вирази (3.19), (3.3) втрачають свою справедливість. Значення параметру  $w_2$  визначається так само, як  $w_1$  і дорівнює

$$w_2 = \frac{h}{b + 4 \cdot b1}, \quad (3.21)$$

де

$$b1 = \frac{b \cdot \sigma_w}{2 \cdot \sigma_{02}}. \quad (3.22)$$

При співвідношенні максимальних згинальних моментів  $w < w_2$  будемо мати граничний стан, зображений на рис. 3.2, е. Аналогічно до попереднього, для цього стану отримаємо такі вирази граничних згинальних моментів:

$$M_{1lim} = \frac{1}{3} \sigma_{02} \cdot h^2 \cdot y; \quad M_{2lim} = \sigma_{02} \cdot h \cdot \left( \frac{b^2}{4} - b1^2 - \frac{y^2}{3} \right), \quad (3.23)$$

де

$$y = -\frac{h}{2 \cdot w} + \sqrt{\left( \frac{h}{2 \cdot w} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{b^2}{4} - b1^2 \right)}. \quad (3.24)$$

Аналізуючи результати, отримані для провідників прямокутного перерізу, прийдемо до тим самих висновків, що і в випадку провідників круглого перерізу.

### 3.4 Узагальнений метод визначення граничних згинальних моментів. Вплив заокруглень кутів у провідниках з прямокутним поперечним перерізом

Методи визначення граничних згинальних моментів у провідниках при вигині осьовими та радіальними ЕМ силами, подані вище, не враховують заокруглень кутів прямокутних перерізів провідників.

При врахуванні цього фактору, як і в попередніх підрозділах, будемо розглядати третій вид вигину. Епюра напружень для граничного стану показана на рис. 3.3.

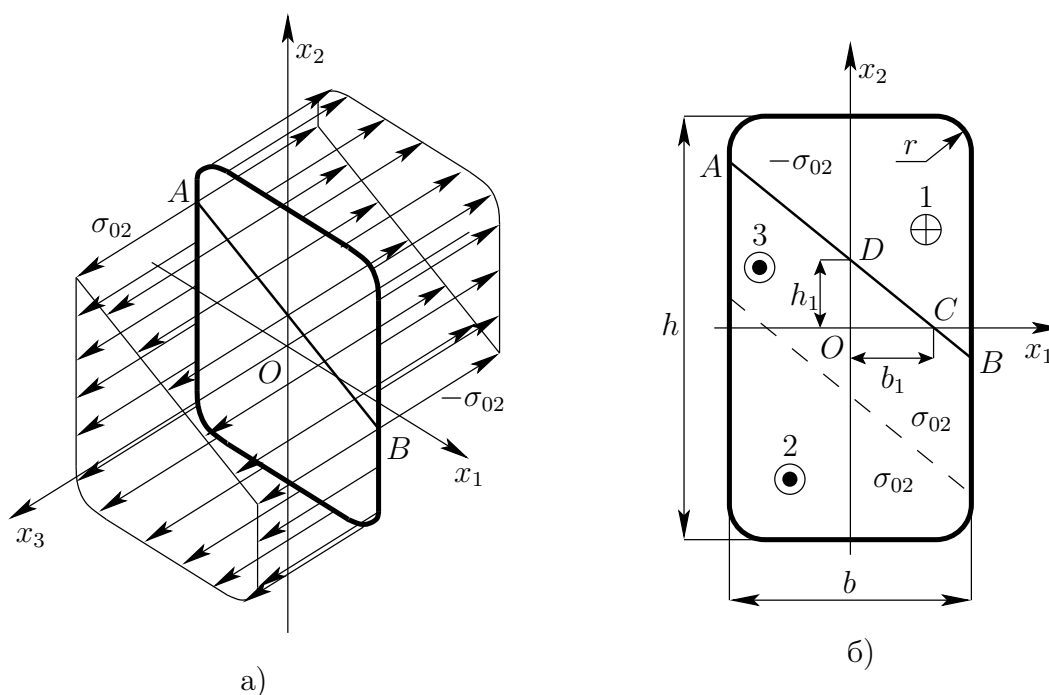


Рисунок 3.3 — Граничний стан у провіднику прямокутного перерізу із заокругленнями кутів.

Площі  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ , які входять у формули (3.1) — (3.3), залежать від параметрів  $(k, h)$  нейтральної лінії  $x_2(x_1) = k \cdot x_1 + h_1$  та функції, яка описує границі перерізу (2.54), або наступної:

$$fb(x_2) = \left\{ \Phi(|x_2|) - \Phi \left[ |x_2| - \left( \frac{h}{2} - r \right) \right] \right\} \cdot \frac{b}{2} +$$

$$\begin{aligned}
& + \left\{ \Phi \left[ |x_2| - \left( \frac{h}{2} - r \right) \right] - \Phi \left( |x_2| - \frac{h}{2} \right) \right\} \times \\
& \times \left\{ \left( \frac{b}{2} - r \right) + \sqrt{r^2 - \left[ |x_2| - \left( \frac{h}{2} - r \right) \right]^2} \right\}. \quad (3.25)
\end{aligned}$$

Вирази (3.1) – (3.3) та умови

$$\begin{cases} \frac{M_{2lim}}{M_{1lim}} = \frac{M_{2max}}{M_{1max}}; \\ N_{lim} = \sigma_w F, \end{cases} \quad (3.26)$$

де площа перерізу  $F$  розраховується за формулою (2.19), утворюють систему рівнянь

$$\begin{cases} \frac{\int_{F_1(k, h_1, fh(x_1))} x_1 dx_1 dx_2 + \int_{F_2(k, h_1, fh(x_1))} x_1 dx_1 dx_2}{\int_{F_1(k, h_1, fh(x_1))} x_2 dx_1 dx_2 + \int_{F_2(k, h_1, fh(x_1))} x_2 dx_1 dx_2} - \frac{M_{2max}}{M_{1max}} = 0; \\ \int_{F_3(k, h_1, fh(x_1))} dx_1 dx_2 - \frac{\sigma_w F}{\sigma_{02}} = 0. \end{cases} \quad (3.27)$$

Система (3.27) розв'язується чисельно відносно параметрів нейтральної лінії  $(k, h_1)$  методом найшвидшого покоординатного спуску. Потім параметри нейтральної лінії використовуються для розрахунку граничних згинальних моментів за допомогою виразів (3.1), (3.2).

Якщо співвідношення моментів більше, ніж співвідношення осевого та радіального розмірів провідника, зручно «повернути» задачу на 90 градусів, і шукати рішення системи (3.27) відносно параметрів  $(k', b_1)$  нейтральної лінії  $x_1(x_2) = k' \cdot x_2 + b_1$ , використовуючи при цьому опис контуру перерізу функцією  $fb(x_2)$  (3.25).

За результатами цього підрозділу були розроблені комп'ютерні програми для подальших досліджень та практичних розрахунків. Код наведено у Додатку В.

### 3.5 Аналіз результатів

У якості прикладу розглянемо обмотку, яка має провідники прямокутного перерізу з розмірами  $b = 5,0 \text{ mm}$ ,  $h = 8,0 \text{ mm}$ ,  $r = 1,0 \text{ mm}$ . На провідники діє ЕМ навантаження, при якому максимальні згинальні моменти і середнє напруження обмотки мають такі значення:  $M_{1max} = 1,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $M_{2max} = 1,0 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $\sigma_w = 15 \text{ MPa}$ .

Щоб простежити вплив умовної границі плинності на граничні згинальні моменти, при заданому навантаженні у рівняння (3.27) підставлялися значення  $\sigma_{02}$  у межах від 40 МПа (алюміній) до 240 МПа (одна з марок зміцненої міді) з кроком 5 МПа. У результаті були отримані залежності, показані на рис. 3.4, де верхня лінія відображає, як змінюється  $M_{1lim}$ , а нижня —  $M_{2lim}$ . Вони носять характер прямої пропорційності, оскільки розподіл

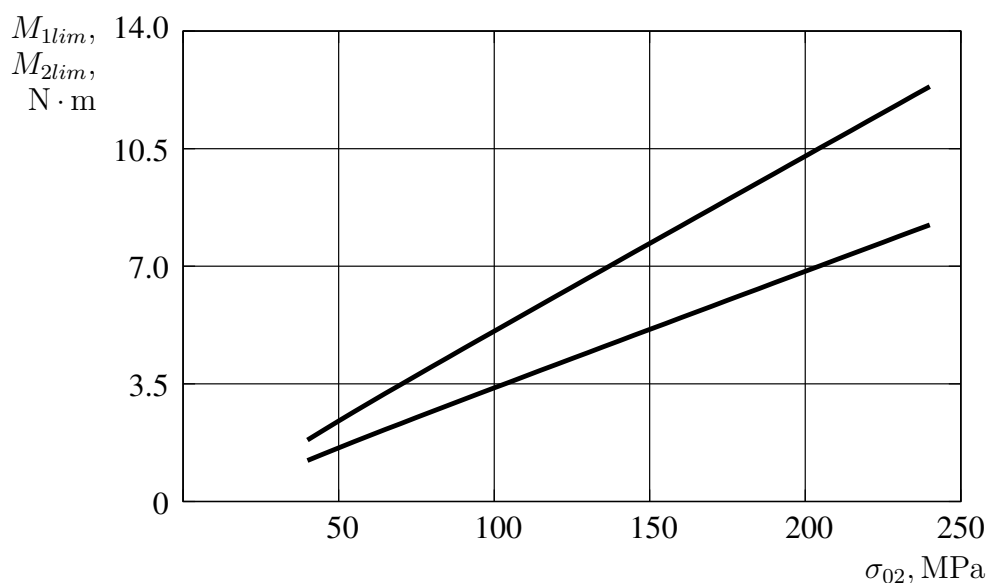


Рисунок 3.4 — Вплив границі плинності на граничні моменти.

напружень по перерізу, заданий навантаженням, не змінюється, а отже не змінюється геометрія областей 1, 2 та 3 (див. рис. 3.3). Від цього розподілу та співвідношення максимальних моментів залежать кути нахилу ліній на рис. 3.4 та їх розташування відносно одна одної. Отримані результати наочно показують, що зі збільшенням умовної границі плинності (зі збільшенням зміцнення) граничні згинальні моменти суттєво збільшуються. Це підтверджує

ефективність зміцнення провідників як засобу підвищення їх міцності при дії осьових та радіальних ЕМ сил КЗ.

При заданому вище співвідношенні максимальних моментів варіювалося середнє напруження обмотки  $\sigma_w$  у межах від нуля до умовної границі плинності. Графіки, які ілюструють змінення граничних моментів у цьому випадку, показано на рис. 3.5.

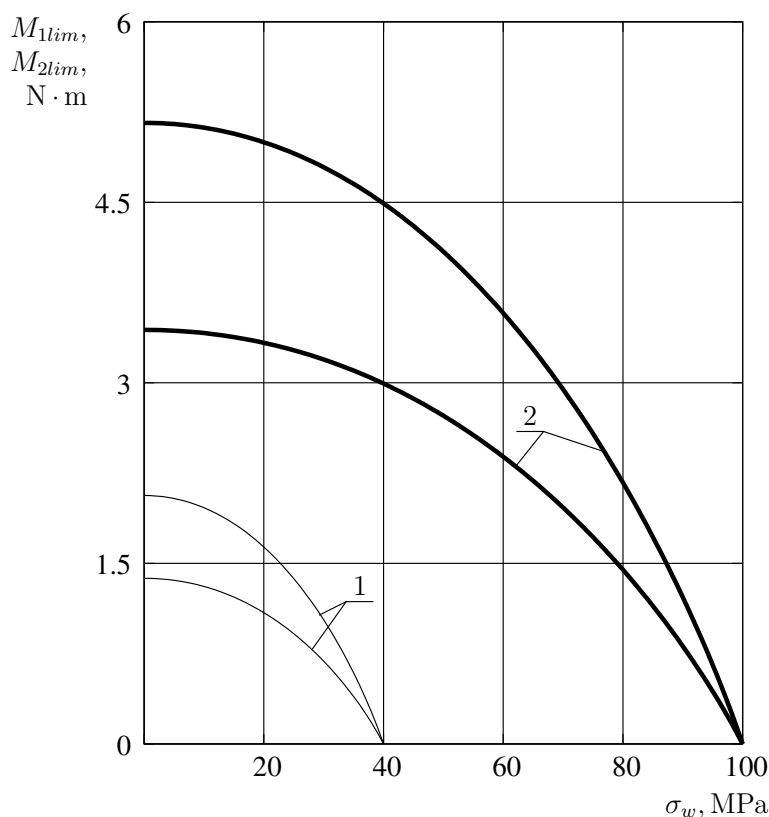


Рисунок 3.5 — Вплив колового навантаження на граничні моменти.

Лінії 1 було отримано для провідників з алюмінію ( $\sigma_{02} = 40$  МПа), лінії 2 — для провідників з відпаленої міді ( $\sigma_{02} = 100$  МПа). Тут також верхні лінії у кожній з пар кривих відображають змінення  $M_{1lim}$ , а нижні —  $M_{2lim}$ . Відстань між графіками граничних моментів і їх відносне розташування залежить від співвідношення максимальних згинальних моментів. При  $\sigma_w = 0$  площа області 3 перерізу провідника (див. рис. 3.3, б) дорівнює нулю. Нейтральна лінія проходить через центр тяжіння перерізу, а її кут нахилу визначається співвідношенням максимальних згинальних моментів  $M_{1max}$  та  $M_{2max}$ . Площі областей 1 та 2 перерізу мають максимальні значення. У цьому випадку вся здатність провідників опиратися дії зовнішніх сил йде на опір вигину, чому

і відповідають найбільші значення граничних згинальних моментів  $M_{1lim}$  та  $M_{2lim}$ . Зі збільшенням середнього напруження обмотки  $\sigma_w$  площа області 3 перерізу збільшується, а площі областей 1 і 2 зменшуються. Це призводить до зменшення граничних згинальних моментів  $M_{1lim}$  та  $M_{2lim}$ , оскільки все більша частина здатності провідників опиратися деформаціям витрачається на опір розтягу або стиску обмотки у радіальному напрямку, чому відповідає середнє напруження  $\sigma_w$ . У випадку  $\sigma_w = \sigma_{02}$  область 3 охоплює весь переріз провідника, а площі областей 1 і 2 дорівнюють нулю, що дає нульові значення граничних згинальних моментів ( $M_{1lim} = 0, M_{2lim} = 0$ ). Тобто при  $\sigma_w = \sigma_{02}$  уся здатність провідників опиратися деформаціям йде на опір розтягу або стиску обмотки в радіальному напрямку. З цієї причини у точці  $\sigma_w = \sigma_{02}$  лінії, які відображають змінювання граничних згинальних моментів  $M_{1lim}$  та  $M_{2lim}$ , перетинаються.

Результати, представлені на рис. 3.6, ілюструють вплив розмірів (площі)

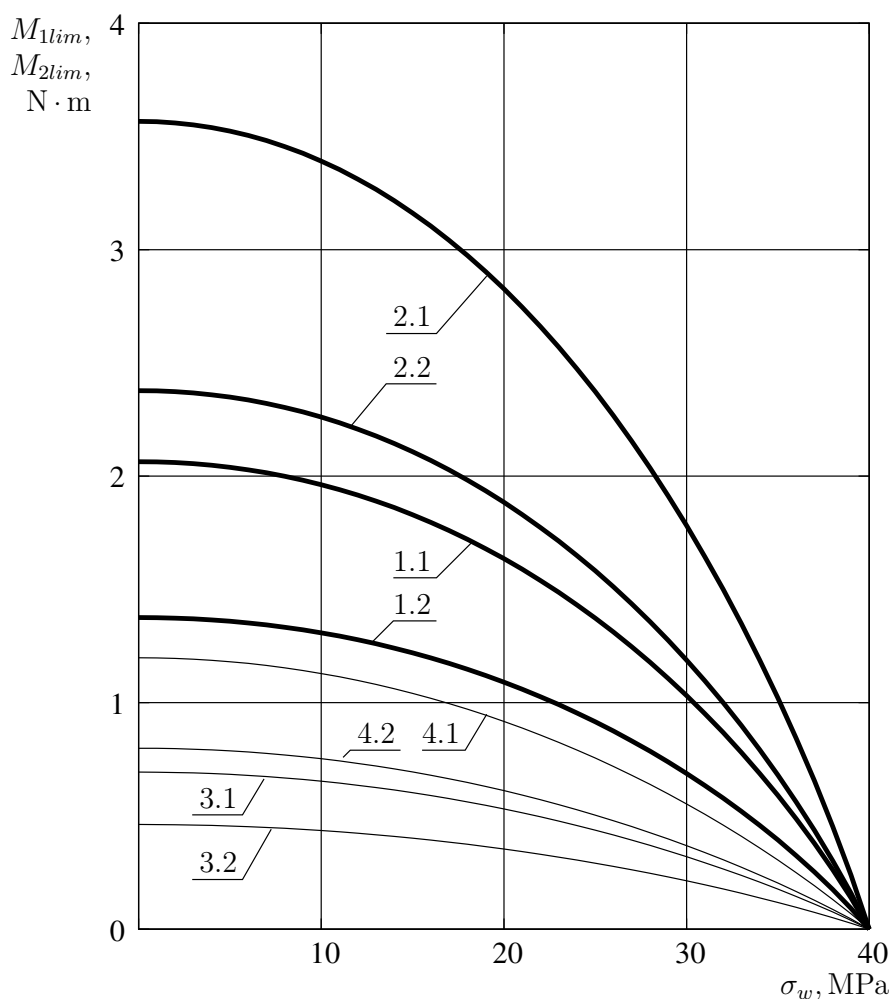


Рисунок 3.6 — Вплив розмірів перерізу провідника на граничні моменти.

перерізу провідників на їх міцність при згинанні осьовими та радіальними ЕМ силами КЗ. Побудовано залежності, аналогічні представленим на рис. 3.5. Розглядалися обмотки, які мають провідники з алюмінію ( $\sigma_{02} = 40 \text{ МПа}$ ) прямокутного перерізу з розмірами  $b = 5,0 \text{ mm}$ ,  $h = 8,0 \text{ mm}$ ,  $r = 1,0 \text{ mm}$  — лінії 1.1 та 1.2, і круглого перерізу діаметром  $d = 5,0 \text{ mm}$  — криві 3.1, 3.2. Такі самі залежності були побудовані для провідників, у яких відповідні розміри перерізу збільшено на 20%. Лінії 2.1, 2.2 на рис. 3.6 відповідають обмотці, у якої провідники мають прямокутний переріз з розмірами  $b = 6,0 \text{ mm}$ ,  $h = 9,66 \text{ mm}$ , лінії 4.1, 4.2 — круглий переріз із діаметром  $d = 6,0 \text{ mm}$ . Як видно з представлених графіків, збільшення на 20% розмірів перерізу провідників призвело до значного збільшення граничних згинальних моментів  $M_{1lim}$  та  $M_{2lim}$ . Таким чином, змінювання розмірів перерізу провідників також є ефективним засобом впливу на їх міцність при згинанні в осьовому та радіальному напрямках.

Вплив радіусу заокруглень кутів перерізу провідників на міцність при згинанні відображають результати, показані на рис. 3.7. Розглядалася обмотка, яка має провідники з міді ( $\sigma_{02} = 100 \text{ МПа}$ ) з розмірами перерізу  $b = 1,0 \text{ mm}$ ,  $h = 5,0 \text{ mm}$ .

Будувалися залежності граничних згинальних моментів  $M_{1lim}$  та  $M_{2lim}$  від граничної колової сили  $N_{lim}$  при нульовому радіусі заокруглення кутів перерізу ( $r = 0$ ) — лінії 1.1, 1.2, та радіусі, що відповідає нормативній документації на проводи ( $r = 0,5 \text{ mm}$ ) — криві 2.1, 2.2. Як і в попередніх випадках, верхні лінії відображають змінювання  $M_{1lim}$ , а нижні —  $M_{2lim}$  від граничної колової сили, обчислені при співвідношенні максимальних згинальних моментів  $M_{1max}/M_{2max} = 1,5$ . Отримані криві перетинаються при значеннях граничної колової сили, які відповідають середньому напруженню обмотки, рівному границі плинності матеріалу провідників  $\sigma_w = \sigma_{02}$ . Як видно із представлених результатів, при нульовому радіусі заокруглень кутів перерізів граничні згинальні моменти мають помітно більші значення, ніж при реальному радіусі ( $r = 0,5 \text{ mm}$ ), особливо коли значення середнього напруження обмотки близькі до умовної границі плинності матеріалу провідників  $\sigma_{02}$ . Таким чином, у загальному випадку виконувати розрахунки по перевірці міцності провідників при згинанні осьовими і радіальними ЕМ силами без урахування заокруглень кутів прямокутних перерізів не можна.

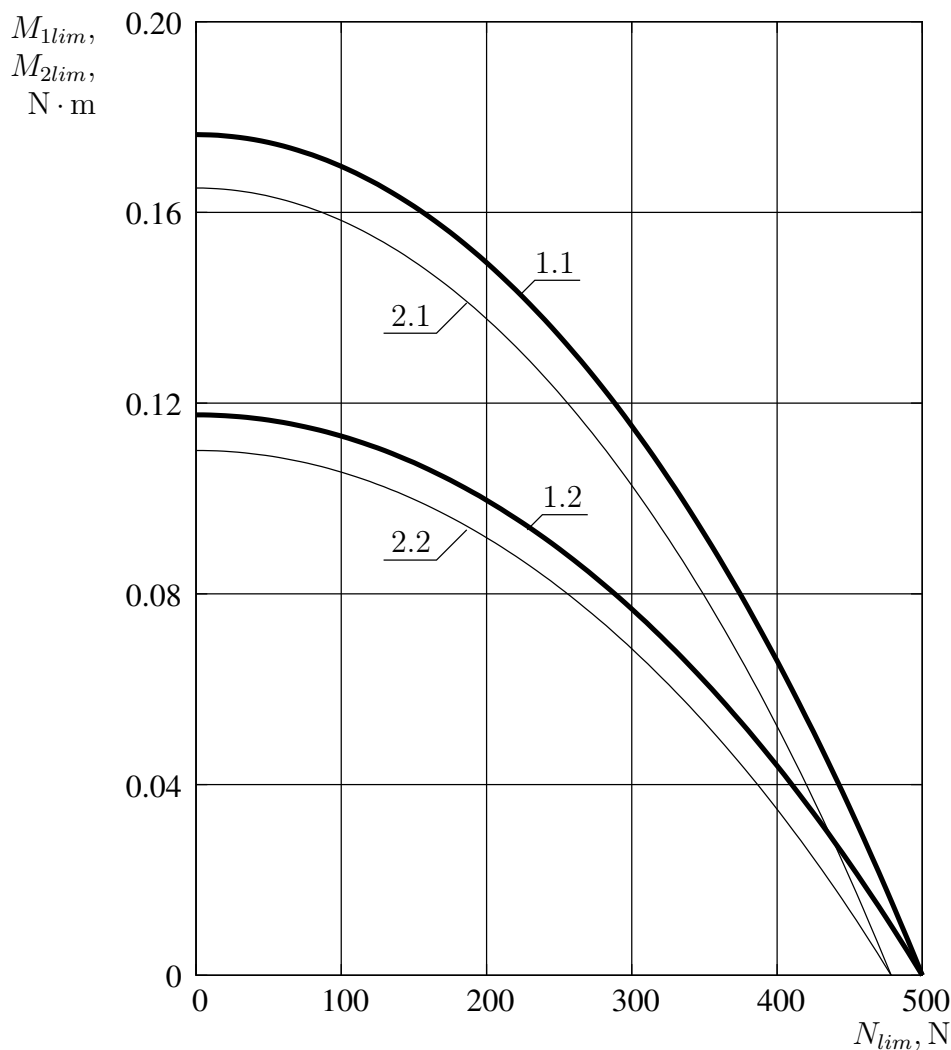


Рисунок 3.7 — Вплив радіусу заокруглень кутів перерізу прямокутних провідників на граничні моменти.

Результати розрахунків, проведених за методикою, викладеною в підрозділі 3.4, та виконаних за співвідношеннями, отриманими у підрозділах відповідно 3.3 та 3.2, для випадків  $r = 0$  (прямокутний переріз без врахування заокруглень) та  $b = h = 2r$  (круглий переріз) збігаються. Таким чином, одержані вище результати для круглих та прямокутних провідників без урахування заокруглень кутів перерізу є окремими випадками теорії, розробленої в підрозділі 3.4.

Побудований метод перевірки міцності провідників застосовується для розрахунків електродинамічної стійкості обмоток трансформаторів при КЗ. У якості прикладу в таблиці 3.1 подано результати розрахунків на міцність при згинанні провідників обмоток ряду трансформаторів, які було випробувано на

електродинамічну стійкість при КЗ.

Таблиця 3.1 — Результати розрахунку на міцність провідників при згинанні

Трансформатор (країна)	Обмотка, концентр	$b$ , mm	$h$ , mm	$\sigma_w$ , МПа	$M_{1max}$ , N·m	$M_{1lim}$ , N·m	$M_{2max}$ , N·m	$M_{2lim}$ , N·m
GIT-125, 20 MVA елегазовий (Південна Корея)	ВН	3	7,1	9,08	0,381	2,839		
				9,3	0,385	2,838	0	—
				14,9	0,124	2,777		
				14,96	0,03	2,776		
70000/220 (Індія)	ВН, 1	3	11,9	4,89	0,56	14,408	0	—
	ВН, 2			18,4	0,58	13,950	0,026	0,5334
26/32/11,5 (Іран)	ВН	2,36	10,6	29,47	0,128	4,3899		
				38,13	0,02	3,8733		
				38,99	0,0045	3,8416	0	—
				39,5	0,011	3,8416		
				39,55	0,009	3,8385		

Розрахунки проводились із урахуванням заокруглень кутів перерізів провідників. Радіуси заокруглень визначалися за нормативними документами у відповідності до розмірів перерізів. Для трансформаторів GIT-152 та 26/32/11,5 приведено дані по декількох режимах КЗ. Перевірювані обмотки у цих трансформаторах складаються з одного концентру, що не мають радіальних опор, чим пояснюється відсутність радіальних згинальних моментів. У трансформаторі 70000/220 розраховувана обмотка складається з двох концентрів, що призводить до виникнення радіальних згинальних моментів у зовнішньому концентрі. З таблиці 3.1 видно, що у всіх випадках граничні згинальні моменти значно більше максимальних, тобто у розглянутих обмотках міцність провідників при вигині осьовими і радіальними ЕМ силами забезпечено. Усі представлені трансформатори успішно витримали випробування на електродинамічну стійкість при КЗ, що відповідає результатам розрахунків за розробленою методикою.

Результати досліджень цього розділу відображені в публікаціях [138, 142, 147, 150, 153]

### 3.6 Висновки

1. Показано, як визначати максимальні згинальні моменти від ЕМ сил КЗ, які діють на провідники обмоток.

2. Отримано вирази граничних згинальних моментів для перевірки міцності при КЗ обмоток з провідниками круглого та прямокутного перерізу без заокруглень його кутів.

3. Для обмоток з провідниками прямокутного перерізу, що має заокруглення кутів, отримано систему рівнянь для визначення граничних згинальних моментів при вигині осьовими і радіальними силами КЗ. Запропоновано чисельний метод розв'язку системи. На основі чисельного аналізу показано, що отримане рішення є загальним, а рішення для провідників круглого і прямокутного перерізу без урахування заокруглень кутів є його частинними випадками.

4. Досліджено вплив ряду параметрів на граничні моменти. Виявлено, що збільшення границі плинності матеріалу провідників та збільшення розмірів перерізу призводять до збільшення граничних моментів. Таким чином, показано засоби підвищення міцності при згинанні провідників обмоток силових трансформаторів.

5. Доведено, що заокруглення кутів перерізу прямокутних провідників знижують граничні згинальні моменти. Це зниження стає особливо суттєвим при значеннях колового напруження обмотки, близьких до границі плинності матеріалу провідників. Таким чином обґрунтовано, що заокруглення кутів прямокутного перерізу провідників обмоток необхідно враховувати при перевірці їх міцності під час дії осьових і радіальних ЕМ сил КЗ.

6. Результати розрахунків міцності провідників за допомогою розробленого методу узгоджуються з даними випробувань трансформаторів на стійкість до дії ЕМ сил КЗ.

РОЗДІЛ 4  
 АНАЛІЗ ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ ОБМОТОК РІЗНИХ ФАЗ  
 ТРАНСФОРМАТОРА, РОЗТАШОВАНИХ НА ОДНОМУ СТРИЖНІ  
 МАГНІТНОЇ СИСТЕМИ

4.1 Вибір моделі

На даний час практично в усіх силових трансформаторах стрижневого типу обмотки одного стрижня МС мають спільне пресувальне кільце або спільні верхнє та нижнє пресувальні кільця. В якості розрахункової схеми в розглядуваному випадку приймемо модель [121], зображену на рис. 4.1, де  $M1$ ,  $M2$  — жорсткі тіла, які відповідають верхньому та нижньому пресувальним кільцям,  $c1$ ,  $c2$  — безінерційні пружини, які моделюють верхню та нижню пресувальні конструкції; стержні еквівалентні обмоткам. Кожна обмотка моделюється лінійнопружним однорідним стержнем сталого

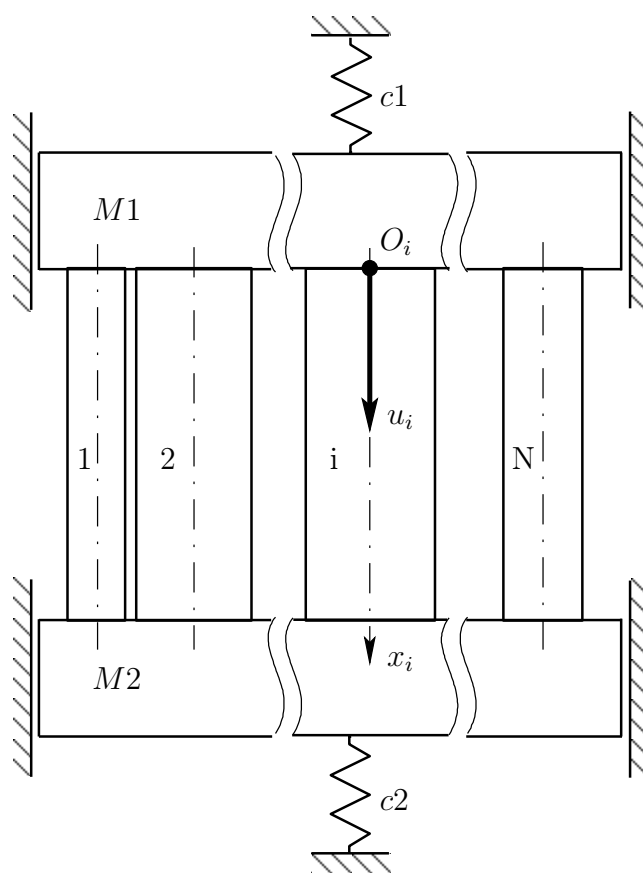


Рисунок 4.1 — Розрахункова модель.

поперечного перерізу. При вільних коливаннях для осьових переміщень в стержнях (обмотках) справедливі вирази [121]

$$u_i = (A_i \sin \omega_i x_i + B_i \cos \omega_i x_i) \psi(t), \quad (4.1)$$

де  $\omega_i = \frac{\nu}{\alpha_i}$ ;  $\alpha_i^2 = \frac{E_i}{\rho_i}$ ;  $i = 1, 2, \dots, N$ ;  $\psi(t) = \sin(\nu t + \bar{\phi})$ ;

$A_i, B_i$  — сталі;

$\nu, \bar{\phi}$  — колова (циклічна) частота та початкова фаза;

$E_i, \rho_i, x_i$  — модуль пружності, густина та осьова координата стержня;

$t$  — час;  $i$  — номер стержня (обмотки).

## 4.2 Вільні коливання

Для представленої моделі частотне рівняння має вигляд [121]

$$\left\{ \begin{aligned} & [ (M1\nu^2 - c1) + (M1\nu^2 - c2) ] \sum_{i=1}^N e_i \nu \operatorname{ctg} \hat{e}_i \nu + \\ & + 2 \sum_{n=1}^{N-1} \sum_{m=n+1}^N \frac{e_n \nu}{\sin \kappa_n \nu} \frac{e_m \nu}{\sin \kappa_m \nu} (1 - \cos \kappa_n \nu \cos \kappa_m \nu) + \\ & + \sum_{i=1}^N (e_i \nu)^2 - (M1\nu^2 - c1) (M2\nu^2 - c2) \end{aligned} \right\} \prod_{i=1}^N \sin \kappa_i \nu = 0, \quad (4.2)$$

де  $\kappa_i = l_i \alpha_i^{-1}$ ;  $e_i = E_i F_i \alpha_i^{-1}$ ;  $i = 1, 2, \dots, N$ ;  $m = i + 1, i + 2, \dots, N$ ;

$F_i, l_i$  — площа поперечного перерізу та довжина стержня;

$cs$  — коефіцієнти жорсткості безінерційних пружин — коефіцієнти жорсткості верхньої та нижньої пресувальних конструкцій ( $s = 1, 2$ ).

Корені рівняння (4.2) — власні частоти коливань системи (див. рис. 4.1) нумеруються у порядку зростання їх значень. Кожному значенню частоти відповідає певне співвідношення між сталими  $A_i$  та  $B_i$ , яке визначає конфігурацію системи — форму коливання. З урахуванням цих співвідношень

переміщення в стержнях (обмотках) можна представити наступним чином:

$$u_i = \sum_{n=1}^{\infty} X_{in}(x_i) \psi_n(t), \quad (4.3)$$

де

$$X_{in}(x_i) = A_{in} \sin \omega_{in} x_i + \cos \omega_{in} x_i; \quad \psi_n(t) = \sin(\nu_n t + \overline{\phi_n}); \quad \omega_{in} = \frac{\nu_n}{\alpha_i}. \quad (4.4)$$

$$N = 1 \quad A_{1n} = -\frac{(M1\nu_n^2 - c1)}{e_1\nu_n} = \frac{(M2\nu_n^2 - c2) \cos \kappa_1\nu_n + e_1\nu_n \sin \kappa_1\nu_n}{-(M2\nu_n^2 - c2) \sin \kappa_1\nu_n + e_1\nu_n \cos \kappa_1\nu_n}. \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} N > 1 \quad A_{in} = & (M1\nu_n^2 - c1) \cos \kappa_N\nu_n + e_N\nu_n \sin \kappa_N\nu_n + \\ & + (M2\nu_n^2 - c2) \cos \kappa_i\nu_n + e_N\nu_n \sin \kappa_i\nu_n + \\ & + \sum_{m=1, m \neq i}^{N-1} \frac{e_m\nu_n}{\sin \kappa_m\nu_n} [(1 - \cos \kappa_m\nu_n \cos \kappa_M\nu_n) + (\cos \kappa_i\nu_n - \cos \kappa_i\nu_n)]; \\ & i = 1, 2, \dots, (N-1); \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} i = N \quad A_{Nn} = & (M1\nu_n^2 - c1) (M2\nu_n^2 - c2) - \sum_{m=1}^{N-1} (e_m\nu_n)^2 - \\ & - [(M1\nu_n^2 - c1) + (M2\nu_n^2 - c2)] \sum_{m=1}^{N-1} e_m\nu_n \operatorname{ctg} \kappa_m\nu_n - \\ & - e_N\nu_n \sin \kappa_N\nu_n \sum_{m=1}^{N-1} \frac{e_m\nu_n}{\sin \kappa_m\nu_n} - \\ & - 2 \sum_{k=1}^{N-2} \sum_{m=k+1}^{N-1} \frac{e_k\nu_n}{\sin \kappa_k\nu_n} \frac{e_m\nu_n}{\sin \kappa_m\nu_n} (1 - \cos \kappa_k\nu_n \cos \kappa_m\nu_n). \end{aligned} \quad (4.7)$$

### 4.3 Вимушені коливання

Для отримання рівнянь руху при вимушених коливаннях розглядуваної моделі (див. рис. 4.1) використаємо варіаційний принцип Гамільтона-Остроградського для неконсервативних систем [11]

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta (T - U) + \delta W] dt = 0, \quad (4.8)$$

де  $T, U$  — кінетична та потенціальна енергії системи;

$\delta W$  — віртуальна робота неконсервативних сил;

$t_1, t_2$  — початковий та кінцевий моменти часу.

При врахуванні внутрішнього тертя в елементах, які деформуються, аналогічно попередньому [121, 143] використаємо залежність [11]

$$\sigma = E (\epsilon + \mu \dot{\epsilon}), \quad (4.9)$$

де  $\sigma, \epsilon$  — напруження та деформація;

$\mu$  — коефіцієнт, який характеризує внутрішнє тертя (один і той самий для всіх елементів).

Тут і надалі точками позначається диференціювання за часом, штрихами — за осьовими координатами.

Під час осьових коливань в обмотках деформуються в основному елементи ізоляції, виготовлені з целюлози (паперова ізоляція проводів, дистанційовальні прокладки з електротехнічного картону). Тому ці елементи мають практично один і той самий коефіцієнт, який характеризує внутрішнє тертя. Згідно дослідженням, представленим в доповіді [16], цей коефіцієнт мало залежить від частоти коливань, що дозволяє вважати його сталим.

При врахуванні зовнішнього тертя приймемо припущення про те, що сили тертя для всіх елементів пропорційні швидкостям їх руху і характеризуються одним і тим самим коефіцієнтом зовнішнього тертя —  $K$ .

Враховуючи сказане для кінетичної та потенціальної енергій, а також роботи неконсервативних сил розглядуваної моделі матимемо такі вирази:

$$T = \frac{1}{2} \left( \sum_{i=1}^N \int_0^{l_i} \rho_i F_i \dot{u}_i^2 dx_i + \sum_{s=1}^2 M_s \dot{u}_s^2 \right), \quad (4.10)$$

$$U = \frac{1}{2} \left( \sum_{i=1}^N \int_0^{l_i} E_i F_i \epsilon_i^2 dx_i + \sum_{s=1}^2 c_s ds^2 \right), \quad (4.11)$$

$$\delta W = \sum_{i=1}^N \left\{ \int_0^{l_i} P(x_i, t) \delta u_i dx_i - \mu \left( \int_0^{l_i} E_i F_i \dot{\epsilon}_i \delta \epsilon_i dx_i + \sum_{s=1}^2 c_s \dot{d}_s \delta d_s \right) - K \left( \int_0^{l_i} \rho_i F_i \dot{u}_i \delta u_i dx_i + \sum_{s=1}^2 M_s \dot{u}_s \delta u_s \right) \right\}, \quad (4.12)$$

де  $P(x_i, t)$  — осьові сили, які діють на стержні (обмотки);

$u_s$  — переміщення  $s$ -ї зосередженої маси;

$d_s$  — деформація  $s$ -ї безінерційної пружини.

При розгляданні вимушених коливань моделі (див. рис. 4.1) під дією осьових ЕМ сил КЗ переміщення в стержнях також подамо у вигляді розкладів (4.3), тільки відомі функції часу  $\psi_n(t)$  замінимо невідомими  $\Phi_n(t)$  [121]. Осьові сили, які діють на стержні (обмотки) і викликають коливання системи (див. рис. 4.1), можна представити наступним чином:

$$P_i(x_i, t) = \sum_{j=1}^{N_i} P_{ij}(t) \cdot \delta(x_i - x_{ij}), \quad (4.13)$$

де  $P_{ij}(t)$  — осьова ЕМ сила, яка діє на котушку обмотки;

$\delta(x_i - x_{ij})$  — дельта-функція Дірака;

$x_{ij}$  — осьова координата котушки обмотки;

$j$  — номер котушки;

$N_i$  — кількість котушок в обмотці.

Осьова ЕМ сила, яка діє на котушку обмотки, визначається виразом

$$P_{ij}(t) = \pi \cdot D_{ij} \cdot I_{ij}(t) \cdot Br_{ij}(t), \quad (4.14)$$

де  $D_{ij}$  — середній діаметр котушки;

$I_{ij}(t)$  — повний струм котушки;

$Br_{ij}(t)$  — радіальна складова ЕМ індукції (радіальна індукція) котушки.

У найзагальнішому випадку на одному стрижні МС можуть розташовуватися обмотки всіх трьох фаз трансформатора. З урахуванням цього радіальна індукція котушки дорівнюватиме сумі трьох складових, кожна з яких зумовлена електричним струмом відповідної фази,

$$Br_{ij}(t) = \sum_{k=1}^3 Brk_{ij}(t), \quad (4.15)$$

де  $k$  — номер фази.

Аналогічним чином можна подати і повний струм котушки обмотки

$$I_{ij}(t) = \sum_{k=1}^3 Ik_{ij}(t). \quad (4.16)$$

Очевидно, в котушці може протікати тільки струм тієї фази, до якої відноситься обмотка (або частина обмотки), яка містить цю котушку. Отже струми інших фаз для котушок цієї обмотки (або частини обмотки) дорівнюють нулю. Подання струму котушки у вигляді (4.16) спрощує та скорочує отримання та форму запису результатів.

Складові індукції та повного струму котушки обмотки:

$$Brk_{ij}(t) = Bxk_{ij} \cdot fk(t), Ik_{ij}(t) = Ak_{ij} \cdot fk(t), \quad (4.17)$$

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

$fk(t)$  — функція змінення в часі струму  $k$ -ї фази трансформатора.

Функція змінення в часі струму  $k$ -ї фази трансформатора може бути подана наступним чином:

$$fk(t) = e^{-\alpha k(t-tk)} - \cos \omega(t - tk), \quad (4.18)$$

де  $\omega = 2\pi \cdot f$ ;

$f$  — частота струму;

$\alpha k$ ,  $tk$  — величина зворотня до сталої часу згасання та фаза струму КЗ  $k$ -ї фази трансформатора.

