

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА  
І АРХІТЕКТУРИ**

**Соков Валерій Миколайович**



УДК 539.4:629.5

**МІЦНІСТЬ ТОНКОСТІННОЇ БАЛКИ ЗІ ЗЛАМОМ КРОМОК  
ІЗ ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ**

Спеціальність 05.23.17 – Будівельна механіка

131 – Прикладна механіка; 192 – Будівництво та цивільна інженерія

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

**Київ – 2023**

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України (м. Миколаїв).

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Коростильов Леонтій Іванович**,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України, м. Миколаїв, завідувач кафедри будівельної механіки та конструкції корпусу корабля.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Пискунов Сергій Олегович**,  
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри динаміки і міцності машин та опору матеріалів;

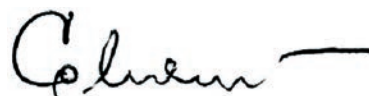
доктор технічних наук, професор  
**Конопльов Анатолій Васильович**,  
Одеський національний морський університет Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри машинознавства і інженерної механіки.

Захист дисертації відбудеться «09» лютого 2024 року о 13:00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.056.04 у Київському національному університеті будівництва і архітектури Міністерства освіти і науки України за адресою: ауд. 204, просп. Повітрофлотский, 31, м. Київ-37, 03037.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Київського національного університету будівництва і архітектури Міністерства освіти і науки України за адресою: просп. Повітрофлотский, 31, м. Київ-37, 03037 та за посиланням: <https://www.knuba.edu.ua/specjalizovana-vchena-rada-d-26-056-04/>

Автореферат розісланий «12» грудня 2023 року.

В. о. вченого секретаря спеціалізованої  
вченої ради Д 26.056.04  
доктор технічних наук, професор



I. I. Солодей

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми і постановка проблеми.** В рамках дисертаційної роботи досліджено тонкостінну сталеву балку зі зломом кромки. Поперечний переріз цієї балки складається з двох призматичних частин: стінки з прямолінійним переходом від її меншої висоти до більшої, який утворює ламану верхню кромку стінки, та вільного фланця (полки), який може кріпитися до верхньої ламаної кромки стінки. Нижньою прямолінійною кромкою стінка кріпиться до несучої обшивки, наприклад, корпусу судна. Стінку балки змінної висоти зі зломом верхньої кромки без вільного фланця йменуватимемо «балкою-стінкою».

Балки такого типу можуть працювати в умовах пружного і пружно-пластичного деформування, при статичному та циклічному навантаженнях. Для розглядуваної балки є режими роботи, при яких пружно-пластичного деформування не завжди вдається уникнути, що треба приймати до уваги. Наприклад, якщо така балка (як з вільним фланцем, так і без нього) перебуває у складі корпусу судна або плавучих споруд, то пружно-пластичне деформування балки забезпечене при наступних операціях судна: розвантаження-навантаження, постановка в док, екстремальні навантаження при хвилюванні тощо. У складі різноманітних будівельних конструкцій досліджувана балка також може перебувати в схожих умовах роботи. Поступове накопичення пошкоджень в концентраторах балки при циклічному пружному та пружно-пластичному деформуванні призводить до зародження і росту втомних тріщин в концентраторах. Це в подальшому призводить до виходу з ладу досліджуваної балки та конструкцій, до складу яких вона входить.

Виникає потреба в розрахунках такої балки при дії на неї статичних та циклічних навантажень в умовах пружного та пружно-пластичного деформування, як з вільним фланцем, так і без нього. Наразі не існує систематичних методик або залежностей для розрахунку міцності загалом та окремих елементів досліджуваної балки в офіційних будівельних стандартах, Правилах побудови суден тощо, за винятком окремих випадків, які носять вузьку спрямованість. Це призводить до того, що на етапі проектування конструкцій неможливо оперативно оцінити міцність подібних балок. Тому, часто доводиться застосовувати програмні комплекси, де напружено-деформований стан (НДС) таких балок досліджується за допомогою оболонкових або об'ємних скінченних елементів. Це збільшує трудомісткість проектування конструкцій, до складу яких входить досліджувана балка, на початкових етапах.

Поява пластичних деформацій в балці призводить до формального невиконання умов статичної міцності, а циклічні навантаження спричиняють появу і ріст втомних тріщин в її концентраторах напружень. Це змушує розглядати розрахунок і проектування такої балки з точки зору статичної міцності і втомної довговічності, а наявність пружно-пластичних деформацій ускладнює цю проблему.

В ряді випадків допускається експлуатація конструкцій в умовах пружно-пластичного деформування. Тому важливим є дослідження роботи балки зі зломом кромки при пружно-пластичному статичному деформуванні з метою визначення та реалізації її більш вичерпної несучої спроможності в залежності від величини прикладеного навантаження та геометричних параметрів. Зокрема, для балок,

подібних до досліджуваної, немає залежностей для визначення ефективної ширини вільного фланця в місцях його зламу та на похилій частині при пружному та пружно-пластичному деформуванні, що б давало змогу розраховувати міцність цієї балки в рамках простої балочної теорії. Розрахунок балки тільки в пружній області веде до недооцінки її несучої спроможності, а розрахунок в пружно-пластичній області дає змогу встановити більші значення навантажень, які може сприймати балка у порівнянні з пружним деформуванням. Врахування пружно-пластичного деформування дає змогу підвищити несучу спроможність балки без збільшення її маси.

Загальні методики розрахунку втомної міцності і довговічності конструкцій у пружній області є більш розвинені і досконалі, у порівнянні з методиками при роботі конструкцій в пружно-пластичній області. Розвиток і пристосування методик оцінки втомної довговічності при роботі балки зі зломом кромки в пружній області є менш актуальним. А тому для досліджуваної балки при її роботі в пружній області під дією циклічних навантажень можна застосувати одну з готових відомих методик.

Більш небезпечним і менш вивченим є циклічне пружно-пластичне деформування в концентраторах напружень взагалі, і балки зі зломом кромки зокрема. Постає необхідність розробки методик розрахунку малоциклової втомної довговічності досліджуваної балки, як з вільним фланцем, так і без нього, які б дозволяли вести перевірочний та проектувальний розрахунок.

Окремої уваги потребує проблема дослідження втомної міцності і довговічності зварних швів, наявних в тонкостінних балках зі зломом кромки. Напрями вивчення зварних швів є різноманітні, які неможливо охопити в рамках навіть декількох досліджень. Першочерговим є вивчення НДС балки зі зломом кромки в залежності від геометричних параметрів і прикладеного навантаження, а вплив зварних швів може бути врахований деякими поправками. Як показує практика зварний шов в балці-стінці виносить на таку відстань, щоб концентратор напружень балки-стінки не зазнавав його термічного впливу при найбільш несприятливому режимі зварювання.

Дослідження НДС балки зі зломом кромки є необхідним з метою створення по можливості простих інженерних методик її перевірочного та проектувального розрахунку при відносно широкому варіюванні геометричних параметрів в умовах пружного та пружно-пластичного деформування при статичних та циклічних навантаженнях. Окремою темою є вивчення загальної і місцевої стійкості, удару і вібрації балки зі зломом кромки. Балка зі зломом кромки може досліджуватися в багатьох напрямках, які неможливо охопити в рамках одного дослідження.

Таким чином, в рамках дисертаційної роботи виконано дослідження першочергових проблем, які стосуються розрахунку міцності балки зі зломом кромки в цілому, як з вільним фланцем, так і без нього, в умовах пружного та пружно-пластичного деформування, без врахування впливу зварних швів.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Виконання дисертаційної роботи узгоджується з наступними нормативними актами України: Законом України «Про проведення економічного експерименту щодо державної підтримки суднобудівної промисловості» №5209-VI від 06.09.2012 р.; Законом «Про

пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні», стаття 4, пункт 2 «Освоєння нових технологій високотехнологічного розвитку транспортної системи, ракетно-космічної галузі, авіа- і суднобудування, озброєння та військової техніки» (№ 5460-VI від 16.10.2012 р.); «Морською доктриною України на період до 2035 року», що затверджено постановою кабінету міністрів України №137-209-п (редакція від 28.12.2018 р.); Законом «Про внесення змін до Митного кодексу України (щодо збереження та розвитку вітчизняної суднобудівної промисловості)» №6475 від 19.05.2017 р.

**Мета та задачі дослідження.** *Метою* досліджень дисертаційної роботи є розробка методики проектувального та перевірного розрахунку балки зі зломом кромки без вільного фланця та залежностей для визначення ефективної ширини вільного фланця цієї балки в умовах пружного та пружно-пластичного деформування.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити наступні *задачі*.

1) Обґрунтувати вибір моделі/теорії для подальшого дослідження НДС тонкостінної балки зі зломом кромки.

2) Створити залежності для теоретичних коефіцієнтів концентрації при розтягу-стиску та при згині, на основі яких виробити методики оптимального проектування балки-стілки при пружному статичному деформуванні.

3) Розробити методики перевірного та проектувального розрахунку балки-стілки в умовах пружно-пластичного циклічного деформування. Додатково встановити характеристики пластичних зон та інтенсивності деформацій в залежності від геометричних параметрів і прикладеного навантаження; встановити характер і параметри циклічних діаграм при різних типах циклічного навантаження.

4) Виробити залежності для визначення пружної ефективної ширини вільного фланця в небезпечному перерізі та вздовж похилої частини перехідної області від меншої висоти стінки до більшої.

5) Створити залежності для визначення пружно-пластичної ефективної ширини в небезпечному перерізі в залежності від геометричних параметрів та величини прикладеного зовнішнього навантаження.

**Об'єкт і предмет дослідження.** Об'єктом дослідження є концентратор напружень балки-стілки та вільний фланець балки зі зломом кромки. Предмет дослідження є НДС вказаних об'єктів, теоретичні коефіцієнти концентрації, пластичні зони, інтенсивності пружно-пластичних деформацій, циклічні діаграми деформування, ефективна ширина вільного фланця при пружному та пружно-пластичному деформуванні.

**Методи дослідження.** Основним методом дослідження є метод скінченних елементів (МСЕ), втілений автором на мові програмування C++. Програма розрахунку за МСЕ дозволяє вирішувати об'ємні задачі теорії пружності, деформаційної теорії пластичності та пластичної плинності.

**Наукова новизна отриманих результатів.** В результаті виконання дисертаційних досліджень було досягнуто наступне:

- вперше реалізовано методики оптимального проектування балки-стілки при статичному пружному та циклічному пружно-пластичному деформуванні, а також розроблено вирази для визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації

напружень у концентраторі при розтягу-стиску та згині для широкого діапазону геометричних параметрів балки-стілки;

- вперше запропоновано залежності для визначення пружної та пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця в небезпечному перерізі і пружної ефективної ширини вздовж похилої ділянки із змінною висотою стінки в балці зі зломом кромки;

- удосконалено формулу Сулова В. П. для пружної ефективної ширини балки зі зломом кромки в небезпечному перерізі;

- отримала подальший розвиток методика оцінки втомної довговічності балки-стілки при пружно-пластичному деформуванні, яка створена на основі відомих деформаційних критеріїв та розроблених залежностей інтенсивності циклічних пружно-пластичних деформацій, які залежать від геометричних параметрів та величини номінального навантаження балки-стілки.

**Практична значимість отриманих результатів.** Отримані результати можна використовувати при розрахунках суднокорпусних, цивільних і промислових будівельних конструкцій, що дозволить скоротити час їх попереднього проектування.

В рамках дисертаційних досліджень були розроблені такі методики, як «Методика розрахунку пружної та пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця суднової балки зі зломом кромки» УКФА 360232.006М, «Методика розрахунків суднової балки-стілки при статичному пружному та циклічному пружно-пластичному деформуванні» УКФА 360232.007М, які впроваджені в ТОВ «МАРІН ДИЗАЙН ІНЖИНІРІНГ МИКОЛАЇВ». Дисертаційні напрацювання впроваджені в навчальний процес. Результати дисертаційної роботи буде використано при коригуванні галузевого стандарту проектування тонкостінних балок зі зломом кромки.