З урахуванням сказаного для варіацій кінетичної та потенціальної енергій, а також віртуальної роботи неконсервативних сил остаточно отримаємо:

$$\delta T = \sum_{n=1}^{\infty} \mu_n \frac{d\Phi_n}{dt} \frac{d}{dt} (\delta\Phi_n), \quad (4.19)$$

$$\delta U = \sum_{n=1}^{\infty} \vartheta_n \Phi_n \delta\Phi_n, \quad (4.20)$$

$$\delta W = \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \sum_{k=1}^3 \sum_{m=1}^3 Hkm_n - (\mu\vartheta_n + K\mu_n) \frac{d\Phi_n}{dt} \right] \delta\Phi_n \quad (4.21)$$

де

$$\begin{aligned} \mu_n &= \sum_{i=1}^N m_i \int_0^{l_i} X_{in}^2(x_i) dx_i + \sum_{s=1}^2 Ms \cdot Xs^2, \\ \vartheta_n &= \sum_{i=1}^N E_i F_i \int_0^{l_i} X'_{in}(x_i) dx_i + \sum_{s=1}^2 cs \cdot Xs_n^2, \\ s &= 1, 2; X1_n = X_{in}(x_i = 0); X2_n = X_{in}(x_i = l_i), \\ Hkm_n &= \sum_{i=1}^{Nw} \sum_{j=1}^N Fkm_{ij} \cdot X_{ijn}, \\ Fkm &= \pi \cdot D_{ij} \cdot Ak_{ij} \cdot Brm_{ij}; k = 1, 2, 3; m = 1, 2, 3. \end{aligned}$$

Беручи до уваги формули для визначення осьових переміщень та ЕМ сил, підставимо вирази варіацій кінетичної та потенціальної енергій, а також віртуальної роботи неконсервативних сил до рівняння варіаційного принципу Гамільтона-Остроградського (4.8). З урахуванням умов ортогональності фундаментальних функцій для сил інерції та сил пружності

$$\sum_{i=1}^N \int_0^{l_i} \rho_i F_i X_{in} X_{im} dx_i + \sum_{s=1}^2 Ms Xs_n Xs_m = 0, n \neq m, \quad (4.22)$$

$$\sum_{i=1}^N \int_0^{l_i} E_i F_i X'_{in} X'_{im} dx_i + \sum_{s=1}^2 cs Xs_n Xs_m = 0, n \neq m \quad (4.23)$$

остаточно отримаємо такі формули для розрахунку осьових переміщень і повних зусиль в стержнях (обмотках):

$$u_i = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) X_{in}(x_i); \quad N_i = Pr_i - e_i \sum_{n=1}^{\infty} \nu_n T_n(t) \bar{X}_{in}(x_i), \quad (4.24)$$

де

$$\begin{aligned} T_n(t) &= \frac{1}{\bar{\nu}_n \mu_n} \sum_{k=1}^3 \sum_{m=1}^3 Hkm_n \cdot \Phi km_n(t), \\ \bar{X}_{in}(x_i) &= A_{in} \cos \omega_{in} x_i - \sin \omega_{in} x_i, \\ \Phi km_n &= \int_0^t fk(\theta) \cdot fm(\theta) \cdot e^{-\tau_n(t-\theta)} \cdot \sin \bar{\nu}_n(t-\theta) \cdot d\theta, \\ \bar{\nu}_n &= \sqrt{\nu_n^2 - \tau_n^2}; \quad \tau_n = \frac{1}{2} (\mu \cdot \nu_n^2 + K). \end{aligned} \quad (4.25)$$

Розгорнутий вираз для функції  $\Phi km_n(t)$  має вигляд

$$\begin{aligned} \Phi km_n(t) &= \frac{1}{2\nu_n^2} \cos \omega(tk - tm) [\nu_n - e^{-\tau_n t} (\tau_n \sin \bar{\nu}_n t + \bar{\nu}_n \cos \bar{\nu}_n t)] + \\ &+ \frac{e^{-\alpha k(t-tk) - \alpha m(t-tm)}}{[\tau_n - (\alpha k + \alpha m)]^2 + \bar{\nu}_n^2} \left\{ \bar{\nu}_n - e^{-[\tau_n - (\alpha k + \alpha m)]t} \langle [\tau_n - (\alpha k + \alpha m)] \sin \bar{\nu}_n t + \cos \bar{\nu}_n t \rangle \right\} - \\ &- \frac{e^{\alpha m \cdot tm}}{2} \left\{ \frac{e^{-\alpha m \cdot t}}{(\tau_n - \alpha m)^2 + (\omega - \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha m) \sin \omega(t-tk) - (\omega - \bar{\nu}_n) \cos \omega(t-tk)] - \right. \\ &- \frac{e^{-\tau_n t}}{(\tau_n - \alpha m)^2 + (\omega - \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha m) \sin (\bar{\nu}_n t - \omega tk) - (\omega - \bar{\nu}_n) \cos (\bar{\nu}_n t - \omega tk)] - \\ &- \frac{e^{-\alpha m \cdot t}}{(\tau_n - \alpha m)^2 + (\omega + \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha m) \sin \omega(t-tk) - (\omega + \bar{\nu}_n) \cos \omega(t-tk)] - \\ &- \left. \frac{e^{-\tau_n t}}{(\tau_n - \alpha m)^2 + (\omega + \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha m) \sin (\bar{\nu}_n t + \omega tk) + (\omega + \bar{\nu}_n) \cos (\bar{\nu}_n t + \omega tk)] \right\} - \\ &- \frac{e^{\alpha k \cdot tk}}{2} \left\{ \frac{e^{-\alpha k \cdot t}}{(\tau_n - \alpha k)^2 + (\omega - \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha k) \sin \omega(t-tm) - (\omega - \bar{\nu}_n) \cos \omega(t-tm)] - \right. \\ &- \frac{e^{-\tau_n t}}{(\tau_n - \alpha k)^2 + (\omega - \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha k) \sin (\bar{\nu}_n t - \omega tm) - (\omega - \bar{\nu}_n) \cos (\bar{\nu}_n t - \omega tm)] - \\ &- \frac{e^{-\alpha k \cdot t}}{(\tau_n - \alpha k)^2 + (\omega + \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha k) \sin \omega(t-tm) - (\omega + \bar{\nu}_n) \cos \omega(t-tm)] - \\ &- \left. \frac{e^{-\tau_n t}}{(\tau_n - \alpha k)^2 + (\omega + \bar{\nu}_n)^2} [(\tau_n - \alpha k) \sin (\bar{\nu}_n t + \omega tm) + (\omega + \bar{\nu}_n) \cos (\bar{\nu}_n t + \omega tm)] \right\} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{4} \left\{ \frac{1}{\tau_n^2 + (2\omega - \bar{\nu}_n)^2} [\tau_n \sin \omega(2t - tk - tm) - (2\omega - \bar{\nu}_n) \cos \omega(2t - tk - tm)] - \right. \\
& - \frac{e^{-\tau_n t}}{\tau_n^2 + (2\omega - \bar{\nu}_n)^2} [\tau_n \sin \langle \bar{\nu}_n t - \omega(tk + tm) \rangle - (2\omega - \bar{\nu}_n) \cos \langle \bar{\nu}_n t - \omega(tk + tm) \rangle] - \\
& - \frac{1}{\tau_n^2 + (2\omega + \bar{\nu}_n)^2} [\tau_n \sin \omega(2t - tk - tm) - (2\omega + \bar{\nu}_n) \cos \omega(2t - tk - tm)] - \\
& \left. - \frac{e^{-\tau_n t}}{\tau_n^2 + (2\omega + \bar{\nu}_n)^2} [\tau_n \sin \langle \bar{\nu}_n t + \omega(tk + tm) \rangle + (2\omega + \bar{\nu}_n) \cos \langle \bar{\nu}_n t + \omega(tk + tm) \rangle] \right\}. \quad (4.26)
\end{aligned}$$

Якщо у виразі для  $u_i$  (4.24) покласти осьову координату рівною нулю, отримаємо переміщення верхнього торця стержня (обмотки) — осьове переміщення верхньої зосередженої маси (верхнього пресувального кільця)

$$u1 = u_i(x_i = 0; t). \quad (4.27)$$

Прийнявши у виразі для  $u_i$  (4.24) осьову координату рівною його довжині стержня (висоті обмотки), матимемо осьове переміщення його (її) нижнього торця — осьове переміщення нижньої зосередженої маси (нижнього пресувального кільця)

$$u2 = u_i(x_i = l_i; t). \quad (4.28)$$

Помноживши осьове переміщення пресувального кільця на відповідний коефіцієнт жорсткості пресувальної конструкції, прийдемо до виразу для додаткової осової сили, яка діє на неї. Повні сили, які діють при КЗ на верхню та нижню пресувальні конструкції, дорівнюватимуть

$$P1 = P_{PR} - c1 \cdot u1; \quad P2 = P_{PR} + c2 \cdot u2. \quad (4.29)$$

Якщо в виразах (4.24) — (4.26) покласти  $\alpha k = \alpha t = \alpha$ ,  $tk = tm = 0$ , отримаємо результати публікації [121]. Приймавши також у цих виразах  $M2 = \infty$  або  $c2 = \infty$ , прийдемо до розрахункової схеми та формул статті [214]. Таким чином, з виразів даної роботи, як окремі випадки, слідують отримані раніше результати [121, 214].

#### 4.4 Висновки

1. Розглянуто вільні та вимушені осьові коливання обмоток різних фаз трансформатора, розташованих на одному стрижні МС, запресованих спільним верхнім і нижнім пресувальними кільцями.

2. Отримано вирази для визначення осьових переміщень та зусиль в обмотках при дії ЕМ сил КЗ, викликаних струмами різних фаз трансформатора, що змінюються у часі за різними функціями.

3. Визначено осьові переміщення пресувальних кілець і сили, що діють на верхню та нижню пресувальні конструкції.

4. Результати попередніх досліджень, що розповсюджуються лише на випадок розміщення на одному стрижні МС обмоток однієї фази трансформатора, є частинними випадками результатів, отриманих в даному розділі.

## РОЗДІЛ 5

### ВИЗНАЧЕННЯ ОСЬОВИХ ЗУСИЛЬ В ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ АКТИВНОЇ ЧАСТИНИ ТРАНСФОРМАТОРІВ

#### 5.1 Побудова моделі

Беручи до уваги описані в розділі 1 конструкції, можна побудувати узагальнену модель АЧ трансформатора, наведену на рис. 5.1. Тут прийнято

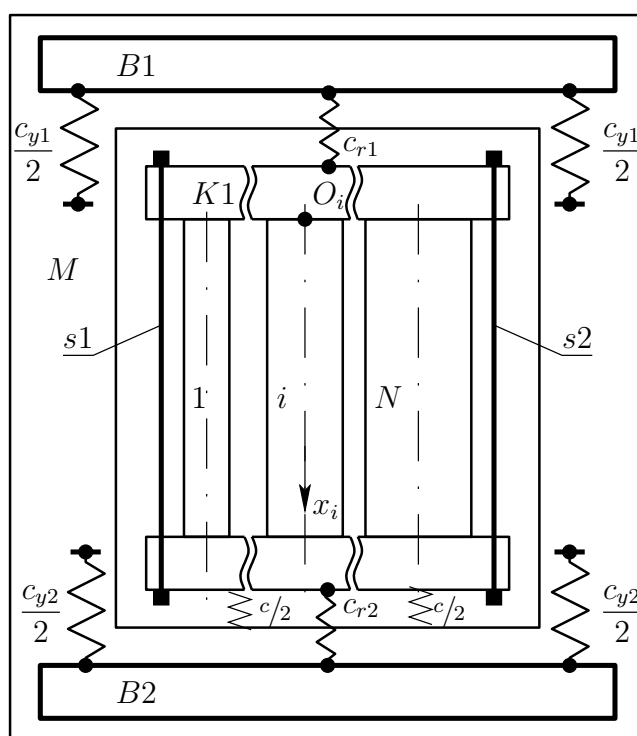


Рисунок 5.1 — Узагальнена модель АЧ.

наступні позначення:  $M$  – 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 пресувальним елементам. Зусилля в елементах системи (див. рис. 5.1) визначаються за рівняннями рівноваги твердих тіл та половин моделі, які з урахуванням тертя між ярмовими балками та ярмом МС мають вигляд

$$N_r + F - N_y = 0 \quad \sum_{i=1}^N N_i - N_r = 0 \quad \sum_{i=1}^N N_i - N_M - P_s = 0, \quad (5.1)$$

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

Кожне з рівнянь системи (5.1) містить більше ніж одне невідоме зусилля. Тобто при вирішенні будь-якої задачі має місце статична невизначуваність, яка розкривається шляхом використання умов сумісності деформацій. Слід врахувати, що абсолютні деформації пружних елементів дорівнюють різницям переміщень жорстких тіл, з якими скріплені їх кінці.

При вирішенні конкретних задач у модель (див. рис. 5.1) та рівняння рівноваги (5.1) слід вносити відповідні спрощення. Також слід враховувати, що модулі та напрямки сил тертя залежать від рівнодійної решти сил, які діють на ярмові балки.

## 5.2 Розрахунок сил пресовки обмоток при запресовці, підйомах та опусканнях активної частини, підпресовках, коротких замиканнях

### 5.2.1 Процес запресовки обмоток.

З урахуванням представленої в другому розділі поведінки сил різної природи розглянемо процес запресовки обмоток трансформатора за допомогою ярмових балок. Для вивчення цього процесу використаємо розрахункову схему, показану на рис. 5.2, де: 1 — безінерційна пружина, яка моделює обмотки трансформатора; 2 — жорсткий елемент, еквівалентний пресувальним кільцям; 3 — гідроциліндр, який відповідає пристрою для запресовки обмоток; 4 — жорсткий елемент, який представляє ярмові балки (верхні); 5 — безінерційна пружина, яка відповідає елементам кріплення ярмових балок (пресувальним пластинам, шпилькам, напівбандажам тощо).

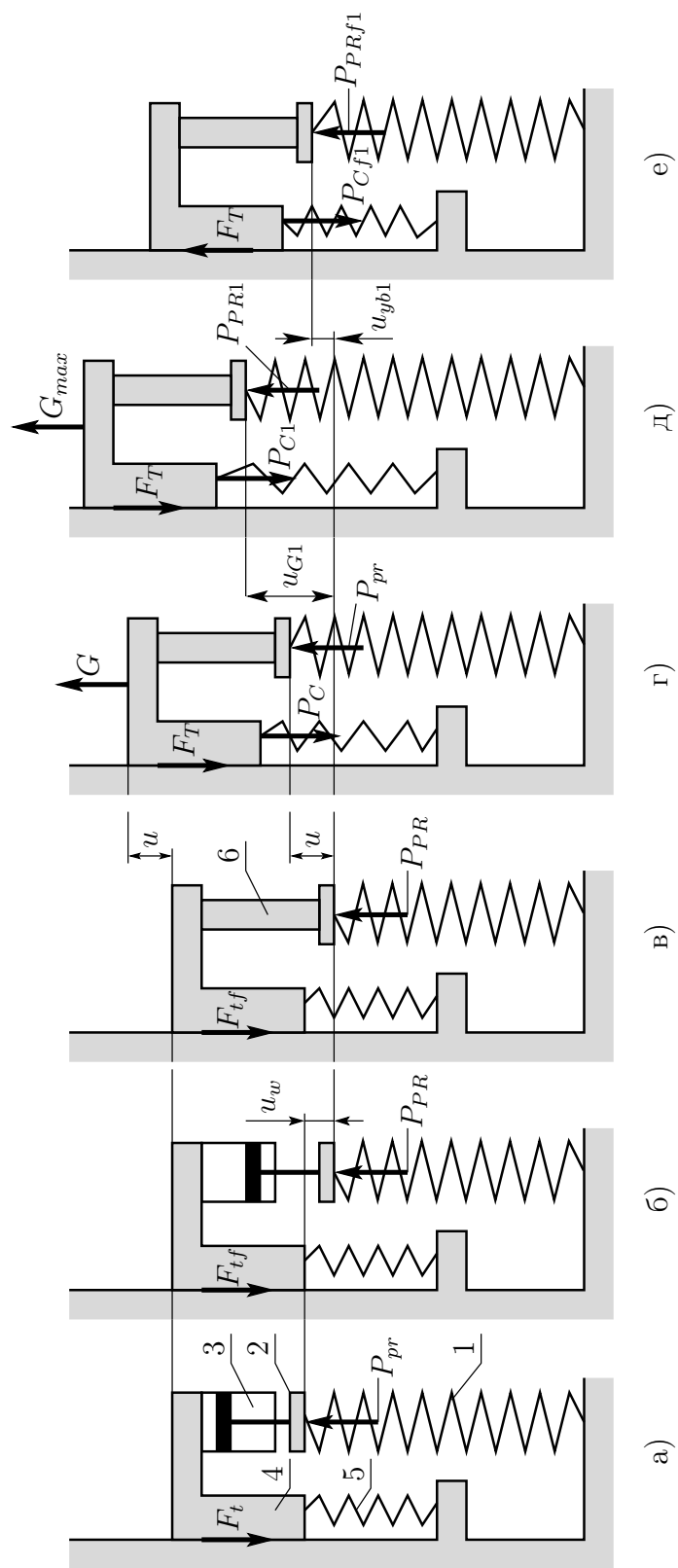


Рисунок 5.2 — Запресовка обмоток, підйом та опускання АЧ ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ).

Тут і надалі розглядатимемо один стрижень МС з розташованими на ньому обмотками, запресованими спільним пресувальним кільцем (спільними верхнім і нижнім пресувальними кільцями). Отже, усі величини, які характеризують досліджувані процеси, відносяться до одного стрижня МС.

Пресування обмоток виконується за допомогою збільшення тиску в гідроциліндрі 3. При цьому виникають дві рівні за величиною, але протилежні за напрямом сили. Одна з цих сил, прикладена до пресувального кільця, стискає обмотки. Друга діє на ярмові балки та намагається зрушити їх відносно ярма вгору (див. рис. 5.2). Силу, яка стискає обмотки, називатимемо силою пресовки обмоток, ту, яка намагається зрушити балки, — просто силою пресовки, або силою, яка діє на ярмові балки з боку обмоток. Обидві сили позначатимемо символом  $P_{pr}$ . Поки сила пресовки  $P_{pr}$  не перевищує за абсолютною величиною максимальну силу тертя спокою між ярмом (верхнім) та ярмовими балками  $F_T$ , вони лишатимуться нерухомими. При цьому елементи кріплення ярмових балок не деформуються, а зусилля (додаткове) в них  $P_c$  не виникає —  $P_c = 0$ . Сила пресовки  $P_{pr}$  врівноважуватиметься силою тертя спокою між ярмом та ярмовими балками  $F_t$  (див. рис. 5.2, а). Умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь має вигляд

$$P_{pr} + F_t = 0 \quad (|P_{pr}| \leq |F_T|). \quad (5.2)$$

Згідно рівнянню (5.2) сила тертя спокою між ярмом та ярмовими балками дорівнює

$$F_t = -P_{pr} \quad (|P_{pr}| \leq |F_T|). \quad (5.3)$$

5.2.1.1 Якщо задана (сумарна) сила пресовки обмоток  $P_{PR}$  не перевищує за абсолютною величиною максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ), то, звісно, до повної запресовки обмоток ярмові балки залишаться нерухомими. Деформації в елементах кріплення ярмових балок при цьому не виникнуть. Таким чином, після повної запресовки обмоток, коли сила, яка намагається зрушити ярмові балки вгору, дорівнює заданій силі пресовки обмоток, тобто

$$P_{pr} = P_{PR}, \quad (5.4)$$

кінцеве зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_C$  дорівнюватиме нулю

$$P_C = 0 \quad (|P_{PR}| \leq |F_T|). \quad (5.5)$$

Умова рівноваги ярмових балок в проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь (5.2) після запресовки обмоток прийме вигляд

$$P_{PR} + F_{tf} = 0 \quad (|P_{PR}| \leq |F_T|), \quad (5.6)$$

де  $F_{tf}$  — кінцева сила тертя між ярмом та ярмовими балками.

Як слідує з (5.6), кінцева сила тертя між ярмом та ярмовими балками після запресовки обмоток за абсолютною величиною дорівнюватиме заданій силі пресовки обмоток, але буде спрямована вниз — проти сили, яка намагається зрушити ярмові балки вгору (див. рис. 5.2, б)

$$F_{tf} = -P_{PR} \quad (|P_{PR}| \leq |F_T|). \quad (5.7)$$

5.2.1.2 У випадку, коли задана сила пресовки обмоток  $P_{PR}$  за абсолютною величиною більше максимальної сили тертя спокою між ярмом та ярмовими балками ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ), у процесі запресовки обмоток сила пресовки  $P_{pr}$  перевищить максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками  $F_T$ . У момент, коли сила пресовки  $P_{pr}$  перевищить за абсолютною величиною максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками  $F_T$ , останні почнуть рухатися вгору (відносно ярма), викликаючи деформації елементів їх кріплення — 5 (див. рис. 5.3). При русі ярмових балок сила тертя за абсолютною величиною дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою, але буде спрямована вниз (проти руху)

$$F_t = -F_T \quad (|P_{PR}| > |F_T|). \quad (5.8)$$

У цьому випадку умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану

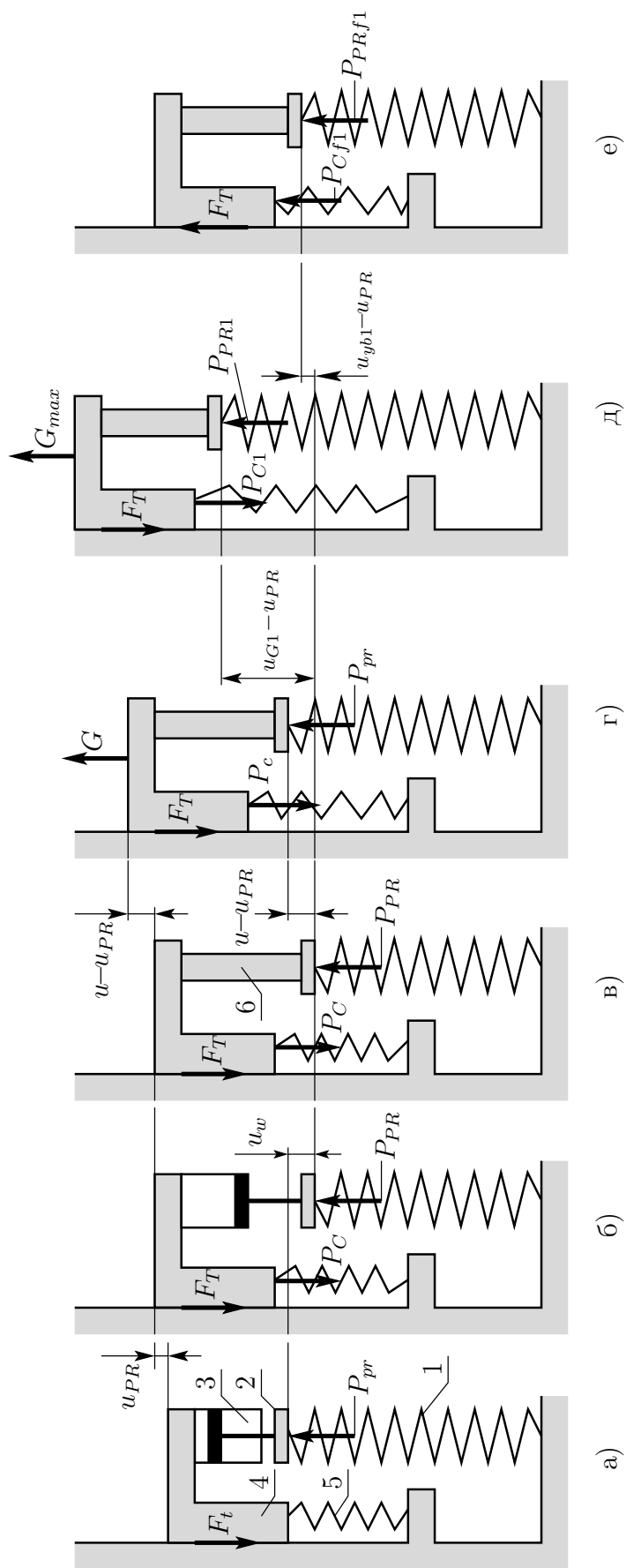


Рисунок 5.3 — Запресовка обмоток, підйом та опускання АЧ ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ).

вгору вертикальну вісь прийме вигляд:

$$P_{pr} - F_T + P_c = 0. \quad (5.9)$$

Зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_c$  пропорційне до їх вертикального переміщення (віддалення від положення до запресовки обмоток) —  $u$ , але спрямоване у протилежний бік, тобто визначається виразом

$$P_c = -c_y \cdot u, \quad (5.10)$$

де  $c_y$  — коефіцієнт жорсткості елементів кріплення ярмових балок.

З урахуванням виразів (5.9), (5.10) отримаємо таку залежність між силою пресовки обмоток та вертикальним переміщенням ярмових балок:

$$P_{pr} = F_T + c_y \cdot u. \quad (5.11)$$

Після кінцевої запресовки обмоток максимальна сила, яка діє на ярмові балки,  $P_{pr} = P_{PR}$ , врівноважуватиметься кінцевою силою тертя  $F_{tf}$ , рівною за абсолютною величиною максимальній силі тертя спокою  $F_T$

$$F_{tf} = -F_T \quad (|P_{PR}| > |F_T|), \quad (5.12)$$

та зусиллям в елементах кріплення ярмових балок  $P_C$  за їх максимального вертикального переміщення  $u_{PR}$  (див. рис. 5.3, б), —

$$P_C = -c_y \cdot u_{PR}. \quad (5.13)$$

Умова рівноваги ярмових балок після кінцевої запресовки обмоток у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь має вигляд

$$P_{PR} - F_T + P_C = 0. \quad (5.14)$$

Використовуючи вирази (5.13), (5.14), отримаємо

$$P_C = F_T - P_{PR} \quad (|P_{PR}| > |F_T|); \quad (5.15)$$

$$u_{PR} = \frac{P_{PR} - F_T}{c_y}. \quad (5.16)$$

5.2.1.3 У момент повної запресовки обмоток матиме місце найбільша деформація (абсолютна) їх стиску —  $u_w$  (див. рис. 5.2, б, 5.3, б), якій відповідає задана сила пресовки обмоток  $P_{PR}$ , рівна

$$P_{PR} = c_w \cdot u_w, \quad (5.17)$$

де  $c_w$  — коефіцієнт жорсткості обмоток, який дорівнює

$$c_w = \sum_{i=1}^N c_i, \quad (5.18)$$

де  $c_i$  — коефіцієнт жорсткості  $i$ -ї обмотки при стисненні в осьовому напрямку, який відповідає повній деформації (січний);

$i$  — номер обмотки ( $i = 1, 2, \dots, i, \dots, N$ );

$N$  — кількість обмоток під пресувальним кільцем.

Після кінцевої запресовки обмоток гідроциліндри 3 замінюються постійними (достатньо жорсткими) елементами — 6 (пресувальними гвинтами, спеціальними брусками тощо, див. рис. 5.2, в, 5.3, в). Ця заміна не призводить до зміни положення чи деформації елементів АЧ, отже зусилля в них залишаться такими, як у момент повної запресовки обмоток. Отже, відповідна умова рівноваги ярмових балок (5.6) або (5.14) збереже свою силу.

Вирази для визначення кінцевих сил в елементах АЧ після запресовки обмоток наведено в таблиці 5.1

## 5.2.2 Вплив підйому та опускання активної частини трансформатора.

Розглянемо далі підйом АЧ. При підйомі АЧ за верхні ярмові балки на них діятиме спрямована вгору сила підйому  $G$ , максимальна величина якої  $G_{max}$  дорівнює вазі АЧ, зменшеній на вагу верхніх ярмових балок (на один стрижень

Таблиця 5.1 — Кінцеві сили в елементах АЧ після запресовки обмоток

Умови при запресовці обмоток	Кінцеві сили в елементах АЧ	
$ P_{PR}  \leq  F_T $	$P_{pr} = P_{PR}$	(5.4)
	$P_C = 0$	(5.5)
	$F_{tf} = -P_{PR}$	(5.7)
$ P_{PR}  >  F_T $	$P_{pr} = P_{PR}$	(5.4)
	$P_C = F_T - P_{PR}$	(5.15)
	$F_{tf} = -F_T$	(5.12)

МС з розташованими на ньому обмотками).

5.2.2.1 У випадку, коли задана сила пресовки обмоток  $P_{PR}$  не перевищує за абсолютною величиною максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ) і сума сил  $P_{PR}$  та  $G_{max}$  задовольняє такій самій умові

$$|P_{PR}| + |G_{max}| \leq |F_T|, \quad (5.19)$$

при підйомі та опусканні АЧ ярмові балки рухатися відносно ярма не будуть. Умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь у цьому випадку має вигляд

$$P_{PR} + F_t + G = 0. \quad (5.20)$$

Згідно з (5.20) для сили  $F_t$  справедливий вираз

$$F_t = -P_{PR} - G. \quad (5.21)$$

Таким чином, сила тертя між ярмом та ярмовими балками буде спрямована вниз, а її абсолютна величина дорівнюватиме сумі модулів заданої сили пресовки обмоток та сили підйому.

Найбільша сила тертя між ярмом та ярмовими балками дорівнює

$$F_{tmax} = -P_{PR} - G_{max}. \quad (5.22)$$

Після опускання АЧ сила, яка діє на ярмові балки,  $G$  прийме нульове значення. Сила тертя між ярмом та ярмовими балками залишиться спрямованою вниз та буде визначатися виразом (5.7).

Оскільки в процесі підйому та опускання АЧ ярмові балки в розглядуваному випадку не переміщуються (відносно ярма), то обмотки та елементи кріплення ярмових балок при цьому не матимуть жодних додаткових деформацій. З цієї причини сила пресовки обмоток при підйомі та опусканні АЧ в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ,  $|P_{PR}| + |G_{max}| \leq |F_T|$ ) не зміниться, і зусилля (додаткове) в елементах кріплення ярмових балок не виникне. Таким чином, для цих сил залишаться справедливими вирази (5.4) та (5.5).

5.2.2.2 Якщо задана сила пресовки обмоток за абсолютною величиною не перевищує максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ), а сума абсолютних величин сил  $P_{PR}$  та  $G_{max}$  більше модуля цієї сили

$$|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|, \quad (5.23)$$

то при підйомі АЧ з моменту, коли сума сил  $P_{PR} + G$  перевищить максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками  $F_T$ , останні почнуть переміщуватися відносно ярма вгору (див. рис. 5.2, г). Це призведе до зменшення сили пресовки обмоток та виникнення зусилля в елементах кріплення ярмових балок. Сила тертя між ярмом та ярмовими балками буде спрямована проти руху (вниз), а за абсолютною величиною дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою між ярмом та ярмовими балками  $F_T$ . Умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь при рухові ярмових балок угору має вигляд:

$$G + P_{pr} - F_T + P_c = 0 \quad (|P_{PR}| + |G| > |F_T|), \quad (5.24)$$

де сила пресовки  $P_{pr}$ , яка діє з боку обмоток на ярмові балки при підйомі АЧ (сила пресовки обмоток), визначається виразом

$$P_{pr} = P_{PR} - c_w \cdot u. \quad (5.25)$$

Для зусилля в елементах кріплення ярмових балок і в цьому випадку справедлива формула (5.10).

Підставляючи вирази (5.10), (5.25) в рівняння (5.24), отримаємо залежність між силою  $G$  та вертикальним переміщенням ярмових балок  $u$

$$G(u) = F_T + P_{PR} + (c_y + c_w) \cdot u. \quad (5.26)$$

Найбільше вертикальне переміщення ярмових балок під час підйому АЧ  $u_{G1}$  (див. рис. 5.2, д) матиме таку величину, при якій виконується умова рівноваги

$$P_{PR1} + G_{max} - F_T + P_{C1} = 0, \quad (5.27)$$

де  $P_{PR1}$  — мінімальна сила пресовки обмоток при підйомі АЧ;

$P_{C1}$  — найбільше зусилля в елементах кріплення ярмових балок при підйомі АЧ.

Для визначення сил, які входять в (5.27) використаємо вирази (5.10), (5.25), підставивши в них  $u = u_{G1}$ . Отримані результати можна представити наступним чином:

$$P_{PR1} = P_{PR} - c_w \cdot u_G; \quad (5.28)$$

$$P_{C1} = P_C - c_y \cdot u_G; \quad (5.29)$$

$$u_{G1} = u_{PR} + u_G, \quad (5.30)$$

де

$$u_{PR} = 0; \quad P_C = -c_y \cdot u_{PR} = 0; \quad (5.31)$$

$$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}. \quad (5.32)$$

У процесі опускання АЧ сила  $G$  зменшуватиметься від максимального значення до нуля. Якщо різниця між абсолютними величинами максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок та мінімальної сили пресовки обмоток не перевищує модуль максимальної сили тертя спокою між верхніми

ярмовими балками та ярмом ( $|P_{C1}| - |P_{PR1}| \leq |F_T|$ ), що згідно з (5.27) має місце за умови  $|G_{max}| \leq |2F_T|$ , зменшення сили  $G$  до нуля не призведе до руху ярмових балок відносно ярма. Вони залишаться у крайньому верхньому положенні. Таким чином, кінцева сила пресовки обмоток  $P_{PRf1}$  дорівнюватиме мінімальній силі пресовки обмоток при підйомі АЧ —  $P_{PRf1} = P_{PR1}$ , меншій за модулем, ніж вихідна (задана) сила пресовки обмоток —  $|P_{PR1}| < |P_{PR}|$  (5.28). Кінцеве зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_{Cf1}$  залишиться рівним максимальному зусиллю в елементах кріплення ярмових балок при підйомі АЧ —  $P_{Cf1} = P_{C1}$  (5.29). З урахуванням виразів (5.28) — (5.32) для визначення кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок у розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| \leq |F_T|$ ) отримаємо такі формули:

$$P_{PRf1} = P_{PR} - \frac{c_w}{c_y + c_w} (P_{PR} + G_{max} - F_T); \quad (5.33)$$

$$P_{Cf1} = -\frac{c_y}{c_y + c_w} (P_{PR} + G_{max} - F_T). \quad (5.34)$$

Сила тертя між ярмовими балками та ярмом у процесі опускання АЧ за умови  $|G_{max}| \leq |F_T|$  залишатиметься спрямованою вниз, а по модулю зменшиться від максимального значення до величини, рівної  $|F_T| - |G_{max}|$ . Для визначення кінцевої сили тертя в розглядуваному випадку буде справедливим вираз

$$F_{tf1} = G_{max} - F_T. \quad (5.35)$$

Якщо виконується умова  $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ , в процесі опускання АЧ сила тертя між ярмовими балками та ярмом, спрямована вниз, спочатку зменшуватиметься від максимального значення до нуля. Потім вона змінить свій напрямок на протилежний та почне збільшуватися за абсолютною величиною до значення  $|G_{max}| - |F_T|$ . Таким чином, для визначення кінцевої сили тертя і в цьому випадку  $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$  буде справедливий вираз (5.35).

Графіки змінення сил для представлених процесів запресовки, підйому та

опускання АЧ показано на рис. 5.4, 5.5. Залежності на рис. 5.4 відповідають

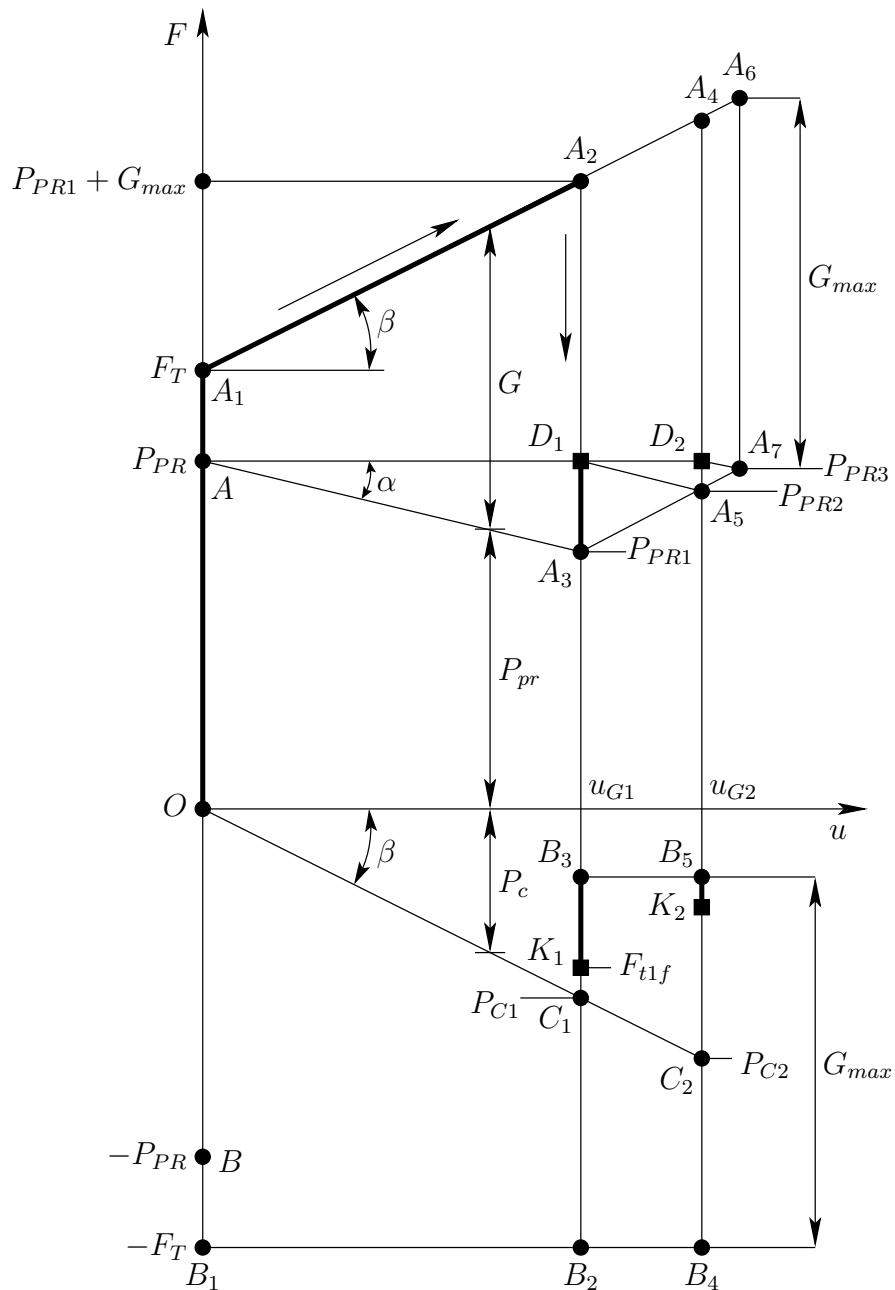


Рисунок 5.4 — Змінення сил при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ ( $|G_{max}| \leq |F_T|$ ).

випадку, коли  $|G_{max}| \leq |F_T|$ , на рис. 5.5 —  $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ . Лінії  $OA$  відображають процес запресовки обмоток. Ламані лінії  $AA_1A_2A_3$  представляють змінення рівнодійної спрямованих вгору сил, які діють на ярмові балки при підйомі та опусканні АЧ. Ця рівнодійна на відрізку  $0 \leq u \leq u_{G1}$  визначається виразом

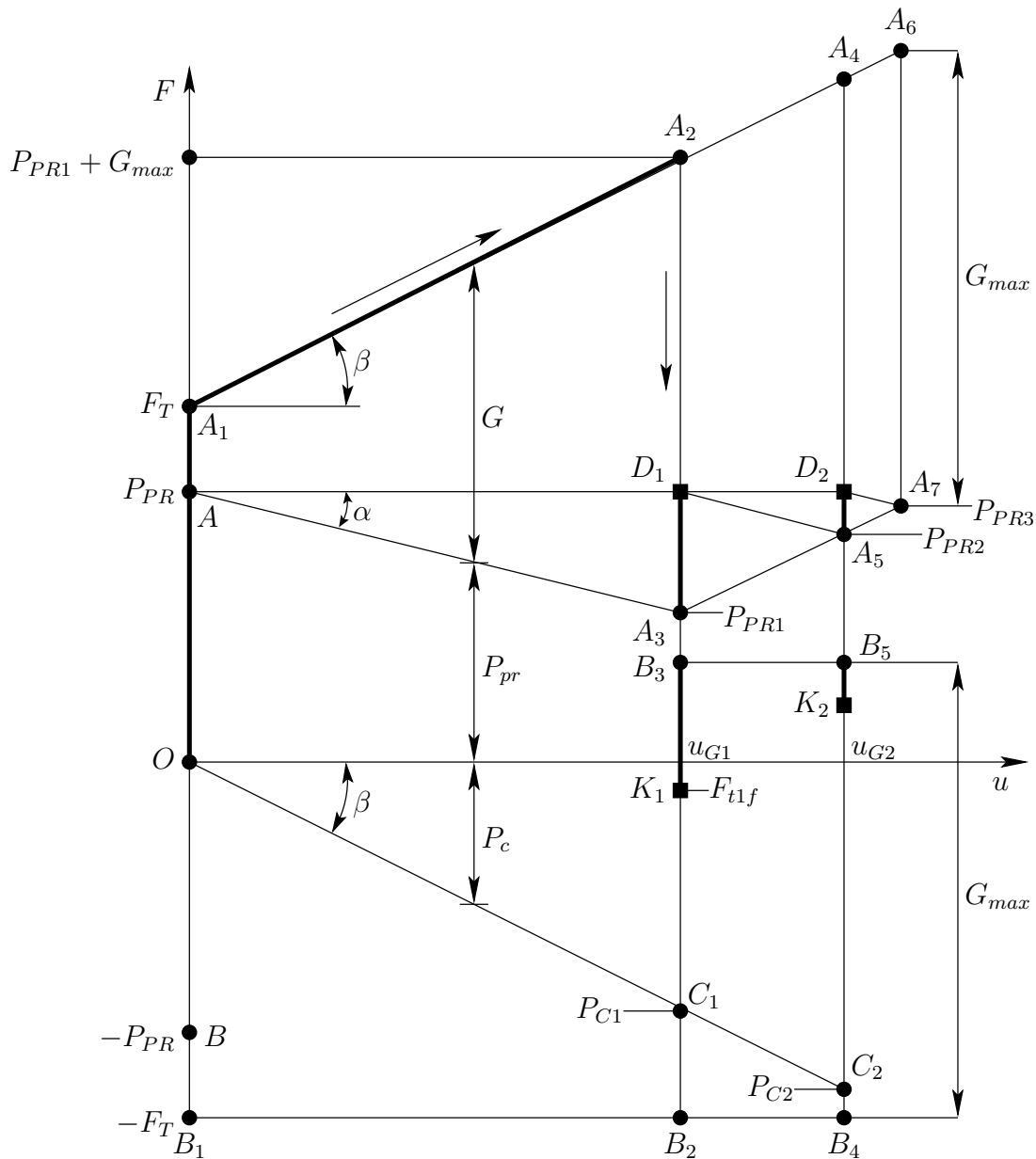


Рисунок 5.5 — Змінення сил при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ ( $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ ).

$$R(u) = P_{pr} + G = F_T + c_y \cdot u. \quad (5.36)$$

Відрізки прямих  $OB$  відповідають змінненню сил тертя між ярмом та ярмовими балками при запресовці обмоток. Ламані  $BB_1B_2B_3$  представляють зміннення сил тертя між ярмовими балками та ярмом при підйомі та опусканні АЧ. Точки та відрізки прямих  $A, AA_3, A_3$  відображають зміннення сил пресовки обмоток ( $\text{tg } \alpha \cong c_w$ ),  $O, OC_1, C_1$ , — зміннення зусиль в елементах кріплення

ярмових балок ( $\operatorname{tg} \beta \cong c_y$ ).

За різниці між абсолютними величинами максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок та мінімальної сили пресовки обмоток більшій, ніж модуль максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом, ( $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ), що згідно з рівнянням (5.27) має місце за умови  $|2F_T| < |G_{max}|$ , зменшення сили  $G$  до нуля супроводжуватиметься рухом ярмових балок вниз відносно ярма. Почнеться цей рух після того, як модуль сили  $G$  прийме значення, рівне  $|G_{max}| - |2F_T|$ . При цьому сила тертя між ярмом та ярмовими балками буде спрямована проти руху (вгору), а за абсолютною величиною дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою між ярмовими балками та ярмом  $F_T$ . Умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь у цьому випадку має вигляд

$$P_{pr} + G + F_T + P_c = 0 \quad (|P_{PR}| + |G| \geq |F_T|). \quad (5.37)$$

З урахуванням виразів (5.10), (5.25) та рівняння (5.37) отримаємо такі залежності між силами, які діють на верхні ярмові балки, та їх вертикальним переміщенням:

$$G(u) = -F_T - P_{PR} + (c_y + c_w) \cdot u; \quad (5.38)$$

$$R(u) = P_{PR} + G = -F_T + c_y \cdot u. \quad (5.39)$$

Після опускання АЧ ( $G = 0$ ) кінцеве переміщення ярмових балок відносно їх початкового положення (до запресовки обмоток)  $u_{yb1}$  прийме значення, при якому виконується така умова рівноваги (див. рис. 5.2, е):

$$P_{PRf1} + F_T + P_{Cf1} = 0. \quad (5.40)$$

Для визначення сил, які входять до рівняння (5.40), використаємо вирази (5.10), (5.25), підставивши до них  $u = u_{yb1}$ . З урахуванням рівняння (5.40) матимемо

$$P_{PRf1} = P_{PR} - c_w \cdot u_{yb}; \quad (5.41)$$

$$P_{Cf1} = P_C - c_y \cdot u_{yb}; \quad (5.42)$$

$$u_{yb1} = u_{PR} + u_{yb}, \quad (5.43)$$

де

$$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}. \quad (5.44)$$

Переміщення  $u_{PR}$  та зусилля  $P_C$  так само дорівнюють нулю (5.31).

З виразів (5.41) – (5.43) для визначення кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок після підйому та опускання АЧ в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ) отримаємо такі формули:

$$P_{PRf1} = P_{PR} - \frac{c_w}{c_y + c_w} (F_T + P_{PR}); \quad (5.45)$$

$$P_{Cf1} = -\frac{c_y}{c_y + c_w} (F_T + P_{PR}). \quad (5.46)$$

Як видно з виразів (5.41), (5.45), кінцева сила пресовки обмоток і в цьому випадку по модулю менше заданої сили пресовки обмоток  $|P_{PRf1}| < |P_{PR}|$ .

При зменшенні модуля сили  $G$  від найбільшого значення  $|G_{max}|$  до величини  $|G_{max}| - |2F_T|$  сила тертя між ярмом та ярмовими балками, спрямована вниз, за абсолютною величиною спочатку буде зменшуватися від найбільшого значення, рівного  $|F_T|$ , до нуля. Після чого вона змінить напрямок на протилежний, а її модуль збільшуватиметься від нуля до найбільшого значення  $|F_T|$ . Подальше зменшення сили  $G$  супроводжуватиметься рухом ярмових балок вниз відносно ярма. Сила тертя між ярмом та ярмовими балками при їх рухові вниз буде спрямована вгору (проти руху) і по модулю дорівнюватиме абсолютній величині максимальної сили тертя спокою. Після зупинки ярмових балок сила тертя збереже свою величину і залишиться спрямованою вгору

$$F_{tf1} = F_T. \quad (5.47)$$

Графіки змінення сил для процесів запресовки, підйому

та опускання АЧ в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ) подані на рис. 5.6. Відрізки прямої  $OA$  та  $OB$  мають той же зміст, що і на рис. 5.4, 5.5. Ламана лінія  $AA_1A_2A_3A_4$  представляє змінення рівнодійної спрямованих вгору сил, які діють на ярмові балки при підйомі та опусканні АЧ. Ця сила визначається виразами (5.36) та (5.39) на відрізках  $A_1A_2$  та  $A_3A_4$  відповідно. Ламана лінія  $BB_1B_2B_3B_4$  відображає змінення сили тертя між ярмовими балками та ярмом при підйомі та опусканні АЧ. Точки та лінії  $A$ ,  $AM_1$ ,  $M_1$ ,  $M_1A_4$  відповідають зміненню сили пресовки обмоток ( $\text{tg } \alpha \cong c_w$ ),  $O$ ,  $OL_1$ ,  $L_1$ ,  $L_1C_1$  — зміненню зусилля в елементах кріплення ярмових балок ( $\text{tg } \beta \cong c_y$ ).

5.2.2.3 У випадку, коли задана сила пресовки обмоток за абсолютною величиною більше модуля максимальної сили тертя спокою між ярмом та ярмовими балками ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ), при підйомі АЧ ярмові балки одразу почнуть рухатися вгору, що призведе до розпресовки обмоток та збільшення зусилля в елементах кріплення ярмових балок. Умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь (див. рис. 5.3, г) збереже попередній вигляд (5.24). Тільки тепер сила пресовки  $P_{pr}$ , яка діє на ярмові балки (сила пресовки обмоток), та зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_c$ , визначаються виразами

$$P_{pr} = P_{PR} - c_w \cdot (u - u_{PR}) \quad (u \geq u_{PR}); \quad (5.48)$$

$$P_c = P_C - c_y \cdot (u - u_{PR}) \quad (u \geq u_{PR}). \quad (5.49)$$

Підставляючи вирази (5.48), (5.49) до рівняння (5.24), з урахуванням співвідношення (5.14) отримаємо залежність між силою  $G$  та вертикальним переміщенням ярмових балок  $u$

$$G(u) = (c_y + c_w) \cdot (u - u_{PR}) \quad (u \geq u_{PR}). \quad (5.50)$$

Найбільше вертикальне переміщення ярмових балок при підйомі АЧ  $u_{G1}$  (див. рис. 5.3, д) матиме таку величину, при якій виконується умова (5.27).

Для визначення сил, які входять до рівняння (5.27), використаємо вирази (5.48), (5.49), підставивши в них  $u = u_{G1}$ . З урахуванням рівняння (5.14) для

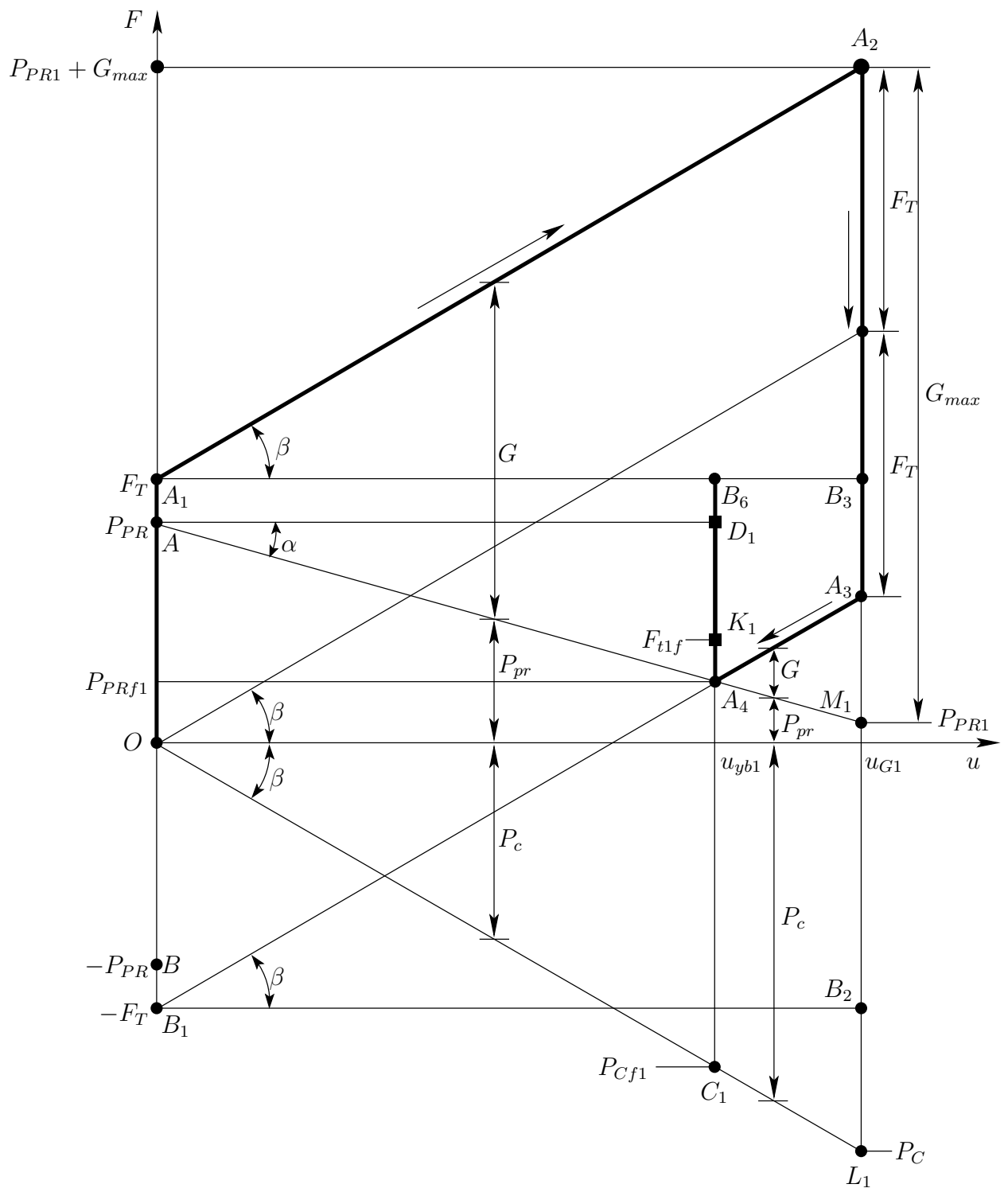


Рисунок 5.6 — Змінення сил при запусовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ).

мінімальної сили осьової пресовки обмоток, максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок та їх найбільшого вертикального переміщення при підйомі АЧ і в цьому випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ) отримаємо формули (5.28) — (5.30). Тільки тут  $u_{PR}$  визначається виразом (5.16), а  $u_G$  розраховується за формулою

$$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}. \quad (5.51)$$

У процесі опускання АЧ, як і в попередньому випадку, сила  $G$  зменшуватиметься від максимального значення до нуля. Якщо різниця між абсолютними величинами максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок та мінімальної сили пресовки не перевищує модуль максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом ( $|P_{C1}| - |P_{PR1}| \leq |F_T|$ ), що згідно рівнянню (5.27) має місце за умови  $|G_{max}| \leq |2F_T|$ , то, як і раніше, зменшення сили  $G$  до нуля не призведе до руху ярмових балок відносно ярма. Вони залишаться у крайньому верхньому положенні. Таким чином, і тут кінцева сила пресовки обмоток  $P_{PRf1}$  дорівнюватиме мінімальній силі пресовки обмоток при підйомі АЧ —  $P_{PRf1} = P_{PR1}$ , меншій за модулем, ніж вихідна (задана) сила пресовки обмоток —  $|P_{PR1}| < |P_{PR}|$ . Кінцеве зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_{Cf1}$  залишиться рівним максимальному зусиллю в елементах кріплення ярмових балок при підйомі АЧ —  $P_{Cf1} = P_{C1}$ . З урахуванням виразу (5.51) для визначення кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок після підйому та опускання АЧ в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| \leq |F_T|$ ) отримаємо такі формули:

$$P_{PRf1} = P_{PR} - \frac{c_w}{c_y + c_w} G_{max}; \quad (5.52)$$

$$P_{Cf1} = P_C - \frac{c_y}{c_y + c_w} G_{max}. \quad (5.53)$$

І в цьому випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ) сила тертя між ярмовими балками та ярмом у процесі опускання АЧ за умови  $|G_{max}| \leq |F_T|$  буде залишатися спрямованою вниз, а по модулю зменшиться від максимального значення до величини, рівної  $|F_T| - |G_{max}|$ . Тобто для кінцевої сили тертя між ярмовими балками та ярмом справедливий вираз (5.35).

Якщо виконується умова  $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ , сила тертя між ярмовими балками та ярмом, спрямована вниз, спочатку зменшуватиметься від максимального значення до нуля. Потім вона змінить свій напрямок на протилежний та почне збільшуватися за абсолютною величиною до значення  $|G_{max}| - |F_T|$ . Таким чином кінцева сила тертя між ярмовими балками та ярмом так само визначатиметься виразом (5.35).

Графіки змінення сил для представлених процесів запресовки, підйому та опускання АЧ подані на рис. 5.7, 5.8. Залежності на рис. 5.7 відповідають

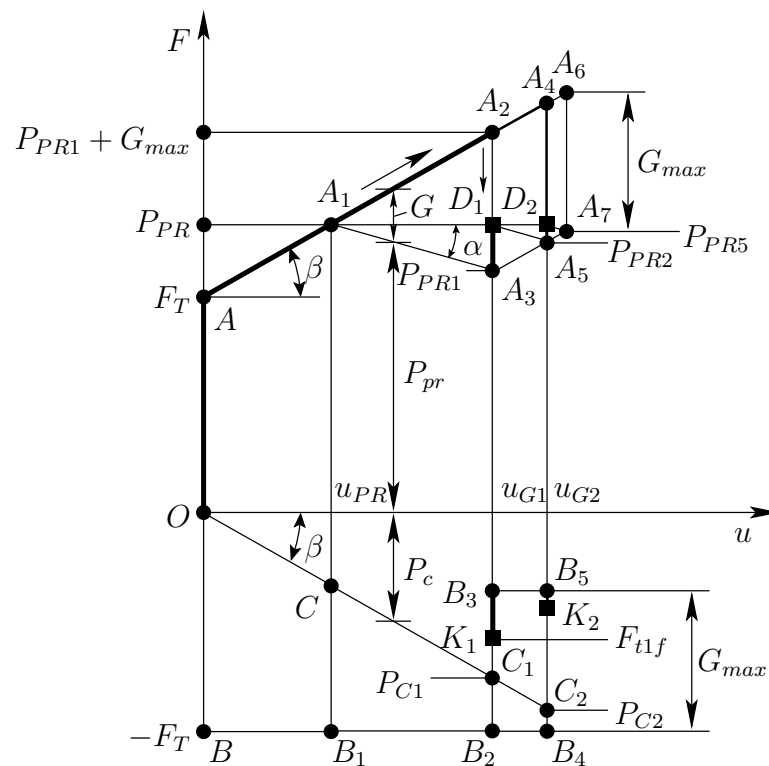


Рисунок 5.7 — Змінення сил при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ ( $|G_{max}| \leq |F_T|$ ).

випадку, коли  $|G_{max}| \leq |F_T|$ , на рис. 5.8 —  $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ . Лінії  $OAA_1$  відображають процес запресовки обмоток. Ламані лінії  $A_1A_2A_3$  представляють змінення рівнодійної спрямованих угору сил, які діють на ярмові балки при підйомі та опусканні АЧ. Ці сумарні сили на відрізку  $0 \leq u \leq u_{G1}$  так само визначаються виразом (5.36). Відрізки  $OBV_1$  відображають змінення сил тертя між ярмовими балками та ярмом при запресовці обмоток. Ламані лінії  $B_1B_2B_3$  представляють змінення сил тертя між ярмовими балками та ярмом при підйомі та опусканні АЧ. Прямі та точки  $A_1A_3$ ,  $A_3$  відповідають зміненню сил пресовки

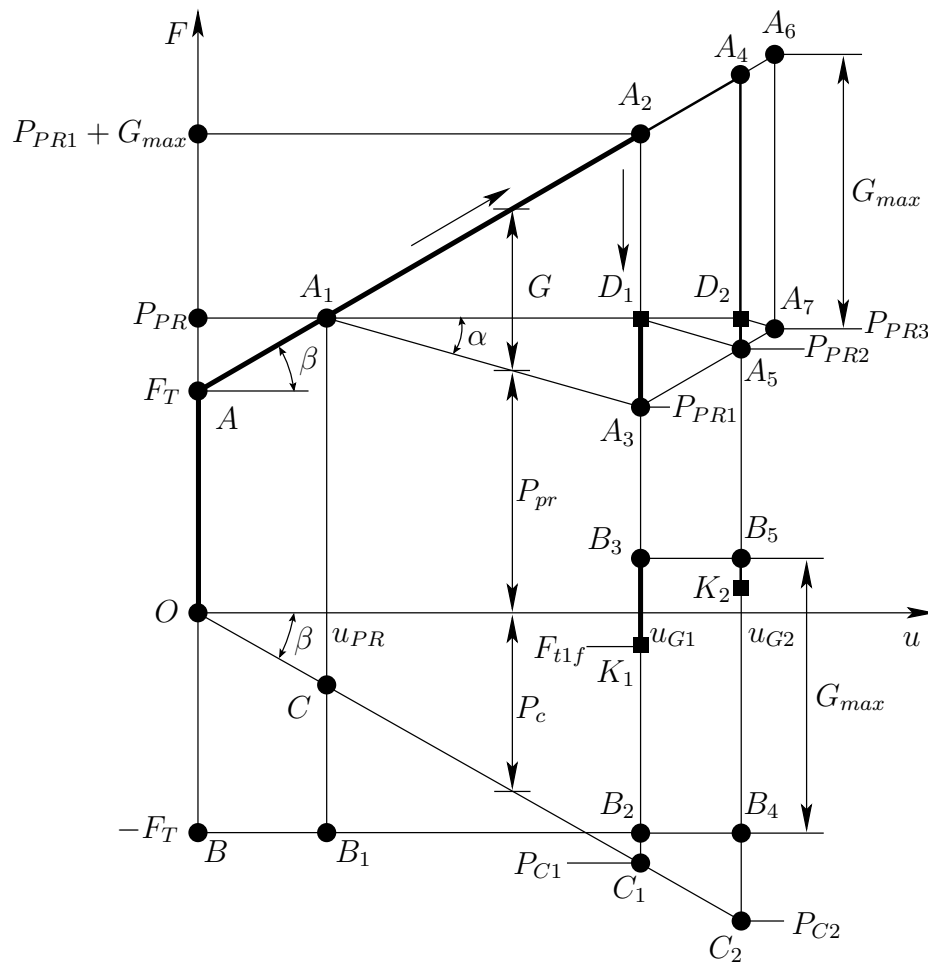


Рисунок 5.8 — Змінення сил при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ ( $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ ).

обмоток ( $\operatorname{tg} \alpha \cong c_w$ ). Змінення зусиль в елементах кріплення ярмових балок відображають точки та відрізки:  $O, OC$  — при запресовці обмоток,  $CC_1, C_1$  — при підйомі та опусканні АЧ ( $\operatorname{tg} \beta \cong c_y$ ).

За різниці між абсолютними величинами максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок та мінімальної сили пресовки обмоток більшої, ніж модуль максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом, ( $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ), чому згідно рівнянню (5.27) відповідає умова  $|2F_T| < |G_{max}|$ , зменшення сили  $G$  до нуля супроводжуватиметься рухом ярмових балок вниз відносно ярма. Кінцеве переміщення ярмових балок відносно їх початкового положення (до запресовки обмоток)  $u_{yb1}$  (див. рис. 5.3, е) прийме значення, при якому виконуватиметься умова рівноваги (5.40).

Для визначення сил, які входять до рівняння (5.40), використаємо вирази (5.48), (5.49), підставивши в них  $u = u_{yb1}$ . З урахуванням рівнянь (5.14),

(5.40) в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ) для визначення кінцевої сили пресовки обмоток, кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок та кінцевого їх переміщення після підйому та опускання АЧ отримаємо формули (5.41) – (5.43), в яких

$$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}, \quad (5.54)$$

де  $u_{PR}$  визначається виразом (5.16).

З урахуванням формули (5.54) у кінцевому підсумку отримаємо

$$P_{PRf1} = P_{PR} - \frac{c_w}{c_y + c_w} 2F_T; \quad (5.55)$$

$$P_{Cf1} = P_C - \frac{c_y}{c_y + c_w} 2F_T. \quad (5.56)$$

З виразу (5.55) видно, що кінцева сила пресовки обмоток  $P_{PRf1}$  і в цьому випадку за модулем менше початкової (заданої)  $|P_{PRf1}| < |P_{PR}|$ . Кінцеве зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_{Cf1}$  за абсолютною величиною буде більше, ніж те, яке виникло після запресовки обмоток,  $|P_{Cf1}| > |P_C|$  (5.56).

Сила тертя між ярмовими балками та ярмом змінюватиметься аналогічно попередньому випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ). При зменшенні модуля сили  $G$  від найбільшого значення  $|G_{max}|$  до величини  $|G_{max}| - |2F_T|$  спочатку вона, залишаючись спрямованою вниз, зменшуватиметься за абсолютною величиною від найбільшого значення, рівного  $|F_T|$ , до нуля. Після чого ця сила змінить напрямок на протилежний і за абсолютною величиною збільшуватиметься від нуля до найбільшого значення  $|F_T|$ . За подальшого зменшення сили  $G$  почнеться рух ярмових балок вниз відносно ярма. Сила тертя між ярмом та ярмовими балками буде спрямована вгору (проти руху) і по модулю дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою  $|F_T|$ . Вона збереже цей напрямок та абсолютну величину після зупинки ярмових балок. Таким чином, кінцева сила тертя між ярмовими балками та ярмом визначатиметься виразом (5.47).

Графіки змінення сил для процесів запресовки, підйому та опускання АЧ в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ) подані на рис. 5.9. Відрізки прямої  $OAA_1$  та  $OBB_1$

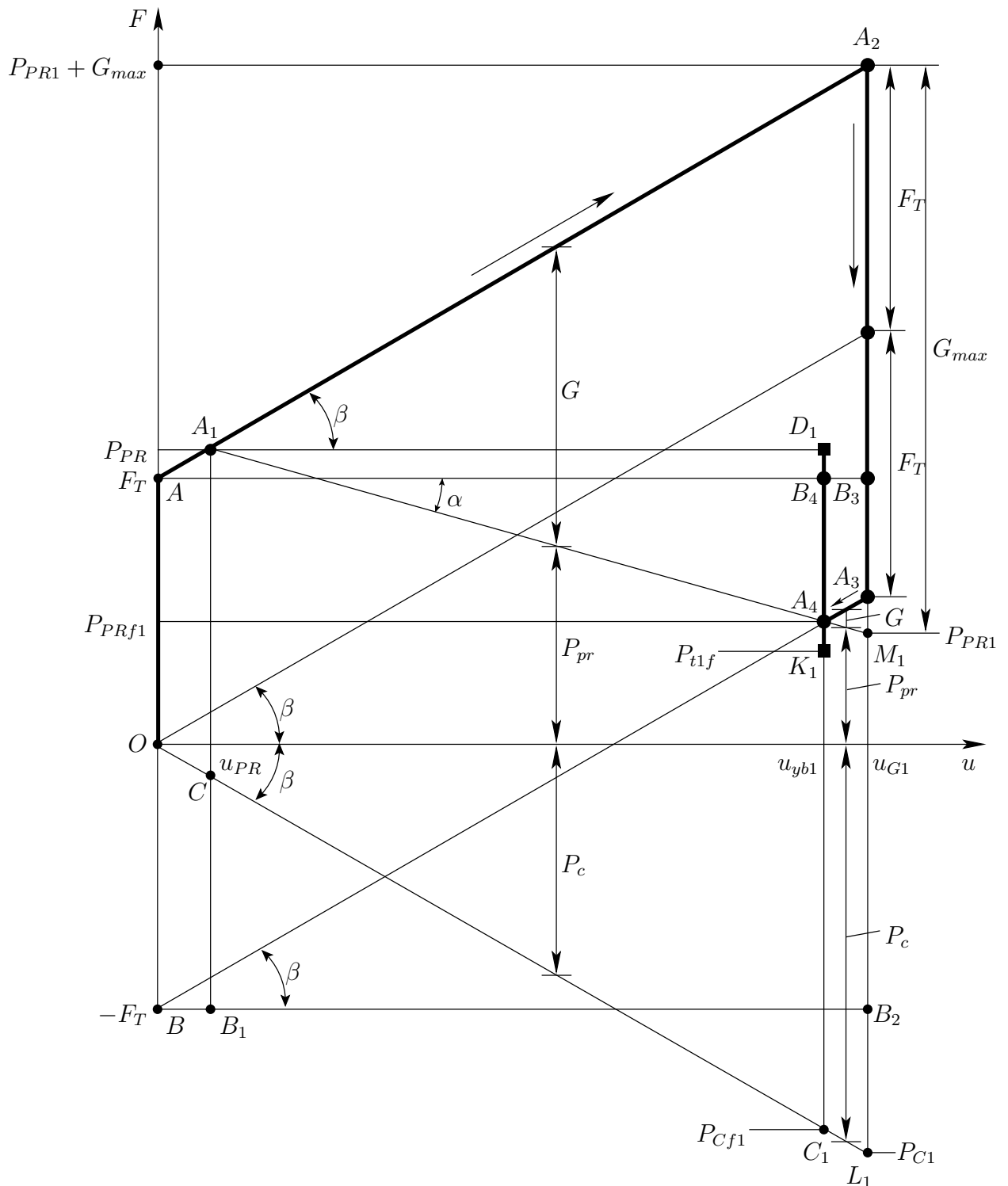


Рисунок 5.9 — Змінення сил при заpresовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|P_{C1}| - |P_{PR1}| > |F_T|$ ).

мають той самий зміст, що і на рис. 5.7, 5.8. Ламана лінія  $A_1A_2A_3A_4$  представляє змінення рівнодійної спрямованих вгору сил, які діють на ярмові балки при підйомі та опусканні АЧ. Ця рівнодійна на відрізках  $A_1A_2$  та  $A_3A_4$ , як і раніше, визначається виразами (5.36) та (5.39) відповідно. Ламана лінія  $B_1B_2B_3B_4$  відповідає зміненню сили тертя між ярмовими балками та ярмом при підйомі та опусканні АЧ. Лінії та точка  $A_1M_1$ ,  $M_1$ ,  $M_1A_4$  представляють змінення сили пресовки обмоток ( $\text{tg } \alpha \cong c_w$ ). Змінення зусилля в елементах кріплення ярмових балок відображають точки та відрізки:  $O$ ,  $OC$  — при запресовці обмоток,  $CL_1$ ,  $L_1$ ,  $L_1C_1$  — при підйомі та опусканні АЧ ( $\text{tg } \beta \cong c_y$ ).

При цьому розпресовка обмоток у всіх розглянутих випадках (5.33), (5.45), (5.52), (5.55) тим більше, що більше їх жорсткість і що менше жорсткість пресувальної конструкції. Збільшення абсолютної величини кінцевого зусилля в елементах кріплення верхніх ярмових балок у цих випадках (5.34), (5.46), (5.53), (5.56) навпаки тим більше, що більше їх жорсткість і що менше жорсткість обмоток. Розпресовка обмоток та збільшення абсолютної величини зусилля в елементах кріплення ярмових балок зумовлені тим, що після підйому та опускання АЧ сила тертя між ярмом та ярмовими балками не дає останнім повернутися до їх положення після початкової запресовки обмоток.

Згідно виразам (5.25) та (5.48) повна розпресовка обмоток при підйомі АЧ трапиться, якщо найбільше вертикальне переміщення ярмових балок  $u_{G10}$  досягне або перевищить наступне значення

$$u_{G10} = \frac{P_{PR}}{c_w} \quad (|P_{PR}| \leq |F_T|), \quad (5.57)$$

$$u_{G10} = u_{PR} + \frac{P_{PR}}{c_w} \quad (|F_T| < |P_{PR}|). \quad (5.58)$$

Вертикальні зусилля, які діють на ярмові балки, і за яких під час підйому АЧ трапиться повна розпресовка обмоток,  $G_{10}$ , визначаються за допомогою виразів (5.25), (5.50) після підстановки в них найбільших вертикальних переміщень з формул (5.57), (5.58) і відповідно дорівнюють:

$$G_{10} = F_T + \frac{c_y}{c_w} P_{PR} \quad (|P_{PR}| \leq |F_T|), \quad (5.59)$$

$$G_{10} = P_{PR} + \frac{c_y}{c_w} P_{PR} \quad (|F_T| < |P_{PR}|). \quad (5.60)$$

Отримані у цьому підрозділі результати свідчать про те, що після опускання АЧ у випадку  $|G_{10}| \leq |2F_T| \leftrightarrow |P_{C1}| - |P_{PR1}| \leq |F_T|$  обмотки так і залишаються повністю розпресованими. За виконання умов  $|2F_T| < |G_{10}| \leftrightarrow |F_T| < |P_{C1}| - |P_{PR1}|$  після опускання АЧ ярмові балки перемістяться вниз відносно ярма під дією зусиль в елементах їх кріплення, внаслідок чого трапиться підпресовка обмоток до сили  $P_{PRf1}$ , яка визначається виразами (5.45) або (5.55) для випадків  $|P_{PR}| \leq |F_T|$  або  $|F_T| < |P_{PR}|$  відповідно.

Умови, при котрих трапилася розпресовка обмоток, і значення кінцевих сил в елементах АЧ представлені в таблиці 5.2, де прийнято наступні позначення

$$K_y = \frac{c_y}{c_y + c_w}; \quad (5.61)$$

$$K_w = \frac{c_w}{c_y + c_w}. \quad (5.62)$$

Таблиця 5.2 — Кінцеві сили при розпресовці обмоток унаслідок підйому та опускання АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві сили в елементах АЧ	
$ P_{PR}  \leq  F_T $	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{PRf1} = P_{PR} - K_w(P_{PR} + G_{max} - F_T)$	(5.33)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{Cf1} = -K_y(P_{PR} + G_{max} - F_T)$	(5.34)
		$F_{tf1} = G_{max} - F_T$	(5.35)
$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{PRf1} = P_{PR} - K_w(F_T + P_{PR})$	(5.45)
		$P_{Cf1} = -K_y(F_T + P_{PR})$	(5.46)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$F_{tf1} = F_T$	(5.47)
$ P_{PR}  >  F_T $	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{PRf1} = P_{PR} - K_w G_{max}$	(5.52)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{Cf1} = P_C - K_y G_{max}$	(5.53)
		$F_{tf1} = G_{max} - F_T$	(5.35)
$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{PRf1} = P_{PR} - K_w 2F_T$	(5.55)
		$P_{Cf1} = P_C - K_y 2F_T$	(5.56)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$F_{tf1} = F_T$	(5.47)

З таблиці 5.2 видно, що за умови  $|2F_T| < |G_{max}|$  кінцева сила пресовки обмоток, зусилля в елементах кріплення ярмових балок та сила тертя між ярмовими балками та ярмом не залежать від максимальної сили підйому  $G_{max}$  [формули (5.45) — (5.47), (5.55), (5.56)].

### 5.2.3 Розрахунок сил для підпресовки обмоток трансформатора.

Після підйому та опускання АЧ може бути виконана підпресовка обмоток. З таблиці 5.2 видно, наскільки розпресувалися обмотки у кожному випадку при підйомі та опусканні АЧ. На основі даних цієї таблиці можна показати, що змінення сили пресовки обмоток  $\Delta P_{PR}$  при опусканні АЧ у всіх випадках по абсолютній величині менше, ніж змінення по модулю сили тертя між ярмовими балками та ярмом  $\Delta F_t$ . Доведення подано в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 — Визначення співвідношення між абсолютними величинами змінення сили пресовки та сили тертя між ярмовими балками та ярмом при опусканні АЧ

Змінення сили тертя	Доведення
$ \Delta F_t  =  G_{max} $	$\left\{ \begin{array}{l}  P_{PR}  \leq  F_T  \\  P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T  \end{array} \right\} \rightarrow 0 < ( P_{PR}  +  G_{max}  -  F_T ) \leq  G_{max} $ $\left\{ \begin{array}{l}  P_{PR} + G_{max} - F_T  =  P_{PR}  +  G_{max}  -  F_T  \\  P_{PR} + G_{max} - F_T  \leq  G_{max}  \\ 0 < K_w < 1 \\ c_y > 0, c_w > 0 \end{array} \right\} \rightarrow  \Delta P_{PR1}  = K_w  P_{PR} + G_{max} - F_T  <  G_{max} $
$ \Delta F_t  =  2F_T $	$ P_{PR}  \leq  F_T  \rightarrow  F_T  +  P_{PR}  \leq  2F_T $ $ F_T + P_{PR}  =  F_T  +  P_{PR} $ $\left\{ \begin{array}{l}  F_T + P_{PR}  \leq  2F_T  \\ 0 < K_w < 1 \\ c_y > 0, c_w > 0 \end{array} \right\} \rightarrow  \Delta P_{PR1}  = K_w  F_T + P_{PR}  <  2F_T $
$ \Delta F_t  =  G_{max} $	$\left\{ \begin{array}{l} 0 < K_w < 1 \\ c_y > 0, c_w > 0 \end{array} \right\} \rightarrow  \Delta P_{PR1}  = K_w  G_{max}  <  G_{max} $
$ \Delta F_t  =  2F_T $	$\left\{ \begin{array}{l} 0 < K_w < 1 \\ c_y > 0, c_w > 0 \end{array} \right\} \rightarrow  \Delta P_{PR1}  = K_w  2F_T  <  2F_T $

При опусканні АЧ (зменшенні сили  $G$  від  $G_{max}$  до нуля) сила тертя між ярмовими балками та ярмом збільшується від значення  $-F_T$  до значення  $-F_T + \Delta F_t$ . Під час підпресовки обмоток ця сила зменшиться на величину  $\Delta P_{PR1}$ , оскільки на таку саму величину зросте сила пресовки обмоток. Тобто в процесі підпресовки обмоток сила тертя зменшиться від значення  $-F_T + \Delta F_t$  до величини

$$F_{t1f} = -F_T + \Delta F_t - \Delta P_{PR1}. \quad (5.63)$$

Оскільки  $|\Delta P_{PR1}| < |\Delta F_t| < |2F_T|$ , то при змінні сили тертя у процесі

підпресовки обмоток на величину  $\Delta P_{PR1}$  ярмові балки переміщуватися не будуть. Таким чином, в результаті підпресовки обмоток зусилля в елементах кріплення ярмових балок не зміниться. Кінцева сила пресовки обмоток дорівнюватиме  $P_{PR1f} = P_{PR}$ . Кінцеві вирази для визначення сил в елементах АЧ після підпресовки обмоток подано в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 — Кінцеві сили після підпресовки обмоток для ліквідації їх розпресовки при підйомі та опусканні АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві сили в елементах АЧ	
$ P_{PR}  \leq  F_T $	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{PR1f} = P_{PR}$	(5.64)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{C1f} = -K_y(P_{PR} + G_{max} - F_T)$	(5.65)
		$F_{t1f} = K_y(G_{max} - F_T) - K_w P_{PR}$	(5.66)
$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{PR1f} = P_{PR}$	(5.64)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_{C1f} = -K_y(F_T + P_{PR})$	(5.67)
		$F_{t1f} = K_y F_T - K_w P_{PR}$	(5.68)
$ P_{PR}  >  F_T $	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{PR1f} = P_{PR}$	(5.64)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{C1f} = P_C - K_y G_{max}$	(5.69)
		$F_{t1f} = K_y(G_{max} - F_T) - K_w F_T$	(5.70)
$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{PR1f} = P_{PR}$	(5.64)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_{C1f} = P_C - 2K_y F_T$	(5.71)
		$F_{t1f} = (K_y - K_w) F_T$	(5.72)

На рис. 5.4, 5.5, 5.7, 5.8 процеси збільшення сил пресовки обмоток представляють відрізки  $A_3D_1$ , відрізки  $B_3K_1$  відповідають зміненням сил тертя між ярмовими балками та ярмом. На рис. 5.6, 5.9 аналогічний зміст мають відрізки  $A_4D_1$  та  $B_4K_1$  відповідно.

5.2.4 Вплив повторних підйомів та опускань активної частини трансформатора після підпресовки обмоток.

Розглянемо повторний (другий) підйом АЧ після підпресовки обмоток. У всіх розглянутих випадках сума сил  $G_{max} + P_{PR}$  перевищує суму  $G_{max} + P_{PRf1}$ , оскільки  $|P_{PRf1}| < |P_{PR}|$ . Таким чином, з моменту, коли при другому підйомі АЧ сума сил  $G + P_{PR}$  досягне величини  $G_{max} + P_{PRf1}$ , за умови  $|G_{max}| \leq |2F_T|$ , або  $2F_T + P_{PRf1}$ , за умови  $|2F_T| < |G_{max}|$ , ярмові балки почнуть переміщуватися вгору (відносно ярма). При цьому для сил, які діють на ярмові балки, збереже

свою справедливість умова рівноваги (5.24). Сила, яка діє на ярмові балки з боку обмоток, при другому підйомі АЧ, визначається виразом

$$P_{pr} = P_{PR} - c_w \cdot (u - u_{G1}) \quad (u \geq u_{G1}). \quad (5.73)$$

Для випадку  $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ,  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$  зусилля в елементах кріплення ярмових балок і при повторному підйомі розраховується за формулою (5.10).

Після підстановки виразів (5.10), (5.73) у рівняння (5.24) отримаємо залежність між силою  $G$  та вертикальним переміщенням ярмових балок  $u$

$$G(u) = F_T - P_{PR} - c_w \cdot u_{G1} + (c_y + c_w) \cdot u. \quad (5.74)$$

Найбільше вертикальне переміщення ярмових балок при другому підйомі АЧ  $u_{G2}$  матиме місце, коли сила  $G$  досягне максимального значення  $G_{max}$ . Враховуючи це, та прийнявши у виразі (5.74)  $G = G_{max}$ ,  $u = u_{G2}$ , знайдемо найбільше вертикальне переміщення (відносно ярма) ярмових балок при другому підйомі АЧ

$$u_{G2} = u_{PR} + u_G + K_w \cdot u_G = u_{G1} + K_w \cdot u_G, \quad (5.75)$$

де  $u_{PR} = 0$ , а  $u_G$  розраховується за формулою (5.32).

Після підстановки формули (5.75) у вирази (5.10), (5.73) із урахуванням формул (5.13), (5.29) отримаємо співвідношення для визначення мінімальної сили пресовки обмоток та максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок при другому підйомі АЧ

$$P_{PR2} = P_{PR} - K_w \cdot c_w \cdot u_G; \quad (5.76)$$

$$P_{C2} = P_C - c_y \cdot u_G - K_w \cdot c_y \cdot u_G = P_{C1} - K_w \cdot c_y \cdot u_G, \quad (5.77)$$

для яких справедливі вирази (5.31), (5.32).

Порівняння виразів (5.76), (5.77) з формулами (5.28), (5.29) із урахуванням співвідношення  $K_w < 1$  показує, що при другому підйомі АЧ

(після підпресовки обмоток) абсолютні величини мінімальної сили пресовки обмоток та максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок збільшилися.

При опусканні АЧ поведінка системи буде аналогічна попередній.

Якщо виконується умова  $|G_{max}| \leq |2F_T|$ , зменшення сили  $G$  до нуля не супроводжуватиметься рухом ярмових балок відносно ярма. Вони залишаться у крайньому верхньому положенні. Кінцева сила пресовки обмоток та кінцеве зусилля в елементах кріплення ярмових балок будуть відповідно дорівнювати мінімальній силі пресовки обмоток та максимальному зусиллю в елементах кріплення ярмових балок

$$P_{PRf2} = P_{PR2}, P_{Cf2} = P_{C2}. \quad (5.78)$$

Сила тертя між ярмовими балками та ярмом при другому підйомі та опусканні АЧ змінюватиметься так само, як і при першому підйомі та опусканні, тобто буде справедливим співвідношення

$$F_{tf2} = F_{tf1}, \quad (5.79)$$

де  $F_{tf1}$  визначається за допомогою виразу (5.35)

Графіки змінення сил для розглянутих випадків при другому підйомі та опусканні АЧ показано на рис. 5.4 ( $|G_{max}| \leq |F_T|$ ) та 5.5 ( $|F_T| < |G_{max}| \leq |2F_T|$ ). Ламані лінії  $D_1A_2A_4A_5$  представляють змінення рівнодійної спрямованих угору сил, які діють на ярмові балки при другому підйомі та опусканні АЧ. Ця рівнодійна на відрізку  $u_{G1} < u < u_{G2}$  визначається виразом (5.36). Ламані лінії  $K_1B_2B_4B_5$  представляють змінення сил тертя між ярмовими балками та ярмом при другому підйомі та опусканні АЧ. Точки та прямі  $D_1, D_1A_5, A_5$  відображають змінення сил пресовки обмоток,  $C_1, C_1C_2, C_2$  — змінення зусиль в елементах кріплення ярмових балок.

За умови  $|2F_T| < |G_{max}|$  під час другого підйому та опускання АЧ зменшення сили  $G$  до нуля супроводжуватиметься рухом ярмових балок вниз відносно ярма. Почнеться цей рух після того, як сила  $G$  стане рівною  $G_{max} - 2F_T$ . Умова рівноваги у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь (5.37) і в цьому випадку залишається справедливою. Сила, яка діє на ярмові балки з

боку обмоток при опусканні АЧ після другого підйому, визначається виразом

$$P_{pr} = P_{PR} - c_w \cdot (u - u_{yb1}) \quad (u \geq u_{yb1}). \quad (5.80)$$

Для зусилля в елементах кріплення ярмових балок і в цьому випадку зберігає силу формула (5.10).

З урахуванням виразів (5.10), (5.80) та рівняння (5.37) отримаємо залежність між силою  $G$  та вертикальним переміщенням ярмових балок  $u$

$$G(u) = -F_T - P_{PR} - c_w \cdot u_{yb1} + (c_y + c_w) \cdot u. \quad (5.81)$$

Кінцеве вертикальне переміщення ярмових балок після другого підйому та опускання АЧ  $u_{yb2}$  матиме місце, коли сила  $G$  прийме нульове значення. З урахуванням цього, використовуючи вираз (5.81), знайдемо кінцеве переміщення ярмових балок після другого підйому та опускання АЧ

$$u_{yb2} = u_{PR} + u_{yb} + K_w \cdot u_{yb} = u_{yb1} + K_w \cdot u_{yb}, \quad (5.82)$$

де  $u_{PR} = 0$ , а  $u_{yb}$  розраховується за формулою (5.44).

Після підстановки формули (5.82) у вирази (5.10), (5.80) для визначення кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок після другого підйому та опускання АЧ отримаємо такі співвідношення

$$P_{PRf2} = P_{PR} - K_w \cdot c_w \cdot u_{yb}; \quad (5.83)$$

$$P_{Cf2} = P_C - c_y \cdot u_{yb} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb} = P_{Cf1} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb}, \quad (5.84)$$

де зберігають справедливність вирази (5.31).

Порівнюючи вирази (5.83), (5.84) з формулами (5.41), (5.42) з урахуванням співвідношення  $K_w < 1$ , бачимо, що і в цьому випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$ ) після другого підйому та опускання АЧ абсолютні величини кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок збільшилися (за рахунок

підпресовки обмоток після першого підйому та опускання АЧ).

Сила тертя між ярмом та ярмовими балками у розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$ ) при другому підйомі та опусканні АЧ поводить ся так само, як і при першому підйомі та опусканні АЧ. Після зупинки ярмових балок вона буде спрямована вгору, а по модулю дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою  $F_T$ . Тобто і в цьому випадку матиме місце рівність (5.79), у якій сила  $F_{tf1}$  визначатиметься виразом (5.47).

Графіки змінення сил при другому підйомі та опусканні АЧ для випадку  $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$  представлені на рис. 5.10, який є продовженням рис. 5.6. Ламана лінія  $D_1A_5A_6A_7A_8$  представляє змінення рівнодійної спрямованих угору сил, які діють на ярмові балки при підйомі та опусканні АЧ. Ця сила визначається виразами (5.36) та (5.39) на відрізках  $A_5A_6$  та  $A_7A_8$  відповідно. Ламана лінія  $K_1B_5B_6B_7B_8$  відображає змінення сили тертя між ярмовими балками та ярмом при підйомі та опусканні АЧ. Точки та лінії  $D_1, D_1M_2, M_2, M_2A_8$  відповідають зміненню сили пресовки обмоток ( $\text{tg } \alpha \cong c_w$ ),  $C_1, C_1L_2, L_2, L_2C_2$  — зміненню зусилля в елементах кріплення ярмових балок ( $\text{tg } \beta \cong c_y$ ).

У випадку  $|P_{PR}| > |F_T|$ ,  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$  сила, яка діє на ярмові балки з боку обмоток при другому підйомі АЧ, так само визначається виразом (5.73). Зусилля в елементах кріплення ярмових балок у цьому випадку розраховується за формулою (5.49). Після підстановки виразів (5.49), (5.73) до рівняння (5.24) для залежності між силою  $G$  та вертикальним переміщенням ярмових балок  $u$  і тут отримаємо вираз (5.74).

Найбільше вертикальне переміщення ярмових балок при другому підйомі АЧ  $u_{G2}$  і в цьому випадку визначається за формулою (5.75), в якій  $u_{PR}$  розраховується за виразом (5.16), а  $u_G$  — (5.51).

Для визначення мінімальної сили пресовки обмоток та максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок при другому підйомі АЧ тут також будуть справедливими вирази (5.76) та (5.77), в яких  $u_G$  розраховується за формулою (5.51). Таким чином, і в цьому випадку при другому підйомі АЧ абсолютні величини мінімальної сили пресовки обмоток та максимального зусилля в елементах кріплення ярмових балок збільшилися (за рахунок підпресовки обмоток після першого підйому та опускання АЧ).

Поведінка системи при опусканні АЧ також буде аналогічна попередній.

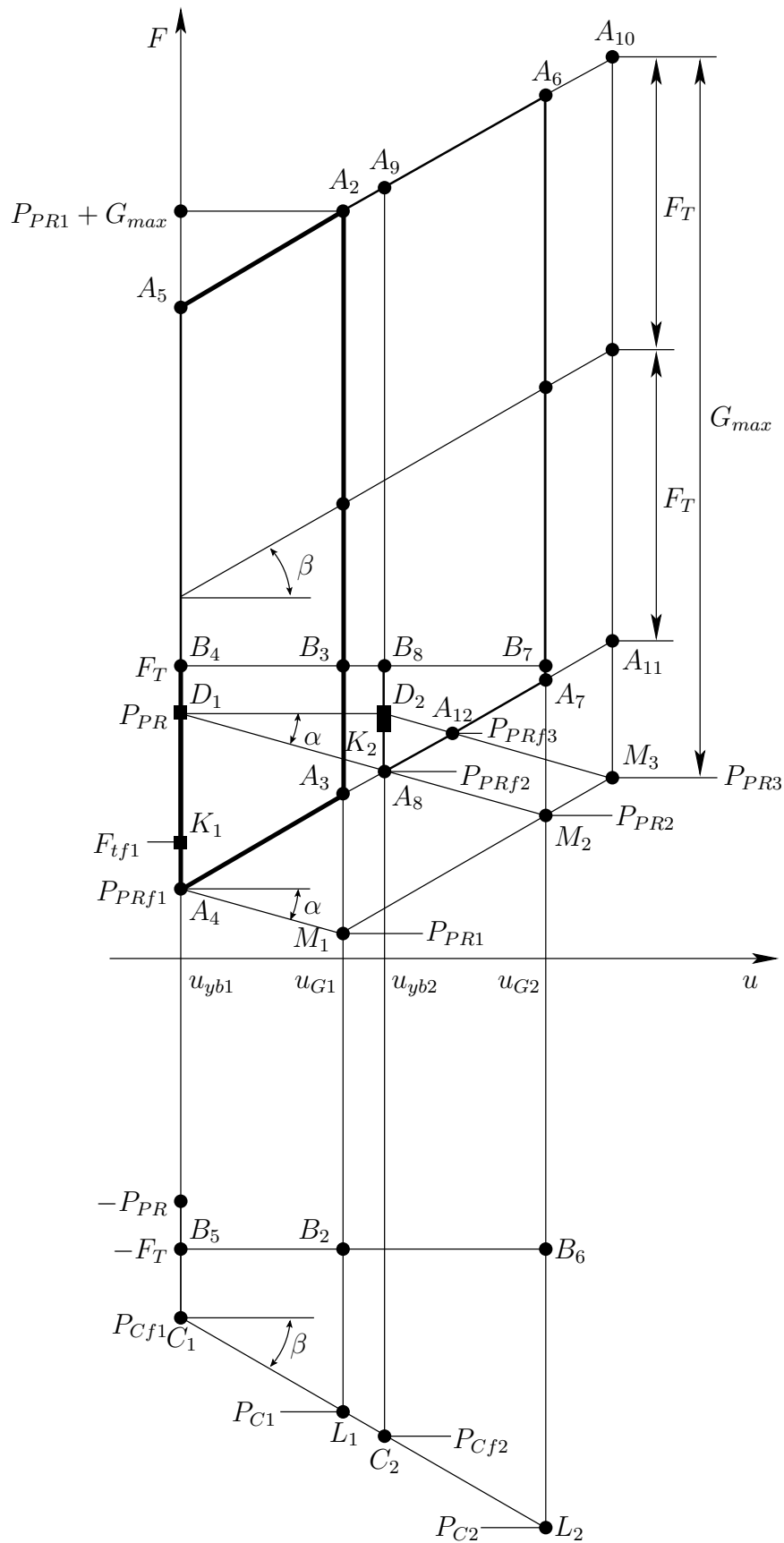


Рисунок 5.10 — Змінення сил при другому підйомі та опусканні АЧ ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$ ).