**Особистий вклад здобувача.** Розробка програмного забезпечення, проведення чисельних досліджень, розробка всіх методик і залежностей 100% належить здобувачеві. Науковому керівнику належить ідея проектування компонентів НДС на площину похилої ділянки вільного фланця для визначення ефективної ширини. В статтях, які написані в співавторстві, здобувачеві належать такі наукові результати: в [1] проведено огляд літератури та обґрунтовано вибір моделі дослідження тонкостінної балки зі зломом кромки; в [2] розроблено залежності для визначення теоретичного коефіцієнту концентрації балки-стілки при згині; в [3] запропоновано методику оптимального проектування балки-стілки при пружному статичному деформуванні; в [7] розроблено залежності для визначення пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця балки зі зломом кромки в небезпечному перерізі; в [18] розроблено залежності для визначення теоретичного коефіцієнту концентрації балки-стілки при розтягу-стиску.

**Обґрунтованість та достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій.** Значення розрахованих теоретичних коефіцієнтів концентрації добре корелюють з відповідними експериментальними даними, отриманими методом електротензометрування та оптичним.

Параметри пружно-пластичного деформування в концентраторі напружень балки-стілки були отримані з допомогою вищезазначеного авторського програмного

забезпечення, правильність якого (валідізація) у свою чергу було перевірено на аналітичних рішеннях та експериментальних даних для матеріалу близького до ідеального пружно-пластичного.

Розроблені методики оцінки втомної довговічності концентратора напружень балки-стілки в умовах пружно-пластичного деформування добре корелюють з результатами отриманими згідно експериментально-теоретичного методу (ETM) Л.І. Коростильова.

Достовірність підходу для визначення пружної та пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця непризматичної частини досліджуваної балки (який полягає у тому, що ефективна ширина повинна визначатися на основі складових НДС спроектованих на площину вільного фланця, в його нейтральному шарі), підтверджується тим, що при цьому у фланці реалізується плоский НДС, придатний для застосування класичних формул для визначення ефективної ширини. При цьому отримується найменше значення ефективної ширини у фіксованому перерізі у порівнянні із застосуванням інших підходів, що дасть найбільш безпечну оцінку міцності. Відзначено мінімальну різницю накоплених енергій між тривимірною та стержневою моделями балки зі зломом кромки з вільним фланцем, але з врахуванням ефективної ширини, яка визначена згідно запропонованого підходу, у порівнянні з різницями, де у стержневій моделі ефективні ширини вільного фланця визначені іншим чином.

Правильність розроблених залежностей для визначення пружно-пластичної ефективної ширини підтверджується зростанням статичної несучої спроможності досліджуваної балки при зростаючому навантаженні і фіксованих геометричних параметрах, а також прямуванням значення ефективної ширини до дійсного значення (відповідно прямуванням редуційного коефіцієнту ширини до одиниці), що підтверджується і оглядом літератури.

**Апробація результатів.** Результати дисертаційних досліджень були представлені здобувачем в доповідях на конференціях, тези яких містяться в [8 – 17].

**Публікації.** Основні результати за темою дисертаційних досліджень були опубліковані в 7-ми фахових статтях [1 – 7], дві з яких [6, 7] входять до баз даних Scopus. Додатковою є фахова публікація [18].

**Структура дисертації.** Пояснювальна записка дисертаційної роботи складається з анотації, вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел у кількості 140 найменувань, 4-х додатків. Загальний об'єм дисертації становить 206 сторінок; корисний об'єм складає близько 5,5÷5,7 авторських листа. В основному тексті пояснювальної записки міститься 42 ілюстрації, 9 таблиць.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Об'єктом дослідження є тонкостінна балка зі зломом кромки, зображена на рис. 1. Ця балка нижньою прямолінійною кромкою стінки кріпиться до настилу, а до ламаної кромки кріпиться вільний фланець для підвищення осьового моменту опору, що призводить до підвищення міцності і жорсткості при згині, забезпечує стійкість при дії осьових стискуючих та поперечних сил і при плоскій формі згину.

Балка зі зломом кромки на рис. 1 в загальному випадку розташовується там, де потрібно реалізувати перехід від однієї висоти стінки до іншої. Така балка застосовується в будівельних конструкціях, в складі корпусу судна тощо.

Об'єктом дослідження є також і балка-стінка (рис. 2), яка нижньою прямолінійною кромкою 2 приєднана до обшивки *I*, а верхня ламана кромка є вільною. Балки на рис. 1 і 2 зазнають осевих навантажень  $p_1$  і згинальних навантажень  $p_2$  від місцевого згину перекриття.

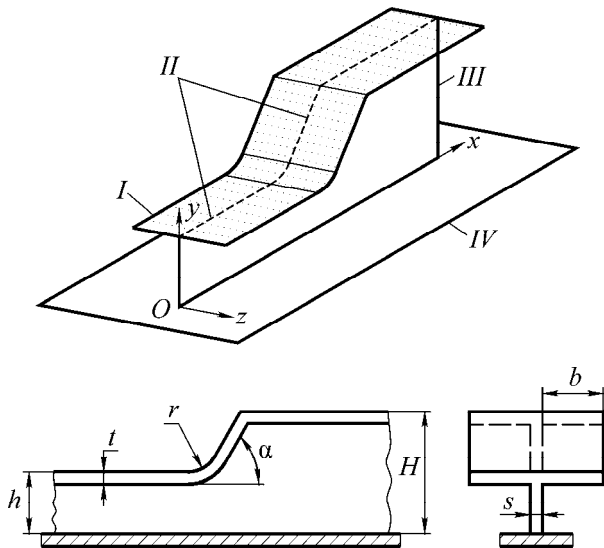


Рис. 1. Загальний вигляд тонкостінної досліджуваної балки зі зломом кромки: *I* – вільний фланець; *II* – ламана кромка стінки; *III* – стінка; *IV* – обшивка

Наразі не існує систематичних методик для оцінки міцності цих балок і відповідно рекомендацій щодо їх проектування, а тому для оцінки їх міцності доводиться кожен раз використовувати програмні комплекси. Це призводить до збільшення трудомісткості проектування конструкцій в цілому на початкових етапах. Балки такого типу можуть працювати як в умовах пружного, так і в умовах пружно-пластичного деформування.

В першому розділі дисертації, який присвячений огляду літератури стосовно методів розрахунку балок на рис. 1 і 2 та обґрунтуванню методів дослідження, представлено аналіз моделей і методів розрахунку тонкостінних конструкцій в ключі можливості їх застосування до досліджуваної балки зі зломом кромки для проведення серійних розрахунків.

Досліджувана балка зі зломом кромки на рис. 1 доволі рідко зустрічається в літературі в чистому вигляді. Огляд літератури показав, що для балки-стілки наразі не існує систематичних залежностей для визначення теоретичного коефіцієнта концентрації в концентраторі напружень в залежності від параметрів і методик проектувального та перевірного розрахунків при пружному та пружно-пластичному деформуванні, що зумовлює необхідність створення відповідних залежностей і методик. Було з'ясовано, що в умовах пружно-пластичного

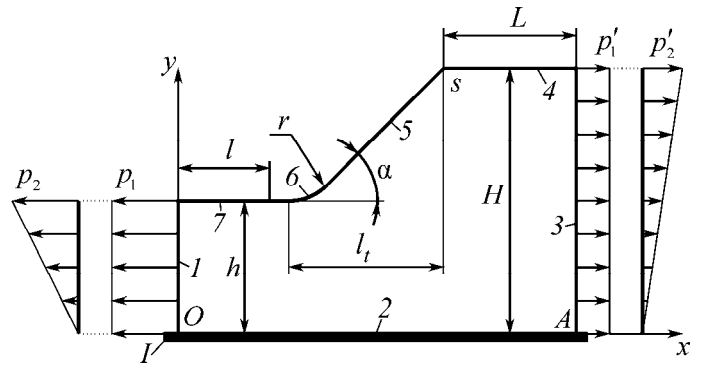


Рис. 2. Загальний вигляд балки-стілки



деформування більш доцільніше використовувати деформаційні критерії втомної довговічності або метод S-N кривих. При чому, в цьому випадку використання деформаційних критеріїв є більш точним, проте метод S-N кривих можливо використовувати і при пружному деформуванні.

Для з'ясування можливості застосування тієї чи іншої моделі розрахунку тонкостінних конструкцій для балки зі зломом кромки, попередньо була створена об'ємна скінченно-елементна (СЕ) модель досліджуваної балки, щоб мати можливість порівнювати НДС, який отримується в рамках моделей розрахунку тонкостінних конструкцій з НДС об'ємної СЕ моделі, щоб робити відповідні висновки. Були проаналізовані теорії розрахунку тонкостінних стержнів Власова, Уманського, Слівкера, прямий метод сил, метод скінченних смуг, узагальнена балочна теорія Шардта, оболонкова модель.

Шляхом аналізу гіпотез, що закладені в моделі розрахунків тонкостінних стержнів був змодельований відповідний НДС, який в загальному випадку кардинально відрізняється від НДС, отриманого на основі оболонкової та об'ємної моделі, особливо в місцях зламу вільного фланця та на похилій частині.

Тонкостінні теорії пропонують, як правило, ті чи інші спрощення і повністю не враховують усі компоненти тензора напружень. Оболонкові та пластинчасті моделі погано враховують особливості розподілу напружень по товщині. Застосування тонкостінних теорій, оболонкових або пластинчастих моделей неприпустимо для похилої частини досліджуваної балки при великих кутах нахилу  $\alpha$ , а також в місцях зламу фланця та прилягаючих до зламів областях, незалежно від геометричних параметрів, так як там реалізується складний об'ємний НДС і депланація вільного фланця.

Розрахунок загальної, місцевої і викривленої стійкості тонкостінних непризматичних стержнів здійснюється в основному для призматичних стержнів і пластинчастих елементів у вигляді аналітичних і емпіричних залежностей для інженерного застосування, які неможливо застосувати для похилої частини вільного фланця, через його складну депланацію.

Методики визначення ефективної ширини вільного фланця, викликані зсувною затримкою та втратою стійкості останнього при пружному та пружно-пластичному деформуванні, розробляються в основному для призматичних стержнів. Для непризматичних стержнів таких залежностей немає, за винятком однієї обмеженої формули.

Розрахунки при динамічних навантаженнях, ударі та вібрації тонкостінних конструкцій виконуються в основному з використанням теорій типу Власова для призматичних стержнів, що обмежує їх застосування для досліджуваної балки, або змушує використовувати оболонкові моделі.

Розрахунок впливу зварного шва на НДС балки зі зломом кромки та супутніх питань пов'язаних з цим, а також оптимальне проектування тонкостінних стержнів – це окремі питання, які треба виділити в самостійні дослідження.

Для серійних досліджень НДС вільного фланця було обрано об'ємну модель вирішення задач теорії пружності і пластичності.

**В другому розділі** надано опис математичних моделей МСЕ основного типу СЕ форми тетраедру, що використовувався для серійних досліджень для вирішення

задач лінійної теорії пружності, деформаційної теорії пластичності і теорії пластичної плинності. Теорія пластичної плинності реалізована в інкрементально-ітераційній постановці. Ітераційний процес для всіх теорій пластичності реалізований методом початкових напружень та методом пружних рішень.

Дослідження НДС балки зі зломом кромки проводилося за допомогою програмного забезпечення, розробленого автором на мові програмування C++, що реалізує МСЕ.

У **третьому розділі**, який присвячений дослідженню пружного деформування балки-стілки, представлено розроблені залежності для теоретичного коефіцієнта концентрації в залежності від геометричних параметрів при розтягу-стиску та згині балки-стілки на рис. 2 і наведено методики її оптимального проектування.

Найбільш несприятлива розрахункова схема має місце, коли нейтральний шар балки-стілки співпадає з кромкою 2 (рис. 2). При розтягу-стиску від  $p_1$  це призводить до того, що кромка 2 не має вертикальних зміщень вдовж осі  $y$ , але можливі переміщення тільки вздовж осі  $x$ . При згині розподіл номінальних напружень  $p_2$  вздовж меншої висоти стінки змінюється за лінійним законом, як це показано на рис. 2. Таке положення нейтрального шару викликано тим, що завдяки приєднаному пояску обшивки 1 (рис. 2) нейтральна вісь завжди зміщена ближче до кромки 2, і в крайньому випадку співпадає з нею. Описана розрахункова схема є найбільш несприятливою з усіх можливих.