Якщо виконується умова  $|G_{max}| \leq |2F_T|$ , зменшення сили  $G$  до нуля не супроводжуватиметься рухом ярмових балок відносно ярма. Вони залишаться у крайньому верхньому положенні. Кінцева сила пресовки обмоток та кінцеве зусилля в елементах кріплення ярмових балок будуть відповідно дорівнювати мінімальній силі пресовки обмоток та максимальному за абсолютною величиною зусиллю в елементах кріплення ярмових балок (5.78).

Сила тертя між ярмовими балками та ярмом при другому підйомі і опусканні АЧ змінюватиметься так само, як і при першому, тобто як і раніше збереже справедливість співвідношення (5.79), в якому  $F_{tf1}$  визначається за допомогою виразу (5.35).

Графіки змінення сил для розглянутих випадків при другому підйомі та опусканні АЧ показано на рис. 5.7 та 5.8, де всі лінії та точки мають той самий зміст, що і на рис. 5.4 та 5.5.

За умови  $|2F_T| < |G_{max}|$  під час другого підйому та опускання АЧ зменшення сили  $G$  до нуля також супроводжуватиметься рухом ярмових балок вниз відносно ярма. Почнеться цей рух після того, як сила  $G$  стане рівною  $G_{max} - 2F_T$ . Умова рівноваги у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь (5.37) і в цьому випадку залишається справедливим. Сила, яка діє на ярмові балки з боку обмоток, та зусилля в елементах кріплення ярмових балок при опусканні АЧ після другого підйому визначаються виразами (5.80) та (5.49). Отже, залежність між силою  $G$  та вертикальним переміщенням ярмових балок  $u$  також визначатиметься виразом (5.81). Для кінцевого вертикального переміщення ярмових балок після другого підйому та опускання АЧ  $u_{yb2}$  знову отримаємо формулу (5.82), в якій  $u_{PR}$  та  $u_{yb}$  визначаються відповідно виразами (5.16) та (5.54). З урахуванням цих результатів для визначення кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок після другого підйому та опускання АЧ знову отримаємо співвідношення (5.83) та (5.84). Ці формули показують, що і в цьому випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$ ) після другого підйому та опускання АЧ абсолютні величини кінцевої сили пресовки обмоток та кінцевого зусилля в елементах кріплення ярмових балок збільшилися (за рахунок підпресовки обмоток після першого підйому та опускання АЧ).

Сила тертя між ярмом та ярмовими балками в розглядуваному випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$ ) при другому підйомі та

опусканні АЧ поводить себе так само, як і при першому підйомі та опусканні АЧ. Після зупинки ярмових балок, вона буде спрямована вгору, а по модулю дорівнюватиме максимальній силі тертя спокою ( $|F_{tf2}| = |F_T|$ ).

Графіки змінення сил при другому підйомі та опусканні АЧ для випадку ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ;  $|P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|$ ;  $|2F_T| < |G_{max}|$ ) представлено на рис. 5.11, який є продовженням рис. 5.9. Позначення ліній та точок, а також їх зміст тут той самий, що і на рис. 5.10.

Отримані результати (див. табл. 5.5) показують, що при повторному після підпресовки обмоток підйомі та опусканні АЧ обмотки розпресувалися менше, ніж при першому підйомі та опусканні. Сили тертя під час першого та другого підйомів та опускань змінюються однаково.

Таким чином, при підпресовці обмоток після другого підйому та опускання виконуватиметься умова  $|\Delta P_{PR2}| < |\Delta P_{PR1}| < |\Delta F_t| < |2F_T|$ , ( $|\Delta P_{PR2}|$  — змінення сили пресовки обмоток при другому підйомі та опусканні АЧ). Отже, у процесі повторної підпресовки обмоток зусилля в елементах кріплення ярмових балок не зміниться. Кінцева сила пресовки прийме значення  $P_{PR2f} = P_{PR}$ . Кінцеві значення всіх сил в елементах АЧ після повторної підпресовки обмоток приведені в таблиці 5.6.

На рис. 5.4, 5.5, 5.7, 5.8 при повторній підпресовці процеси збільшення сил пресовки обмоток представляють відрізки  $A_5D_2$ , відрізки  $B_5K_2$  відповідають зміненням сил тертя між ярмовими балками та ярмом. На рис. 5.10, 5.11 аналогічний зміст мають відрізки  $A_8D_2$  та  $B_8K_2$  відповідно.

Аналогічно попередньому, розглянемо третій підйом та опускання АЧ, а також подальшу підпресовку обмоток. У підсумку прийдемо до результатів, представлених в таблицях 5.7, 5.8.

Шляхом узагальнення отриманих результатів були визначені сили, які виникають в елементах АЧ після  $i$ -го підйому та опускання АЧ для випадку, коли всі попередні підйоми та опускання супроводжувалися підпресовкою обмоток. Результати показані в таблиці 5.9. Таблиця 5.10 містить сили в елементах АЧ, які виникли в цьому випадку після підпресовки обмоток.

Отримані результати показують, що шляхом повторних підйомів та опускань АЧ з підпресовкою обмоток можна практично виключити розпресовку обмоток. Сказане наочно ілюструють графіки, показані на рис. 5.4 — 5.11.

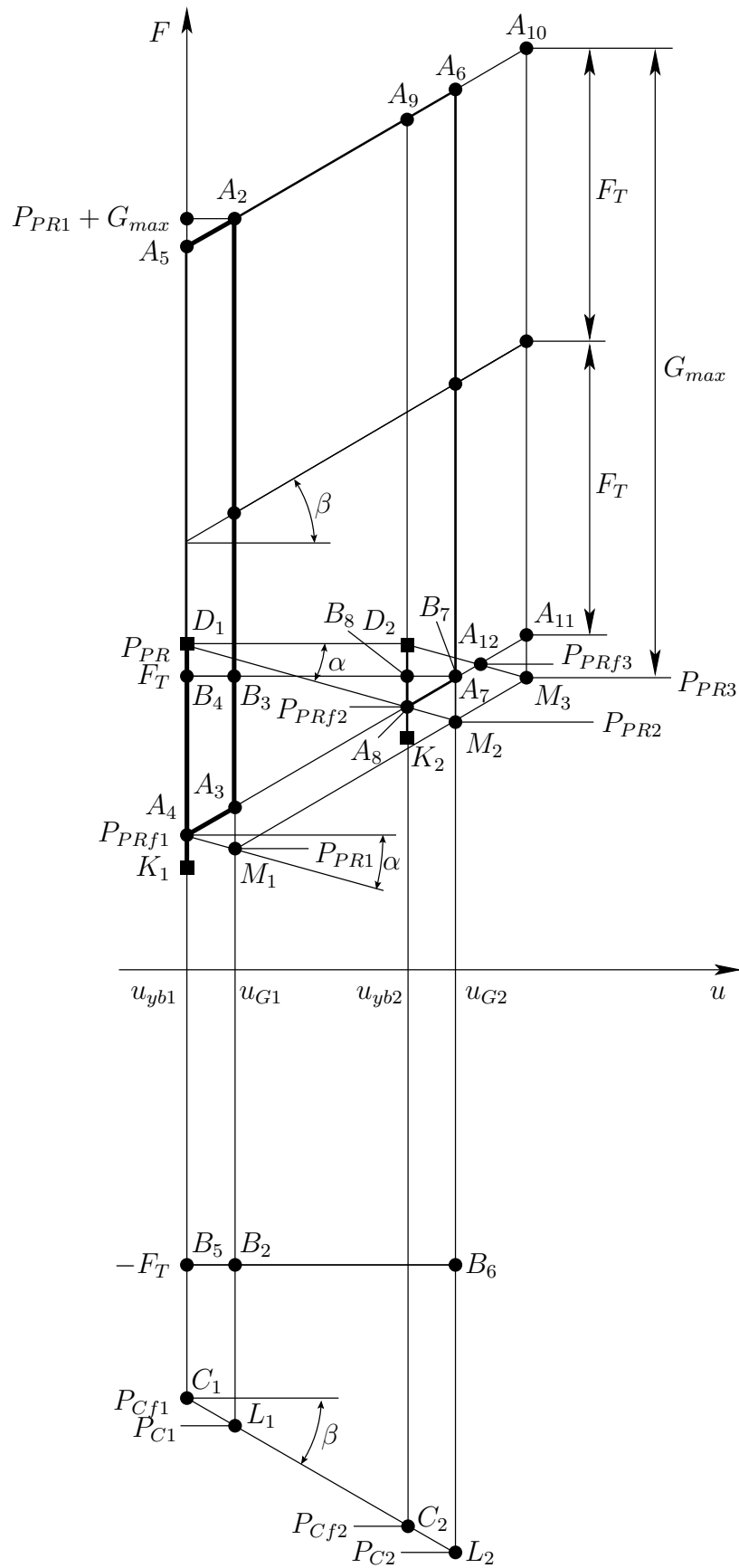


Рисунок 5.11 — Змінення сил при другому підйомі та опусканні АЧ  
 $(|P_{PR}| > |F_T|; |P_{PR}| + |G_{max}| > |F_T|; |2F_T| < |G_{max}|)$ .

Таблиця 5.5 — Кінцеві сили при розпресовці обмоток внаслідок другого підйому та опускання АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві сили в елементах АЧ	
1	2	3	4
		$P_{PRf2} = P_{PR2} = P_{PR} - K_w \cdot c_w \cdot u_G$	(5.76)
		$P_{Cf2} = P_{C2} =$ $= P_C - c_y \cdot u_G - K_w \cdot c_y \cdot u_G =$ $= P_{Cf1} - K_w \cdot c_y \cdot u_G$	(5.77)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}$	(5.32)
	$ P_{PR}  \leq  F_T $	$F_{tf2} = F_{tf1} = G_{max} - F_T$	(5.35)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PRf2} = P_{PR} - K_w \cdot c_w \cdot u_{yb}$	(5.83)
		$P_{Cf2} = P_C - c_y \cdot u_{yb} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb} =$ $= P_{Cf1} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb}$	(5.84)
	$ 2F_T  <  G_{max} $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}$	(5.44)
		$F_{tf2} = F_{tf1} = F_T$	(5.47)

## Продовження таблиці 5.5

1	2	3	4
		$P_{PRf2} = P_{PR2} = P_{PR} - K_w \cdot c_w \cdot u_G$	(5.76)
		$P_{Cf2} = P_{C2} =$ $= P_C - c_y \cdot u_G - K_w \cdot c_y \cdot u_G =$ $= P_{Cf1} - K_w \cdot c_y \cdot u_G$	(5.77)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}$	(5.51)
	$ P_{PR}  >  F_T $	$F_{tf2} = F_{tf1} = G_{max} - F_T$	(5.35)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PRf2} = P_{PR} - K_w \cdot c_w \cdot u_{yb}$	(5.83)
		$P_{Cf2} = P_C - c_y \cdot u_{yb} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb} =$ $= P_{Cf1} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb}$	(5.84)
	$ 2F_T  <  G_{max} $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}$	(5.54)
		$F_{tf2} = F_{tf1} = F_T$	(5.47)

Таблиця 5.6 — Кінцеві сили після підпресовки обмоток для ліквідації їх розпресовки при другому підйомі та опусканні АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві сили в елементах АЧ	
1	2	3	4
		$P_{PR2f} = P_{PR2}$	(5.85)
		$P_{C2f} = P_C - c_y \cdot u_G - K_w \cdot c_y \cdot u_G =$ $= P_{C1f} - K_w \cdot c_y \cdot u_G$	(5.86)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}$	(5.32)
	$ P_{PR}  \leq  F_T $	$F_{t2f} = G_{max} - F_T - K_w \cdot c_w \cdot u_G$	(5.87)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PR2f} = P_{PR2}$	(5.85)
		$P_{C2f} = P_C - c_y \cdot u_{yb} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb} =$ $= P_{C1f} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb}$	(5.88)
	$ 2F_T  <  G_{max} $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}$	(5.44)
		$F_{t2f} = F_T - K_w \cdot c_w \cdot u_{yb}$	(5.89)

## Продовження таблиці 5.6

1	2	3	4
		$P_{PR2f} = P_{PR}$	(5.85)
		$P_{C2f} = P_C - c_y \cdot u_G - K_w \cdot c_y \cdot u_G =$ $= P_{C1f} - K_w \cdot c_y \cdot u_G$	(5.86)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}$	(5.51)
	$ P_{PR}  >  F_T $	$F_{t2f} = G_{max} - F_T - K_w \cdot c_w \cdot u_G$	(5.87)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PR2f} = P_{PR}$	(5.85)
		$P_{C2f} = P_C - c_y \cdot u_{yb} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb} =$ $= P_{C1f} - K_w \cdot c_y \cdot u_{yb}$	(5.88)
	$ 2F_T  <  G_{max} $ $ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}$	(5.54)
		$F_{t2f} = F_T - K_w \cdot c_w \cdot u_{yb}$	(5.89)

Таблиця 5.7 — Кінцеві сили при розпресовці обмоток внаслідок третього підйому та опускання АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві переміщення та сили в елементах АЧ	
1	2	3	4
		$u_{G3} = u_{PR} + u_G + K_w u_G + K_w^2 u_G =$ $= u_{G2} + K_w^2 u_G$	(5.90)
		$u_{PR} = 0$	(5.31)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}$	(5.32)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{PRf3} = P_{PR} - K_w^2 c_w u_G$	(5.91)
		$P_{Cf3} = P_C - c_y u_G - K_w c_y u_G - K_w^2 c_y u_G =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_G$	(5.92)
		$P_C = 0$	(5.5)
	$ P_{PR}  \leq  F_T $	$F_{tf3} = G_{max} - F_T$	(5.93)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$u_{yb3} = u_{PR} + u_{yb} + K_w u_{yb} + K_w^2 u_{yb} =$ $= u_{yb2} + K_w^2 u_{yb}$	(5.94)
		$u_{PR} = 0$	(5.31)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}$	(5.44)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_{PRf3} = P_{PR} - K_w^2 c_w u_{yb}$	(5.95)
		$P_{Cf3} = P_C - c_y u_{yb} - K_w c_y u_{yb} - K_w^2 c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_{yb}$	(5.96)
		$P_C = 0$	(5.5)
		$F_{tf3} = F_T$	(5.97)

## Продовження таблиці 5.7

1	2	3	4
		$u_{G3} = u_{PR} + u_G + K_w u_G + K_w^2 u_G =$ $= u_{G2} + K_w^2 u_G$	(5.90)
		$u_{PR} = \frac{P_{PR} - F_T}{c_y}$	(5.16)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}$	(5.51)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{PRf3} = P_{PR} - K_w^2 c_w u_G$	(5.91)
		$P_{Cf3} = P_C - c_y u_G - K_w c_y u_G - K_w^2 c_y u_G =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_G$	(5.92)
		$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
$ P_{PR}  >  F_T $		$F_{tf3} = G_{max} - F_T$	(5.93)
$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $		$u_{yb3} = u_{PR} - u_{yb} + K_w u_{yb} - K_w^2 u_{yb} =$ $= u_{yb2} - K_w^2 u_{yb}$	(5.94)
		$u_{PR} = \frac{P_{PR} - F_T}{c_y}$	(5.16)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}$	(5.54)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_{PRf3} = P_{PR} - K_w^2 c_w u_{yb}$	(5.95)
		$P_{Cf3} = P_C - c_y u_{yb} - K_w c_y u_{yb} - K_w^2 c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_{yb}$	(5.96)
		$F_{tf3} = F_T$	(5.97)

Таблиця 5.8 — Кінцеві сили після підпресовки обмоток для ліквідації їх розпресовки при третьому підйомі та опусканні АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві переміщення та сили в елементах АЧ	
1	2	3	4
		$P_{PR3f} = P_{PR}$	(5.98)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{Cf3} = P_C - c_y u_G - K_w c_y u_G - K_w^2 c_y u_G =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_G$	(5.92)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}$	(5.32)
	$ P_{PR}  \leq  F_T $	$F_{t3f} = G_{max} - F_T - K_w^2 c_w u_G$	(5.99)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PR3f} = P_{PR}$	(5.98)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{Cf3} = P_C - c_y u_{yb} - K_w c_y u_{yb} - K_w^2 c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_{yb}$	(5.96)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}$	(5.44)
		$F_{t3f} = F_T - K_w^2 c_w u_{yb}$	(5.100)
		$P_{PR3f} = P_{PR}$	(5.98)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{Cf3} = P_C - c_y u_G - K_w c_y u_G - K_w^2 c_y u_G =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_G$	(5.92)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}$	(5.51)
	$ P_{PR}  >  F_T $	$F_{t3f} = G_{max} - F_T - K_w^2 c_w u_G$	(5.99)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PR3f} = P_{PR}$	(5.98)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{Cf3} = P_C - c_y u_{yb} - K_w c_y u_{yb} - K_w^2 c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf2} - K_w^2 c_y u_{yb}$	(5.96)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}$	(5.54)
		$F_{t3f} = F_T - K_w^2 c_w u_{yb}$	(5.100)

Таблиця 5.9 — Кінцеві сили при розпресовці обмоток внаслідок  $i$ -го підйому та опускання АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві переміщення та сили в елементах АЧ	
1	2	3	4
		$u_{Gi} = \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} u_G = u_{Gi-1} + K_w^{n-1} u_G$	(5.101)
		$u_{PR} = 0$	(5.31)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}$	(5.32)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{PRfi} = P_{PR} - K_w^{i-1} c_w u_G$	(5.102)
		$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_G =$ $= P_{Cf i-1} - K_w^{i-1} c_y u_G$	(5.103)
		$P_C = 0$	(5.5)
	$ P_{PR}  \leq  F_T $	$F_{tfi} = G_{max} - F_T$	(5.104)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$u_{ybi} = u_{PR} + \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} u_{yb} =$ $= u_{yb i-1} + K_w^{i-1} u_{yb}$	(5.105)
		$u_{PR} = 0$	(5.31)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}$	(5.44)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_{PRf} = P_{PR} - K_w^{i-1} c_w u_{yb}$	(5.106)
		$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf i-1} - K_w^{i-1} c_y u_{yb}$	(5.107)
		$P_C = 0$	(5.5)
		$F_{tfi} = F_T$	(5.108)

## Продовження таблиці 5.9

1	2	3	4
		$u_{Gi} = u_{PR} + \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} u_G$ $= u_{Gi-1} + K_w^{i-1} u_G$	(5.101)
		$u_{PR} = \frac{P_{PR} - F_T}{c_y}$	(5.16)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}$	(5.51)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_{PRfi} = P_{PR} - K_w^{i-1} c_w u_G$	(5.102)
		$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_G =$ $= P_{Cfi-1} - K_w^{i-1} c_y u_G$	(5.103)
		$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
	$ P_{PR}  >  F_T $	$F_{tfi} = G_{max} - F_T$	(5.104)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$u_{ybi} = u_{PR} + \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} u_{yb} =$ $= u_{ybi-1} + K_w^{i-1} u_{yb}$	(5.105)
		$u_{PR} = \frac{P_{PR} - F_T}{c_y}$	(5.16)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}$	(5.54)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_{PRfi} = P_{PR} - K_w^{i-1} c_w u_{yb}$	(5.106)
		$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_{yb} =$ $= P_{Cfi-1} - K_w^{i-1} c_y u_{yb}$	(5.107)
		$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$F_{tfi} = F_T$	(5.108)

Таблиця 5.10 — Кінцеві сили після підпресовки обмоток для ліквідації їх розпресовки при  $i$ -му підйомі та опусканні АЧ

Умови при запресовці обмоток, підйомі та опусканні АЧ		Кінцеві переміщення та сили в елементах АЧ	
1	2	3	4
		$P_{PRif} = P_{PR}$	(5.109)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_G =$ $= P_{Cf i-1} - K_w^{i-1} c_y u_G$	(5.103)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_G = \frac{G_{max} - (F_T - P_{PR})}{c_y + c_w}$	(5.32)
	$ P_{PR}  \leq  F_T $	$F_{tif} = G_{max} - F_T - K_w^{i-1} c_w u_G$	(5.110)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PRif} = P_{PR}$	(5.109)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf i-1} - K_w^{i-1} c_y u_{yb}$	(5.107)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = 0$	(5.5)
		$u_{yb} = \frac{F_T + P_{PR}}{c_y + c_w}$	(5.44)
		$F_{tif} = F_T - K_w^{i-1} c_w u_{yb}$	(5.111)

## Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4
		$P_{PRif} = P_{PR}$	(5.109)
	$ G_{max}  \leq  2F_T $	$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_G =$ $= P_{Cf i-1} - K_w^{i-1} c_y u_G$	(5.103)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  \leq  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_G = \frac{G_{max}}{c_y + c_w}$	(5.51)
	$ P_{PR}  >  F_T $	$F_{tif} = G_{max} - F_T - K_w^{i-1} c_w u_G$	(5.110)
	$ P_{PR}  +  G_{max}  >  F_T $	$P_{PRif} = P_{PR}$	(5.109)
	$ 2F_T  <  G_{max} $	$P_{Cfi} = P_C - \sum_{n=1}^i K_w^{n-1} c_y u_{yb} =$ $= P_{Cf i-1} - K_w^{i-1} c_y u_{yb}$	(5.107)
	$ P_{C1}  -  P_{PR1}  >  F_T $	$P_C = P_{PR} - F_T$	(5.15)
		$u_{yb} = \frac{2F_T}{c_y + c_w}$	(5.54)
		$F_{tif} = F_T - K_w^{i-1} c_w u_{yb}$	(5.111)

## 5.2.5 Вплив короткого замикання обмоток трансформатора.

При КЗ на ярмові балки (верхні) з боку обмоток діятиме сила  $P$ , яка змінюється в часі. У початковий момент КЗ сила  $P$  співпадає з силою пресовки обмоток (початковою). У процесі КЗ вона збільшується до деякого максимального значення, а потім зменшується до сили пресовки обмоток (залишкової). Тобто в розглядуваному випадку можна вважати, що до ярмових балок прикладається додаткова сила  $G$ , яка, як при підйомі та опусканні АЧ, збільшується від нуля до деякого максимального значення  $G_{max}$ , а потім зменшується до нуля. Якщо знайти максимальну додаткову силу, яка діє на ярмові балки при КЗ, —  $G_{max}$ , то для визначення зусиль в елементах АЧ, включаючи сили осьової пресовки обмоток, можна використовувати отримані вище результати (див. табл. 5.2 — 5.10). Таким чином, задача зводиться до визначення максимальної додаткової сили, яка діє на ярмові балки при КЗ. При вирішенні цієї задачі будемо виходити з того, що максимальна сила, яка

діє з боку обмоток на ярмові балки при КЗ,  $-P_{tyb}$  визначається за результатами розрахунку обмоток на електродинамічну стійкість, а сила пресовки обмоток у початковий момент КЗ дорівнює заданій  $-P_{PR}$ .

У випадку, коли задана сила пресовки обмоток  $P_{PR}$  не перевищує за абсолютною величиною максимальну силу тертя спокою між ярмом та ярмовими балками ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ) і максимальна сила, яка діє при КЗ з боку обмоток на ярмові балки, задовольняє такій самій умові

$$|P_{tyb}| \leq |F_T|, \quad (5.112)$$

при КЗ ярмові балки не рухатимуться відносно ярма. Таким чином, сила пресовки обмоток під час дії додаткової сили  $G$  лишатиметься незмінною — рівною  $P_{PR}$ . У цьому випадку додаткова сила, яка діє на ярмові балки,  $G$  дорівнюватиме

$$G = P - P_{PR}. \quad (5.113)$$

Підставивши до формули (5.113)  $P = P_{tyb}$ , отримаємо вираз для визначення максимальної додаткової сили, яка діє на ярмові балки при КЗ,

$$G_{max} = P_{tyb} - P_{PR}. \quad (5.114)$$

5.2.5.1 Якщо задана сила пресовки обмоток  $P_{PR}$  не перевищує за абсолютною величиною модуль максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом ( $|P_{PR}| \leq |F_T|$ ), а максимальна сила, яка діє при КЗ з боку обмоток на ярмові балки, по модулю перевищує абсолютну величину цієї сили

$$|P_{tyb}| > |F_T|, \quad (5.115)$$

з моменту, коли сила  $P$  перевищить максимальну силу тертя спокою  $F_T$  між ярмовими балками та ярмом, ярмові балки почнуть рухатися відносно ярма вгору. Умову рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь аналогічно попередньому (5.24) можна представити

наступним чином:

$$P - F_T + P_c = 0 \quad (|P| > |F_T|). \quad (5.116)$$

Для зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_c$  зберігає справедливість вираз (5.10). З урахуванням цього з рівняння (5.116) отримаємо

$$P(u) = F_T + c_y \cdot u \quad (|P| > |F_T|). \quad (5.117)$$

Додаткова сила, яка діє на ярмові балки під час КЗ, в розглядуваному випадку визначається виразом

$$G = P - P_{pr}, \quad (5.118)$$

для складових якого справедливі формули (5.117) та (5.25).

Максимальне переміщення ярмових балок відносно ярма  $u_{max}$  матиме місце при дії на ярмові балки з боку обмоток найбільшої сили —  $P_{tyb}$ . Враховуючи це, з рівняння (5.117) отримаємо

$$u_{max} = \frac{P_{tyb} - F_T}{c_y}. \quad (5.119)$$

Підставивши до виразу (5.25) максимальне переміщення ярмових балок відносно ярма (5.119), знайдемо мінімальну силу пресовки обмоток при КЗ  $P_{PR1}$

$$P_{PR1} = P_{PR} - \frac{c_w}{c_y} (P_{tyb} - F_T). \quad (5.120)$$

У цьому випадку максимальна додаткова сила, яка діє на ярмові балки,  $G_{max}$  дорівнюватиме

$$G_{max} = P_{tyb} - P_{PR1}. \quad (5.121)$$

5.2.5.2 У випадку, коли абсолютна величина заданої сили пресовки обмоток більше модуля максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом ( $|P_{PR}| > |F_T|$ ), при дії сили  $P$  ( $|P| > |P_{PR}|$ ) ярмові балки одразу почнуть рухатися вгору відносно ярма. Умова рівноваги ярмових балок у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь збереже попередній вигляд (5.116). Тільки тепер зусилля в елементах кріплення ярмових балок  $P_c$  визначатиметься виразом (5.49), з урахуванням якого знову отримаємо вираз (5.117) але за умови  $|P| > |P_{PR}|$ . Додаткова сила, яка діє на ярмові балки при КЗ, і в цьому випадку визначається виразом (5.118) для складових якого справедливі формули (5.117) та (5.48). Оскільки вираз (5.117) зберіг свою силу, то збереже силу і вираз (5.119) для максимального переміщення ярмових балок відносно ярма. Аналогічно попередньому знайдемо мінімальну силу пресовки обмоток при КЗ  $P_{PR1}$ , підставивши до виразу (5.48) максимальне переміщення ярмових балок відносно ярма (5.119). В результаті матимемо

$$P_{PR1} = P_{PR} + c_w \cdot u_{PR} - \frac{c_w}{c_y} (P_{tyb} - F_T). \quad (5.122)$$

Максимальна додаткова сила, яка діє на ярмові балки,  $G_{max}$  так само визначається виразом (5.121).

Слід зауважити, що, прийнявши в формулі (5.122)  $u_{PR} = 0$ , прийдемо до виразу (5.120), який має місце при виконанні умов  $|P_{PR}| \leq |F_T|$  та  $|P_{tyb}| > |F_T|$ . Таким чином, формула (5.122) розповсюджується на обидва випадки, розглянуті в п.п. 5.2.5.1 та 5.2.5.2.

5.3 Розрахунок осьових зусиль в обмотках при запресовці, змінненні температур елементів активної частини та вмісту вологи ізоляційних матеріалів

5.3.1 Розрахунок осьових зусиль в різновисоких обмотках при запресовці спільним пресувальним кільцем (спільними верхнім та нижнім пресувальними кільцями).

5.3.1.1 Спочатку розглянемо випадок, коли сила пресовки обмоток, яка діє на пресувальне кільце,  $P_{PR}$  задана. Ця сила зазвичай приймається рівною сумі сил пресовки окремих обмоток, розташованих під пресувальним кільцем,  $Pr_i$

$$P_{PR} = \sum_{i=1}^N Pr_i. \quad (5.123)$$

Потрібно визначити, які зусилля виникнуть в обмотках після запресовки. Для вирішення цієї задачі використаємо розрахункову схему, зображену на рис. 5.12, де:  $K$  — жорстке тіло, яке моделює пресувальне кільце (в положенні після запресовки обмоток);  $1, 2, \dots, i, \dots, N$  — лінійнопружні стержні, які представляють обмотки, при чому  $i$  — номер стержня (обмотки),  $N$  — кількість стержнів під жорстким тілом  $K$  (обмоток під спільним пресувальним кільцем — обмоток на одному стержні МС; номери стержнів та обмоток співпадають).

Розглянемо рівновагу пресувального кільця, замінивши дію на нього з боку обмоток внутрішніми зусиллями, які виникли в них після запресовки, —  $N_{0i}$  (див. рис. 5.12, б). Фактично на пресувальне кільце діє система сил, рівнодійні яких  $P_{PR}$ ,  $N_{0i}$  розташовані на спільній осі обмоток. У цьому випадку можна записати тільки одну умову рівноваги пресувального кільця у проекції на вертикальну вісь, яка має наступний вигляд

$$\sum_{i=1}^N N_{0i} - P_{PR} = 0. \quad (5.124)$$

Маємо одне рівняння статки (5.124), в яке входить  $N$  невідомих

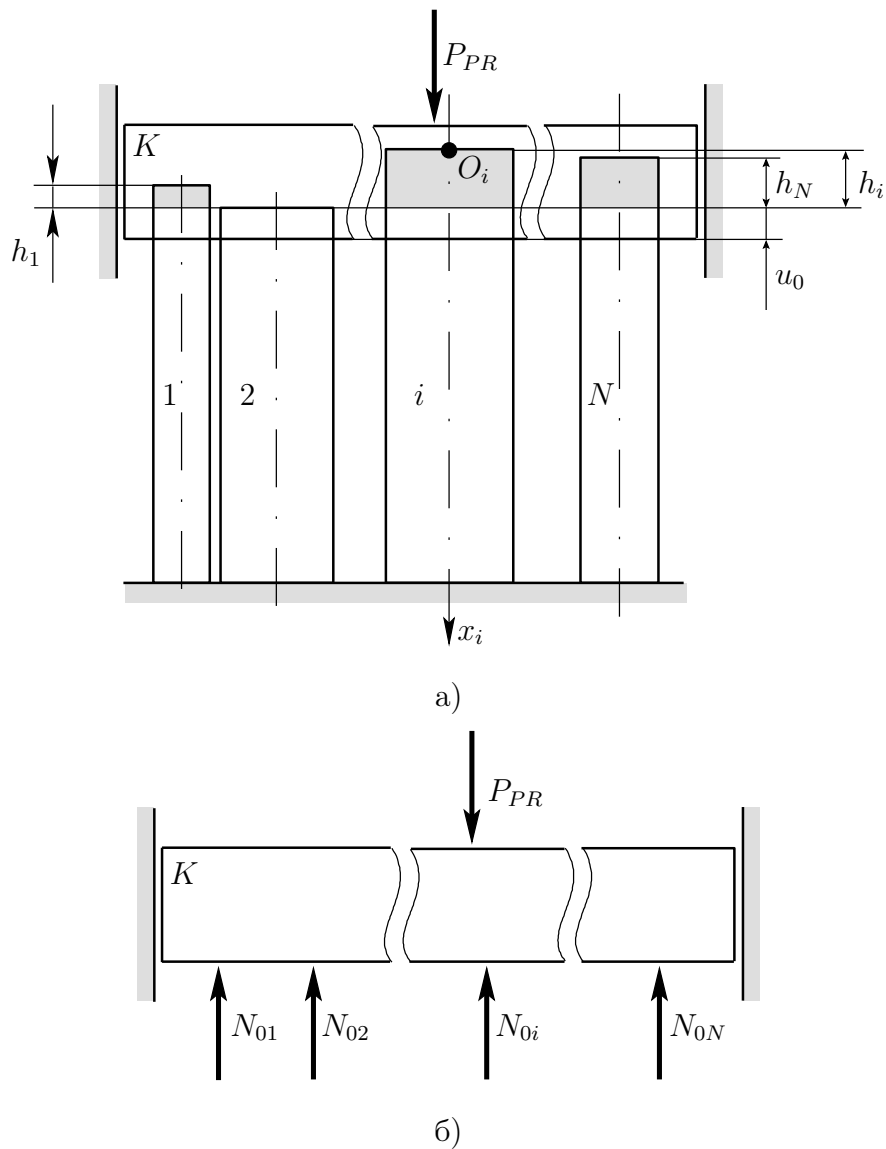


Рисунок 5.12 — Модель для визначення зусиль стиснення в різновисоких обмотках.

зусиль  $N_{0i}$ . Отже, задача  $N - 1$  раз статично невизначена. Для розкриття статичної невизначеності розглянемо деформації обмоток з урахуванням їх різновисокості. Оберемо найнижчу обмотку та визначимо відносно до неї прирости висот решти обмоток —  $h_i$  (див. рис. 5.12, а). Тоді абсолютна деформація кожної обмотки, яка виникає при запресовці, —  $u_i$  дорівнюватиме сумі її перевищення над найнижчою обмоткою  $h_i$  та абсолютної деформації найнижчої обмотки —  $u_0$

$$u_i = h_i + u_0. \quad (5.125)$$

Зусилля, яке виникло в обмотці при запресовці, в розглядуваному випадку визначається виразом

$$N_{0i} = c_i u_i. \quad (5.126)$$

З урахуванням формули (5.125) вираз (5.126) в кінцевому підсумку прийме вигляд:

$$N_{0i} = c_i (h_i + u_0). \quad (5.127)$$

Введення до розгляду деформацій дозволило зусилля, які виникають у всіх обмотках при запресовці, виразити через одну невідому величину — абсолютну деформацію найнижчої обмотки  $u_0$ . Цю невідому знайдемо з рівняння (5.124) після підстановки в нього виразів для зусиль (5.127). В результаті матимемо

$$u_0 = \frac{1}{c_w} \left( P_{PR} - \sum_{i=1}^N c_i h_i \right). \quad (5.128)$$

Використовуючи формули (5.127), (5.128), отримаємо вираз для визначення зусиль, які виникли в обмотках при запресовці

$$N_{0i} = c_i \left[ \frac{1}{c_w} \left( P_{PR} - \sum_{j=1}^N c_j h_j \right) + h_i \right]. \quad (5.129)$$

З виразу (5.129) видно, що всі обмотки, розташовані під одним пресувальним кільцем, будуть запресовані, якщо виконується умова

$$P_{PR} > \sum_{i=1}^N c_i h_i. \quad (5.130)$$

У протилежному випадку деякі обмотки, починаючи з найнижчої, будуть не запресовані.

5.3.1.2 Отримані результати також показують, що в загальному випадку зусилля, які виникли в обмотках після запресовки, не дорівнюють заданим

силам пресовки  $N_{0i} \neq Pr_i$ . При цьому зазначені зусилля можуть бути менше заданих сил пресовки ( $N_{0i} < Pr_i$ ), а це неприпустимо. З цієї причини визначимо силу пресовки, при дії якої на пресувальне кільце зусилля, які виникли в обмотках, будуть не менше заданих сил пресовки ( $N_{0i} \geq Pr_i$ ).

Сформульована задача вирішується в такій послідовності. Спочатку для кожної обмотки визначається абсолютна деформація при дії заданої сили пресовки за допомогою виразу

$$u_{pi} = \frac{Pr_i}{c_i}. \quad (5.131)$$

Далі визначаються відповідні деформації найнижчої обмотки за формулою

$$u_{0i} = u_{pi} - h_i. \quad (5.132)$$

В якості деформації найнижчої обмотки приймається максимальне зі значень, розрахованих за формулою (5.132),

$$u_{0max} = \max \{u_{0i}\}. \quad (5.133)$$

Зусилля в кожній обмотці після запресовки розраховується за допомогою виразу

$$N_{maxi} = c_i (u_{0max} + h_i). \quad (5.134)$$

Сила пресовки, при дії якої на пресувальне кільце зусилля, що виникли в обмотках, будуть не менше заданих сил пресовки, розраховується за формулою

$$P_{PRmax} = \sum_{i=1}^N N_{maxi}. \quad (5.135)$$

5.3.1.3 Цілком очевидно, що після запресовки в обмотці, якій відповідає максимальна деформація найнижчої обмотки ( $u_{0i} = u_{0max}$ ), зусилля, що

виникло, дорівнюватиме заданій силі пресовки ( $N_{maxi} = Pr_i$ ). У решті обмоток ці зусилля перевищуватимуть задані сили пресовки ( $N_{maxi} \geq Pr_i$ ). Тобто ці обмотки будуть перепресовані, що небажано, оскільки веде до вкладення зайвих матеріалів до пресувальної конструкції. Перепресовки обмоток не буде, якщо перевищення їх висот відносно найнижчої обмотки дорівнюватимуть

$$h_i = u_{pi} - u_0. \quad (5.136)$$

В чому легко переконатися, підставивши вираз (5.136) до співвідношення (5.129), беручи до уваги формули (5.123) та (5.131). При цьому зусилля, яке виникло в кожній обмотці після запресовки, дорівнюватиме заданій силі пресовки ( $N_{maxi} = Pr_i$ ). Щоб перевищення висот обмоток були додатними, в якості найнижчої слід прийняти обмотку, яка має найменше значення абсолютної деформації  $u_{pi}$ . Силу пресовки обмоток, яка діє на пресувальне кільце, як і раніше слід розраховувати за формулою (5.123).

На практиці задані сили пресовки будуть забезпечені, якщо всі обмотки, розташовані в АЧ під спільним пресувальним кільцем (між спільними верхнім та нижнім пресувальними кільцями) мають одну й ту саму висоту (задані висоти) при незалежній запресовці кожної з них заданою (розрахунковою) силою пресовки. Процес отримання такого результату зветься вирівнюванням висот обмоток у запресованому стані.

5.3.2 Розрахунок осьових зусиль у зібраних блочно обмотках при змінній температур елементів активної частини та вмістів вологи ізоляційних матеріалів.

5.3.2.1 Для вирішення поставленої задачі використаємо розрахункову схему, зображену на рис. 5.13, де:  $M$  — деформівне в напрямку осі обмоток лінійнопружне тіло, яке відповідає МС;  $c_1, c_2$  — безінерційні пружини, які моделюють верхній та нижній елементи кріплення блоку обмоток;  $K_1, K_2$  — жорсткі тіла, які представляють верхнє та нижнє пресувальні кільця;  $s_1, s_2$  — лінійнопружні шпильки, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця. Решта позначень мають той самий зміст, що і на рис. 5.12. Використаємо метод розв'язку, застосований у попередньому розділі. Запишемо умови рівноваги

верхнього (див. рис. 5.14, а) та нижнього (див. рис. 5.14, б) пресувальних кілець у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь

$$\sum_{i=1}^N N_i - P_1 - P_s = 0; \quad (5.137)$$

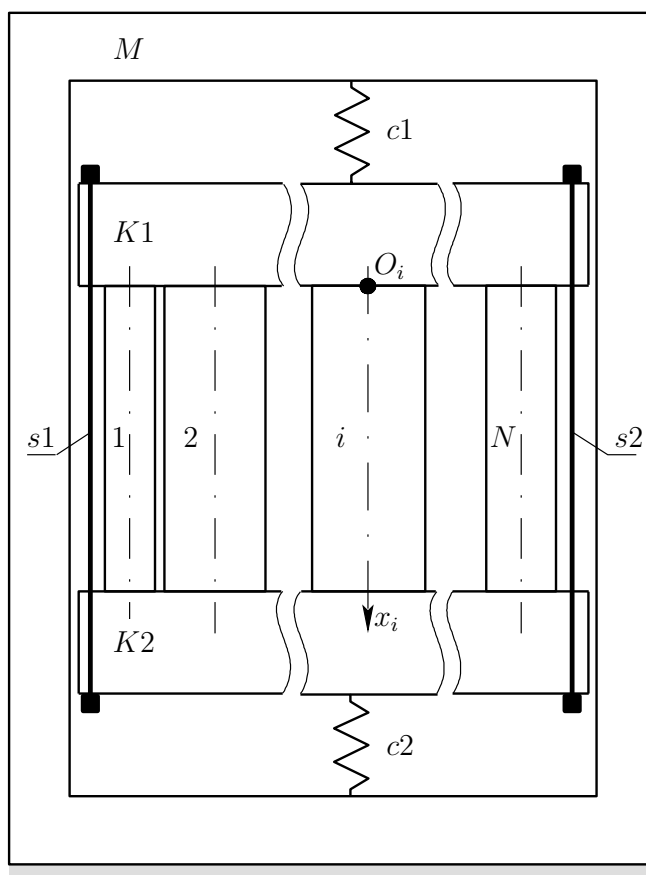


Рисунок 5.13 — Модель для визначення зусиль стиснення в обмотках при блочному збиранні.

$$P_2 + P_s - \sum_{i=1}^N N_i = 0, \quad (5.138)$$

де  $P_1$ ,  $P_2$  — зусилля в верхньому та нижньому елементах кріплення блоку обмоток;

$P_s$  — сумарне зусилля в шпильках, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця;

$N_i$  — зусилля в  $i$ -й обмотці (додатне при стисненні).

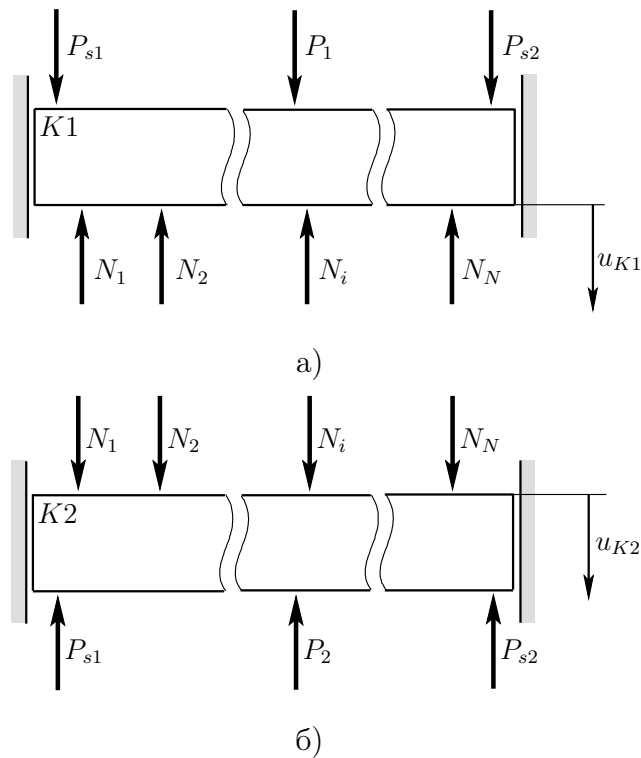


Рисунок 5.14 — Діаграми сил, які діють на пресувальні кільця при блоковому збиранні.

Зусилля в елементах кріплення блоку обмоток та шпильках, які стягують пресувальні кільця, визначаються виразами

$$P_1 = -c_{K1}(u_{K1} + u_M); \quad (5.139)$$

$$P_2 = c_{K2}u_{K2}; \quad (5.140)$$

$$P_s = P_{PR} + c_s[(u_{K2} - u_{K1}) - k_s t_s], \quad (5.141)$$

де  $c_{Ki}$  — коефіцієнти жорсткості верхнього ( $i = 1$ ) та нижнього ( $i = 2$ ) елементів кріплення блоку обмоток;

$u_{Ki}$  — переміщення верхнього ( $i = 1$ ) та нижнього ( $i = 2$ ) пресувальних кілець, викликані зміненнями температур елементів АЧ або вмістів вологи ізоляційних матеріалів (див. рис. 5.14);

$u_M$  — переміщення верхнього ярма МС, викликане зміненнями температури елементів АЧ;

$c_s$  — сумарний коефіцієнт жорсткості шпильок, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця;

$k_s, t_s$  — коефіцієнт теплового лінійного розширення та змінення середньої температури шпильок, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця; для елементів кріплення блоку обмоток вплив змінення температури та вмісту вологи не враховується.

Зусилля в  $i$ -й обмотці при зміненні її температури та вмісту вологи ізоляційних матеріалів визначається наступним чином:

$$N_i = N_{0i} - c_i [(u_{K2} - u_{K1}) - kt_i \cdot t_i - kw_i \cdot w_i], \quad (5.142)$$

де  $kt_i, kw_i$  — коефіцієнти лінійного розширення обмотки при зміненні її температури та вмісту вологи ізоляційних матеріалів;

$t_i, w_i$  — змінення середньої температури обмотки та середнього вмісту вологи її ізоляційних матеріалів.

У першому наближенні МС вважатимемо абсолютно жорсткою. Тоді переміщення верхнього ярма можна представити наступним чином:

$$u_M = k_M t_M, \quad (5.143)$$

де  $k_M$  — коефіцієнт теплового лінійного розширення МС;

$t_M$  — змінення середньої температури МС.