Було встановлено геометричні параметри та їх границі, які впливають на НДС в концентраторі напружень. Коефіцієнти концентрації напружень та елементи НДС концентратора в цілому залежать від трьох основних параметрів: радіуса заокруглення  $r$  кромки б, кута нахилу  $\alpha$  прямолінійної кромки 5 та відношення висот стінки  $H/h$  (рис. 2). При відношеннях довжин призматичних частин стінки до їх відповідних висот  $l/h \geq 2,5$  і  $L/H \geq 2,5$  НДС в концентраторі напружень б стабілізується. Для балки-стілки були проведені серійні розрахунки НДС, в результаті чого була накопичена база даних для подальшої її обробки.

Характерні графіки залежності теоретичного коефіцієнту концентрації  $k_1$  при розтягу-стиску в залежності від геометричних параметрів представлено на рис. 3. Для згину форми графіків подібні.

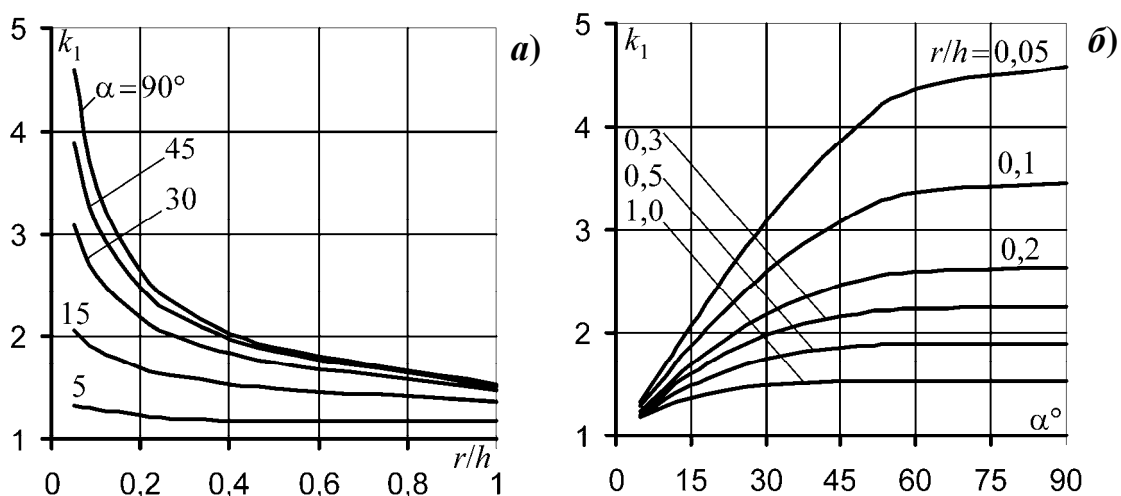


Рис. 3. Залежності коефіцієнта концентрації напружень  $k_1$  при розтягу-стиску від геометричних параметрів: а –  $k_1$  від  $r/h$  при  $H/h=3$ ; б –  $k_1$  від  $\alpha$  при  $H/h=3$

Для визначення теоретичного коефіцієнта концентрації  $k_1$  при пружному розтягу-стиску для досліджуваного типового концентратора напружень б балки-стілки (рис. 2) пропонується наступна емпірична формула

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= 1 + 0,55 \cdot \text{th}(1,7(H/h) - 1,2)(r/h)^\gamma \cdot \text{th}(0,06\alpha \cdot \text{cth}(1,2(H/h) - 0,5)(r/h)^\beta); \\ \gamma &= 0,16(H/h)^{-1} - 0,7; \quad \beta = 0,04(H/h) + 0,25; \quad \alpha^\circ, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де кут зламу  $\alpha$  в цій та інших формулах для коефіцієнтів концентрації виражено в градусах. Формула (1) дозволяє обчислити величину  $k_1$  з відхиленням, що не перевищує  $\pm 5\%$  при  $1,2 \leq H/h \leq 3$ ;  $0,05 \leq r/h \leq 1$ ;  $5^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$  відносно результатів отриманих за МСЕ.

Для визначення величини теоретичного коефіцієнта концентрації  $k_2$  при пружному згині для того ж самого концентратора напружень пропонується наступна емпірична формула

$$\left. \begin{aligned} k_2 &= 1 + 0,32 \cdot \text{th}(1,8(H/h) - 1,2)(r/h)^\gamma \cdot \text{th}(0,055\alpha \cdot \text{cth}(H/h - 0,5)(r/h)^\beta); \\ \gamma &= 0,06(H/h)^{-1} - 0,7; \quad \beta = 0,006(H/h) + 0,26; \quad \alpha^\circ, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

яка дозволяє обчислити величину  $k_2$  з похибкою, яка не перевищує  $\pm 5\%$  при  $1,1 \leq H/h \leq 3$ ;  $0,05 \leq r/h \leq 1$ ;  $5^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$  у порівнянні з результатами отриманими МСЕ.

Менш точні формули для коефіцієнтів концентрації наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Емпіричні залежності теоретичних коефіцієнтів концентрації

№ з/п	Вид навант.	Формула	Границі застосування	Похибка відносно МСЕ, %
1	Розтяг-стиск	$\left. \begin{aligned} k_1 &= 1 + 0,55 \text{th}(0,06\alpha) \text{th} \left[ \frac{0,65(H/h)^2}{\text{th}(0,01\alpha^{1,5})} \right] \left( \frac{r}{h} \right)^\omega; \\ \omega &= \frac{0,003\alpha - 0,05}{H/h} - 0,18 \ln \alpha + 0,12; \quad \alpha^\circ, \end{aligned} \right\}$	$1,1 \leq H/h \leq 3;$ $0,05 \leq r/h \leq 1;$ $5^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$	$\pm 10$
2	Розтяг-стиск	$k_1 = 1 + \frac{0,36 \text{th}[(40/\alpha + 0,8)(H/h) - 1]}{(r/h) + 7\alpha^{-1,1}} + 0,22 \text{th}(0,05\alpha);$ $\alpha^\circ.$	$1,2 \leq H/h \leq 3;$ $0,05 \leq r/h \leq 1$ та $5^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$	$\pm 10$
3	Розтяг-стиск	$k_1 = 1 + 0,19(r/h) + \alpha(0,01 - 0,018 \ln(r/h)); \quad \alpha^\circ,$	$1,1 \leq H/h \leq 3;$ $0,05 \leq r/h \leq 1;$ $5^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$	$\pm 5$
4	Згин	$k_2 = 1 + \frac{0,22 \text{th}[(50/\alpha + 1)(H/h) - 1]}{(r/h) + 3,5\alpha^{-1}}; \quad \alpha^\circ$	$1,1 \leq H/h \leq 3;$ $0,05 \leq r/h \leq 1;$ $5^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$	$\pm 10$
5	Згин	$k_2 = 1 + 0,15(r/h) + \alpha(0,002 - 0,02 \ln(r/h)); \quad \alpha^\circ$	$1,1 \leq H/h \leq 3;$ $0,05 \leq r/h \leq 1;$ $5^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$	$\pm 6$

Теоретичні коефіцієнти концентрації при розтягу-стиску завжди більші, ніж при згині при одних і тих же геометричних параметрах. В крайньому випадку

коефіцієнт концентрації при згині на 30% менше від коефіцієнта при розтягу-стиску. Це дає підставу вважати розтяг-стиск більш небезпечним напруженим станом, ніж згин.