Підставимо вирази (5.139) — (5.143) до рівнянь рівноваги пресувальних кілець (5.137), (5.138). З отриманих співвідношень знайдемо переміщення верхнього та нижнього пресувальних кілець

$$u_{K1} = -\frac{c}{c_B} \left[ \frac{D_B}{c_{K1}} + \left( 1 + \frac{c_B}{c_{K2}} \right) k_M t_M \right] \quad (5.144)$$

$$u_{K2} = -\frac{c}{c_B c_{K2}} (D_B - c_B k_M t_M), \quad (5.145)$$

де прийнято наступні позначення

$$c = \frac{c_B \cdot c_K}{c_B + c_K}; c_B = c_w + c_s; c_K = \frac{c_{K1} \cdot c_{K2}}{c_{K1} + c_{K2}}$$

$$D_B = c_s k_s t_s + \sum_{i=1}^N c_i (kt_i \cdot t_i + kw_i \cdot w_i). \quad (5.146)$$

Після підстановки виразів для переміщень пресувальних кілець (5.144), (5.145) до формули (5.142), в кінцевому підсумку отримаємо

$$N_i = N_{0i} - c_i \left( \frac{D_B + c_K k_M t_M}{c_B + c_K} - k t_i \cdot t_i - k w_i \cdot w_i \right). \quad (5.147)$$

Аналогічним чином знайдемо формули для визначення зусиль у верхньому та нижньому елементах кріплення блоку обмоток, а також сумарного зусилля в шпильках, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця:

$$P_1 = P_2 = \left( \frac{D_B}{c_B} - k_M t_M \right) \cdot c; \quad (5.148)$$

$$P_s = P_{PR} + c_s \left( \frac{D_B + c_K k_M t_M}{c_B + c_K} - k_s t_s \right). \quad (5.149)$$

Якщо МС не вважати абсолютно жорсткою, слід враховувати зусилля, які виникають в стрижнях МС. Зусилля в МС, яке приходить на один стрижень з обмотками, визначається виразом:

$$N_M = c_M (u_M - k_M t_M), \quad (5.150)$$

де  $c_M$  — коефіцієнт жорсткості МС, який приходить на один стрижень з обмотками.

Для визначення переміщення  $u_M$  візьмемо до уваги умову рівноваги верхньої частини МС з обмотками (див. рис. 5.15)

$$\sum_{i=1}^N N_i - N_M - P_s = 0. \quad (5.151)$$

Виразимо в умовах рівноваги (5.137), (5.138), (5.151) зусилля через переміщення (5.139) — (5.142), (5.150), отримаємо систему трьох рівнянь з трьома невідомими  $u_{K1}$ ,  $u_{K2}$ ,  $u_M$ , розв'язавши яку, матимемо

$$u_{K1} = -\frac{c_F}{c_B} \left[ D_B \left( \frac{1}{c_{K1}} + \frac{1}{c_M} \right) + \left( 1 + \frac{c_B}{c_{K2}} \right) \cdot k_M t_M \right]; \quad (5.152)$$

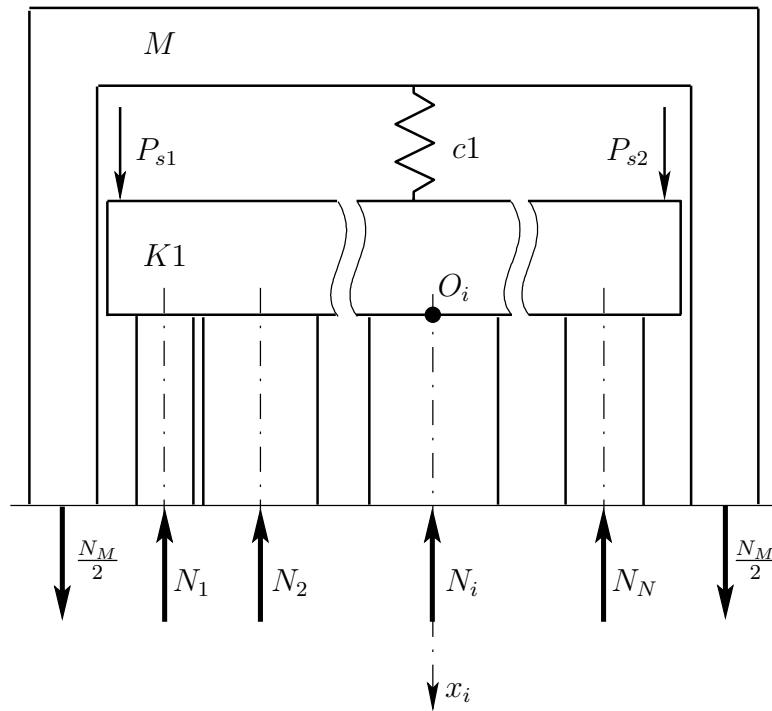


Рисунок 5.15 — Діаграма сил, які діють на верхню половину МС.

$$u_{K2} = \frac{c_F}{c_B c_{K2}} (D_B - c_B k_M t_M); \quad (5.153)$$

$$u_M = D_B \frac{c_F}{c_B c_M} + \left(1 - \frac{c_F}{c_M}\right) k_M t_M, \quad (5.154)$$

де

$$c_O = \frac{c_K \cdot c_M}{c_K + c_M}; \quad c_F = \frac{c_B \cdot c_O}{c_B + c_O}. \quad (5.155)$$

З урахуванням виразів (5.152) – (5.154) для зусиль в обмотках, зусилля в МС, яке приходиться на один стрижень з обмотками, зусиль у верхньому та нижньому елементах кріплення блоку обмоток, а також сумарного зусилля в шпильках, які стягують верхнє та нижнє пресувальні кільця, матимемо такі формули

$$N_i = N_{0i} - c_i \left( \frac{D_B + c_O k_M t_M}{c_B + c_O} - k t_i \cdot t_i - k w_i \cdot w_i \right); \quad (5.156)$$

$$N_M = P_1 = P_2 = \left( \frac{D_B}{c_B} - k_M t_M \right) \cdot c_F; \quad (5.157)$$

$$P_s = P_{PR} + c_s \left( \frac{D_B + c_O k_M t_M}{c_B + c_O} - k_s t_s \right). \quad (5.158)$$

Якщо в виразах (5.152) – (5.158) покласти  $c_M \rightarrow \infty$ , як і слід було очікувати, отримаємо формули (5.143) – (5.149).

З отриманих виразів видно, що при змінні температур елементів АЧ та вмістів вологи ізоляційних матеріалів виникнуть зусилля в елементах кріплення блоку обмоток і, як наслідок, у МС. Через елементи кріплення блоку обмоток на МС також передаватимуться зусилля, які виникають в обмотках при КЗ. Все це супроводжуватиметься деформаціями МС, що призведе до збільшення втрат в електротехнічній сталі. Для усунення таких небажаних явищ блок обмоток можна фіксувати тільки на нижньому ярмі. Верхній елемент кріплення блоку обмоток в цьому випадку не ставиться, тому його жорсткість слід прийняти рівною нулю. Поклавши в отриманих результатах  $c_{K1} = 0$ , матимемо

$$u_{K1} = -\frac{D_B}{c_B}; \quad u_{K2} = 0; \quad N_M = P_1 = P_2 = 0;$$

$$N_i = N_{0i} - c_i \left( \frac{D_B}{c_B} - kt_i \cdot t_i - kw_i \cdot w_i \right). \quad (5.159)$$

Залежності (5.159) можна застосовувати і для визначення зусиль в елементах АЧ, в якій пресувальні балки не використовуються для запресовки торцевого ярма (див. рис. 1.5). Тільки в цьому випадку сумарний коефіцієнт жорсткості шпильок  $c_s$  слід прийняти рівним середньому коефіцієнту жорсткості всіх шпильок, що притягують пресувальні балки до піддону бака, який приходиться на один стрижень МС з обмотками.

5.3.3 Розрахунок осьових зусиль у запресованих за допомогою ярмових балок обмотках при змінні температур елементів активної частини та вмістів вологи ізоляційних матеріалів.

5.3.3.1 Розглянемо найбільш розповсюджену конструкцію АЧ, в якій за допомогою одних і тих самих ярмових балок здійснюється пресування як ярем МС, так і обмоток (див. рис. 1.3). При цьому всі обмотки одного стрижня МС пресуються за допомогою одного спільного пресувального кільця (спільних верхнього та нижнього пресувальних кілець). Верхнє пресувальне кільце через спеціальні елементи спирається тільки на верхні ярмові балки. Нижні торці

обмоток безпосередньо або через спільні елементи (пресувальне кільце або сегменти) спираються як на нижні ярмові балки, так і на нижнє торцеве яро. За рахунок опори на нижнє торцеве яро переміщення нижніх торців обмоток при змінєнні зусиль в них будуть малі у порівнянні з переміщеннями верхніх торців (верхнього пресувального кільця). Це дозволяє у першому наближенні вважати, що нижні торці обмоток мають абсолютно жорстку опору. З урахуванням цих спрощень для одного стрижня МС з обмотками отримаємо розрахункову схему, зображену на рис. 5.16. Елементами розрахункової схеми є:  $B$  — жорстке тіло, яке моделює верхні ярмові балки;  $c_y$  — безінерційна пружина, яка моделює елементи кріплення ярмових балок;  $c_r$  — безінерційна пружина, яка представляє елементи, розташовані між пресувальним кільцем та ярмовими балками (елементами пресовки); решта позначень ті ж, що і на рис. 5.13. Для безінерційних пружин вплив змінєння температур та вмістів вологи відповідних елементів не враховується.

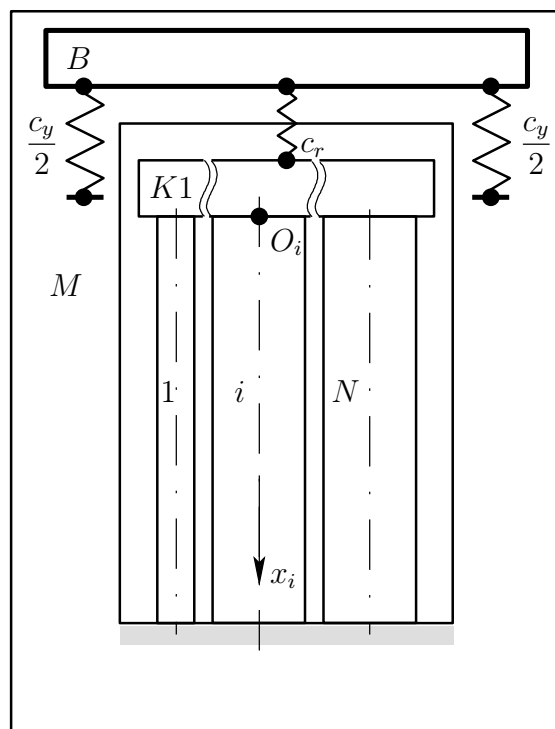


Рисунок 5.16 — Модель для визначення зусиль в елементах традиційної АЧ при змінєнні її температури та вмісту вологи целюлозних матеріалів.

Пресування обмоток виконується після сушки АЧ за середньої температури елементів рівній приблизно  $50^{\circ}\text{C}$ . Використовуються спеціальні

гідравлічні домкрати, встановлювані між верхніми ярмовими балками та пресувальними кільцями. Сила, яка виникає в домкратах при підвищенні тиску рідини, через пресувальні кільця стискає обмотки. Така ж сила протилежного напрямку діє з боку домкратів на верхні ярмові балки. Згідно розрахункам у трансформаторах розглядуваної конструкції задана сумарна кінцева сила пресовки обмоток  $P_{PR}$  перевищує максимальну силу тертя спокою між ярмовими балками та ярмом  $F_T$ . Таким чином, як відмічалось в підрозділі 5.2, в якийсь момент сила, яка розвивається в домкратах, стане рівна максимальній силі тертя спокою між ярмом та ярмовими балками. З цього моменту при подальшому збільшенні тиску рідини в домкратах ярмові балки почнуть рухатися відносно ярма вгору, викликаючи деформації елементів їх кріплення (пресувальних пластин, вертикальних шпильок, напівбандажів тощо). Внаслідок деформації в цих елементах виникнуть зусилля, які перешкоджають переміщенню ярмових балок. При русі ярмових балок відносно ярма сила тертя ковзання дорівнює максимальній силі тертя спокою (оскільки швидкість ковзання мала). Коли сила в домкратах стане рівною сумарній кінцевій силі пресовки обмоток, процес запресовки припиняється. Між ярмовими балками та пресувальними кільцями встановлюються елементи пресовки (наприклад, бруски з ДСП). Після цього гідравлічні домкрати усуваються. Повне зусилля в елементах пресовки дорівнює сумарній кінцевій силі пресовки обмоток. Вертикальна складова сумарного зусилля в елементах кріплення ярмових балок (зусилля в елементах кріплення ярмових балок) по модулю менше повного зусилля в елементах пресовки на величину максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом. На графіках залежностей між силами  $P$ , які діють на ярмові балки, та їх переміщенням  $u$  (див. рис. 5.17) процесу запресовки обмоток відповідає ламана  $OAA_1$ , яка представляє змінення сили в гідравлічних домкратах. Лінія  $OBV_1$  показує змінення сили тертя між ярмовими балками та ярмом. Точка  $O$  та відрізок  $OC_1$  відповідають зусиллю в елементах кріплення ярмових балок до початку їх руху відносно ярма та під час руху. Для визначення сил пресовки в обмотках після запресовки і розглядуваному випадку будуть справедливі результати п. 5.3.1.

У подальшому відбувається остигання трансформатора, що призводить до зменшення осьових зусиль в обмотках. Обумовлено це тим, що обмотки мають більші значення коефіцієнтів теплового лінійного розширення в осьовому

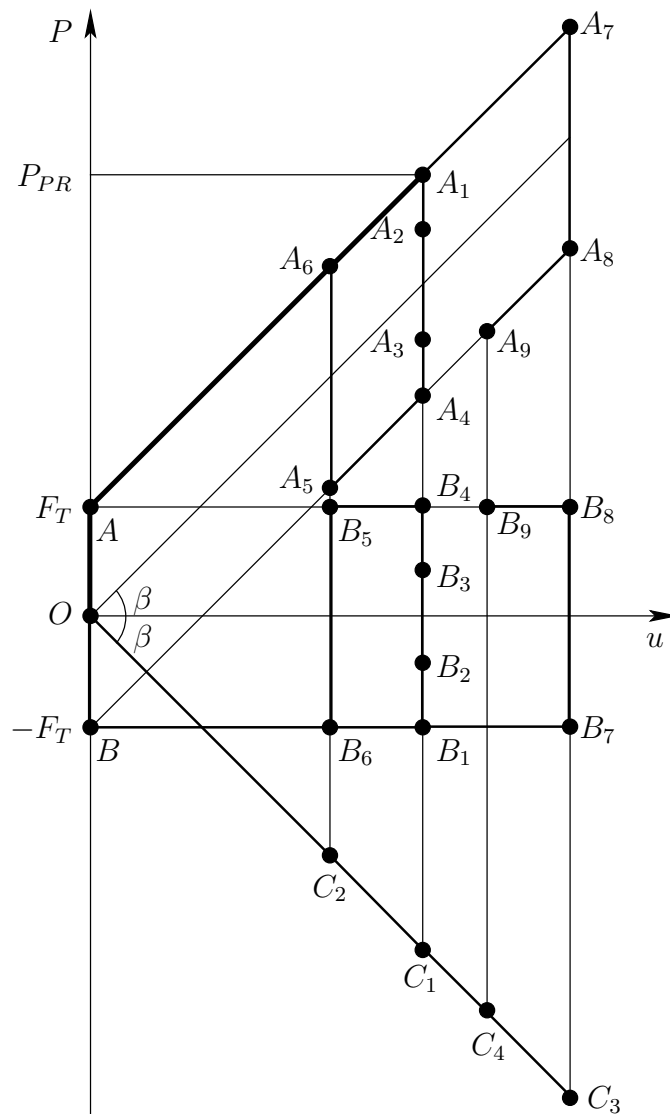


Рисунок 5.17 — Змінення сил в елементах традиційної АЧ при запресовці та подальшому змінні температури АЧ.

напрямку, ніж решта елементів АЧ. В залежності від мінімальної температури, до якої остигне АЧ, зміненню зусилля в елементах пресовки, яке дорівнює сумарному зусиллю стиснення обмоток, на графіках рис. 5.17 можуть відповідати відрізки  $A_1A_2$  або  $A_1A_3$ , або ламана  $A_1A_4A_5$ . Змінення сили тертя між ярмовими балками та ярмом будуть представляти відповідно відрізки  $B_1B_2$  або  $B_1B_3$  або лінія  $B_1B_4B_5$ . Зусиллю в елементах кріплення ярмових балок відповідатимуть точка  $C_1$  та відрізок  $C_1C_2$ .

У процесі експлуатації відбувається нагрів трансформатора, який супроводжується збільшенням осьових зусиль в обмотках. Середні значення температур елементів АЧ можуть бути близькими до  $100^\circ\text{C}$ . В залежності від мінімальної температури охолодження АЧ процес нагрівання до максимальної

температури в експлуатації супроводжуватиметься збільшенням зусиль в елементах пресовки за графіками, представленими лініями  $A_2A_1A_7$  або  $A_3A_1A_7$ , або  $A_5A_6A_7$  (див. рис. 5.17). Змінення сили тертя між ярмовими балками та ярмом представлятимуть лінії  $B_2B_1B_7$  або  $B_3B_1B_7$ , або  $B_5B_6B_7$ , зусилля в елементах кріплення ярмових балок — точки  $C_1$  або  $C_2$  до початку руху ярмових балок відносно ярма, відрізки  $C_1C_3$  або  $C_2C_3$  при їх русі.

При охолодженні АЧ від максимальної температури в експлуатації до кімнатної температури, що може мати місце, наприклад, у випадку виводу трансформатора з роботи, процесам змінення зусилля в елементах пресовки на рис. 5.17 відповідатиме лінія  $A_7A_8A_9$ , силі тертя між ярмовими балками та ярмом —  $B_7B_8B_9$ , зусиллю в елементах кріплення ярмових балок — точка  $C_3$  та відрізок  $C_3C_4$ .

Аналогічним чином змінюватимуться зусилля в елементах АЧ при змінненні вмістів вологи ізоляційних матеріалів в обмотках.

Згідно представленим результатам процесу, які перебігають в АЧ при змінненні температур елементів або вмістів вологи ізоляційних матеріалів обмоток, у найбільш загальному випадку можна розділити на етапи двох видів. При першому виді змінення зусиль в елементах відбувається без руху ярмових балок відносно ярма (вертикальні відрізки на графіках змінення зусиль в елементах пресовки рис. 5.17). Для другого виду характерний такий рух (похилі відрізки на тих самих графіках). У першому випадку зусилля в елементах кріплення ярмових балок не змінюється. Рівновага ярмових балок при змінненні зусиль в обмотках забезпечується за рахунок змінення сили тертя. У другому випадку сила тертя між ярмовими балками та ярмом дорівнює максимальній силі тертя спокою і стала за напрямком. Рівновага сил при русі ярмових балок відносно ярма підтримується за рахунок змінення зусилля в елементах їх кріплення. Таким чином, задача зводиться до визначення зусиль в елементах АЧ для етапів цих двох видів. Отримані результати дозволять розраховувати зусилля в елементах АЧ за будь-яких змінень їх температур та вмістів вологи ізоляційних матеріалів.

5.3.3.2 Для визначення зусиль в елементах АЧ запишемо умову рівноваги ярмових балок, пресувального кільця та верхньої частини МС з обмотками у проекції на спрямовану вгору вертикальну вісь, використовуючи розрахункові схеми, представлені на рис. 5.18, 5.19.

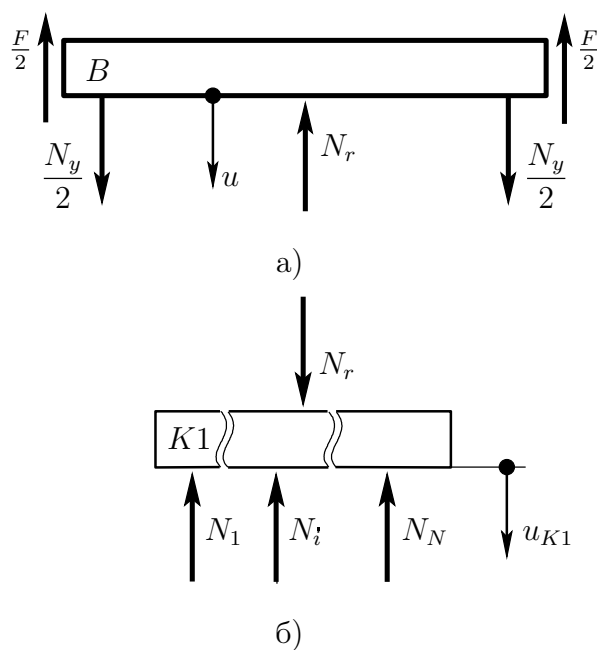


Рисунок 5.18 — Діаграми сил, які діють на ярмову балку та пресувальне кільце.

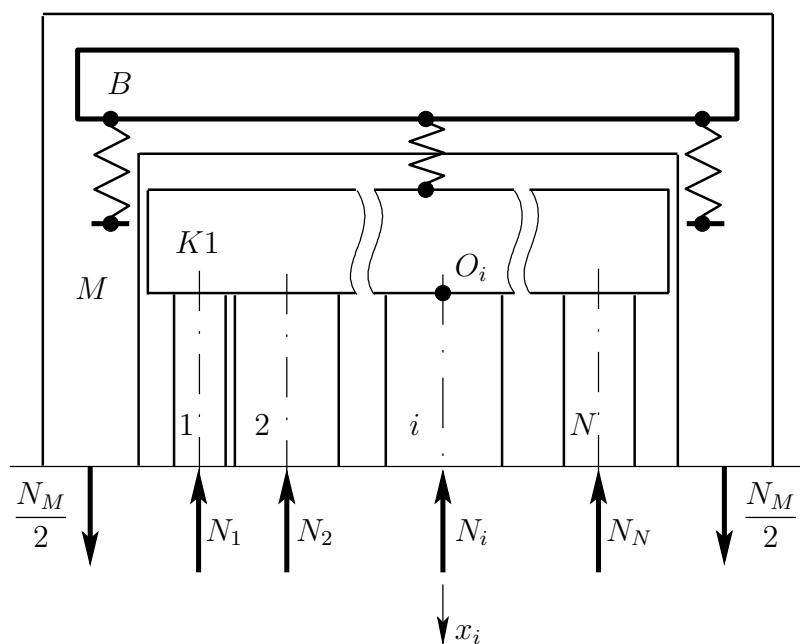


Рисунок 5.19 — Діаграма сил, які діють на верхню половину МС традиційної АЧ.

В результаті матимемо

$$N_r + F - N_y = 0; \quad (5.160)$$

$$\sum_{i=1}^N N_i - N_r = 0; \quad (5.161)$$

$$\sum_{i=1}^N N_i - N_M = 0, \quad (5.162)$$

де  $F$  — сила тертя між ярмовими балками та ярмом;

$N_r$  — зусилля в елементах пресовки;

$N_y$  — зусилля в елементах кріплення ярмових балок. Усі зусилля беруться для одного стрижня МС, на якому встановлено обмотки.

Ми маємо три рівняння рівноваги, які містять  $3 + N$  невідомих зусиль. Задача  $N$  разів статично невизначена. Для розкриття статичної невизначеності виразимо зусилля в елементах АЧ через переміщення ярмових балок  $u$ , пресувального кільця  $u_{K1}$  та верхнього ярма МС  $u_M$ . З урахуванням змінення температур елементів та вмістів води ізоляційних матеріалів прийдемо до таких виразів для зусиль:

$$N_r = N_{0r} - c_r (u_{K1} - u); \quad (5.163)$$

$$N_y = N_{0y} - c_y (u - u_M); \quad (5.164)$$

$$N_M = N_{0M} - c_M (u_M + k_M t_M); \quad (5.165)$$

$$N_i = N_{0i} + c_i (u_{K1} + k t_i \cdot t_i + k w_i \cdot w_i), \quad (5.166)$$

де  $N_{0r}$ ,  $N_{0y}$ ,  $N_{0M}$ ,  $N_{0i}$  — зусилля в елементах пресовки, елементах кріплення ярмових балок, магнітній системі та обмотці в початковий момент етапу — початкові зусилля (на один стрижень МС);

$c_r$  — коефіцієнт жорсткості елементів пресовки (на один стрижень МС).

Умови рівноваги (5.160) — (5.162) виконуються і в початковий момент етапу, таким чином, вони будуть справедливими і для початкових зусиль в елементах АЧ, тобто

$$N_{0r} + F_0 - N_{0y} = 0; \quad \sum_{i=1}^N N_{0i} - N_{0r} = 0; \quad \sum_{i=1}^N N_{0i} - N_{0M} = 0, \quad (5.167)$$

де  $F_0$  — сила тертя між ярмовими балками та ярмом у початковий момент етапу.

З представлених виразів видно, що рішення поставленої задачі зводиться до визначення переміщень  $u$ ,  $u_{K1}$ ,  $u_M$ , для чого є три умови рівноваги (5.160) — (5.162).

Розглянемо етапи першого виду, які перебігають без руху ярмових балок відносно ярма. У цьому випадку виконуватиметься умова

$$u = u_M. \quad (5.168)$$

Враховуючи цю умову з виразу (5.164) отримаємо

$$N_y = N_{0y}. \quad (5.169)$$

Після підстановки виразів для зусиль (5.163), (5.165), (5.166) до умов рівноваги (5.161), (5.162), беручи до уваги співвідношення (5.167) отримаємо

$$u_{K1} = \frac{c_r u_M - D_w}{c}; \quad (5.170)$$

$$u_M = \frac{\frac{c_r}{c} D_w + c_M k_M t_M}{c_M + \frac{c_r c_w}{c}}, \quad (5.171)$$

де

$$c = c_r + c_w; \quad D_w = \sum_{i=1}^N c_i (k t_i \cdot t_i + k w_i \cdot w_i). \quad (5.172)$$

Отримані результати (5.168) — (5.172) справедливі за відсутності руху ярмових балок відносно ярма. Цей рух почнеться у той момент, коли сила тертя між ярмовими балками та ярмом стане рівною максимальній силі тертя спокою. При охолодженні АЧ та висиханні ізоляційних матеріалів (зменшенні зусиль в обмотках) ця сила буде спрямована вгору (проти переміщення ярмових балок відносно ярма) —  $F = F_T$ . При нагріванні АЧ та зволоженні ізоляційних матеріалів (збільшенні зусиль в обмотках) сила тертя буде спрямована вниз —  $F = -F_T$ . З урахуванням цього з рівняння рівноваги ярмових балок (5.160)

отримаємо умови для визначення нижніх та верхніх граничних змінень середніх температур та середніх вмістів вологи, за яких починається рух ярмових балок відносно ярма вниз та вгору відповідно. В результаті отримаємо таке рівняння

$$D_w - c_w k_M t_M = (F_0 \pm F_T) \left(1 + \frac{c_r c_w}{c_M c}\right) \left(1 + \frac{c_w}{c_r}\right), \quad (5.173)$$

де знак плюс береться при нагріванні елементів АЧ та зволоженні ізоляційних матеріалів для визначення верхніх граничних змінень середніх температур та середніх вмістів вологи, знак мінус — при охолодженні елементів АЧ та висиханні ізоляційних матеріалів для визначення нижніх граничних змінень середніх температур та середніх вмістів вологи.

Якщо відбуваються змінення тільки температур або тільки вмістів вологи, однакові для всіх елементів, з виразу (5.173) отримаємо такі умови для визначення верхніх (знак плюс) та нижніх (знак мінус) граничних змінень середньої температури та середнього вмісту вологи

$$\{t_B, t_b\} = (F_0 \pm F_T) \frac{c}{c_r (Dt_w - c_w k_M)} \left(1 + \frac{c_r c_w}{c_M c}\right); \quad (5.174)$$

$$\{w_B, w_b\} = (F_0 \pm F_T) \frac{c}{c_r D w_w} \left(1 + \frac{c_r c_w}{c_M c}\right), \quad (5.175)$$

де

$$Dt_w = \sum_{i=1}^N c_i k t_i; \quad D w_w = \sum_{i=1}^N c_i k w_i, \quad (5.176)$$

$t_B, t_b$  — верхнє та нижнє граничне змінення середньої температури;

$w_B, w_b$  — верхнє та нижнє граничне змінення середнього вмісту вологи.

Змінення середньої температури елементів АЧ та середнього вмісту вологи ізоляційних матеріалів, при яких сила тертя між ярмовими балками та ярмом змінюється від максимального значення одного знака до максимального значення протилежного знака, називатимемо повними та позначатимемо символами  $t_f$  і  $w_f$  відповідно.

Для етапів другого типу, при яких ярмові балки рухаються відносно ярма, з умов рівноваги (5.160) — (5.162) після підстановки в них виразів для зусиль (5.163) — (5.166) отримаємо такі формули для визначення переміщень

$$u = \pm \frac{c_y \left(1 + \frac{c_w}{c_r}\right) u_M - D_w}{c_y + c_w + \frac{c_y c_w}{c_r}}; \quad (5.177)$$

$$u_{K1} = \frac{c_r u_M - c_y \left(1 + \frac{c_r}{c_y}\right) D_w}{c_r + c_w + \frac{c_r c_w}{c_y}}; \quad (5.178)$$

$$u_M = - \frac{c_r D_w - c_m k_M t_M \left(c_r + c_w + \frac{c_r c_w}{c_y}\right)}{c_r c_w + c_M \left(c_r + c_w + \frac{c_r c_w}{c_y}\right)}, \quad (5.179)$$

де знак плюс відповідає рухові ярмових балок угору внаслідок нагрівання елементів АЧ та зволоження ізоляційних матеріалів, знак мінус — рухові ярмових балок униз при охолодженні елементів АЧ та висиханні ізоляційних матеріалів.

Отримані результати дозволяють визначати осьові зусилля в елементах АЧ при всіх можливих процесах змінення їх температур та вмістів вологи ізоляційних матеріалів. Для цього кожний процес слід розбити на етапи першого та другого виду. У якості початкових зусиль в елементах на кожному наступному етапі приймаються зусилля, які відповідають кінцевому моменту попереднього етапу.

5.3.3.3 Визначивши зусилля в елементах АЧ, включаючи осьові зусилля в обмотках, при заданих середніх температурах можна на основі результатів попереднього підрозділу також розрахувати їх значення після КЗ. Для цього у виразах попереднього підрозділу зусилля, які виникли в елементах АЧ після запресовки обмоток, слід замінити зусиллями, які мають місце при температурі КЗ. Максимальну силу, яка діє з боку обмоток на ярмові балки при КЗ, —  $P_{tyb}$  у першому наближенні можна визначати за результатами розрахунку обмоток на електродинамічну стійкість без урахування зменшення сил пресовки за рахунок зниження температури.

Особливий інтерес становлять випробування трансформатора на стійкість до струмів КЗ. Зазвичай досліди КЗ проводяться при температурах нижчих, ніж при запресовці обмоток. Підпресовка обмоток перед випробуваннями, як

правило, не виконується. Тому зменшення зусиль осевого стиснення обмоток в розглядуваному випадку відбувається як за рахунок зменшення температур АЧ, так і в результаті дії осевих сил КЗ, які зрушують ярмові балки відносно ярма вгору.

## 5.4 Аналіз результатів

### 5.4.1 Вихідні дані

Отримані у попередніх підрозділах вирази можуть бути використані при проведенні розрахунків трансформаторів, якщо відомі:

- сила пресовки обмоток  $P_{PR}$ ;
- максимальна сила, яка діє на ярмові балки при КЗ,  $P_{tyb}$ ;
- коефіцієнт жорсткості елементів пресовки  $c_r$ ;
- коефіцієнт жорсткості елементів кріплення ярмових балок  $c_y$ ;
- коефіцієнт жорсткості обмоток  $c_i$ ;
- максимальна сила тертя спокою між ярмовими балками та ярмом  $F_T$ ;
- коефіцієнти жорсткості та теплового розширення елементів АЧ;
- коефіцієнти лінійного розширення обмоток, викликані зміненням вмісту вологи ізоляційних матеріалів.

Значення перших п'яти параметрів ( $P_{PR}$ ,  $P_{tyb}$ ,  $c_r$ ,  $c_y$ ,  $c_i$ ) визначаються при розрахунку електродинамічної стійкості обмоток трансформаторів до дії сил КЗ.

Максимальна сила тертя спокою між ярмовими балками та ярмом розраховується за формулою

$$F_T = 2 \cdot f \cdot N_b, \quad (5.180)$$

де  $f$  — коефіцієнт тертя між ярмовими балками та ярмом ( $f = 0,2 \dots 0,4$ );  
 $N_b$  — сила, яка притискає ярмову балку до ярма (нормальна сила).

Нормальна сила може бути визначена на основі зусиль в елементах кріплення ярмових балок після запресовки ярма МС. Але існує і більш простий підхід. Сили  $N_b$ , які діють на ярмо з боку ярмових балок задаються такими, щоб у середньому його пакеті тиск між пластинами електротехнічної сталі дорівнював  $\sigma_0 = 0,15 \dots 0,3 \text{ МПа}$ . тоді для розрахунку нормальної сили можна використовувати вираз

$$N_b = \sigma_0 \cdot S, \quad (5.181)$$

де  $S$  — повна площа ярма по середньому пакету електротехнічної сталі.

У кінцевому підсумку для визначення максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом отримуємо формулу

$$F_t = 2 \cdot f \cdot \sigma_0 \cdot S. \quad (5.182)$$

Для розрахунку коефіцієнтів жорсткості та лінійного розширення елементів АЧ при змінній температурі можна використовувати вирази роботи [144]. Аналогічним чином визначаються коефіцієнти лінійного розширення обмоток, викликані зміненням вмісту вологи ізоляційних матеріалів. У першому наближенні вважатимемо, що змінення вмісту вологи ізоляційних матеріалів на 1% викликає деформацію, яка також дорівнює 1%.

#### 5.4.2 Вплив підйому та опускання активної частини

За допомогою результатів підрозділу 5.2 були розраховані зусилля в обмотках ряду трансформаторів серії 110kV після підйому та опускання АЧ. Маса АЧ розглянутих трансформаторів  $M$  мають такі значення: 31860, 43350, 54480 kg. Відповідні максимальні сили підйому АЧ (на один стрижень МС)  $G_{max}$  представлено в таблиці 5.11, де  $N_{0i}$  — зусилля в обмотках після запресовки за середньої температури всіх елементів АЧ 323 K (50°C);  $F1_T, F2_T$  — максимальні сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом при тисках між пластинами електротехнічної сталі у середніх пакетах ярем рівних 0,15 та 0,3 МПа;  $P1_{PR}, P2_{PR}$  — осьові зусилля в обмотках (сумарні) після підйому та опускання АЧ

(при  $\sigma_0 = 0,15\text{MPa}$  та  $\sigma_0 = 0,3\text{MPa}$ );  $N1_i, N2_i$  — осьові зусилля в обмотках після підйому та опускання АЧ (при  $\sigma_0 = 0,15\text{MPa}$  та  $\sigma_0 = 0,3\text{MPa}$ ); в процентах вказані змінення сил пресовки обмоток та осьових зусиль в обмотках після підйому та опускання АЧ відносно їх початкових значень [після запресовки обмоток за середньої температури всіх елементів АЧ 323К (50°C)].

Таблиця 5.11 — Результати розрахунку зусиль в обмотках трансформаторів після підйому та опускання АЧ

Транс-форма-тор	Об-мот-ка	$c_i 10^{-7}$ , N/m	$c_y 10^{-8}$ , N/m	$P_{PR},$ $G_{max},$ kN	$N_{0i},$ kN	$F1_T,$ kN	$P1_{PR},$ kN	$N1_i,$ kN	$F2_T,$ kN	$P2_{PR},$ kN	$N2_i,$ kN
ТРДН-40000/110	НН	6,170			128,6			117,5 – 9%			116,5 – 9%
	ВН	5,555	3,267	333,1; 101,0	155,5	46,33	299,3 – 10%	145,5 – 6%	92,66	296,2 – 11%	144,6 – 7%
	РО	7,091			49,04			36,28 – 26%			35,13 – 28%
ТРДН-63000/110	НН	5,272			134,4			126,4 – 6%			122,6 – 9%
	ВН	6,904	4,417	348,0; 138,0	155,6	48,32	318,6 – 8%	145,1 – 7%	96,64	306,0 – 12%	140,6 – 10%
	РО	7,120			58,00			47,16 – 19%			42,52 – 27%
ТРДН-80000/110	НН	5,994			147,8			134,6 – 9%			129,5 – 12%
	ВН	6,327	3,909	368,1; 175,0	163,2	63,18	328,2 – 11%	149,2 – 9%	126,4	306,3 – 15%	143,8 – 12%
	РО	5,730			57,1			44,43 – 22%			39,55 – 31%

Результати, подані в таблиці 5.11, показують, що при тискові між пластинами електротехнічної сталі середніх пакетів ярем  $\sigma_0 = 0,15\text{MPa}$  зменшення сил пресовки обмоток після підйому та опускання АЧ в середньому склало 10%. В окремих обмотках осьові зусилля стиснення зменшилися на 6...26%. Збільшення тиску між пластинами електротехнічної сталі середніх пакетів ярем до  $\sigma_0 = 0,30\text{MPa}$ , при якому максимальні сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмами також збільшилися вдвічі, призвело до додаткового зменшення сил осьової пресовки обмоток та осьових зусиль в окремих обмотках. Отримані результати підтверджують, що за рахунок сил тертя між ярмовими балками та ярмом при підйомі та опусканні АЧ може відбутися значна розпресовка обмоток.

### 5.4.3 Вплив короткого замикання

Також за допомогою результатів підрозділу 5.2 були розраховані зусилля в обмотках після КЗ тих самих трансформаторів серії 110kV. Результати приведено в таблиці 5.12, де  $P1_{PR}$ ,  $P2_{PR}$  — сили пресовки обмоток після КЗ (при  $\sigma_0 = 0,15\text{MPa}$  та  $\sigma_0 = 0,3\text{MPa}$ );  $N1_i$ ,  $N2_i$  — осьові зусилля в обмотках після КЗ (при  $\sigma_0 = 0,15\text{MPa}$  та  $\sigma_0 = 0,3\text{MPa}$ ).

Таблиця 5.12 — Результати розрахунку зусиль в обмотках трансформаторів після КЗ

Транс-форма-тор	Об-мот-ка	$c_i 10^{-7}$ , N/m	$c_y 10^{-8}$ , N/m	$P_{PR}$ , $P_{tyb}$ , kN	$N_{0i}$ , kN	$F1_T$ , $G_{max}$ , kN	$P1_{PR}$ , kN	$N1_i$ , kN	$F2_T$ , $G_{max}$ , kN	$P2_{PR}$ , kN	$N2_i$ , kN
ТРДН-40000/110	НН	6,170			128,6			117,5 - 9%			106,4 - 17%
	ВН	5,555	3,267	333,1; 578,0	155,5	46,33; 385,9	299,3 - 10%	145,5 - 6%	92,66; 385,9	265,4 - 20%	135,5 - 13%
	РО	7,091			49,04			36,28 - 26%			23,52 - 52%
ТРДН-63000/110	НН	5,272			134,4			126,4 - 6%			118,3 - 12%
	ВН	6,904	4,417	348,0; 534,0	155,6	48,32; 267,3	318,6 - 8%	145,1 - 7%	96,64; 267,3	289,2 - 17%	134,6 - 14%
	РО	7,120			58,00			47,16 - 19%			36,32 - 37%
ТРДН-80000/110	НН	5,994			147,8			134,6 - 9%			121,3 - 18%
	ВН	6,327	3,909	368,1; 683,0	163,2	63,18; 460,3	328,2 - 11%	149,2 - 9%	126,4; 460,3	288,3 - 22%	135,2 - 17%
	РО	5,730			57,1			44,43 - 22%			31,76 - 44%

Результати, приведені в таблиці 5.12, показують, що при тисковій між пластинами електротехнічної сталі середніх пакетів ярем  $\sigma_0 = 0,15\text{MPa}$  зменшення сил пресовки обмоток та осьових зусиль в окремих обмотках після КЗ таке саме, як і після підйому та опускання АЧ. Зумовлено це тим, що для всіх трансформаторів як при підйомі та опусканні АЧ, так і у випадку КЗ виконується співвідношення  $2F_T < G_{max}$ . За такої умови кінцеві сили пресовки обмоток залежать тільки від вихідних сил пресовки обмоток та максимальної сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмом і не залежать від максимальної додаткової сили  $G_{max}$  (див. табл. 5.2).

Збільшення тиску між пластинами електротехнічної сталі середніх

пакетів ярем до  $\sigma_0 = 0,30\text{MPa}$ , при якому максимальні сили тертя спокою між ярмовими балками та ярмами також збільшилися вдвічі, в розглядуваному випадку призвело до двократного збільшення змінення сил осьової пресовки обмоток та осьових зусиль в окремих обмотках. Отримані результати підтверджують, що за рахунок сил тертя між ярмовими балками та ярмом при КЗ може відбутися значне зменшення сил пресовки обмоток.

#### 5.4.4 Усунення зменшення осьових зусиль в обмотках

Слід зауважити, що для усунення розпресовки обмоток як у випадку КЗ, так і під час підйомів та опускань АЧ можуть бути використані конструктивні рішення, при яких обмотки запресовуються без використання ярмових балок. Розпресовку обмоток також можна ліквідувати або зменшити, використовуючи при їх запресовці не тільки верхні ярмові балки, але і верхнє ярмо. У цьому випадку сили, які виникають як при запресовці обмоток, так і під час КЗ, розподіляються між ярмовими балками та ярмом. Причому їх більшу частину прийме на себе ярмо, як більш жорсткий елемент. У якості прикладу такої конструкції може слугувати трансформатор 154kV GIT елегазовий, однострижневий, який був розроблений ПАТ «ВІТ» для фірми «HYUNDAI». За рахунок використання у якості опор при запресовці обмоток не тільки верхніх ярмових балок, але і верхнього ярма максимальна сила, яка діє на ярмові балки при КЗ, склала всього  $P_{tyb} = 1,29 \cdot 10^3\text{N}$ . Максимальна сила тертя між верхніми ярмовими балками та верхнім ярмом у розглядуваному трансформаторі дорівнює  $F_T = 6,48 \cdot 10^4\text{N}$ . Ці числа показують, що ярмові балки не рухатимуться відносно ярма ані при запресовці обмоток, ані під час дії сил КЗ ( $P_{tyb} \ll F_T$ ). Цей висновок підтвердили і результати випробувань трансформатора на електродинамічну стійкість. Трансформатор успішно витримав усі досліди КЗ, при цьому зменшення сил пресовки обмоток не було.

#### 5.4.5 Вплив температури елементів активної частини та вмісту вологи целюлозних матеріалів

На основі виразів (5.159) були визначені зусилля в обмотках для випадку їх блочного збирання розглянутих вище трансформаторів серії 110kV при експлуатації, транспортуванні та змінні вмісту вологи ізоляційних матеріалів обмоток. Результати представлено в таблиці 5.13, де  $N_i$  — зусилля в обмотках під час експлуатації за їх середньої температури 368K (95°C) та середньої температури шпильок 358K (85°C);  $Ntr_i$  — зусилля в обмотках під час транспортування за середньої температури всіх елементів 248K (–25°C);  $Nw_i$  — зусилля в обмотках після збільшення на 0,5% вмісту вологи їх ізоляційних матеріалів та середній температурі всіх елементів 323 K(50°C);  $Ptr_i$  — сили пресовки обмоток, необхідні для запобігання їх зміщенню під час транспортування за прискорення, рівного  $3g$ .