Постановка задачі оптимального проектування балки-стілки (рис. 2) полягає в тому, що необхідно відшукати такі її оптимальні геометричні параметри, при яких забезпечується мінімум собівартості та часу виготовлення. Вважається, що заданими величинами балки-стілки є відношення  $H/h$  і коефіцієнт концентрації, а величинами, що варіюються є  $\alpha$  та  $r/h$ , оптимальні значення яких можуть забезпечити мінімум деякій цільовій функції. Були обґрунтовані цільові функції. В результаті проведення оптимізаційних досліджень при розтягу-стиску і згині були накоплені дані для подальшої їх обробки і створено відповідні графіки. Графіки оптимальних  $\alpha$  та  $r/h$  для розтягу-стиску представлено на рис. 4.

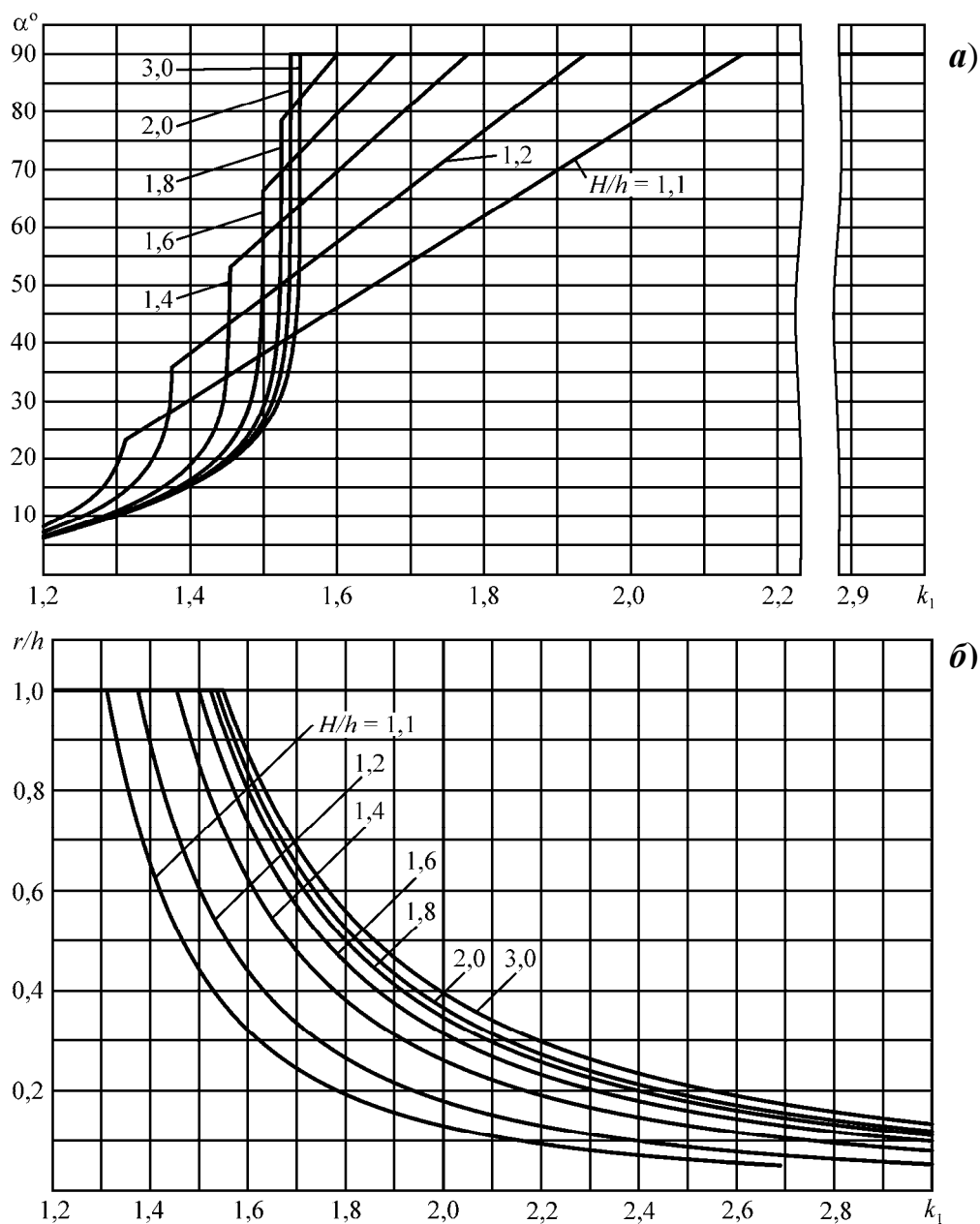


Рис. 4. Графіки оптимальних параметрів в залежності від коефіцієнту концентрації  $k_1$  при розтягу-стиску та відношення висот стінок  $H/h$ :  
 а – для оптимального кута  $\alpha$ ;  
 б – для оптимального відносного радіуса  $r/h$

Оптимальні значення кута нахилу  $\alpha$  для фіксованих значень коефіцієнта концентрації  $k_1$  при розтягу-стиску можливо визначати наступними залежностями:

$$\alpha = \left\{ \begin{array}{l} (0,09 \ln H_h + 0,12) \operatorname{arctanh} \left( \sin \left( \left( \frac{0,33}{\ln H_h} + 2,38 \right) \cdot (k_1 - 1) \right) \right), \\ \text{якщо } H - h > r(1 - \cos \alpha) \rightarrow \text{кромка 5 існує;} \\ (1,55H_h - 0,24)k_1 - 1,51H_h + 0,22, \quad \text{якщо } H - h > r(1 - \cos \alpha), \\ \text{якщо } H - h \leq r(1 - \cos \alpha) \rightarrow \text{кромки 5 немає;} \\ \text{якщо } \alpha > \pi/2 \rightarrow \alpha = \pi/2, \quad \text{якщо } \alpha < 0,1396, (8^\circ) \rightarrow \alpha = 0,1396; \quad H_h = H/h, \quad \alpha, \text{rad.} \end{array} \right\} \quad (3)$$

Оптимальні значення відносного радіуса  $r/h$  для фіксованих значень коефіцієнта  $k_1$  можливо визначати залежностями:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{h} = \frac{0,31 \tanh(1,68H_h - 1,47)}{\ln(0,83k_1)} - 0,21 \tanh(2,16H_h - 1,94), \\ \text{якщо } r/h > 1 \rightarrow r/h = 1, \quad \text{якщо } r/h < 0,05 \rightarrow r/h = 0,05; \quad H_h = H/h, \quad \alpha, \text{rad.} \end{array} \right\} \quad (4)$$

Формули (3), (4) справедливі при наступних обмеженнях:

$$8^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ, \quad 0,05 \leq r/h \leq 1, \quad 1,2 \leq H/h \leq 3, \quad 1,2 \leq k_1 \leq 3. \quad (5)$$

Особливістю формул (3) є те, що при заданому коефіцієнті концентрації  $k_1$  наперед невідомо, чи існує прямолінійна кромка 5, чи ні. Тому необхідно для встановленого  $k_1$  перевірити наступну умову

$$\left. \begin{array}{l} k_1 < k_{1d} \rightarrow \text{кромка 5 існує,} \quad k_1 \geq k_{1d} \rightarrow \text{кромки 5 немає,} \\ k_{1d} = 0,56 \tanh(1,98(H/h) - 1,477). \end{array} \right\} \quad (6)$$

Отримані залежності для  $\alpha$  і  $r/h$ , за (3) і (4) отримані для верхнього обмеження  $r/h \leq r_{h \max} = 1$ . Найбільш допустимий коефіцієнт концентрації  $k_{\max}$ , який необхідно задіяти в (3), (4) визначиться як

$$k_{\max} = [\sigma] / (p \cdot n_k), \quad (7)$$

де  $[\sigma]$  – допустимі приведені напруження;  $p = p_1 + p_2$  (рис. 2);  $n_k = 1,2$  – коефіцієнт запасу.

Алгоритм знаходження оптимальних геометричних параметрів  $\alpha$  і  $r/h$  при дії розтягу-стиску і/або сумісній дії розтягу-стиску і згину можна представити наступним чином.

1) Встановити максимально допустиме значення коефіцієнта концентрації  $k_1$  за (7) або з інших умов.

2) Перевірити умову (6) і визначити, чи існує кромка 5 (рис. 2).

3) При завданому  $H/h$  і встановленому  $k_1$  знайти  $\alpha$  за (3) спираючись на умову п. 2; віднайти  $r/h$  за (4). Або віднайти  $\alpha$  і  $r/h$  за графіками на рис. 4.

Якщо на величину радіуса  $r$  накладаються обмеження, наприклад, з технологічних умов, то значення кута  $\alpha$  при фіксованих  $k_1$ ,  $H/h$ ,  $r/h$  можна обчислити, використовуючи наступний вираз, отриманий з (1)

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 16,7 \operatorname{arctanh} \left( \frac{1,82 \cdot (k_1 - 1) \cdot (r/h)^\beta}{\tanh(1,7(H/h) - 1,2)} \right) \cdot \tanh(1,2(H/h) - 0,5) \cdot (r/h)^\gamma, \\ \beta = 0,7 - 0,16(h/H), \quad \gamma = -0,04(H/h) - 0,25, \quad \alpha^\circ. \end{array} \right\} \quad (8)$$

Аналогічний алгоритм розроблений і при дії тільки згину, але без аналітичних залежностей типу (3), (4), де розрахунок ведеться за коефіцієнтом  $k_2$ , з використанням графіків для згину, подібних до представлених на рис. 4.

У четвертому розділі, який присвячений дослідженню пружно-пластичного деформування балки-стілки, представлено розроблені методики перевірного та проектувального розрахунку балки-стілки в умовах пружно-пластичного циклічного деформування. Було отримані: форми і розміри пластичних зон, поля інтенсивності пружно-пластичних напружень і деформацій (у вигляді ліній рівня) та вирази для інтенсивності статичних та циклічних пружно-пластичних деформацій в концентраторі напружень балки-стілки, в залежності від її геометричних параметрів і прикладеного номінального навантаження. З'ясовано особливості циклічних діаграм.

Показано, що для симетричних циклів номінального навантаження циклічний та статичний розмахи інтенсивності деформацій практично співпадають. Якщо характеристики номінального навантаження відрізняються від симетричного, то ніякого зв'язку між статичною і циклічною діаграмами вже немає.

Розрахункова схема при проведенні пружно-пластичного аналізу балки-стілки така сама, як і при пружному її деформуванні. Пружно-пластичні розрахунки проводилися тільки для розтягу-стиску, як більш небезпечного напруженого стану. Для серійних розрахунків пружно-пластичної задачі використовувалися об'ємні СЕ, які представляють собою тетраедри з 10 вузлами. Використання об'ємної моделі пов'язано зі складними процесами у розвитку пластичних зон, при переході від плоскої деформації до плоского напруженого стану. Ці процеси залежать від товщини. Додатково об'ємна задача враховує зміну товщини концентратора напружень при деформуванні.

Зі зменшенням товщини стілки  $s$  зростає значення інтенсивності пружно-пластичних деформацій в концентраторі напружень. Тому, для серійних розрахунків було прийнята товщина стілки  $s=h/20$ , що є практично найменшою відносною товщиною, яка на практиці зустрічається для подібних балок-стінок.