Таблиця 5.13 — Результати розрахунку зусиль в обмотках трансформаторів при змінні температури елементів АЧ та вмісту вологи ізоляційних матеріалів

Транс-форма-тор	Об-мот-ка	$c_i 10^{-7}$ , N/m	$kt_i 10^5$ , m/K	$kw_i 10^3$ , m	$c_s 10^{-8}$ , N/m	$k_s 10^5$ , m/K	$N_{0i}$ , kN	$N_i$ , kN	$Ntr_i$ , kN	$Ptr_i$ , kN	$Nw_i$ , kN
ТРДН-40000/110	НН	6,170	3,667	4,598			128,6	166,1 + 29%	79,92 – 38%	56,88	214,5 + 67%
	ВН	5,555	4,031	6,850	3,161	2,147	155,5	198,4 + 28%	96,50 – 38%	69,50	295,3 + 90%
	РО	7,091	2,678	3,540			49,04	60,59 + 24%	45,70 – 7%	18,31	110,2 + 125%
ТРДН-63000/110	НН	5,272	4,361	6,441			134,4	174,2 + 30%	80,69 – 40%	71,42	250,4 + 86%
	ВН	6,904	4,293	5,898	2,808	2,417	155,6	205,6 + 32%	<b>88,79</b> – 43%	98,41	288,7 + 86%
	РО	7,120	3,056	3,100			58,00	69,91 + 21%	55,14 – 5%	22,82	95,66 + 65%
ТРДН-80000/110	НН	5,994	4,677	6,194			147,8	191,6 + 30%	<b>90,51</b> – 39%	102,5	260,3 + 76%
	ВН	6,327	4,661	6,194	2,544	2,667	163,2	208,9 + 28%	<b>103,4</b> – 37%	123,7	281,9 + 73%
	РО	5,730	3,934	5,210			57,1	79,78 + 40%	34,20 – 40%	28,11	136,4 + 139%

Як видно з таблиці 5.13, при збільшенні температури під час експлуатації (до 95°C) зусилля стиснення в обмотках збільшуються в середньому (по

всіх трансформаторах) на 29% (в окремих обмотках від 21% до 40%). Це позитивно відбивається на стійкості обмоток до дії радіальних стискальних сил КЗ, але призводить до збільшення осьових зусиль в них, а також сил, які діють на пресувальну конструкцію. Останнє слід враховувати при розрахункові пресувальної конструкції на міцність. Зниження температури при транспортуванні до  $-25^{\circ}\text{C}$  призводить до зменшення зусиль стиснення в обмотках (в середньому на 32%). В обмотках НН трансформатора ТРДН-63000/110 та НН і ВН трансформатора ТРДН-80000/100 ці зусилля виявилися меншими, ніж сили пресовки, необхідні для запобігання їх зміщенню при прискореннях під час транспортування. Останнє не припустиме, оскільки внаслідок зміщення обмоток порушуються ізоляційні проміжки в радіальному напрямку, що може стати причиною аварії. Очевидно, сили пресовки обмоток слід обирати з урахуванням виключення їх зміщення під час транспортування. Підвищення вмісту вологи ізоляції обмоток (на 0,5%) призводить до значного збільшення зусиль стиснення (для розглянутих трансформаторів у середньому на 90%). Таким чином, АЧ не можна довго залишати на відкритому повітрі, оскільки зволоження ізоляції обмоток може призвести до руйнування пресувальної конструкції.

#### 5.4.6 Вплив температури та вмісту вологи у традиційній конструкції активної частини

На основі отриманих результатів (п. 5.3.3) були розраховані зусилля в обмотках розглянутих вище трансформаторів серії 110 kV традиційної конструкції, коли ярмові балки використовуються як для запресовки торцевих ярем, так і обмоток. Результати представлені в таблиці 5.14, де  $N_{ni}$  — зусилля в обмотках за середньої температури всіх елементів 293 K ( $20^{\circ}\text{C}$ ).

Як бачимо, при підвищенні температури елементів АЧ під час експлуатації (до  $95^{\circ}\text{C}$ ) зусилля стиснення в обмотках збільшуються в середньому (по всіх трансформаторах) на 23% по відношенню до зусиль, які виникли після запресовки (при температурі  $50^{\circ}\text{C}$ ). Це, як було відзначено вище, позитивно відбивається на стійкості обмоток до дії радіальних стискальних сил КЗ, але призводить до підвищення осьових зусиль в них, а також сил, які діють на пресувальну конструкцію.

Таблиця 5.14 — Результати розрахунку зусиль в обмотках трансформаторів при змінній температурі елементів АЧ та вмісту вологи ізоляційних матеріалів

Транс- форма- тор	Об- мот- ка	$c_i 10^{-7}$ , N/m	$kt_i 10^5$ , m/к	$kw_i 10^3$ , m	$M$ , kg	$F_T$ , kN	$N_{0i}$ , kN	$N_i$ , kN	$N_{ni}$ , kN	$N_{tri}$ , kN	$P_{tri}$ , kN	$Nw_i$ , kN
ТРДН- 40000/110	НН	6,170	3,667	4,598	1290		128,6	159,2 + 24%	100,3 - 22%	67,31 - 48%	56,88	208,1 + 62%
	ВН	5,555	4,031	6,850	1580	46,3	155,5	192,2 + 24%	124,0 - 20%	85,15 - 45%	69,50	289,6 + 86%
	РО	7,091	2,678	3,540	420		49,04	52,7 + 7,5%	37,56 - 23%	31,20 - 36%	18,31	102,8 + 110%
ТРДН- 63000/110	НН	5,272	4,361	6,441	2230		134,4	169,6 + 26%	105,4 - 22%	<b>68,86</b> - 49%	71,42	251,7 + 87%
	ВН	6,904	4,293	5,898	2230	48,3	155,6	199,5 + 328%	119,1 - 24%	<b>73,30</b> - 53%	98,41	290,5 + 87%
	РО	7,120	3,056	3,100	520		58,00	63,66 + 10%	46,77 - 19%	39,17 - 33%	22,82	97,49 + 68%
ТРДН- 80000/110	НН	5,994	4,677	6,194	2320		147,8	188,8 + 28%	110,5 - 25%	<b>66,94</b> - 55%	102,5	272,7 + 84%
	ВН	6,327	4,661	6,194	2800	63,2	163,2	205,9 + 26%	124,2 - 24%	<b>78,55</b> - 52%	123,7	295,0 + 81%
	РО	5,730	3,934	5,210	640		57,10	77,08 + 35%	34,27 - 40%	<b>11,67</b> - 80%	28,11	148,2 + 160%

Зменшення температури елементів АЧ до 20°C супроводжується зменшення осьових зусиль стиснення обмоток в середньому на 24%. При температурі -25°C під час транспортування осьові зусилля стиснення в обмотках зменшилися в середньому на 50%. В обмотках НН, ВН трансформатора ТРДН-63000/110, а також усіх обмотках трансформатора ТРДН-80000/110 залишкові осьові зусилля стиснення виявилися меншими, ніж сили пресовки, необхідні для запобігання їх зміщенню при прискоренні 3g під час транспортування. Останнє, як уже відмічалось вище, не припустиме. Слід зауважити, що в розглядуваному випадку зменшення осьових зусиль стиснення обмоток більше, ніж у випадку блочного збирання обмоток (в середньому на 18%). Зумовлено це впливом сил тертя між ярмовими балками та ярмом.

Збільшення вмісту вологи ізоляції на 0,5% призвело до сильного збільшення осьових зусиль стиснення в них. Таким чином, зроблений раніше висновок про те, що АЧ не можна довго залишати на відкритому повітрі, оскільки зволоження ізоляції обмоток може призвести до руйнування пресувальної конструкції, і тут зберігає свою силу.

Обстеження трансформаторів при капітальних ремонтах показало, що

середній рівень залишкових осьових зусиль стиснення в обмотках складає приблизно 55%. Згідно представленим вище результатам таке зменшення цих зусиль може бути зумовлене різницею температур АЧ під час запресовки обмоток та при обстеженні під час капітальних ремонтів. Також з таблиці 5.14 видно, що при нагріванні елементів АЧ від 20°C до температур, які мають місце в експлуатації, осьові зусилля в обмотках збільшуються приблизно на 45%. Таким чином, при експлуатації трансформаторів сили пресовки обмоток за рахунок нагрівання АЧ стають близькими до їх розрахункових значень. Тобто зменшення сил пресовки, виявлене під час обстеження, компенсується збільшенням осьових зусиль стиснення в них за рахунок нагрівання до температур, які мають місце під час експлуатації трансформатора. Цим пояснюється відсутність підвищення аварійності з причини недостатньої стійкості до струмів КЗ у трансформаторів, в обмотках яких при обстеженні було зафіксовано значне зменшення сил пресовки.

#### 5.4.7 Експериментальне підтвердження отриманих результатів

В цілому отримані результати якісно та кількісно узгоджуються з даними випробувань на електродинамічну стійкість при КЗ [37] та обстеження в експлуатації та при капітальних ремонтах трансформаторів розглянутої конструкції. Це підтверджує достовірність розроблених методів розрахунку та теорії, на основі якої вони розроблені.

Результати досліджень цього розділу відображено в публікаціях [141, 151, 160, 161].

#### 5.5 Висновки

1. Отримано вирази для визначення осьових зусиль в обмотках, зусиль в елементах пресовки та елементах кріплення ярмових балок, а також сил тертя між ярмовими балками та ярмом у процесі:

- запресовки обмоток;

- підйому та опускання АЧ або короткого замикання;
- підпресовки обмоток після підйому та опускання АЧ або короткого замикання;
- подальших підйомів та опускань АЧ або коротких замикань та підпресовок обмоток.

2. Показано, що однією з причин розпресовки обмоток при підйомах та опусканнях АЧ, в якій ярмові балки застосовуються для запресовки обмоток та ярем МС, або коротких замиканнях є сили сухого тертя між ярмовими балками та ярмом. При зменшенні збурювальних сил, що викликали зміщення ярмових балок відносно ярма, сили тертя змінюють свій напрямок на протилежний і не дають ярмовим балкам повернутися до їх положення після запресовки обмоток. Це і призводить до зменшення сил пресовки обмоток. Зменшення цих сил тим більше, що більше жорсткість обмоток та менше жорсткість елементів пресувальної конструкції. Розпресовку обмоток можна зменшити і навіть усунути шляхом підпресовки у процесі виготовлення, випробувань або експлуатації трансформаторів.

3. Виведено вирази для визначення осьових зусиль у різновисоких обмотках при запресовці спільним пресувальним кільцем (спільними верхніми та нижніми пресувальними кільцями). Показано шляхи усунення перепресовки обмоток, запресованих спільним пресувальним кільцем.

4. Отримано вирази для розрахунку зусиль в обмотках та інших елементах АЧ при зміні їх температур та вмістів вологи ізоляційних матеріалів. Розглянуто трансформатори з незалежними системами запресовки обмоток та торцевих ярем МС, а також трансформатори найбільш розповсюдженої конструкції, в яких ярмові балки використовуються одночасно для запресовки торцевих ярем МС та обмоток.

5. На прикладі ряду трансформаторів серії 110kV вивчено вплив сил тертя між ярмовими балками та ярмом, температури елементів АЧ, а також вмісту вологи ізоляційних матеріалів на осьові зусилля в обмотках. Згідно отриманим результатам указані фактори при розглянутих конструкціях АЧ суттєво впливають на осьові зусилля в обмотках. За низьких температур відбувається значне зменшення осьових зусиль стиснення обмоток. У зв'язку з цим виникає небезпека зміщення обмоток під дією сил інерції, які виникають при транспортуванні (або землетрусах). Підвищення температур призводить

до суттєвого збільшення як осьових зусиль стиснення обмоток, так і сил, які діють під час КЗ на пресувальну конструкцію, що може призвести до її руйнування. Все це слід урахувати при проектуванні трансформаторів для запобігання зміцненням обмоток під час транспортування (або землетрусів) та забезпечення стійкості трансформаторів до струмів КЗ. Підвищення вмісту вологи ізоляційних матеріалів веде до значного збільшення осьових зусиль стиснення в обмотках, отже і до збільшення сил, які діють на пресувальну конструкцію, що може стати причиною її руйнування. Для запобігання цьому не можна допускати зволоження ізоляційних матеріалів. Визначення залишкових сил пресовки обмоток за результатами обстеження трансформаторів слід виконувати з урахуванням температури елементів АЧ під час запресовки обмоток та при обстеженні.

6. Продемонстровано, що отримані результати якісно і кількісно узгоджуються з даними випробувань та обстеження трансформаторів при капітальних ремонтах та в процесі експлуатації.

## 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 стержні 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 змінненні температури стержнів та вмісту вологи матеріалів із целюлози, що входять до їх складу – зусиль в елементах активної частини трансформатора при змінненні 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аветиков Г. В. Импульсное дефектографирование трансформаторов при испытаниях на электродинамическую стойкость / Г. В. Аветиков, Е. А. Левицкая, Е. А. Попов // Электротехника. – 1978. – № 4. – С.53 – 57.
2. Алексеев Б. А. Крупные силовые трансформаторы. Конструкция и производство / Б. А. Алексеев – Энергетика за рубежом. (Приложение к журналу «Энергетик») – 2007 – Вып. 2. – 56 с.
3. Алексеев Б. А. Крупные силовые трансформаторы. Эксплуатационная надежность, контроль состояния и оценка работоспособности / Б. А. Алексеев – Энергетика за рубежом. (Приложение к журналу «Энергетик») – 2008 – Вып. 8. – 56 с.
4. Алфутов Н. А. Основы расчета на устойчивость упругих систем / Н. А. Алфутов. – М. : Машиностроение, 1978. – 312 с.
5. Антонов М. В. Технология производства электрических машин / М. В. Антонов, Л. С. Герасимова. – М. : Энергоиздат, 1982. – 512 с.
6. Аншин В. И. Сборка мощных трансформаторов / В. И. Аншин, А. Г. Крайз. – М. – л. : Госэнергоиздат, 1961. – 464 с.
7. Апетрей С. Экспериментальное исследование усилий короткого замыкания силовых трансформаторов / С. Апетрей, С. Бала // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 128. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 185 – 198.
8. Безухов Н. И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Н. И. Безухов. – М. : Высш. школа, 1968. – 512 с.
9. Берсма Р. Прочность внутренних обмоток трансформаторов под действием радиальных сил при коротких замыканиях / Р. Берсма, Я. Вильдебозер // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 147. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 370 – 397.
10. Беспалов Л. С. Расчет объемного магнитного поля рассеяния трансформатора / Л. С. Беспалов, В. П. Метельский, С. Т. Ярымбаш // Техн. электродинамика. – 1992. – № 2. – С. 7 – 12.

11. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М. : Высш. школа, 1980. – 408 с.
12. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем / В. В. Болотин. – М. : Гостехиздат, 1956. – 600 с.
13. Болотин В. В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости / В. В. Болотин. – М. : Физматгиз, 1961. – 339 с.
14. Болотин В. В. Прочность и жесткость внутренних обмоток трансформаторов / В. В. Болотин, Б. П. Макаров, Б. А. Куранов // Электричество. – 1964. – № 4. – С. 54 – 58.
15. Болотин В. В. Колебания круговых трансформаторных обмоток / В. В. Болотин, Б. А. Куранов, Б. П. Макаров // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1965. – № 4. – С. 86 – 90.
16. Боуз А. К. Динамические усилия в обмотках при коротком замыкании / Боуз // Докл. на «СИГРЭ», 1972, № 12 – 03. Трансформаторы. Международная конференция по большим электрическим системам (CIGRE 1972). – М. : Энергия. – 1975. – С. 50 – 61.
17. Булакаев П. И. Исследование деформаций и устойчивости физически нелинейного гибкого стержня / П. И. Булакаев, А. П. Дзюба // Вопросы прикладной математики и математического моделирования: Сб. науч. тр. – Дн-ск: ДГУ. – 1991. – С. 131 – 135.
18. Булгаков Н. И. Расчет трансформаторов / Н. И. Булгаков. – М. : Госэнергоиздат, 1950. – 302 с.
19. Бычковска–Липиньска Л. Анализ осевых колебаний обмоток трансформаторов при коротком замыкании / Л. Бычковска–Липиньска // Техн. электродинамика. – 1991. – № 5. – С. 63 – 68.
20. Бычковска–Липиньска Л. Определение механических коэффициентов изоляционных материалов обмоток трансформаторов / Л. Бычковска–Липиньска // Техн. электродинамика. – 1991. – № 6. – С. 62 – 64.
21. Бычковска–Липиньска Л. Амплитудно–частотные характеристики преобразовательного трансформатора / Л. Бычковска–Липиньска // Техн. электродинамика. – 1992. – № 4. – С. 57 – 60.
22. Бычковска–Липиньска Л. Расчет собственных колебаний обмоток трансформаторов на основе трехмерной математической модели /

- Л. Бычковска–Липиньска // Техн. электродинамика. – 1992. – № 5. – С. 69 – 74.
23. Васютинский С. Б. Вопросы теории и расчета трансформаторов / С. Б. Васютинский. – Л. : Энергия, 1970. – 432 с.
24. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – М. : Наука, 1964. – 576 с.
25. Вибрации в технике : справочник в 6 т. / Ред. Совет : В. Н. Челомей (пред) ; под ред. В. В. Болотина. – М. : Машиностроение, 1978. – Т.1: Колебания линейных систем – 352 с.
26. Вибрации в технике : справочник в 6 т.: / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред) ; под ред. И. И. Блехмана. – М. : Машиностроение, 1979. – Т.2: Колебания нелинейных механических систем – 351 с.
27. Влияние затухания тока короткого замыкания на радиальную устойчивость свободных моделей обмоток трансформаторов в условиях испытательного устройства / П. Г. Кохан, В. И. Лазарев, В. А. Зайцев [и др.] // Техн. электродинамика. – 1991. – № 6. – С. 51 – 56.
28. Влияние сырья и технологии на работоспособность твердой изоляции трансформаторов / Х. Мозер, В. Дахинден, Х. Фридерих [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1978, № 12 – 10. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1978). – М. : Энергоиздат. – 1981. – С. 84 – 92.
29. Вольмир А. С. Устойчивость деформируемых систем / А. С. Вольмир. – М. : Наука, 1967. – 984 с.
30. Вольмир А. С. Нелинейная динамика пластин и оболочек / А. С. Вольмир. – М. : Наука, 1972. – 432 с.
31. Воробьев Ю.С. Влияние некоторых факторов на собственные колебания стержней // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1965. Вып. 1. – С. 53 – 61.
32. Воробьев Ю. С. Динамика элементов конструкций при ударных нагрузках / Ю. С. Воробьев, Н. Ю. Овчарова // Вибрации в технике и технологиях, № 2(74). – 2014. – С. 5 – 11.
33. Воронцова Л. А. Динамическая устойчивость обмоток трансформаторов из алюминиевого сплава марки АЕ–1 / Л. А. Воронцова, Л. И. Мильман // Электромеханика. – 1966. – № 10. – С. 44 – 46.
34. Гельфанд И. М. Обобщенные функции и действия над ними /

- И. М. Гельфанд, Г. Е. Шилов. – М. : Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1959. – 472 с.
35. Герасимова Л. С. Обмотки и изоляция силовых масляных трансформаторов / Л. С. Герасимова, А. И. Майорец. – М. : Энергия, 1969. – 360 с.
36. Горшунов В. Ю. О прессовке обмоток силовых трансформаторов / В. Ю. Горшунов, Ю. С. Конов, В. Ф. Могузов // Электрические станции. – 1982. – № 9. – С. 56 – 59.
37. Горшунов В. Электродинамическая стойкость силовых трансформаторов недостаточна / В. Горшунов, Д. Капустин // Новости электротехники (Санкт-Петербург, Россия). – 2003. – № 3. – С. 34 – 37.
38. Де Кюйпер. Испытание трансформаторов коротким замыканием / Де Кюйпер // Докл. на «СИГРЭ», 1968, № 12 – 01. Трансформаторы. Переводы докладов XII сессии Международной конференции по электрическим системам (SIGRE 1968). – М. : Энергия. – 1970. – С. 23 – 32.
39. Дзюба А. П. Оптимальное проектирование силовых колец на основе принципа максимума / А. П. Дзюба, Т. В. Ткачева // Прочность и долговечность конструкций: Сб. науч. тр. ДоИМ АН Украины – Київ : Наукова думка. – 1980. – С. 121 – 127.
40. Дзюба А. П. Экспериментальные исследования оптимальных по весу шпангоутов цилиндрических оболочек при радиальном нагружении / А. П. Дзюба, В. П. Манза, Т. В. Ткачева // Прочность и надежность элементов конструкций: Сб. науч. тр. ДоИМ АН Украины – Киев : Наукова думка. – 1982. – С. 58 – 64.
41. Диагностика обмоток силовых трансформаторов методом низковольтных импульсов / С. В. Аликин, А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая [и др.] // Электротехника. – 1991. – № 12. – С. 30 – 35.
42. Диагностика деформаций обмоток силовых трансформаторов и реакторов методом низковольтных импульсов / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая, Д. В. Андреев [и др.] // Электротехника. – 1997. – № 3. – С. 48 – 51.
43. Динамические измерения в силовых трансформаторах при коротком замыкании / Р. Стил, У. Джонсон, Дж. Нарбус, [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1972, № 12 – 01. Трансформаторы. Международная конференция по большим электрическим системам (SIGRE 1972). – М. : Энергия. – 1975. – С. 16 – 39.

44. Дробышевский А. А. Влияние силы прессы на поведение трансформаторов при КЗ / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая // Электротехника. – 1979. – № 11. – С. 27 – 30.

45. Дробышевский А. А. Измерение податливости опорных конструкций обмоток трансформаторов / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая, А. И. Лурье // Электротехника. – 1985. – № 7. – С. 29 – 31.

46. Дробышевский А. А. Исследование собственных частот колебаний обмоток и их влияние на осевые усилия короткого замыкания / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая // Электротехника. – 1978. – № 4. – С. 50 – 53.

47. Дробышевский А. А. Исследование электродинамической стойкости трансформаторов со слоевыми обмотками / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая // Электротехника. – 1988. – № 7. – С. 15 – 21.

48. Дробышевский А. А. Исследование электродинамической стойкости элементов конструкции трансформаторов при помощи моделирования в устройстве РОСТ-М / А. А. Дробышевский, Г. В. Игонин, С. И. Лурье // Электротехника. – 1978. – № 10. – С. 33 – 37.

49. Дробышевский А. А. Методика сравнения расчетных и опытных сил в обмотках трансформаторов при коротком замыкании / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая, А. И. Лурье // Электротехника. – 1986. – № 6. – С. 29 – 33.

50. Дробышевский А. А. Совершенствование метода расчета электродинамической стойкости трансформаторов массовых серий с целью снижения их металлоемкости : автореф. дис... на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / А. А. Дробышевский ; ВЭИ. – М., 1983. – 19 с.

51. Задачи обеспечения динамической прочности ответственных элементов современных конструкций / Ю. С. Воробьев, М. В. Чернобрышко, В. Н. Романенко [и др.] // Вісник СевНТУ. – 2013. – Вип. 137: Механіка, енергетика, екологія. – С. 9 – 14.

52. Зайцев В. А. Дальнейшие пути повышения динамической стойкости силовых трансформаторов. Оценка состояния обмоток трансформаторов при испытаниях и в условиях эксплуатации / В. А. Зайцев, П. Г. Кохан, В. И. Лазарев // Современные проблемы энергетики. Тезисы докладов IV Республиканской науч.-техн. конф. – К., 1985. – С. 117 – 118.

53. Зенова В. П., Стойкость сжимаемых обмоток трансформаторов при действии радиальных усилий короткого замыкания / В. П. Зенова, С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Электротехника. – 1975. – № 4. – С. 39 – 43.

54. Зенова В. П. Использование моделей для оценки радиальной устойчивости сжимаемых обмоток трансформаторов / В. П. Зенова, Л. И. Мильман, // Электротехника. – 1976. – № 4. – С. 17 – 21.

55. Зенова В. П. Исследование устойчивости обмоток трансформаторов из транспонированного провода / В. П. Зенова, С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Электротехника. – 1978. – № 4. – С. 41 – 44.

56. Зенова В. П. Об электродинамической стойкости при коротких замыканиях трансформаторов с алюминиевыми обмотками / В. П. Зенова, С. И. Лурье // Электротехника. – 1980. – № 7. – С. 6 – 10.

57. Злобинский Э. Л. Расчет осевых сдвигающих сил в обмотках трансформаторов / Э. Л. Злобинский // Электротех. промышленность. Аппараты высокого напряжения, трансформаторы, силовые конденсаторы. – 1981. – Вып. 7 (120). – С. 1 – 3.

58. Игонин Г. В. Физические модели для исследования электродинамической стойкости узлов трансформаторов : дис... канд. техн. наук : 05.09.01 / Г. В. Игонин ; ВЭИ. – М., 1978. – 177 с.

59. Игонин Г. В. Физические модели для исследования электродинамической стойкости узлов трансформаторов : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / Г. В. Игонин ; ВЭИ. – М., 1979. – 20 с.

60. Изучение динамических процессов в обмотках трансформаторов при коротких замыканиях / И. Турние, Г. Эберсол., А. Синьеро, [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 143, 143А. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 258 – 349.

61. Изучение динамических процессов в обмотках трансформаторов при коротком замыкании / И. Турние, Г. Ричард, А. Синьеро [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1964, № 134, 134А. Трансформаторы. Переводы и рефераты докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1964, 1966). – М. : Энергия. – 1968. – С. 129 – 153.

62. Изучение радиальной устойчивости обмоток трансформаторов из

транспонированного провода со склеенными элементарными проводниками на физических моделях / П. Г. Кохан, В. И. Лазарев, Ю. А. Дубинин [и др.] // Техн. электродинамика. – 1988. – № 6. – С. 74 – 77.

63. Использование целлюлозных и нецеллюлозных материалов в силовых трансформаторах / Х. Мозер, В. Дахинден, П. Брупбахер [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1986, № 12 – 12. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по большим электрическим системам (CIGRE 1986). – М. : Энергоатомиздат. – 1988. – С. 107 – 124.

64. Испытание силовых трансформаторов коротким замыканием. Обнаружение повреждений и их местоположения / М. Уотерс, А. Сталевски, Дж. Фарр, Дж. Витакер // Докл. на «СИГРЭ», 1968, № 12 – 05. Трансформаторы. Переводы докладов XII сессии Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1968). – М. : Энергия. – 1970. – С. 68 – 84.

65. Исследование на моделях прочности трансформаторных обмоток при токах короткого замыкания / М. Ояама, С. Фуджитака, Д. Томияма [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 123. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 139 – 150.

66. Исследование радиальной устойчивости внутренних обмоток трансформаторов / В. В. Боднар, Б. А. Корбут, П. Г. Кохан [и др.] // Электротехника. – 1976. – № 4. – С. 14 – 17.

67. Исследование устойчивости обмоток трансформаторов в условиях короткого замыкания / В. В. Боднар, П. Г. Кохан, В. И. Лазарев [и др.] // Тез. докл. VI Всесоюз. науч.–техн. конф. «Задачи трансформаторостроения в XI пятилетке» (Тольятти, 1 – 4 сент. 1980 г.). – М. : Информэлектро. – 1980. – С. 35 – 36.

68. Кантор Б. Я. Об устойчивости упруго-пластического гибкого кольца на упругих опорах под действием нестационарного давления / Б. Я. Кантор, Л. В. Науменко // Расчет напряженно-деформированного состояния пластин и оболочек. – Саратов : Изд-во Саратовского ун-та. – 1981. – С. 33 – 35.

69. Кантор Б. Я. Динамика несовершенных гибких колец на упругих опорах, нагруженных апериодическим давлением / Б. Я. Кантор, Л. В. Науменко // Пробл. машиностроения. – 1982. – Вып. 17. – С. 39 – 44.

70. Кириллов В. М. Испытания обмоток трансформаторов в электродинамических устройствах без магнитной системы / В. М. Кириллов // Техн. электродинамика. – 1988. – № 6. – С. 80 – 85.

71. Кириллов В. М. Электромагнитные исследования и конструирование трансформаторов для резкопеременных нагрузок : дис... канд. техн. наук : спец. 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / В. М. Кириллов ; ВИТ. – Запорожье, 1990. – 196 с.

72. Кириллов В. М. Электромагнитные исследования и конструирование трансформаторов для резкопеременных нагрузок : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / В. М. Кириллов ; ИЭД АН УССР. – К., 1990. – 18 с.

73. Комплексная оценка механического состояния обмоток силовых трансформаторов при испытаниях и в эксплуатации / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая, А. И. Лурье [и др.] // Электротехника. – 2006. – № 9. – С. 33 – 38.

74. Конов Ю. С. Внезапное включение невозбужденного трансформатора на короткое замыкание / Ю. С. Конов, В. В. Короленко, В. Т. Левченко // Электрические станции. – 1972. – № 1. – С. 62 – 64.

75. Конов Ю. С. Режим короткого замыкания при испытаниях силовых трансформаторов на электродинамическую устойчивость / Ю. С. Конов, В. Т. Левченко // Электричество. – 1973. – № 2. – С. 75 – 79.

76. Конов Ю. С. Исследование электродинамической устойчивости трансформаторов / Ю. С. Конов, В. Т. Левченко, В. И. Языков // Электрические станции. – 1974. – № 6. – С. 68 – 71.

77. Конов Ю. С. Короткие замыкания трансформаторов, сопровождающиеся насыщением магнитопровода / Ю. С. Конов // Электротехника. – 1978. – № 4. – С. 20 – 24.

78. Конов Ю. С. Полноразмерные модели для исследования электродинамической стойкости крупных трансформаторов / Ю. С. Конов, Н. Н. Хубларов // Электрические станции. – 1980. – № 3. – С. 44 – 49.

79. Конов Ю. С. Обнаружение повреждений трансформаторов при коротких замыканиях / Ю. С. Конов, Н. Н. Хубларов, В. П. Федорова // Электрические станции. – 1980. – № 7. – С. 46 – 48.

80. Конов Ю. С. Расчет механической устойчивости обмоток мощных

трансформаторов при коротких замыканиях / Ю. С. Конов, Н. Н. Хубларов, В. Ю. Горшунов // Электрические станции. – 1983. – № 2. – С. 38 – 41.

81. Конов Ю. С. Классификация деформаций мощных трансформаторов при внешних коротких замыканиях / Ю. С. Конов, Н. Н. Хубларов, В. В. Короленко // Электрические станции. – 1983. – № 3. – С. 44 – 46.

82. Корбут Б. А. Собственные колебания кольца на упругих опорах / Б. А. Корбут, Л. В. Науменко // Динамика и прочность машин. – 1977. – Вып. 26. – С. 44 – 48.

83. Корбут Б. А. Радиальная устойчивость сжимаемых обмоток трансформаторов при работе за пределом упругости / Б. А. Корбут, В. И. Лазарев // Электротехника. – 1979. – № 1. – С. 20 – 22.

84. Корбут Б. А. Переходный процесс радиальной потери устойчивости внутренней обмотки трансформатора при коротком замыкании / Б. А. Корбут, Л. И. Мильман, А. Г. Кузнецов, В. И. Лазарев // Электротехника. – 1980. – № 7. – С. 10 – 13.

85. Корбут Б. А. Исследование местной осевой устойчивости внутренней обмотки трансформатора / Б. А. Корбут, Л. И. Мильман, А. Г. Кузнецов // Электротехника. – 1981. – № 8. – С. 12 – 14.

86. Корбут Б. А. Пространственная динамическая устойчивость кольца при комбинированном нагружении / Б. А. Корбут, В. О. Костин // Динамика и прочность машин. – 1982. – Вып. 36. – С. 40 – 44.

87. Корицкий Ю. В. Электротехнические материалы / Ю. В. Корицкий. – М. – Л. : Госэнергоиздат, 1962. – 338 с.

88. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1989. – 832 с.

89. Кохан П. Г. Влияние начального изгиба на радиальную устойчивость сжимаемых обмоток трансформаторов / П. Г. Кохан, В. И. Лазарев, Л. В. Науменко // Электротехника. – 1982. – № 11. – С. 12 – 15.

90. Кохан П. Г. Электродинамическая стойкость обмоток трансформаторов при коротком замыкании / П. Г. Кохан, В. И. Лазарев // «СИГРЭ», Коллоквиум по трансформаторам, 1999, Будапешт.

91. Кохан П. Г. Состояние исследований по проблеме электродинамической стойкости силовых трансформаторов / П. Г. Кохан, А. Н. Кравченко, А. И. Титко // Техническая электродинамика. – 2005. –

№ 6. – С. 66 – 71.

92. Кравченко А. Н. Подпрессовка обмоток трансформаторов силовыми элементами с памятью / А. Н. Кравченко, Д. В. Зозуля // Техн. электродинамика. – 1992. – № 3. – С. 67 – 72.

93. Кравченко А. Н. Подпрессующие устройства силовых трансформаторов / А. Н. Кравченко, Д. В. Зозуля // Препр. АН Украины. Институт электродинамики ; № 728. – К . : 1992. – 32 с.

94. Кравченко А. Н. Электродинамическая стойкость силовых трансформаторов / А. Н. Кравченко, В. И. Лазарев // Электрик. – 2006. – № 3-4. – С. 25 – 28.

95. К расчету силы начальной прессовки обмоток трансформаторов / М. П. Савельев, К. А. Булах, Л. С. Линова [и др.] // Электротехника. – 1975. – № 4. – С. 43 – 45.

96. Крыстя Д. Экспериментальное определение осевых усилий в силовых трансформаторах / Д. Крыстя // Электротехника (рум.). – 1964. – № 7. – С. 241 – 249 (перевод ВИНТИ № 4772814).

97. Кулда И. Влияние соседних фаз на силы короткого замыкания в трехфазном трансформаторе / И. Кулда, И. Адам // Изв. вузов. Электромеханика. – 1960. – № 10. – С. 45 – 57.

98. Купер С. Расчет радиальной составляющей магнитного поля рассеяния в обмотках трансформаторов стержневого типа / С. Купер, Т. Шенк // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 141. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 221 – 228.

99. Лазарев В. И. Исследование радиальной устойчивости сжимаемых обмоток трансформаторов с учетом изгибных напряжений, возникающих при намотке / В. И. Лазарев, Л. В. Науменко // II Республ. науч.-техн. конференция «Молодые энергетики и электротехники в борьбе за технический прогресс и повышение эффективности производства». Тез. докл. – К., 1979. – Ч.1. – С. 4 – 5.

100. Лазарев В. И. Радиальная устойчивость обмоток трансформаторов при переходных процессах короткого замыкания / В. И. Лазарев, В. Е. Рихтер // II Республ. науч.-техн. конференция «Молодые энергетики и электротехники в борьбе за технический прогресс и повышение эффективности

производства». Тез. докл. – К., 1979. – Ч.1. – С. 6 – 7.

101. Лазарев В. И. Радиальная устойчивость сжимаемых обмоток трансформаторов при динамическом нагружении / В. И. Лазарев, В. Е. Руцак // Электротехника. – 1981. – № 9. – С. 6 – 10.

102. Лазарев В. И. Уравнения колебаний круговых колец / В. И. Лазарев, В. Е. Руцак // Пробл. прочности. – 1982. – № 12 – С. 86 – 88.

103. Лазарев В. И. Исследование форм радиальной неустойчивости обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, В. Е. Руцак // Электротехника. – 1984. – № 9. – С. 35 – 39.

104. Лазарев В. И. Экспериментальное исследование осевой устойчивости дисковых катушечных обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, М. В. Сорока, Л. М. Болотова // Электротехника. – 1984. – № 10. – С. 56 – 59.

105. Лазарев В. И. О радиальной устойчивости обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, В. Е. Руцак // Электротехника. – 1986. – № 4. – С. 49 – 51.

106. Лазарев В. И. Динамическая устойчивость гибкого кольца с сосредоточенными массами при апериодическом нагружении / В. И. Лазарев, В. Е. Руцак // Пробл. прочности. – 1986. – № 10. – С. 104 – 108.

107. Лазарев В. И. Устойчивость кольца на опорах с сухим трением при динамическом нагружении / В. И. Лазарев, В. Е. Руцак // Динамика и прочность машин. – 1986. – Вып. 43. – С. 108 – 112.

108. Лазарев В. И. Свободные осевые колебания обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, В. А. Носачев, Г. Г. Счастливый // Техн. электродинамика. – 1988. – № 4. – С. 3 – 7.

109. Лазарев В. И. Вынужденные осевые колебания обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, В. А. Носачев, А. Н. Кравченко // Техн. электродинамика. – 1989. – № 1. – С. 58 – 62.

110. Лазарев В. И. Осевая устойчивость катушечных обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, В. А. Носачев // Техн. электродинамика. – 1989. – № 2. – С. 64 – 70.

111. Лазарев В. И. Механизм влияния упрочнения проводов на радиальную устойчивость обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, Л. В. Науменко // Электротехника. – 1989. – № 5. – С. 67 – 71.

112. Лазарев В. И. Уравнения осевых колебаний обмоток трансформаторов, учитывающие неравномерность распределения сил по окружности / В. И. Лазарев, В. П. Семусева // Электротехника. – 1990. – № 2. – С. 63 – 67.

113. Лазарев В. И. Устойчивость стержня с винтовой осью при комбинированном нагружении / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // Пробл. прочности. – 1990. – № 3. – С. 82 – 86.

114. Лазарев В. И. Устойчивость стержня с винтовой осью / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.-техн. конф. по трансформаторостроению (Запорожье, 12 – 14 сент. 1990г.). – Запорожье : Днепр. металлург. – 1990. – С. 116.

115. Лазарев В. И. Радиальная устойчивость обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, В. Е. Рушак, М. В. Сорока // Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.-техн. конф. по трансформаторостроению (Запорожье, 12 – 14 сент. 1990г.). – Запорожье : Днепр. металлург. – 1990. – С. 117.

116. Лазарев В. И. Критические напряжения обмоток трансформаторов при склейке проводников / В. И. Лазарев // Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.-техн. конф. по трансформаторостроению (Запорожье, 12 – 14 сент. 1990г.). – Запорожье : Днепр. металлург. – 1990. – С. 118.

117. Лазарев В. И. Критические напряжения обмоток трансформаторов на жестких цилиндрах / В. И. Лазарев // Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.-техн. конф. по трансформаторостроению (Запорожье, 12 – 14 сент. 1990г.). – Запорожье : Днепр. металлург. – 1990. – С. 119.

118. Лазарев В. И. Радиальная устойчивость цилиндрических обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, Л. В. Науменко // Техн. электродинамика. – 1990. – № 6. – С. 83 – 88.

119. Лазарев В. И. Радиальная устойчивость обмоток трансформаторов при коротких замыканиях / В. И. Лазарев, В. Е. Рушак, М. В. Сорока // Техн. электродинамика. – 1991. – № 1. – С. 78 – 84.

120. Лазарев В. И. Радиальная устойчивость обмоток трансформаторов со склеенными проводниками / В. И. Лазарев // Техн. электродинамика. – 1991. – № 4. – С. 13 – 18.

121. Лазарев В. И. Продольные колебания параллельных стержней, связывающих два простых осциллятора, при апериодическом нагружении /

В. И. Лазарев, Ю. А. Дубинин // Пробл. прочности. – 1995. – № 3. – С. 64 – 72.

122. Лазарев В. И. Расчет электродинамической стойкости обмоток трансформаторов при коротком замыкании / В. И. Лазарев, П. Г. Кохан // IX научно-техническая конференция по трансформаторостроению. Тезисы докладов. – Запорожье. – 1995. – С. 4 – 6.

123. Лазарев В. И. Обмотки с жесткими шайбами. Критические напряжения, необходимые силы осевого сжатия / В. И. Лазарев // IX научно-техническая конференция по трансформаторостроению. Тезисы докладов. – Запорожье. – 1995. – С. 7 – 8.

124. Лазарев В. И. Осевые колебания обмоток трансформаторов с общими прессующими кольцами / В. И. Лазарев, Ю. А. Дубинин // IX научно-техническая конференция по трансформаторостроению. Тезисы докладов. – Запорожье. – 1995. – С.11 – 12.

125. Лазарев В. И. Устойчивость обмоток трансформаторов к полеганию проводников. Сообщение 1. Обмотки из провода марки ПБ / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // IX научно-техническая конференция по трансформаторостроению. Тезисы докладов. – Запорожье. – 1995. – С. 13 – 14.

126. Лазарев В. И. Устойчивость обмоток трансформаторов к полеганию проводников. Сообщение 2. Обмотки из провода марки ПБП / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // IX научно-техническая конференция по трансформаторостроению. Тезисы докладов. – Запорожье. – 1995. – С. 15 – 16.

127. Лазарев В. И. Устойчивость обмоток трансформаторов к полеганию проводников. Сообщение 3. Обмотки из провода марки ПТБ / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // IX научно-техническая конференция по трансформаторостроению. Тезисы докладов. – Запорожье. – 1995. – С. 17 – 18.

128. Лазарев В. И. Критические силы полегания проводников обмоток трансформаторов. Обмотки из обычного провода (марки ПБ) / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // Техн. электродинамика. – 1995. – № 5. – С. 56 – 60.

129. Лазарев В. И. Критические силы полегания проводников обмоток трансформаторов. Обмотки из подразделенного провода (марки ПБП) / В. И. Лазарев, М. В. Сорока // Техн. электродинамика. – 1995. – № 6. – С. 41 – 43.

130. Лазарев В. И. Критические силы полегания проводников обмоток трансформаторов. Обмотки из транспонированного провода (марки ПТБ) /

В. И. Лазарев, М. В. Сорока // Техн. Электродинамика. – 1996. – № 1. – С. 45 – 48.

131. Лазарев В. И. Обеспечение электродинамической стойкости обмоток для предотвращения повреждений при коротких замыканиях / В. И. Лазарев, П. Г. Кохан, Ю. А. Дубинин // Повышение надежности и эффективности контроля трансформаторов в эксплуатации. Материалы международного семинара (31 мая 1996, Запорожье, Украина). – Запорожье. – 1996. – С. 57 – 60.

132. Лазарев В. И. Особенности методики расчета электродинамической стойкости обмоток трансформаторов при коротких замыканиях, разработанной ОАО ВИТ / В. И. Лазарев // Тез. докл. X Международной научно-технической конференции «Трансформаторостроение 2000». – Запорожье. – 2000. – С. 31.

133. Лазарев В. И. Влияние усилий осевого сжатия на радиальную устойчивость обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Тез. докл. X Международной научно-технической конференции «Трансформаторостроение 2000». – Запорожье. – 2000. – С. 32.

134. Лазарев В. И. Критические силы осевой устойчивости обмоток трансформаторов из транспонированного провода при совместной деформации проводников различных его слоев / В. И. Лазарев // Электротехника та електроенергетика. – 2003. – № 2. – С. 24 – 27.

135. Лазарев В. И. Влияние прочностных характеристик материала проводников на критические напряжения радиальной устойчивости обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев // Праці Інституту електродинаміки НАН України : Зб. наук. праць. – К. : Ін-т електродинаміки НАН України, 2003. – № 3(6) – С. 80 – 86.

136. Лазарев В. И. Электродинамическая стойкость сжимаемых обмоток трансформаторов с жесткими шайбами / В. И. Лазарев // Техн. електродинаміка. – 2004. – № 1. – С. 64 – 68.

137. Лазарев В. И. Влияние форм потери устойчивости на радиальные критические напряжения сжимаемых обмоток трансформаторов / В. И. Лазарев // Праці Інституту електродинаміки НАН України : Зб. наук. праць. – К. : Ін-т електродинаміки НАН України, 2004. – № 3(9). – С. 124 – 129.

138. Лазарев В. И. Методы расчета электродинамической стойкости обмоток трансформаторов при коротких замыканиях / В. И. Лазарев,

И. В. Лазарев // ЭЛЕКТРО. Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. – Россия, Москва, 2013. – № 5. – С. 21 – 26.

139. Лазарев В. И. Об устойчивости сжимаемых обмоток трансформаторов как сложных деформируемых систем с начальными усилиями и трением. Критические напряжения радиальной устойчивости (Сообщение 1) / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении, Запорожье. – 2004. – № 1. – С. 64 – 68.

140. Лазарев В. И. Обобщение результатов исследований по проблеме электродинамической стойкости силовых трансформаторов / В. И. Лазарев // Техн. електродинаміка. – 2005. – № 1. – С. 53 – 60.

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

142. 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.

143. Лазарев В. І. Електродинамічна стійкість силових трансформаторів (основи теорії, методи розрахунку, засоби забезпечення) : дис... докт. техн. наук : у 2-х т. : 05.09.01 / В. І. Лазарев ; ВАТ «Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформторобудування» (ВАТ «ВІТ»). – Запоріжжя, 2005.

Т. 1 : Електродинамічна стійкість силових трансформаторів (основи теорії, методи розрахунку, засоби забезпечення). – 328 с. : іл. – Бібліогр. : с. 297 – 327.

Т. 2 – додатки : Електродинамічна стійкість силових трансформаторів (основи теорії, методи розрахунку, засоби забезпечення). – 278 с. : іл.

144. Лазарев В. И. Определение усилий в элементах механической системы однофазного одностержневого шунтирующего реактора с боковыми ярмами при изменении температуры, подъеме активной части и транспортировании / В. И. Лазарев, И. В. Зубкова // Праці Інституту електродинаміки НАН України: Зб. наук. праць. - К.: Ін-т електродинаміки

НАН України, 2005. – № 3(12). – С. 124 – 132.

145. Лазарев В. І. Електродинамічна стійкість силових трансформаторів (основи теорії, методи розрахунку, засоби забезпечення) : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.09.01 «Електричні машини і апарати» / В. І. Лазарев ; ІЕД НАНУ. – Київ, 2006. – 37 с.

146. Лазарев В. И. Об устойчивости сжимаемых обмоток трансформаторов как сложных деформируемых систем с начальными усилиями и трением. Анализ критических напряжений радиальной устойчивости (Сообщение 2) / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении, Запорожье. – 2006. – № 1. – С. 37 – 42.

147. 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.

148. 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.

149. 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.

150. 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.

151. 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.

152. Лазарев И. В. Обобщенный метод проверки прочности проводников обмоток силовых трансформаторов стержневого типа при изгибе электромагнитными силами короткого замыкания [Текст] / 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.

153. Лазарев И. В. Обобщенный метод проверки прочности проводников обмоток силовых трансформаторов стержневого типа при изгибе электромагнитными силами короткого замыкания [Электрон. ресурс] / И. В. Лазарев // Материалы XII международной научно-технической конференции «Трансформаторостроение – 2009», 7 – 11 сентября 2009 г. : тезисы докладов, Запорожье : ОАО «ВИТ», 2009. – 1 CD-R.

154. Лазарев И. В. Обобщенный метод расчета критических напряжений радиальной устойчивости обмоток силовых трансформаторов стержневого типа [Текст] / 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.

155. Лазарев И. В. Обобщенный метод расчета критических напряжений радиальной устойчивости обмоток силовых трансформаторов стержневого типа [Электрон. ресурс] / И. В. Лазарев // Материалы XII международной научно-технической конференции «Трансформаторостроение – 2009», 7 – 11 сентября 2009 г. : тезисы докладов, Запорожье : ОАО «ВИТ», 2009. – 1 CD-R.

156. Лазарев В. И. Опыт исследований электродинамической стойкости трансформаторов при коротких замыканиях [Текст] / В. И. Лазарев, 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.

157. Лазарев В. И. Опыт исследований электродинамической стойкости трансформаторов при коротких замыканиях [Электрон.

ресурс] / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Доклады XII международной научно-технической конференции «Трансформаторостроение – 2009», 7 – 11 сентября 2009 г. : Запорожье : ОАО «ВИТ», 2009. – 1 CD-R.

158. Лазарев В. И. Опыт исследований электродинамической стойкости трансформаторов [Электрон. ресурс] / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Доклады IV международной научно-технической конференции «Силовые трансформаторы и системы диагностики», 23 – 24 июня 2009 г. : Россия, Москва : Международная Ассоциация ТРАВЭК, 2009. – 1 CD.

159. 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.

160. 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.

161. Лазарев И. В. Влияние изменения температуры обмоток и влагосодержания изоляционных материалов на осевые усилия в элементах активной части силовых трансформаторов традиционной конструкции [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.

162. Лазарев В. И. Опыт ПАО «ВИТ» по теоретической оценке и испытаниям силовых трансформаторов на стойкость при коротких замыканиях [Электрон. ресурс] / В. И. Лазарев, 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.

163. Лазарев В. И. Методы расчета электродинамической стойкости обмоток трансформаторов при коротких замыканиях [Электрон. ресурс] / В. И. Лазарев, И. В. Лазарев // Доклады XVI международной научно-технической конференции «Силовые, распределительные трансформаторы и реакторы, Системы диагностики», 25 – 26 июня 2013 г. : Россия, Москва : Международная Ассоциация ТРАВЭК, 2013. – 1 CD-R.

164. 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.

165. 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.

166. 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.

167. 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.

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

169. Лазарян В. А. Обобщенные функции в задачах механики / В. А. Лазарян, С. И. Конашенко. – К. : Наук. думка, 1974. – 192 с.

170. Левицкая Е. Л. Проблема электродинамической стойкости трансформаторов при коротких замыканиях / Е. Л. Левицкая, А. И. Лурье, А. Н. Панибратец // Электротехника. – 2001. – № 9. – С. 31 – 38.

171. Лех В. Новый метод индикации повреждений при испытании трансформаторов на динамическую прочность / В. Лех, Л. Тыминьски // Электричество. – 1966. – № 1. – С. 77 – 82.

172. Либкинд М. С. Механические силы в обмотках трансформаторов / М. С. Либкинд // Электричество. – 1945. – № 9. – С. 43 – 47.

173. Либкинд М. С. Механические силы в обмотках трансформаторов / М. С. Либкинд // Электричество. – 1945. – № 12. – С. 47 – 51.

174. Линова Л. С. Технология обработки обмоток трансформаторов с учетом релаксационных явлений в изоляции / Л. С. Линова, Л. И. Соколова, К. А. Булах // Технология электротехнического производства. – 1974. – Вып. 4 (59). – С. 23 – 24.

175. Линова Л. С. Исследование реологических свойств электроизоляционного картона / Л. С. Линова, Л. И. Соколова, Е. А. Соболева // Электротех. промышленность. Электрические материалы. – 1981. – № 10 (135). – С. 22 – 25.

176. Линова Л. С. Выбор оптимальной технологии сушки обмоток / Л. С. Линова, Л. И. Соколова, В. Н. Грановская // Электротехника. – 1991. – № 5. – С. 59 – 62.

177. Лурье С. И. Механические свойства трансформаторного электрокартона / С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Вестник электропромышленности. – 1963. – № 1. – С. 46 – 50.

178. Лурье С. И. Механические характеристики изоляционных материалов обмоток трансформаторов / С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Электротехника. – 1964. – № 4. – С. 29 – 32.

179. Лурье С. И. Электродинамическая прочность трансформаторов I – II габаритов со слоевыми цилиндрическими обмотками / С. И. Лурье, Е. Л. Левицкая // Электротехника. – 1967. – № 4. – С. 14 – 18.

180. Лурье С. И. Расчет трансформаторов, имеющих запрессовку нескольких обмоток общим кольцом / С. И. Лурье // Электрические станции. – 1971. – № 6. – С. 43 – 45.

181. Лурье С. И. Осевые усилия в обмотках трансформаторов / С. И. Лурье // Электричество. – 1972. – № 4. – С. 23 – 32.

182. Лурье С. И. Динамические осевые усилия в обмотках трансформаторов / С. И. Лурье, М. П. Савельев // Электричество. –

1972. – № 6. – С. 25 – 31.

183. Лурье С. И. Токи переходного процесса короткого замыкания трехобмоточного трансформатора / С. И. Лурье // Электротехника. – 1975. – № 4. – С. 33 – 36.

184. Лурье С. И. Электродинамическая стойкость трансформаторов при коротких замыканиях и пути ее повышения / С. И. Лурье // Электротехника. – 1975. – № 8. – С. 28 – 31.

185. Лурье С. И. Расчет собственных частот колебаний обмоток трансформаторов / С. И. Лурье, А. А. Дробышевский // Электротехника. – 1980. – № 7. – С. 2 – 6.

186. Лурье С. И. Экспериментальное исследование осевой устойчивости обмоток трансформаторов при коротком замыкании / С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Электротехника. – 1985. – № 12. – С. 26 – 31.

187. Лурье А. И. Ударный ток трансформаторов и реакторов при коротком замыкании с учетом добавочных потерь / А. И. Лурье // Электричество. – 2001. – № 2. – С. 24 – 33.

188. Мильман Л. И. Расчет прочности наружных обмоток трансформаторов при действии радиальных усилий короткого замыкания / Л. И. Мильман, С. И. Лурье // Электричество. – 1965. – № 8. – С. 77 – 83.

189. Мильман Л. И. Проводниковые материалы при динамическом изгибе / Л. И. Мильман, С. И. Лурье // Электротехника. – 1966. – № 9. – С. 47 – 49.

190. Мильман Л. И. Расчет прочности внутренних обмоток трансформаторов при действии радиальных усилий короткого замыкания / Л. И. Мильман, С. И. Лурье // Электричество. – 1968. – № 3. – С. 38 – 44.

191. Мильман Л. И. Расчет напряжений растяжения в наружных обмотках трансформаторов с учетом нелинейности механической характеристики проводникового материала / Л. И. Мильман // Электротех. промышленность. – 1968. – Вып. 309. – С. 5 – 7.

192. Мильман Л. И. Расчет механических напряжений растяжения в наружных обмотках с подразделенными проводами / Л. И. Мильман // Электричество. – 1971. – № 1. – С. 40 – 44.

193. Мильман Л. И. Расчет внутренних обмоток трансформаторов на прочность с учетом конечной ширины реек / Л. И. Мильман, С. И. Лурье //

Электричество. – 1971. – № 9. – С. 10 – 17.

194. Мильман Л. И. Расчет на ЭЦВМ механических напряжений растяжения и сжатия в обмотках трансформаторов / Л. И. Мильман, Н. С. Иванова // Электротех. промышленность. Сер. Аппараты высокого напряжения, трансформаторы, силовые конденсаторы. – 1972. – Вып. 2. – С. 3 – 6.

195. Науменко Л. В. Об устойчивости обмоток трансформаторов, нагруженных радиальным давлением, с учетом упруго-пластических свойств материала проводов / Л. В. Науменко // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. молодых специалистов по трансформаторостроению и высоковольтному аппаратостроению (Запорожье, октябрь 1981г.). – М., 1981. – С. 25 – 26.

196. Науменко Л. В. Об устойчивости упруго-пластического гибкого кольца на упругих опорах под действием нестационарного давления / Л. В. Науменко // Пробл. машиностроения. – 1982. – Вып. 16. – С. 34 – 40.

197. Науменко Л. В. Радиальная устойчивость гибких упруго-пластических колец применительно к динамике обмоток трансформаторов : дис... канд. техн. наук : 01.02.03 / Л. В. Науменко ; ВИТ. – Запорожье, 1984. – 209 с.

198. Науменко Л. В. Радиальная устойчивость гибких упруго-пластических колец применительно к динамике обмоток трансформаторов : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 01.02.03 «Строительная механика» / Л. В. Науменко ; ХАИ им. Н. Е. Жуковского. – Харьков, 1984. – 23 с.

199. Наяшков И. С. Расчет полей рассеяния трансформаторов / И. С. Наяшков, В. В. Карасев // Вестник электропромышленности. – 1963. – № 4. – С. 8 – 12.

200. Некоторые задачи динамической устойчивости упругих колец при внезапном нагружении / В. В. Болотин, Б. П. Макаров, Г. В. Мишенков [и др.] // Изв. вузов. Машиностроение. – 1965. – № 6. – С. 76 – 82.

201. Носачев В. А. Усадка обмоток мощных силовых масляных трансформаторов при изготовлении / В. А. Носачев // Электротехника. – 1977. – № 4. – С. 19 – 21.

202. Носачев В. А. Уплотнение электрокартона методом прокатки / В. А. Носачев, Г. И. Пшеничный // Электротех. промышленность. Аппараты

высокого напряжения, трансформаторы, силовые конденсаторы. – 1977. – Вып. 7 (75). – С. 17 – 19.

203. Носачев В. А. Обеспечение заданной высоты обмоток масляных силовых трансформаторов / В. А. Носачев // Электротех. промышленность. Аппараты высокого напряжения, трансформаторы, силовые конденсаторы. – 1979. – Вып. 7 (99). – С. 17 – 19.

204. Носачев В. А. Деформация изоляционных материалов из целлюлозы в обмотках мощных силовых трансформаторов / В. А. Носачев, Л. И. Соколова // Электротехника. – 1980. – № 8. – С. 54 – 57.

205. Носачев В. А. Определение максимального давления на изоляционные материалы в обмотках мощных силовых трансформаторов / В. А. Носачев, Л. И. Соколова // Электротехника. – 1982. – № 9. – С. 16 – 20.

206. Носачев В. А. Стойкость обмоток мощных силовых трансформаторов при действии осевых сил : дис... канд. техн. наук : 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / В. А. Носачев ; ВИТ. – Запорожье, 1985. – 189 с.

207. Носачев В. А. Стойкость обмоток мощных силовых трансформаторов при действии осевых сил : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / В. А. Носачев ; ИЭД АН УССР. – К., 1986 – 18 с.

208. Облегченное устройство для электродинамических испытаний полноразмерных обмоток мощных трансформаторов / Ю. С. Конов, Н. Н. Хубларов, В. Ю. Горшунов [и др.] // Электрические станции. – 1984. – № 12. – С. 45 – 48.

209. Об использовании шпангоутов минимального веса для усиления цилиндрических оболочек / А. П. Дзюба, В. В. Петров, Т. В. Ткачева [и др.] // Динамика и прочность тяжелых машин: Межвузов. тематич. сб. науч. тр. – Дн-ск: ДГУ. – 1983. – С. 134 – 137.

210. О надежности силовых трансформаторов и автотрансформаторов электрических сетей / Ю. Н. Львов, Н. Ю. Львов, Ю. А. Дементьев [и др.] // Электрические станции. – 2005. – № 11. – С. 69 – 75.

211. О повреждениях силовых трансформаторов напряжением 110 – 500 кВ в эксплуатации / Б. В. Ванин, Ю. Н. Львов, Н. Ю. Львов [и др.] // Электрические станции. – 2009. – № 9. – С. 53 – 58.

212. Определение эффективности склейки транспонированного провода с целью повышения радиальной устойчивости обмоток трансформаторов при коротком замыкании / В. Н. Елагин, В. П. Зенова, О. Г. Коробов [и др.] // Электротехника. – 2006. – № 9. – С. 33 – 38.

213. Опыт испытаний трансформаторов коротким замыканием / Й. Куликовский, В. Лех, Й. Рахвальски [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1968, № 12 – 13. Трансформаторы. Переводы докладов XII сессии Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1968). – М. : Энергия. – 1970. – С. 172 – 181.

214. Осевые колебания обмоток трансформаторов под общим прессующим кольцом / В. И. Лазарев, Ю. А. Дубинин, В. П. Семусева [и др.] // Техн. электродинамика. – 1993. – № 1. – С. 48 – 52.

215. Основные направления работ по созданию трансформаторов, не требующих подпрессовки обмоток в эксплуатации / И. Ю. Мелешко, Л. Н. Шифрин, П. Г. Кохан [и др.] // Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.-техн. конф. по трансформаторостроению (Запорожье, 12 – 14 сент. 1990г.) – Запорожье: Днепр. металлург. – 1990. – С. 19.

216. Панибратец А. Н. Расчет электродинамической стойкости обмоток трансформаторов на ЭВМ «Минск 32» / А. Н. Панибратец, М. П. Савельев // Электротехника. – 1978. – № 4. – С. 45 – 47.

217. Панибратец А. Н. Исследования и расчеты электродинамической стойкости при коротких замыканиях мощных силовых трансформаторов : дис... канд. техн. наук : 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / А. Н. Панибратец ; ВЭИ. – М., 1999. – 220 с.

218. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М. : Наука, 1967. – 420 с.

219. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – Л. : Машиностроение, 1976. – 320 с.

220. Петров Г. Н. Трансформаторы / Г. Н. Петров – М. : Госэнергоиздат, 1934. – 444 с.

221. Петров Г. Н. Электродинамические силы в трансформаторах / Г. Н. Петров, И. С. Наяшков // Электричество. – 1955. – № 8. – С. 39 – 45.

222. Пирктль Е. Последние достижения в области исследования усилий, возникающих в катушках трансформатора при коротких замыканиях /

Е. Пирктль, Г. Спаланцани // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 122. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (СIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 120 – 139.

223. Писаренко Г. С. Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости материала / Г. С. Писаренко. – К.: Наук. думка, 1970. – 380 с.

224. Поведение мощных трансформаторов при коротких замыканиях / М. Бутто, Ж. Вердон, П. Хофер [и др.] // Докл. на «СИГРЭ», 1972, № 12 – 07. Трансформаторы. Международная конференция по большим электрическим системам (СIGRE 1972). – М. : Энергия. – 1975. – С. 88 – 101.

225. Повышение электродинамической стойкости силовых трансформаторов класса 110 кВ / Ю. С. Конов, А. Г. Крайз, В. Т. Левченко [и др.] // Электрические станции. – 1975. – № 8. – С. 52 – 57.

226. Постников И. М. О расчете электродинамических сил в обмотках трансформаторов / И. М. Постников // Электричество. – 1957. – № 8. – С. 9 – 15.

227. Потери, нагревы, электродинамическая стойкость трансформаторов / В. В. Боднар, О. Н. Иванченко, Г. И. Калайда [и др.] // Тез. докл. VIII Всесоюз. науч.–техн. конф. по трансформаторостроению (Запорожье, 12 – 14 сент. 1990 г.). – Запорожье : Днепр. Металлург. – 1990. – С. 112 – 113.

228. Проблемы вибрационного состояния фундаментов, сейсмостойкости и прочности турбомашин. Часть 1 / Ю. С. Воробьев, Л. Б. Гецов, Б. Е. Мельников [и др.] // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013. – №3(178). – С. 279 – 286.

229. Проблемы вибрационного состояния фундаментов, сейсмостойкости и прочности турбомашин. Часть 2 / Ю. С. Воробьев, Л. Б. Гецов, Б. Е. Мельников [и др.] // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013. – № 4-1(183). – С. 302 – 319.

230. Производство, свойства и применение электроизоляционных бумаг и картонов / К. В. Бретвейт, Ю. В. Корицкий, Р. В. Кулакова, С. Л. Соколова. – М. : Энергия, 1970. – 336 с.

231. Прочность трансформаторов при коротких замыканиях; методы

испытаний; расчеты на прочность / Э. А. Манькин, Е. И. Левицкая, С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Докл. на «СИГРЕ», 1968, № 12 – 11. Трансформаторы. Переводы докладов XII сессии Международной конференции по электрическим системам (SIGRE 1968). – М.: Энергия. – 1970. – С. 142 – 151.

232. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3 т. / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968. – Т. 1 – 832 с.

233. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3 т. / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968. – Т. 2 – 464 с.

234. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3 т. / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968. – Т. 3 – 568 с.

235. Расчет на прочность обмотки трансформаторов при действии радиальных сил / Г. А. Арст, М. Ф. Балукова, С. А. Рухлина [и др.] // Расчеты на прочность, жесткость, устойчивость и колебания. – М. : Машиностроение. – 1965. – С. 79 – 100.

236. Расчет осевых сил при коротких замыканиях в обмотках трансформаторов с учетом податливости опорных конструкций / А. А. Дробышевский, Е. И. Левицкая, А. И. Лурье [и др.] // Электротехника. – 1988. – № 1. – С. 47 – 51.

237. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. / Под общ. ред. С. Д. Пономарева. – М. : Машгиз, 1958. – Т. 1: Теоретические основы и экспериментальные методы. Расчеты стержневых элементов конструкций при статической нагрузке. – 884 с.

238. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. / Под общ. ред. С. Д. Пономарева. – М. : Машгиз, 1958. – Т. 2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть. – 974 с.

239. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. / Под общ. ред. С. Д. Пономарева. – М. : Машгиз, 1958. – Т. 3: Инерционные нагрузки. Колебания и ударные нагрузки. Выносливость. Устойчивость. – 1120 с.

240. Ржаницын А. Р. Строительная механика / А. Р. Ржаницын. – М.: Высш. школа, 1982. – 400 с.

241. Савельев М. П. Исследование и разработка методов расчета усилий в обмотках трансформаторов : дис... канд. техн. наук : 05.09.01 «Электрические

машины и аппараты» / М. П. Савельев ; ВЭИ. – М., 1976. – 153 с.

242. Савельев М. П. Исследование и разработка методов расчета усилий в обмотках трансформаторов: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.09.01 «Электрические машины и аппараты» / М. П. Савельев ; ВЭИ. – М., 1976. – 31 с.

243. Сапожников А. В. Конструирование трансформаторов / А. В. Сапожников. – М. – Л. : Госэнергоиздат, 1959. – 360 с.

244. Смитс Р. П. П. Испытания силовых трансформаторов большой мощности на стойкость при КЗ / Р. П. П. Смитс, Л. Х. Тэ Паске (в переводе Аношина А. О. под редакцией Панибратца А. Н.) // Энергоэксперт. – 2009. – № 4. – С. 104 – 114.

245. Современные методы технологической обработки и испытания изоляции высоковольтных трансформаторов / В. В. Гурин, В. Т. Кобец, Ф. И. Максименко [и др.] // Энергетика и электрификация. – 1971. – № 5 (59). – С. 33 – 37.

246. Справочник по динамике сооружений / Под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. – М. : Стройиздат, 1972. – 512 с.

247. Стенквист Е. Проблемы короткого замыкания в мощных трансформаторах / Е. Стенквист // Энергетика за рубежом. Трансформаторы. – М. : ГЭИ, 1960. – Вып. 3. – С. 158 – 176.

248. Сухарев В. А. Расчет тел намотки / В. А. Сухарев, И. И. Матюшев. – М. : Машиностроение, 1982. – 136 с.

249. Тихомиров П. М. Расчет трансформаторов / П. М. Тихомиров : Уч. пособие для вузов. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 528 с.

250. Тепловизионный контроль электротехнического оборудования и опыт диагностики силовых трансформаторов / А. Ю. Хренников, А. В. Рубцов, В. В. Щербаков [и др.] // Электрические станции. – 2006. – № 5. – С. 63 – 67.

251. Торсеке Л. Проблемы коротких замыканий в мощных трансформаторах / Л. Торсеке // Докл. на «СИГРЭ», 1962, № 142. Трансформаторы. Переводы докладов Международной конференции по электрическим системам (CIGRE 1962). – М. – Л. : Энергия. – 1964. – С. 228 – 229.

252. Трансформатори силові. Терміни та визначення : ДСТУ 3270-95. – [Чинний від 1996-07-01]. – Офіц. вид. К.: Держстандарт України, 1996. 85 с.

253. Трансформаторы силовые. Расчет электродинамической стойкости обмоток при коротком замыкании. : Руководящий документ РД 16 431 – 88 (РТМ16.800.428-77). – М. : Изд-во ВЭИ, 1977. – 95 с.

254. Трансформаторы силовые. Рекомендации по выбору коэффициентов трения. : Руководящий документ РД 16 284 – 85. – Запорожье : Изд-во ВИТ, 1985. – 19 с.

255. Трансформаторы силовые. Теоретические основы расчета электродинамической стойкости обмоток при коротком замыкании. : Руководящий документ РД 16 376 – 87. – Запорожье : Изд-во ВИТ, 1987. – 117 с.

256. Турние И. Поведение мощных трансформаторов при коротких замыканиях. Требования энергосистем. Проблемы производства и испытаний / И. Турние // Докл. на «СИГРЭ», 1972, № 12 – 09. Трансформаторы. Международная конференция по большим электрическим системам (CIGRE 1972). – М. : Энергия. – 1975. – С. 116 – 126.

257. Устройство для испытания прототипов обмоток трансформатора на устойчивость / В. П. Зенова, О. Г. Коробов, С. И. Лурье [и др.] // Электротехника. – 1973. – № 4. – С. 45 – 48.

258. Устройство для исследования элементов конструкции мощных трансформаторов при действии осевых динамических сил / С. И. Лурье, Л. И. Мильман, М. А. Афанасьев [и др.] // Электротехника. – 1984. – № 6. – С. 46 – 50.

259. Федоров В. Н. Увеличение прочности проводов из медных сплавов / В. Н. Федоров, В. М. Захаров // Электротехника. – 1966. – № 10. – С. 41 – 44.

260. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1974. – 559 с.

261. Филин А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. : в 3 т. / А. П. Филин – М. : Наука, 1975. – Т. 1 – 832 с.

262. Филин А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. : в 3 т. / А. П. Филин – М. : Наука, 1978. – Т. 2 – 616 с.

263. Филин А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. : в 3 т. / А. П. Филин – М. : Наука, 1981. – Т. 3 – 480 с.

264. Фогельберг Т. Пережить замыкание. Устойчивость силовых трансформаторов к короткому замыканию / Томас Фогельберг // Электрические сети и системы, – 2012. – № 1. – с. 27 – 33.

265. Хайкин С. Э. Физические основы механики / С. Э. Хайкин. – М. : Наука, 1971. – 752 с.

266. Хренников А. Ю. Опыт обнаружения остаточных деформаций обмоток силовых трансформаторов / А. Ю. Хренников // Энергетик. – 2003. – № 7. – С. 18 – 20.

267. Хренников А. Ю. Контроль состояния активной части и испытания мощных силовых трансформаторов на стойкость к токам короткого замыкания / А. Ю. Хренников, О. А. Шлегель // Электро. – 2001. – № 1. – С. 30 – 35.

268. Шугайло А. И. Основные материалы трансформаторостроения и требования к ним / А. И. Шугайло, Л. С. Линова, Г. Д. Головань // Электротех. промышленность. Аппараты высокого напряжения, трансформаторы, силовые конденсаторы. – 1975. – Вып. 8(52). – С. 30 – 33.

269. Шульженко Н. Г. Численный анализ колебаний систем турбоагрегат-фундамент / Шульженко Н. Г., Воробьев Ю. С. – Киев : Наукова думка, 1991. – 232 с.

270. Экспериментальное исследование стойкости высоковольтных трансформаторов при коротких замыканиях / Ю. С. Конов, А. Г. Крайз, В. Т. Левченко [и др.] // Электротех. промышленность. Аппараты высокого напряжения, трансформаторы, силовые конденсаторы. – 1975. – Вып. 8 (52). – С. 6 – 8.

271. Электродинамическая стойкость трансформаторов и реакторов при коротких замыканиях : Труды ВЭИ (сборник статей) / [сост., науч. ред. и предисл. А. И. Лурье]. – М. : «Знак», 2005. – 520 с. : ил. – ISBN 5-87789-058-1.

272. Электродинамическая устойчивость наружных обмоток трансформаторов больших мощностей / В. П. Зенова, Н. С. Иванова, С. И. Лурье, Л. И. Мильман // Электричество. – 1971. – № 10. – С. 1 – 6.

273. Комп'ютерна програма «Розрахунок електродинамічної стійкості обмоток трансформаторів при короткому замиканні» («ELDINST 2.0»): Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 11667 Україна / В. І. Лазарєв, П. Г. Кохан, О. Л. Тарчуткін, О. В. Арт'юмченко, М. В. Остренко, Т. С. Молдован, В. П. Семусєва (Україна). – Дата реєстрації 30.11.04.

274. Bertagnolli G. Short-circuit duty of power transformers / G. Bertagnolli. – ABB Transformatori. Legnano (Milano), Italy, 1998. – 200 p.

275. Buckling strength analysis of large power transformer windings subjected to electromagnetic force under short circuit / H. Kojima, H. Miyata, S. Shida, K. Okuyama // IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems. – 1980. – Vol. PAS – 99. – № 3. – P. 1288 – 1297.

276. Del Vecchio R. M. Transformer design principles: with applications to core-form power transformers / R. M. Del Vecchio, B. Poulin, P. T. Feghali, D. M. Shah, R. Ahuja. – CRC Press, Boca Raton, USA, 2010. – 597 p.

277. Design verification criteria for evaluating the short-circuit withstand capability of transformer inner windings / M. P. Saravolac, P. A. Vertigen, C. A. Sumner, W. H. Siew // CIGRE report, 2000, No. 12 – 208.

278. Fischer E. Die Festigkeit der inneren Rohre von Transformatorenwicklungen / E. Fischer // Electrotechn. Zeitschrift. – 1952. – № 5. – S. 121 – 123.

279. Haugeneder E. Zum Kurzschlussbeulen der am Eisenkern liegenden, mehrschaligen, zylindrischen Transformatorwicklung / E. Haugeneder, H. Mang, P. Torzicki // Elektrotechnik und Maschinenbau. – 1984. – № 6. – S. 274 – 284.

280. Hawkins D. L. A generalized analysis of the vibration of circular rings / D. L. Hawkins // J. Sound and Vibr. – 1977. – 54. № 1. – P. 67 – 74.

281. Hiraishi K. Mechanical strength of transformer windings under short-circuit conditions / K. Hiraishi, Y. Hori, S. Shida // Paper 71 TP8 – PWP. – 1970. – October 29.

282. Hiraishi K. Mechanical strength of transformer windings under short-circuit conditions / K. Hiraishi, Y. Hori, S. Shida // Trans. IEEE. – 1971. – Vol. PAS – 90. – № 5. – P. 2381 – 2390.

283. Hori Y. Axial vibration analysis of transformer windings under short-circuit conditions / Y. Hori, K. Okuyama // IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems. – 1980. – Vol. PAS – 99. – № 2. – P. 443 – 451.

284. Krause Ch. The Change of the Clamping Pressure in Transformer Winding due to Variation of the Moisture Content – Tests with pressboard spacer stacks / Ch. Krause, W. Goetz // CIGRE, Transformer colloquium 1999 in Budapest.

285. Lazariev I. Axial Internal Forces in Power Transformer Active Part Elements under Windings Clamping, Variation of Temperature and Moisture Content [Текст] / 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.

286. Lazariev I. Axial Internal Forces in Power Transformer Active Part Elements under Windings Clamping, Variation of Temperature and Moisture Content [Электрон. ресурс] / 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. – 1 CD-R.

287. Madin A. B. The dynamic behaviour of transformer winding under axial short-circuit forces / A. B. Madin, J. D. Whitaker // Proc. IEEE. – 1963. – Vol. 110. – P. 535 – 550.

288. Mallik A. K. Free vibration of thin circular rings on periodic radial supports / A. K. Mallik, D. J. Mead // J. Sound and Vibr. – 1977. – 54. – № 1. – P. 13 – 27.

289. Matthes W. Mechanische Beanspruchung der am Eisenkern liegenden Transformatoren – Röhrenwicklung durch radiale Stromkräfte / W. Matthes // ETZ. – 1962. – Bd. 83. – Heft 3. – S. 57 – 61.

290. Mechanical strength of large power transformer windings under short-circuit conditions / K. Hiraishi, T. Kiuchi, S. Shida [et al.] // Hitachi Rev. – 1971. – Vol. 20 – № 2. – P. 485 – 492.

291. Mechanical strength of transformer windings under short-circuit conditions / K. Kurita, T. Kuriyama, K. Hiraishi [et al.] // Trans. IEEE. – 1969. – Vol. PAS – 88. P. 222 – 230.

292. Norman J. Dynamic plastic buckling of rings and cylindrical shells /

J. Norman, D. M. Okawa // Nucl. Eng. and Pes. – 1976. – 37. – № 1. – P. 125 – 147.

293. Norris E. T. The mechanical strength of power transformers in service / E. T. Norris // Proc. IEE. – 1952. – № 104A. – P. 289 – 306.

294. Patel M. R. Dynamic Response of Power Transformers under Axial Short-circuit Forces. Part 1 – Winding and Clamp as Individual Components / M. R. Patel // IEEE Transactions on power apparatus and systems. – 1973. – Vol. PAS – 92. – № 5. – P. 1558 – 1566.

295. Patel M. R. Dynamic Response of Power Transformer under Axial Short-circuit Forces. Part 2 – Winding and Clamp as a Combined System / M. R. Patel // IEEE Transactions on power apparatus and systems. – 1973. – Vol. PAS – 92. – № 5. – P. 1567 – 1576.

296. Patel M. R. Dynamic stability of helical and barrel coils in transformers against axial short-circuit forces / M. R. Patel, M. I. Mech // IEE PROC. – 1980. – Vol. 127, Pt. C. – № 5. – P. 281 – 284.

297. Patel M. R. Hoop stresses in transformer coils under radial short circuit forces / M. R. Patel // J. Inst. Eng. (India), Elec. Eng. Div. – 1981. – Vol. 61, June. – P. 231 – 232.

298. Power Transformer Short-circuit Strength – Requirements, Design and Demonstration / W. J. McNutt, W. M. Jonson, R. A. Nelson, R. E. Ayers // IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems. – 1970. – Vol. Pas – 89. – № 8. – P. 1955 – 1969.

299. Quinney D. A. Dynamic response of power transformer winding under axial short-circuit conditions / D. A. Quinney // IEE Proc. – 1981. – Vol. 128, Pt. B. – № 2. – P. 114 – 118.

300. Roge G. Problems of short-circuit strength in large power transformers / G. Roge, E. Pirktl // Brown Boveri Rev. – 8 – 72, P. 404 – 409.

301. Rudnicki M. Numerical computation of buckling strength of disk type transformer windings under short-circuit conditions / M. Rudnicki // Prace Institutu Elektrotechniki. – 1984. – zeszyt 132. – P. 106 – 114.

302. Simmonds L. G. Accurate nonlinear equations and perturbation solution for the free vibrations of a circular elastic ring / L. G. Simmonds // J. Appl. Mech. – 1976. – 46. – № 1. – P. 156 – 160.

303. Short-circuit Withstand Capability of Large Transformers – Influence

on Transformer Design and Construction Resulting from Experience Acquired during Tests / M. Gallay, P. Boussier, J. Delhayé [et al.] // CIGRE, 1980, Report № 12 –08. – P. 1 – 29.

304. Stuch P. Zkratova odolnost transformatoru / P. Stuch, M. Zak // Transformatory. – 1981. – T. 17. – № 3.– S. 19 – 27.

305. The Coil Mechanical Behaviour under the Short Circuit / E. Tamaki, A. Kishi, S. Itoh [et al.] // Mitsubishi Electric Corporation, Japan. CIGRE Transformer Colloquium 1999 in Budapest.

306. The effects on winding clamping pressure due to changes in moisture, temperature and insulation age, sixty-seventh [Электронный pecypc] / Ch. Krause, M. Prevost, D. Woodcock // Annual International Conf. of Doble Clients, March 2000. – Режим доступа: [http://www.weidmann-solutions.cn/zhenduan/winding\\_clamping\\_pressure.pdf](http://www.weidmann-solutions.cn/zhenduan/winding_clamping_pressure.pdf).

307. Thompson H. A. The Dynamic Response of Low Voltage, High Current, Disc Type Transformer Windings to Through Fault Loads / H. A. Thompson, F. Tillery, D. V. Von Rosenberg // Trans. IEEE. – 1979. – Vol. PAS – 98. – № 3. – P. 1091 – 1098.

308. Wong J. T. S. On the theories of ring vibrations / J. T. S. Wong // Trans. ASME. – 1976. – E 43. – № 3. – P. 503 – 504.

309. Waters M. The measurement and calculation of axial electromagnetic forces in concentric transformer windings / M. Waters // ERA, Report Q/T 134, 1953.

310. Waters M. The measurement of axial displacement of transformer windings / M. Waters // ERA, Report Q/T 153, 1961.

311. Waters M., The Short-Circuit Strength of Power Transformers / M. Waters. – Macdonald, London, 1966. – 157 P.

312. Watts G. B. A Mathematical Treatment of the Dynamic Behaviour of a Power Transformer Winding under Axial Short Circuit Forces / G. B. Watts // Proc. IEE. – 1963. – Vol. 110. – P. 551 – 560.

313. Zimchik D. G., Tennyson R. C. Stability of circular cylindrical shells under transient axial impulsive loading / D. G. Zimchik, R. C. Tennyson // AIAA Journal. – 1980. – 18. – № 6. – P. 691 – 699.

## ДОДАТКИ

## ДОДАТОК А

## ДОДАТОК А

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор  
Публічного акціонерного товариства  
«Український науково-дослідний,  
проектно-конструкторський та  
технологічний інститут  
трансформаторобудування» (ПАТ «ВІТ»)



*[Signature]* Ю.І. Паук  
"06" \_\_\_\_\_ 2015 р.

## АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Лазарева Івана Вікторовича  
**«Розробка та вдосконалення методів розрахунку міцності  
елементів конструкції силових трансформаторів»**

Результати дисертаційної роботи отримані у відділі електромагнітних досліджень публічного акціонерного товариства «Український науково-дослідний, проектно-конструкторський та технологічний інститут трансформаторобудування» (ПАТ «ВІТ»). Безпосередньо робота виконувалась за планами науково-дослідних робіт ПАТ "ВІТ" у відповідності до

- 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 «ВІТ» згідно зі стандартами ISO 9001: 2008, ДСТУ ISO 9001: 2009.

Роль автора у виконанні вказаних науково-дослідних робіт – відповідальний виконавець.

У процесі роботи на основі проведених теоретичних досліджень були розроблені наступні методи розрахунку:

1. Критичних напружень радіальної стійкості обмоток, що мають провідники круглого поперечного перерізу або прямокутного поперечного перерізу, у тому числі, з урахуванням заокруглень його кутів (узагальнений метод).
2. Міцності при дії радіальних та осьових електромагнітних сил короткого замикання обмоток з провідниками круглого або прямокутного поперечного перерізу, у тому числі, з урахуванням заокруглень його кутів (узагальнений метод).
3. Осьових переміщень і зусиль, що виникають під час коротких замикань, в обмотках різних фаз трансформатора, розташованих на одному стрижні магнітної системи.
4. Осьових зусиль в обмотках та елементах активної частини трансформатора з урахуванням сил сухого тертя між ярмовими балками та ярмом магнітної системи, температури елементів, та вмісту вологи в ізоляційних матеріалах.

Розроблені методи розрахунку впроваджені у програмі ELDINST 9, яка входить до Програмно-методичного комплексу Розрахунок електродинамічної стійкості обмоток трансформаторів при коротких замиканнях «ELDINST» (ПМК ELDINST).

Програмно-методичний комплекс «ELDINST» застосовується при проектуванні трансформаторів у ПАТ "ВІТ", а також рядом зарубіжних фірм. Лише за останні

чотири роки (2011 – 2014) за допомогою ПМК ELDINST у ПАТ "ВІТ" були виконані розрахунки електродинамічної стійкості обмоток 78 типів трансформаторів (переліки трансформаторів подані у відповідних актах, які додаються). За цей же час ПМК ELDINST придбали наступні фірми: "Transformers & Rectifiers LTD", "Bharat Bijlee Limited", Індія; "Toshiba Corporation, Hamakawasaki Operation", Японія; "TurboCare Poland S.A.", Польща. Копії актів приймання ПМК ELDINST зазначеними фірмами додаються.

Усі трансформатори, які створювалися з використанням ПМК ELDINST, з першого разу успішно витримали випробування на стійкість до струмів коротких замикань. Результати розрахунків та випробувань за останні чотири роки наведені у таблиці.

#### Результати розрахунків та випробувань трансформаторів

№	Трансформатор (країна, дата розрахунку або випробувань)	Потужність, MVA (кількість фаз)	Країна проведення випробувань	Висновок за результатами розрахунку	Результати випробувань
1	105 MVA, 400/220/33kV, автотрансформатор (Індія, 24.09.2011)	105 (1)	Голандія	Електродинамічна стійкість забезпечена	Випробування витримав (деформацій обмоток не виявлено)
2	15 MVA, 66/11kV, (Індія, 05.10.2012)	15 (3)	Індія		
3	ТРДН-40000/110, (Росія, квітень 2012)	40 (3)	Чехія		
4	27MVA, 132/27kV, трансформатор тяговий (Індія, липень 2013)	27 (1)	Індія		
4	50MVA, 132/33kV (Індія, травень 2014)	50 (3)	Індія		
6	5MVA, 66/11.55kV (Індія, серпень 2014)	5 (3)	Індія		
7	315 MVA, 400/220/33kV, автотрансформатор (Індія, липень 2014)	315 (3)	Голандія		
8	ТРДН-40000/110, (Росія, лютий 2015)	40 (3)	Росія		

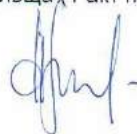
Світовий досвід показує, що затрати на ліквідацію наслідків невдалих випробувань трансформатора на стійкість до струмів коротких замикань наближаються до його вартості. Затрати на ліквідацію такої ж аварії трансформатора в експлуатації ще більші за рахунок втрат, пов'язаних з недопостачанням електричної енергії споживачам. Таким чином, економічний ефект від вдалих першоразових випробувань і безаварійної експлуатації внаслідок застосування ПМК ELDINST при розробці в середньому дорівнює вартості трансформатора.

Додатки:

1. Акт Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2011 році (1 акт на 1 арк.).
2. Акт Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2012 році (1 акт на 1 арк.).
3. Акт Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2013 році (1 акт на 1 арк.).

4. Акт Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2014 році (1 акт на 1 арк.).
5. Акт фірми "Transformers & Rectifiers LTD", Індія (1 акт на 1 арк.).
6. Акт фірми "Bharat Bijlee Limited", Індія (1 акт на 1 арк.).
7. Акт фірми "Toshiba Corporation, Hamakawasaki Operation", Японія (1 акт на 1 арк.).
8. Акт фірми "TurboCare Poland S.A.", Польща (1 акт на 1 арк.).

Заступник генерального директора ПАТ «ВІТ»



А.М.Сергійчук

## ЗАТВЕРДЖУЮ



Генеральний директор  
 Українського акціонерного товариства  
 проєктно-конструкторський та  
 технологічний інститут  
 трансформаторобудування» (ПАТ «БІТ»)  
 Ю.І. Паук  
 2015 р.

## АКТ

Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою  
 Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2014 році

№ п/п	Тип трансформатора	Число режимів	Примітка
<b>Росія, ВАТ ХК "Електро завод"</b>			
1	ТДТН-16000/110	13	Результати здані
2	ТМН-6300/110-У1	3	Результати здані
<b>Україна, ПАТ «Укрелектроапарат», Хмельницький</b>			
3	ТМН-6300/35/6.3	3	Результати здані
4	ОНДЦЭР-7000/25-У1	9	Результати здані
<b>Україна, ПАТ «Перетворювач», Запоріжжя</b>			
5	ТМПВ-4000/20	1	Результати здані
<b>Аргентина, "TADEO CZERWENY"</b>			
6	ATR-300MVA/500/138/34.5	20	Результати здані
<b>Індія, Voltamp</b>			
7	TR-125 MVA, 132/33	20	Результати здані
<b>Корея, ННІ</b>			
8	ATR-130 MVA, 500/150/31.5 kV	7	Результати здані
9	Струмообмежувальний реактор	1	Результати здані
10	ATR-623.5 MVA, 800/24 kV	3	Результати здані
<b>Індія, IMP</b>			
11	TR-50 MVA, 132/33 kV	3	Результати здані
<b>Тайвань, SE</b>			
12	TR-200MVA, 242 kV	3	Результати здані

Заступник генерального директора

А.М. Сергійчук

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор  
 Державного акціонерного товариства  
 «Укроблендер» національний науково-дослідний,  
 проєктно-конструкторський та  
 технічний інститут  
 «Трансформаторобудування» (ПАТ «ВІТ»)  
 Ю.І. Паук  
 2014 р.



АКТ

Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою  
 Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2013 році

№ п/п	Тип трансформатора	Число режимів	Примітка
<b>Росія, ВАТ ХК "Електрозавод"</b>			
1	ТРДНС-25000/15-УХЛ1	10	Результати здані
2	ТРДН-63000/110/10.5	9	Результати здані
3	ТДН-16000/110	3	Результати здані
4	ТДТН-40000/110/38.5/11	11	Результати здані
5	ТРДН-40000/110/10.5/10.5	9	Результати здані
6	ТДТН-40000/150-У1	9	Результати здані
7	ТДТН-10000/110-У1	9	Результати здані
8	ТДТН-63000/110/38.5/11	16	Результати здані
9	ТДТН-63000/110/38.5/6.6	16	Результати здані
10	ТДТН-63000/110/11/6.6	10	Результати здані
11	ТДТН-25000/220/38.5/11	7	Результати здані
12	ТРДНС-25000/35-УХЛ1	9	Результати здані
13	ТДТН-40000/220-У1	9	Результати здані
14	ТДНС-10000/35	3	Результати здані
15	ТДТН-10000/110/34.5/6.6	18	Результати здані
16	ТДТН-40000/110/34.4/6.6	15	Результати здані
17	ТДТН-40000/110/34.4/11	15	Результати здані
<b>Китай, ТВЕА</b>			
18	ODFS-250 MVA, 500 kV	7	Результати здані (варіант 3)
<b>Аргентина, "TADEO CZERWENY"</b>			
19	ATR-300MVA/500/138/34.5	10	Результати здані
20	ОДЦТН-283.3/500/233/132	7	Результати здані
<b>Україна, ПАТ «Укрелектроапарат», Хмельницький</b>			
21	ТМН-6300/35/6.3	3	Результати здані
22	ТМН-4000/35/6.3	3	Результати здані
23	ОДЦЗ-2000/25	14	Результати здані
<b>Венгрія, CG ELECTRIC SYSTEMS</b>			
24	EOF 30000/245	3	Результати здані

Заступник генерального директора

А.М. Сергійчук

ЗАТВЕРДЖУЮ



Генеральний директор  
Публічного акціонерного товариства  
«Український науково-дослідний,  
проектно-конструкторський та  
технологічний інститут  
трансформаторобудування» (ПАТ «ВІТ»)  
Ю.І. Паук  
2013 р.

## АКТ

Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою  
Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2012 році

№ п/п	Тип трансформатора	Число режимів	Примітка
<b>Росія, ВАТ ХК "Електрозавод"</b>			
1	ТРДНС-25000/36.75-У1	9	Результати здані
2	ТРДНС-25000/15.75-У1	9	Результати здані
3	ОРЭНЦН-21000/220-У1	10	Результати здані
4	ТДТНЖ-40000/110	9	Результати здані
5	АТДЦТН-250000/500/110	18	Результати здані
6	ТДН-10000/110	3	Результати здані
7	ТДТН-25000/110/34.5	9	Результати здані
8	ТДТН-25000/110	16	Результати здані
9	ТРДНС-40000/35/10.5	10	Результати здані
10	ТРДН-40000/110-У1	10	Результати здані
11	ТДТН-40000/110/11/6.6-У1	7	Результати здані
12	ТДТН-40000/110/34.5/6.6-У1	15	Результати здані
13	ТДТН-40000/110/34.5/11-У1	15	Результати здані
14	ТРДН-80000/110/10.5	9	Результати здані
15	ТРДНС-40000/20/6.3	10	Результати здані
<b>Корея, ILJIN</b>			
16	AODCTN-333330/525√3/220√3 kV	16	Результати здані
17	ATNDCTN-400000/500/23 kV	16	Результати здані
<b>Китай, TBEA</b>			
18	ODFS-250 MVA, 500 kV	7	Результати здані (варіант 2)
<b>Росія, ТОВ "Тольятинський трансформатор"</b>			
19	ТРДНС-63000/35	7	Результати здані
<b>Аргентина, "TADEO CZERWENY"</b>			
20	TR-500/138	10	Результати здані
<b>Україна, ПАТ «Укрелектроапарат», Хмельницький</b>			
21	ТМН-6300/35/6.3	3	Результати здані
22	ТМН-4000/35/6.3	3	Результати здані
<b>Україна, ПАТ "Запоріжтрансформатор"</b>			
23	ТДН-16000/110	3	Результати здані
24	ТДН-40000/110	7	Результати здані

Заступник генерального директора

А.М. Сергійчук

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор  
 Публічного акціонерного товариства  
 «Український науково-дослідний,  
 проєктно-інструкторський та  
 технологічний інститут  
 трансформаторобудування» (ПАТ «ВІТ»)



Ю.І. Паук  
 2012 р.

## АКТ

Трансформатори, розраховані на електродинамічну стійкість за допомогою  
 Програмно-методичного комплексу ELDINST у 2011 році

№ п/п	Тип трансформатора	Число режимів	Примітка
<b>Росія, ВАТ ХК "Електрозавод"</b>			
1	АТДЦТН-125000/220/110	10	Результати здані
2	АТДЦТН-500000/500	9	Результати здані
3	ТДН-25000/110	10	Результати здані
4	ТРДН-80000/220/11	6	Результати здані
<b>Корея, ILJIN</b>			
5	АТNDCTN-400000/500/23 kV	16	Результати здані
6	АОНDCTN-333330/525√3/220√3 kV	6	Результати здані (варіант 1)
7	АОНDCTN-333330/525√3/220√3 kV	6	Результати здані (варіант 2)
<b>India, Transformers &amp; Rectifiers</b>			
8	АТR-167000/400√3/220√3/33 kV	5	Результати здані
9	АТR-315000/400/220/33 kV	10	Результати здані
<b>India, Kirloscar</b>			
10	ТR-63000/220 kV	3	Результати здані
<b>India, Voltamp</b>			
11	ТR-50000-70000/110/220/132 kV	6	Результати здані
<b>Китай, ТВЕА</b>			
12	ОDFS-250 MVA, 500 kV	7	Результати здані (варіант 1)
<b>Росія, ТОВ "Тольятинський трансформатор"</b>			
13	АТДЦТН-125000/220/110	10	Результати здані
14	АТДЦТН-250000/220/110	16	Результати здані
15	АТДЦТН-200000/220/110	10	Результати здані
16	ТРДН-63000/220	6	Результати здані
17	АТДЦТН-167000/500/220	16	Результати здані
18	ТДТН-80000/110	5	Результати здані
<b>Україна, ПАТ «Укрелектроапарат», Хмельницький</b>			
19	ОНДЦЭР-3000/25	6	Результати здані

Заступник генерального директора

А.М. Сергійчук

10

**ACCEPTANCE CERTIFICATE OF WORKS**  
to Contract No.62/10 of 11.11.2010 between OSC  
"VIT" (Ukraine) and Bharat Bijjee Limited (India)

July 01, 2011

**Stage 2. Services on putting in operation of the SW and on training the Customer's specialists, 40 working man-days**

According to the terms of Contract No. **62/10 of 11.11.2010** the EXECUTOR rendered services on putting in operation of the software (SW: SAPR TON, VLN, ELAX 2D, DLLs, TURNING, ELDINST 9, PTAN 9, EDMAG 3D v2, HLEAD v2, HARMONICS, INRUSH, ZO, SOUND v2) and on training the Customer's specialists in rules of using the computer programs in a scope of 40 man-days.  
The services were rendered within the Customer's territory at **Bharat Bijjee Limited (India)**.

By the present certificate **Bharat Bijjee Limited** confirms acceptance of the services under stage 2 of the Contract to the amount of **USD 34,000.00**.

The Executor

Yu.L. Gura  
Deputy Director of the  
Institute



The Customer

P.S. Subramanian  
Senior General Manager - Materials  
Transformer Division



**ACCEPTANCE CERTIFICATE OF WORKS**  
to Contract No. 120/12 of 05.06.2012  
between PJSC "VIT" (Ukraine) and Transformers & Rectifiers Ltd (India)

9.10.2012

**Development and transfer to the Customer of package of ELDINST software (SW)**

In the order and on conditions of the Contract specialists of PJSC "VIT" developed the package of ELDINST software in accord with the Technical specification under Appendix 1 to the Contract and transferred it to the Customer.


By the present certificate **Transformers & Rectifiers Ltd confirms** acceptance of the SW under the Contract **USD 59,750.00 worth.**

PJSC "VIT"

  
Yu.I. Pauk  
General Director



Transformers & Rectifiers Ltd

  
Mr. Jitendra U. Mamtara  
Chairman

**ACCEPTANCE CERTIFICATE OF WORKS**  
**to Contract No. 83/13 of 23.07. 2013**  
**between PJSC "VIT" (Ukraine) and "Toshiba Corporation, Hamakawasaki**  
**Operation" (Japan)**

Zaporozhye, Ukraine

"26" 12 2013

**Development and transfer to the Customer of the ELDINST software**

In the order and on conditions of Contract No.83/13 PJSC "VIT" performed development of the ELDINST software (the SW) package in accord with the Technical Specification under Appendix 1 to the Contract.

The SW is transferred to the Customer under Article 3 of the Contract.

By the present certificate **Toshiba Corporation, Hamakawasaki Operation** confirms acceptance of the ELDINST program of USD 60,000.00 worth including:  
 cost of the programs – USD 59,780.00;  
 cost of the carriers of the Work Results as the product – USD 220.00.

On behalf of  
the Executor

On behalf of  
the Customer

  
 Yu. I. Pauk  
 General Director of PJSC "VIT"

  
 Tsutomu Kamijo  
 General Manager of  
 Toshiba Corporation,  
 Hamakawasaki Operation



10

**ACCEPTANCE CERTIFICATE OF WORKS**  
to Contract No. 40/13 of 26.07.2013  
between PJSC "VIT" (Ukraine) and "TurboCare Poland S.A." (Poland)

Zaporozhye, Ukraine

"24" *October* 2013

**Development and transfer to the Customer of the ELDINST 9 software**

In the order and on conditions of Contract No.40/13 PJSC "VIT" performed development of package of the ELDINST 9 software (the SW) in accordance with Specification under Appendix 1 to the Contract.

The SW is transferred to the Customer under Article 3 of the Contract.

By the present certificate TurboCare Poland S.A. confirms acceptance of the ELDINST 9 program of USD 57,000.00 worth including:  
cost of the program – USD 56,500.00;  
cost of the carriers of the Work Results as the product – USD 500.00.

On behalf of  
the Executor



*[Signature]*  
Yu. I. Pauk  
General Director of PJSC "VIT"

On behalf of  
the Customer

*[Signature]*  
Fryderyk Zębik  
President of the Management Board

*[Signature]*  
Janusz Osadnik  
Member of the Management Board

*[Signature]*  
TurboCare Poland S.A.  
KIEROWNIK DZIAŁU  
Konstrukcyjno - Technologicznego  
Zakładu Transformatorów  
dr inż. Maciej Wilk

## ДОДАТОК Б

```

# file : cndmaterial.py
#       conductor material properties
import math
import cspline
import matconst as mc

class ConductorMaterial(object):
    def __init__(self, element, sg02):
        self._element = element
        self._sg02 = sg02
        self._E, self._sgpl, self._epl, self._ep02 = 0.0, 0.0, 0.0, 0.0
        self._sgb, self._epsb = 0.0, 0.0
        self._diagram = None
        self._diagLen = 0
        self._nodes, self._invnodes = [], []
        self.process_element()

    def process_element(self):
        isg02, isgpl, self._E = 0.0, 0.0, 0.0
        iepe, isig = [], []
        if mc.Copper == self._element:
            iepe, isig = mc.Eps_Cu, mc.Sg_Cu
            isg02, isgpl = mc.Sg_02_Cu, mc.Sg_pl_Cu
            self._E = mc.E_Cu
            self._diagLen = mc.DiagLen_Cu
        elif mc.Aluminium == self._element:
            iepe, isig = mc.Eps_Al, mc.Sg_Al
            isg02, isgpl = mc.Sg_02_Al, mc.Sg_pl_Al
            self._E = mc.E_Al
            self._diagLen = mc.DiagLen_Al
        else:
            raise Exception("Element is not copper or aluminium")
        otn = self._sg02 / isg02
        self._ep02 = 0.002 + (self._sg02 / self._E)
        self._sgpl = isgpl * otn
        self._epl = self._sgpl / self._E
        self.make_diagrams(iepe, isig, isg02)
        self._sgb = 169.8 + 0.66 * self._sg02
        self._epsb = self._invdiagram.f(self._sgb)

    def make_diagrams(self, iepe, isig, isg02):
        for i in range(0, self._diagLen):
            ep = (self._ep02 * iepe[i] +
                 ((self._sg02 - isg02) / self._E) * isig[i])
            sg = (self._sg02 * isig[i])
            self._nodes.append(cspline.Node(ep, sg))
            self._invnodes.append(cspline.Node(sg, ep))

        self._diagram = cspline.CSpline(self._nodes)
        self._invdiagram = cspline.CSpline(self._invnodes)

```

```

def f(self, ax):
    return self._diagram.f(ax)

def invf(self, ax):
    return self._invdiagram.f(ax)

# file : conductor.py
#      geometrical properties of elementary conductor
import math

class Conductor(object):
    def __init__(self, b, h, r, material):
        self._material = material
        assert(b > 0.0)
        assert(h > 0.0)
        assert(r >= 0.0 )
        assert((r <= 0.5 * b) and (r <= 0.5 * h))
        self._b, self._h, self._r = b, h, r
        self._F, self._J = 0.0, 0.0

        self.calculate_cross_section_area()
        self.calculate_moment_of_inertia()

    def calculate_cross_section_area(self):
        self._F = self._b * self._h - math.pow(self._r, 2) * (4 - math.pi)

    def calculate_moment_of_inertia(self):
        self._J = (2.0 / 3.0) * \
            (self._h * math.pow(0.5 * self._b, 3) - \
             2.0 * self._r * (math.pow(0.5 * self._b, 3) - \
                             math.pow(0.5 * self._b - self._r, 3)) + \
             2.0 * (self._b - 2.0 * self._r) * math.pow(self._r, 3) + \
             3.0 * math.pi * math.pow(self._r, 2) / 8.0 * \
             (4.0 * math.pow(0.5 * self._b - self._r, 2) + \
              math.pow(self._r, 2)))

# file : cspline.py
#      cubic spline interpolation
import math
import numpy
from numpy import linalg

class Node(object):
    def __init__(self, x, y, dy=0.0, d2y=0.0):
        self._x = x
        self._y = y
        self._dy = dy
        self._d2y = d2y

class CSpline(object):
    def __init__(self, nodes, A=0, B=0):
        self._nodes = nodes
        self._arrLength = len(nodes)
        self._coeffs = []
        self._d11, self._d12 = 0.0, 0.0
        self.calculate_second_derivatives(A, B)
        self.calculate_polynomial_coefficients()
        self.calculate_derivatives_on_boundaries()

    def calculate_second_derivatives(self, A, B):
        self._nodes[0]._d2y = A

```

```

for i in range(1, self._arrLength - 1):
    dy1 = (self._nodes[i]._y - self._nodes[i-1]._y) / \
           (self._nodes[i]._x - self._nodes[i-1]._x)
    dy2 = (self._nodes[i+1]._y - self._nodes[i]._y) / \
           (self._nodes[i+1]._x - self._nodes[i]._x)
    dx2 = 0.5 * (self._nodes[i+1]._x - self._nodes[i-1]._x)
    self._nodes[i]._d2y = (dy2 - dy1) / dx2
self._nodes[self._arrLength - 1]._d2y = B

def calculate_polynomial_coefficients(self):
    for i in range(0, self._arrLength-1):
        matrix = numpy.mat(\
            [[ 1,
              self._nodes[i]._x,
              math.pow(self._nodes[i]._x, 2),
              math.pow(self._nodes[i]._x, 3)],\
             [ 1,
              self._nodes[i+1]._x,
              math.pow(self._nodes[i+1]._x, 2),
              math.pow(self._nodes[i+1]._x, 3)],\
             [ 0,
              0,
              2,
              6 * self._nodes[i]._x],\
             [ 0,
              0,
              2,
              6 * self._nodes[i+1]._x]])
        rside = [self._nodes[i]._y,
                 self._nodes[i+1]._y,
                 self._nodes[i]._d2y,
                 self._nodes[i+1]._d2y]
        self._coeffs.append(linalg.solve(matrix, rside))

def calculate_derivatives_on_boundaries(self):
    self._d11 = self._coeffs[0][1] + \
                2 * self._coeffs[0][2] * self._nodes[0]._x + \
                3 * self._coeffs[0][3] * math.pow(self._nodes[0]._x, 2)
    last = self._arrLength-1
    self._d12 = self._coeffs[last-1][1] + \
                2 * self._coeffs[last-1][2] * self._nodes[last]._x + \
                3 * self._coeffs[last-1][3] * math.pow(self._nodes[last]._x, 2)

def f(self, ax):
    for i in range(0, self._arrLength-1):
        if((ax < self._nodes[i+1]._x) and (ax >= self._nodes[i]._x)):
            ret = 0.0;
            for j in range(0, 4):
                ret += self._coeffs[i][j] * math.pow(ax, j)
            return ret
    last = self._arrLength-1
    if ax >= self._nodes[last]._x:
        return self._nodes[last]._y + \
               self._d12 * (ax - self._nodes[last]._x)
    elif ax < self._nodes[0]._x:
        return self._nodes[0]._y + \
               self._d11 * (ax - self._nodes[0]._x)
    else:
        raise Exception("Invalid interpolation function argument value.")

```

```
# file : hssdiabram.py
```

```

#           constructing hoop stress v. hoop strain diagrams
import math
import cspline

Ndiv = 100
K = 400
desg = 5.0e-5

class Segment(object):
    def __init__(self, x, h, dx, F):
        self._x, self._h = x, h
        self._rs = h * dx / F
        self._ecir, self._sgcir = [], []
        self._eci, self._sgci = 0.0, 0.0

class HoopStressStrainDiagramFactory(object):
    def __init__(self, D, b, h, r, material):
        self._D, self._b, self._h, self._r = D, b, h, r
        self._kappa = self._b / self._D
        self._F = self._b * self._h - \
            math.pow(self._r, 2) * (4 - math.pi)
        self._material = material
        self._e, self._s = [], []
        self._diagram = None
        self._segments = []
        self._Ec = []
        self._x0 = 0.0
        self.make_diagram()

    def make_diagram(self):
        self.divide_into_segments()
        self.set_initial_stresses()
        self.build_diagram()

    def divide_into_segments(self):
        dx = self._b / Ndiv
        for i in range(0, Ndiv):
            x = -(self._b - dx) / 2.0 + i * dx;
            if (math.fabs(x) < (self._b / 2.0 - self._r)):
                h = self._h;
            else:
                h = self._h - 2 * self._r + \
                    2 * math.sqrt(self._r * self._r - \
                        math.pow(math.fabs(x) - \
                            (self._b / 2.0 - self._r), 2))
            self._segments.append(Segment(x, h, dx, self._F))

    def set_initial_stresses(self):
        for seg in self._segments:
            e = seg._x / self._D
            sign = e / math.fabs(e)
            sg = sign * self._material.f(math.fabs(e))
            seg._eci = e
            seg._sgci = sg

    def build_diagram(self):
        for i in range(0, K):
            ec = i * desg
            self._e.append(ec)
            self.determine_Ec(ec)

```

```

        self.determine_x0(ec)
        for seg in self._segments:
            e = self.calculate_strain(seg, ec)
            self.calculate_stress(seg, e, ec)
            self.calculate_hoop_stress(i)
    self.make_spline()
    self.determine_Erd()

def f(self, x):
    assert(None != self._spline)
    return self._spline.f(x)

def determine_Erd(self):
    self._Erd = (node._d1 for node in self._spline._nodes)

def make_spline(self):
    nodes = []
    for i in range(0, len(self._s)):
        nodes.append(cspline.Node(self._e[i], self._s[i]))
    last = len(self._s) - 1
    d1 = (self._s[1] - self._s[0]) / (self._e[1] - self._e[0])
    d2 = (self._s[last] - self._s[last - 1]) / \
        (self._e[last] - self._e[last-1])
    self._spline = cspline.CSpline(nodes, d1, d2)

def calculate_hoop_stress(self, n):
    intsum = 0.0
    for seg in self._segments:
        intsum += seg._sgcir[n] * seg._rs
    self._s.append(intsum)

def calculate_stress(self, seg, e, ec):
    if e >= 0:
        seg._sgcir.append(self._material.f(e))
    else:
        seg._sgcir.append(seg._sgci + self._material._E * ec)
    seg._ecir.append(ec)

def calculate_strain(self, seg, ec):
    if ((-self._material._epl * self._D / 2.0 < seg._x) and
        (seg._x <= self._b / 2)):
        return seg._eci + ec
    elif ((-self._b / 2 <= seg._x) and
          (seg._x <= - self._material._epl * self._D / 2.0)):
        return (seg._sgci / self._material._E) + ec
    else:
        raise Exception("Invalid value of radial coordinate")

def determine_Ec(self, ec):
    emax = self._kappa + ec
    sgmax = self._material.f(emax)
    self._Ec.append((sgmax - self._material._sgpl) /
                   (emax - self._material._epl))

def determine_x0(self, ec):
    sgnu = self._material._sgpl - self._material._E * ec
    sgna = math.fabs(sgnu)
    enua = self._material.invf(sgna)
    if(sgna == 0.0):
        self._x0 = 0.0

```

```

else:
    self._x0 = (sgnu / sgnua) * (self._D / 2.0) * math.fabs(enua)

if(self._x0 <= (- self._b / 2.0)):
    self._x0 = - self._b / 2.0
return self._x0

# file : matconst.py
#     conductor material constants

Copper = 0
Aluminium = 1

# stress v. strain diagram for copper
DiagLen_Cu = 23
Eps_Cu = [0.0,      0.0333,  0.0666,  0.0999,  0.1333, \
          0.16667, 0.2,      0.26667,  0.33333, 0.4,      0.466667, \
          0.53333, 0.66667, 0.833333, 1.0,      1.33333, 1.66667, \
          2.0,      2.33333, 2.66667,  3.33333, 5.0,      6.667]
Sg_Cu = [ 0.0,      0.1,      0.2,      0.3,      0.4, \
          0.5,      0.58,     0.69,     0.76,     0.81,     0.851, \
          0.885,   0.932,   0.972,   1.0,      1.041,   1.071, \
          1.094,   1.111,   1.123,   1.143,   1.184,   1.22 ]
DSg_Cu = [3.0030,  3.0030,  3.0030,  2.9985,  2.9940,  2.9967, \
          2.5999,  1.9000,  1.3500,  0.9000,  0.6825,  0.5625, \
          0.4050,  0.2900,  0.2040,  0.1380,  0.1065,  0.0795, \
          0.0600,  0.0435,  0.0320,  0.0261,  0.0231,  0.0216]

# stress v. strain diagram for aluminium
DiagLen_Al = 22
Eps_Al = [0.0,      0.039,  0.078,  0.117,  0.156,  0.175, \
          0.194,  0.233,  0.311,  0.389,  0.467,  0.544, \
          0.622,  0.778,  1.0,    1.167,  1.556,  1.944, \
          2.333,  2.722,  3.111,  7.778 ]
Sg_Al = [ 0.0,      0.175,  0.35,   0.525,  0.7,    0.726, \
          0.75,    0.782,  0.832,  0.865,  0.891,  0.914, \
          0.933,  0.964,  1.0,    1.026,  1.08,   1.125, \
          1.155,  1.18,   1.196,  1.288 ]

DSg_Al = [4.4872, 4.4872, 4.4872, 4.4872, 3.4655, 1.3158, \
          0.9655, 0.7009, 0.5321, 0.3782, 0.3161, 0.2710, \
          0.2137, 0.1772, 0.1594, 0.1439, 0.1274, 0.0965, \
          0.0707, 0.0527, 0.0274, 0.0191, 0.0195, 0.0206]

# modulus of elasticity MPa
E_Cu = 1.0e5
E_Al = 0.7e5

# tangent modulus of elasticity, MPa
E_tg_Cu = 1106.0
E_tg_Al = 300.0

# proportional limit, MPa
Sg_pl_Cu = 50.0
Sg_pl_Al = 28.0

# yield limit, MPa
Sg_02_Cu = 100.0
Sg_02_Al = 40.0

# file : sedigram.py

```

```

#           constructing stress v. strain diagrams for various
#           conductor material grades

import cspline
import matconst as mc

class SEDiagram(object):
    def __init__(self, material, sg02):
        self._material = material
        self._sg02 = sg02
        self._ep, self._sg = [], []
        self._nodes, self._invnodes = [], []
        self._sg1, _ep0, _sg1, _Etg = 0.0, 0.0, 0.0, 0.0
        self.make_diagrams()
        self.make_tg_line_params()

    def make_diagrams(self):
        isg02, isgpl, self._E, self._Etg = 0.0, 0.0, 0.0, 0.0

        if mc.Copper == self._material:
            iepc = mc.Eps_Cu
            isigc = mc.Sg_Cu
            isg02c = mc.Sg_02_Cu
            isgplc = mc.Sg_pl_Cu
            self._E = mc.E_Cu
            self._Etg = mc.E_tg_Cu
        elif mc.Aluminium == self._material:
            iepa = mc.Eps_Al
            isiga = mc.Sg_Al
            isg02a = mc.Sg_02_Al
            isgpla = mc.Sg_pl_Al
            self._E = mc.E_Al
            self._Etg = mc.E_tg_Al
        else:
            raise Exception("Material is not copper or aluminium")
        otn = self._sg02 / isg02
        ep02 = 0.002 + (self._sg02 / self._E)
        self._sgpl = isgpl * otn
        self._ep1 = self._sgpl / self._E

        for i in range(0, mc.DiagLen):
            ep = (ep02 * iepc[i] +
                 ((self._sg02 - isg02) / self._E) * isig[i])
            sg = (self._sg02 * isig[i])
            self._ep.append(ep)
            self._sg.append(sg)
            self._nodes.append(cspline.Node(ep, sg))
            self._invnodes.append(cspline.Node(sg, ep))

        step = (self._ep[mc.DiagLen-1] - self._ep[mc.DiagLen-2])
        dy1 = (self._sg[1] - self._sg[0]) / (self._ep[1] - self._ep[0])
        dy2 = (self._sg[mc.DiagLen-1] - self._sg[mc.DiagLen-2]) / \
              (self._ep[mc.DiagLen-1] - self._ep[mc.DiagLen-2])
        self._diagram = cspline.CSpline(self._nodes, dy1, dy2)

    def make_tg_line_params(self):
        self._ep0 = self._ep[self._diagram._arrLength-1]
        self._sg0 = self._sg[self._diagram._arrLength-1]
        self._sg1 = self._sg0 - self._ep0 * self._Etg

```



```

        math.pow(math.fabs(x) -
                (self._b / 2.0 - self._r) ,2))
self._segments.append(Segment(x, h, dx, self._F))

def set_initial_stresses(self):
    for seg in self._segments:
        e = seg._x / self._D
        sign = e / math.fabs(e)
        sg = sign * self._material.f(math.fabs(e))
        seg._eci = e
        seg._sgci = sg

def build_ecir_sgcir_diagram(self):
    for i in range(0, K):
        ec = i * desg
        self._e.append(ec)
        for seg in self._segments:
            e = self.calculate_strain(seg, ec)
            self.calculate_stress(seg, e, ec)
        self.calculate_hoop_stress(i)
        self.determine_x0(ec)
        self.determine_Ec(ec)
        self.determine_Em()
        self.determine_xn()
        self.determine_Eal()
        self.determine_Eol(i)
        self.determine_Eo()
        self.determine_lamn(i)
    self.make_sgcir_ecir_spline()
    self.make_sgcr_lamn_spline()

def f(self, x):
    assert(None != self._spline)
    return self._spline.f(x)

def determine_Erd(self):
    self._Erd = []
    for node in self._sgcir_ecir_spline._nodes:
        self._Erd.append((self._sgcir_ecir_spline.f(node._x + desg) -
                self._sgcir_ecir_spline.f(node._x - desg)) /
                (2 * desg))

def make_sgcir_ecir_spline(self):
    nodes = []
    for i in range(0, len(self._s)):
        nodes.append(cspline.Node(self._e[i], self._s[i]))
    self._sgcir_ecir_spline = cspline.CSpline(nodes)

def make_sgcr_lamn_spline(self):
    nodes = []
    for i in range(0, len(self._s)):
        nodes.append(cspline.Node(self._lamn[i], self._s[i]))
    nodes.append(cspline.Node(0.0, self._material._sgb))
    nodes.reverse()
    self._sgcr_lamn_spline = cspline.CSpline(nodes)

def determine_lamns(self):
    for i in range(0, len(self._s)):
        self._lamns.append( math.sqrt(self._Erd[i] / self._s[i]) )

```

```

def make_sgcr_lamns_spline(self):
    nodes = []
    for i in range(0, len(self._s)):
        nodes.append(cspline.Node(self._lamns[i], self._s[i]))
    nodes.append(cspline.Node(0.0, self._material._sgb))
    nodes.reverse()
    self._sgcr_lamns_spline = cspline.CSpline(nodes)

def calculate_hoop_stress(self, n):
    intsum = 0.0
    for seg in self._segments:
        intsum += seg._sgcir * seg._dx * seg._h
    intsum /= self._F
    self._s.append(math.fabs(intsum))

def calculate_stress(self, seg, e, ec):
    if e >= 0:
        seg._sgcir = self._material.f(e)
    else:
        seg._sgcir = seg._sgci + self._material._E * ec
    seg._ecir = ec

def calculate_strain(self, seg, ec):
    if ((-self._material._epl * self._D / 2.0 < seg._x) and
        (seg._x <= self._b / 2)):
        return seg._eci + ec
    elif ((-self._b / 2 <= seg._x) and
          (seg._x <= - self._material._epl * self._D / 2.0)):
        return (seg._sgci / self._material._E) + ec
    else:
        raise Exception("Invalid value of radial coordinate")

def determine_Ec(self, ec):
    emax = self._kappa + ec
    sgmax = self._material.f(emax)
    self._Ec = (sgmax - self._material._sgpl) / \
        (emax - self._material._epl)

def determine_x0(self, ec):
    sgnu = self._material._sgpl - self._material._E * ec
    sgnua = math.fabs(sgnu)
    enua = self._material.invf(sgnua)
    if(sgnua == 0.0):
        self._x0 = 0.0
    else:
        self._x0 = (sgnu / sgnua) * (self._D / 2.0) * math.fabs(enua)
    if(self._x0 <= (- self._b / 2.0)):
        self._x0 = - self._b / 2.0

def determine_Em(self):
    for seg in self._segments:
        if (seg._x >= self._x0) and (seg._x <= (self._b / 2.0)):
            seg._Em = self._Ec
        else:
            seg._Em = self._material._E;

def determine_xn(self):
    sum1, sum2 = 0.0, 0.0
    for seg in self._segments:
        sum1 += seg._Em * seg._x * seg._h

```

```

        sum2 += seg._Em * seg._h
self._xn = sum1 / sum2

def determine_Eal(self):
    sum1 = 0.0
    for seg in self._segments:
        sum1 += seg._Em * (seg._x - self._xn) * \
                (seg._x - self._xn) * seg._dx * seg._h
    self._Eal = sum1 / self._J

def determine_Eol(self, n):
    et = self._material.invf(self._s[n])
    sg1 = self._material.f(et + desg)
    sg2 = self._material.f(et - desg)
    self._Eol = (sg1 - sg2) / (2 * desg)

def determine_Eo(self):
    self._Eo = 0.25 * math.pow(math.sqrt(self._Eal) + \
                                math.sqrt(self._Eol), 2)

def determine_lamn(self, n):
    self._lamn.append(math.sqrt(self._Eo / self._s[n]))

```

## ДОДАТОК В

```

//----- FILE: bending.h -----
#ifndef __CBS_CLASS__
#define __CBS_CLASS__
// number of subdivisions for integration
const int N = 500;
// precision for numeric methods
const double acc = 1.0e-10;
// precision for numeric methods
const double gacc = 1.0e-10;
// forward calculation class declaration
class cbs;
// callback function ptr type
typedef double (* bfc)( double, cbs* );
// fb(x2) cross-section contour function
//      radial dimension as function of x2
double fb(double x2, cbs*);
// fh(x1) cross-section contour function
//      axial dimension as function of x1
double fh(double x1, cbs*);
// calculation class
class cbs{
public :
    double M1lim; // M1 limiting moment, N*m
    double M2lim; // M2 limiting moment, N*m
    double Nlim; // limiting hoop force, N*m
    // fb(x2) cross-section contour function
    //      radial dimension as function of x2
    friend double fb(double, cbs*); // fb
    // fh(x1) cross-section contour function
    //      axial dimension as function of x1
    friend double fh(double, cbs*); // fh
    // runs the calculation
    void Run(); // Run
    // default constructor
    cbs();
    // constructor
    cbs(double ib, double ih, double ir, double isg02,
        double iM1max, double iM2max, double isgw);
    // constructor
    cbs(double inpd, double isg02,
        double iM1max, double iM2max, double isgw);
    void SetSG02(double iSg02);
    double GetSG02();
    void SetSGW(double iSgw);
    double GetSGW();
private :
    // conductor geometry and yield limit
    bool ssgn; // cross-section area flag:
                // false - round
                // true - rectangular
    double radDim; // conductor radial dimension, mm
    double axDim; // conductor axial dimension, mm

```

```

double r;          // fillet radius, mm
double sg02;      // yield limit of the conductor material, MPa
// load exerted
double M1max;    // M1 maximum moment, N*m
double M2max;    // M2 maximum moment, N*m
double sgw;      // winding hoop stress, MPa
double R;        // ratio of maximum moments
double F;        // value of the cross-section area
// parameters of the neutral line
double k;        // slope angle tangent
double h1;       // 0x2 crossing point
double b1;       // 0x1 crossing point
double M1t;      // intermediate values of M1lim and
double M2t;      // M2lim, used during iterations.
// square of the area 3
// ik, ih - parameters of the neutral line
// fc - cross-section contour function
// dim - dimension, along which the integration is carried out
double S(double ik, double ih, bfc fc, double dim);
// x1 coordinate of the centre of gravity of the area 1
// ik, ih - parameters of the neutral line
// fc - cross-section contour function
// dim - dimension, along which the integration is carried out
// hbsig - flag whether h1 or b1 is used;
// affects the calculation process
double x1c(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig);
// x2 coordinate of the centre of gravity of the area 1
// ik, ih - parameters of the neutral line
// fc - cross-section contour function
// dim - dimension, along which the integration is carried out
// hbsig - flag whether h1 or b1 is used;
// affects the calculation process
double x2c(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig);
// M1 bending moment
double M1(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig);
// M2 bending moment
double M2(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig);
// the right side of equation to determine k
double KEqRight(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig);
// function, that iteratively determines the new value of
// the k1 parameter
double sk(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig)
// function, that iteratively determines a new value of
// the h1 or b1 parameter
double cah(double ik, bfc fc, double dim);
// coordinate-wise descend
void Q(bfc fc, double dim, bool hbsig);
// calculates conductor cross-section area
void CalcF();
}; // cbs class

#endif

//----- EOF: bending.h -----

//----- FILE: bending.h -----
#define _USE_MATH_DEFINES
#ifdef __COMPILE_MSVC__
#include "stdafx.h"
#endif

```

```

#ifdef __COMPILE_GCC__
#include <math.h>
#endif
#ifdef __COMPILE_MSVC__
#include <math.h>
#endif

#include "bending.h"

// fb(x2) cross-section contour function
// radial dimension as function of x2
double fb(double x2, cbs* iCBS){
    return (fabs(x2) < (iCBS->axDim / 2 - iCBS->r)) ? (iCBS->radDim / 2) :
        ( ( (iCBS->radDim / 2) - iCBS->r ) + sqrt( iCBS->r * iCBS->r -
            pow( ( fabs(x2) - ( (iCBS->axDim / 2) - iCBS->r) ), 2 ) ) );
} // fb
// fh(x1) cross-section contour function
// axial dimension as function of x1
double fh(double x1, cbs* iCBS){
    return (fabs(x1) < (iCBS->radDim/2 - iCBS->r)) ? (iCBS->axDim/2) :
        ( ( (iCBS->axDim / 2) - iCBS->r ) + sqrt( iCBS->r * iCBS->r -
            pow( ( fabs(x1) - ( (iCBS->radDim / 2) - iCBS->r) ), 2 ) ) );
} // fh
// square of the area 3
double cbs::S(double ik, double ih, bfc fc, double dim){
    double dx, xa, nl, nlm, fcx, y1, y2;
    double s = 0; // Resulting area
    dx = dim / N; // Integration step
    y1 = y2 = 0; // upper and lower ends of the current elementary section
    // integration cycle
    for(int i = 0; i < N; i++){
        // coordinate of the current elementary section
        xa = -(dim - dx) / 2 + i * dx;
        // value of the neutral line function at the xa coord
        nl = ik * xa + ih;
        // value of the mirror neutral line function at the xa coord
        nlm = ik * xa - ih;
        // value of the contour function at the xa coord
        fcx = fc(xa, this);
        // the neutral line is above the contour
        if(fcx < nl)
            y1 = fcx;
        // the neutral line is within the contour of the cross-section
        else if((-fcx <= nl) && (nl <= fcx))
            y1 = nl;
        // the neutral line is below the contour
        else if (nl < -fcx)
            y1 = -fcx;
        // the mirror neutral line is above the contour
        if(fcx < nlm)
            y2 = fcx;
        // the mirror neutral line is within the cross section contour
        else if((-fcx <= nlm) && (nlm <= fcx))
            y2 = nlm;
        // the mirror neutral line is below the contour
        else if (nlm < -fcx)
            y2 = -fcx;
        // resulting area is increased by the area
        // of the current elementary section
        s += dx * (y1 - y2);
    }
}

```

```

    } //for
    return s;
} // S
// x1 coordinate of the centre of gravity of the area 1
double cbs::x1c(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig){
    double dx, xa, nl, fcx, y1, y2, retX1, triSqr;
    double ret = 0; // return value
    double ml; // divisor
    dx = dim / N; // Integration step
    y1 = y2 = 0; // upper and lower ends of the current elementary section
    // integration cycle
    for(int i = 0; i < N; i++){
        // coordinate of the current elementary section
        xa = -(dim - dx) / 2 + i * dx;
        // value of the upper neutral line function at the xa coord
        nl = ik * xa + ih;
        // value of the contour fuction at the xa coord
        fcx = fc(xa, this);
        // upper end of the current elementary section is always the contour
        y1 = fcx;
        // the neutral line is above the contour
        if (fcx < nl)
            y2 = fcx;
        // the neutral line is within the cross-section contour
        else if((-fcx <= nl) && (nl <= fcx))
            y2 = nl;
        // the neutral line is below the contour
        else if (nl < -fcx)
            y2 = -fcx;
        // the return value is incremented accoring to the value of hbsig
        if (!hbsig)
            ret += xa * dx * (y1 - y2);
        else
            ret += dx * (y1 * y1 - y2 * y2);
    } //for
    // the divisor is determined accoring to the value of hbsig
    if (!hbsig)
        ml = 1;
    else
        ml = 0.5;
    triSqr = (F - S(ik, ih, fc, dim));
    if (triSqr > 0)
        retX1 = 2 * ml * ret / triSqr;
    else
        retX1 = 0;
    return retX1;
} // x1c (double ik, double ih, double dim, bool hbsig)
// x2 coordinate of the centre of gravity of the area 1
double cbs::x2c(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig){
    double dx, xa, nl, fcx, y1, y2, retX2, triSqr;
    double ret = 0; // return value
    double ml; // divisor
    dx = dim / N; // integration step
    y1 = y2 = 0; // top and bottom ends of current elementary section
    // main integration cycle
    for(int i = 0; i < N; i++){
        // coordinate of the current elementary section
        xa = -(dim - dx) / 2 + i * dx;
        // the value of the neutral line at the xa coordinate
        nl = ik * xa + ih;

```

```

// the value of contour function at the xa coordinate
fcx = fc(xa, this);
// upper end of the current elementary section is always the contour
y1 = fcx;
// the neutral line is above the contour
if(fcx < nl)
    y2 = fcx;
// the neutral line is within the contour
else if((-fcx <= nl) && (nl <= fcx))
    y2 = nl;
// the neutral line is below the contour
else if (nl < -fcx)
    y2 = -fcx;
// the return value is incremented according
// to the value of hbsig
if (!hbsig)
    ret += dx * (y1 * y1 - y2 * y2);
else
    ret += xa * dx * (y1 - y2);
} //for
// the divisor is determined according to the value of hbsig
if (!hbsig)
    ml = 0.5;
else
    ml = 1;
triSqr = (F - S(ik, ih, fc, dim));
if (triSqr > 0)
    retX2 = 2 * ml * ret / triSqr;
else
    retX2 = 0;
return retX2;
} // x2c(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig)
// M1 bending moment
double cbs::M1(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig){
    return (F - S(ik, ih, fc, dim)) * sg02 * x2c(ik, ih, fc, dim, hbsig);
} // M1(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig)
// M2 bending moment
double cbs :: M2(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig){
    return (F - S(ik, ih, fc, dim)) * sg02 * x1c(ik, ih, fc, dim, hbsig);
} // M2(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig)
// the right side of equation to determine k
double cbs :: KEqRight(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig){
    M1t = M1(ik, ih, fc, dim, hbsig);
    M2t = M2(ik, ih, fc, dim, hbsig);
    // to avoid division by zero, the minimization function
    // is rewritten as follows
    return M1t * M2max - M1max * M2t;
} //KEqRight(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig)
// function, that iteratively determines the new value of
// the k1 parameter
double cbs :: sk(double ik, double ih, bfc fc, double dim, bool hbsig){
    int iternum;
    double n, na, cacc, top, bot, sf;
    n = na = top = bot = 0;
    iternum = 0;
    cacc = 1; // initial value of deviation >> tolerance
    sf = KEqRight(ik, ih, fc, dim, hbsig);
    // the top and bottom limits of the range of k1 values are determined,
    // so that they produce values of the function with the opposite signs
    if(( sf > 0 ) && (M1t != 0) && (M2t != 0) ){

```

```

// at the initial value of k1 = ik
// the minimization function is positive, thus
// the top limit of the value range of k1 equals initR
// then in the cycle we decrease the value of the bottom limit
// of the value range until the corresponding value
// of the minimization function is negative
top = bot = ik;
while( (KEqRight(bot, ih, fc, dim, hbsig) >= 0) &&
      (M1t != 0) && (M2t != 0) )
    bot -= 10; //while
} //if
else{
    //otherwise the minimization function is negative or equal zero
    //bot = ik; // bottom
    bot = top = ik;
    while( (KEqRight(top, ih, fc, dim, hbsig) >= 0) &&
          (M1t != 0) && (M2t != 0) )
        top -= 10; //while
} //else
// main iterative cycle
do{
    n = na; // save the previous value
    na = (top + bot) / 2; // calculate the current value
    // calculate the value of the minimization function
    sf = KEqRight(na, ih, fc, dim, hbsig);
    // the value of the function is positive
    if ((sf > 0) && (M1t != 0) && (M2t != 0))
        // obtained a new value of the top limit of the value range
        top = na;
    // the value of the function is negative
    else if((sf < 0) && (M1t != 0) && (M2t != 0) )
        // obtained a new value of the bottom limit of the value range
        bot = na;
    // if the number of iteration is nonzero
    if (iternum !=0 )
        // the deviation of the current value
        // relative to the previous one
        cacc = fabs(na - n) / fabs(n);
    iternum ++; //the iteration number is increased
    //continue until the deviation is within the tolerance
} while(cacc > acc); //do while
return na;
} // sk
// function, that iteratively determines the new value of
// the h1 or b1 parameter
double cbs::cah(double ik, bfc fc, double dim) {
    int iternum = 0;
    double n, na, top, bot, cacc, f;
    n = na = top = bot = 0;
    cacc = 1; // initial value of deviation >> tolerance
    // determining the top limit of the value range
    while( (S(ik, top, fc, dim) - sgw * F / sg02) < 0 )
        // cyclically, the value of the top limit is increased
        top += 10;
    // main iterative cycle
    do{
        // save the previous value
        n = na;
        // calculate the current value
        na = (top + bot) / 2;

```

```

// calculate the current value of the minimization function
f = (S(ik, na, fc, dim) - sgw * F / sg02);
// the minimization function is negative
if (f < 0)
    // a new value of the bottom limit is set
    bot = na;
// the minimization function is positive
else if (f > 0)
    // a new value of the top limit is set
    top = na;
else
    // otherwise return the current value
    return na;
// if the iteration number is nonzero
if (iternum != 0)
    // the deviation is determined
    cacc = fabs(na - n) / fabs(n);
    iternum++;
// repeat until the deviation is within the tolerance
}while(cacc > acc); // do while
return na;
} // cah(double ik, bfc fc, double dim)
// coordinatewise descend
void cbs::Q(bfc fc, double dim, bool hbsig){
    double kacc, hacc, ck, cka, ch, cha;
    int iternum = 0; // iteration number
    kacc = hacc = 1; // the deviations of the k and h1
    ck = ch = cha = 0; //
    cka = 0; // initial value of the k1
    do{
        ck = cka;
        ch = cha;
        cha = cah(ck, fc, dim); // new value of h1
        cka = sk(ck, cha, fc, dim, hbsig); // new value of k1
        // on a nonzero iteration the deviations are calculated
        if(iternum >0){
            kacc = fabs(cka - ck) / fabs(ck);
            hacc = fabs(cha - ch) / fabs(ch);
        }
        iternum++;
        // repeat until both deviations are within the tolerance
    }while((kacc > gacc) || (hacc > gacc));
    k = cka;
    if (!hbsig)
        h1 = cha;
    else
        b1 = cha;
} // Q
// calculates conductor cross-section area
void cbs::CalcF(){
    F = radDim*(axDim - 2 * r) + 2 * r * (radDim - 2 * r) + M_PI * r * r;
} // CalcF()
// launches the calculation
void cbs :: Run(){
    if(sgw >= sg02){
        M1lim = 0.0;
        M2lim = 0.0;
        Nlim = sg02 * S(0, radDim, &fb, axDim);
    } // if
    else if(M1max == 0){

```

```

        b1 = cah(0, &fb, axDim);
        M1lim = 0;
        M2lim = M2(0, b1, &fb, axDim, true) * 1.0e-3;
        Nlim = sg02 * S(0, b1, &fb, axDim);
    } // else if
    else if(M2max == 0){
        h1 = cah(0, &fh, radDim);
        M1lim = M1(0, h1, &fh, radDim, false) * 1.0e-3;
        M2lim = 0;
        Nlim = sg02 * S(0, h1, &fh, radDim);
    } // else if
    else if(R >= -(axDim / radDim)){
        Q(&fh, radDim, false);
        M1lim = M1(k, h1, &fh, radDim, false) * 1.0e-3;
        M2lim = M2(k, h1, &fh, radDim, false) * 1.0e-3;
        Nlim = sg02 * S(k, h1, &fh, radDim);
    } // else if
    else if(R < -(axDim / radDim)){
        Q(&fb, axDim, true);
        M1lim = M1(k, b1, &fb, axDim, true) * 1.0e-3;
        M2lim = M2(k, b1, &fb, axDim, true) * 1.0e-3;
        Nlim = sg02 * S(k, b1, &fb, axDim);
    } // else if
} // Run
cbs::cbs(){
    radDim = 0;
    axDim = 0;
    r = 0;
    sg02 = 0;
    ssgn = true;
    M1max = 0;
    M2max = 0;
    sgw = 0;
    R = 0;
} // cbs()
// constructor
cbs::cbs(double ib, double ih, double ir, double isg02,
         double iM1max, double iM2max, double isgw){
    ssgn = true;
    radDim = ib;
    axDim = ih;
    r = ir;
    sg02 = isg02;
    M1max = iM1max;
    M2max = iM2max;
    sgw = isgw;

    CalcF();
    R = - M2max / M1max;
    Run();
} //cbs(double ib, double ih, double ir, double isg02,
//      double iM1max, double iM2max, double isgw)
cbs::cbs(double inpd, double isg02,
         double iM1max, double iM2max, double isgw){
    ssgn = false;
    radDim = axDim = inpd;
    r = inpd / 2.0;
    sg02 = isg02;
    M1max = iM1max;
    M2max = iM2max;

```

```

    sgw = isgw;

    CalcF();
    R = - M2max / M1max;
    Run();
} // cbs(double inpd, double isg02,
  //      double iM1max, double iM2max, double isgw)
void cbs :: SetSG02(double iSg02){
    this->sg02 = iSg02;
} // SetSG02(double iSg02)
double cbs :: GetSG02(){
    return this->sg02;
} // GetSG02()
void cbs :: SetSGW(double iSgw){
    this->sgw = iSgw;
} // SetSGW(double iSgw)
double cbs :: GetSGW(){
    return this->sgw;
} // GetSGW()
//----- EOF: bending.cpp -----

```