Для ідеальних пружно-пластичних матеріалів значення відносної інтенсивності пружно-пластичних (повних) деформацій  $\bar{\epsilon}_i$  і значення відносної інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\epsilon}_{ip}$ , які визначаються залежностями

$$\bar{\epsilon}_i = \epsilon_i / \epsilon_{iey}, \quad \bar{\epsilon}_{ip} = \epsilon_{ip} / \epsilon_{iey}, \quad (9)$$

не залежать від границі плинності  $\sigma_s$ .

У формулі (9)  $\epsilon_i$  – абсолютне значення інтенсивності пружно-пластичних (повних) деформацій;  $\epsilon_{ip}$  – абсолютне значення інтенсивності пластичних деформацій;  $\epsilon_{iey}$  – інтенсивність пружних деформацій, при яких починається пластичне деформування в концентраторі, що визначається залежністю

$$\epsilon_{iey} = \sigma_s / (3G). \quad (10)$$

Для відносного навантаження  $p/\sigma_s=0,9$  величина відносної інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\epsilon}_{ip0,9}$  в залежності від геометричних параметрів може бути визначена наступною емпіричною залежністю

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varepsilon}_{ip0,9} &= a_0 r_h^\beta; & a_0 &= 1,4 \cdot \tanh(H_h) - 0,14 \cdot \alpha; & \beta &= -b_0 \cdot \tanh(\alpha \cdot b_1); \\ b_0 &= 0,12H_h + 0,65; & b_1 &= -0,44H_h + 2,84; & r_h &= r/h, & H_h &= H/h, & \alpha, & rad, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

де величина  $\bar{\varepsilon}_{ip0,9}$  визначається з відхиленням  $\pm 9\%$ , відносно результатів МСЕ у діапазоні параметрів:

$$H/h \in [1,6; 2,4]; \quad r/h \in [0,05; 0,2]; \quad \alpha \in [20^\circ; 75^\circ]. \quad (12)$$

Перед використанням формули (11) необхідно впевнитись, що балка-стінка знаходиться в умовах пружно-пластичного деформування. Для цього потрібно забезпечити виконання умови

$$p_{\min}^{rel} \leq p^{rel}; \quad p_{\min}^{rel} = 1/k_1; \quad p^{rel} = p/\sigma_s, \quad (13)$$

де  $p_{\min}^{rel}$  – мінімальне відносне навантаження, при якому починається пружно-пластичне деформування в концентраторі напружень;  $k_1$  – коефіцієнт концентрації, який визначається за формулою (1), або за формулами табл. 1;  $p^{rel}$  – відносне навантаження.

На рис. 5 представлено типові графіки залежностей відносної інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  від геометричних параметрів при  $p/\sigma_s=0,9$ .

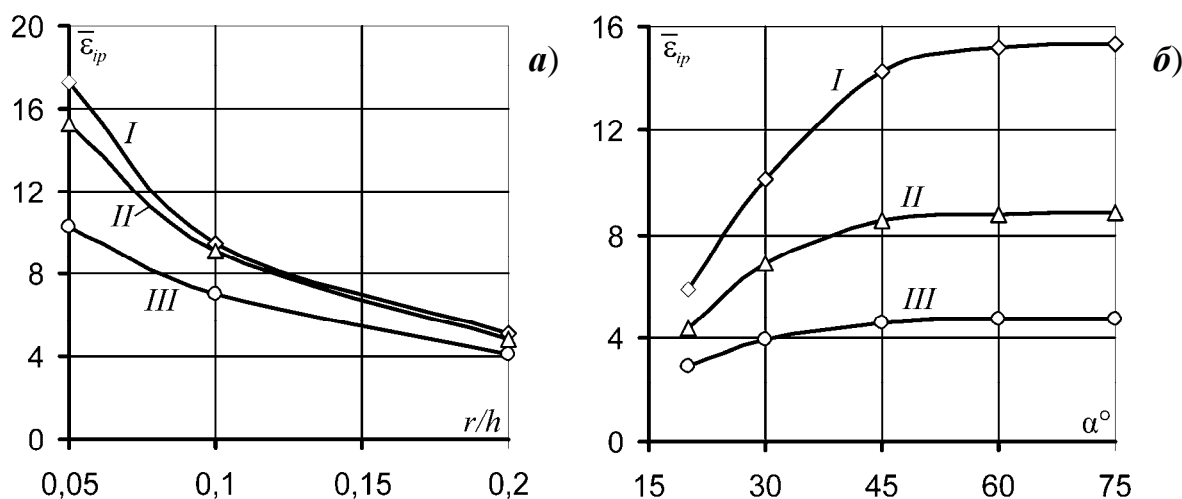


Рис. 5. Графіки залежностей відносної інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  від геометричних параметрів при  $p/\sigma_s=0,9$ : а –  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  від  $r/h$ ; б –  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  від  $\alpha$

Для визначення відносної інтенсивності пружно-пластичних (повних) деформацій  $\bar{\varepsilon}_i$  в залежності від прикладеного зовнішнього навантаження можна використовувати наступну залежність

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varepsilon}_i(p^{rel}) &= a \cdot \exp(b \cdot \sin(p^{rel})), \\ a &= (1/c)^\beta, \quad b = \frac{\ln(1/c)}{p_{\min}^{rel} - 0,9}, \quad c = 1,8 \cdot \bar{\varepsilon}_{ip0,9} + 1, \quad \beta = -\frac{p_{\min}^{rel}}{p_{\min}^{rel} - 0,9}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

яка визначає величину  $\bar{\varepsilon}_i$  з похибкою  $\pm 12\%$  відносно результатів отриманих за МСЕ у діапазоні параметрів (12). При цьому додаткову поправку для  $\bar{\varepsilon}_{ip0,9}$ , пов'язану з

похибкою обчислення, враховувати не потрібно. Для визначення відносної інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  необхідно скористатись формулою

$$\bar{\varepsilon}_{ip} = \bar{\varepsilon}_i - 1, \quad (15)$$

але при цьому слід покласти  $c = 1,6$  в (14), що пов'язано з проблемою малих різниць для малих  $p^{rel}$  при відніманні одиниці. Похибка визначення  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  за (15) при цьому становить не більше  $\pm 21\%$  відносно результатів отриманих за МСЕ у діапазоні параметрів (12). На рис. 6 показано обрані криві зміни величини відносної інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  від прикладеного навантаження  $p/\sigma_s$ .

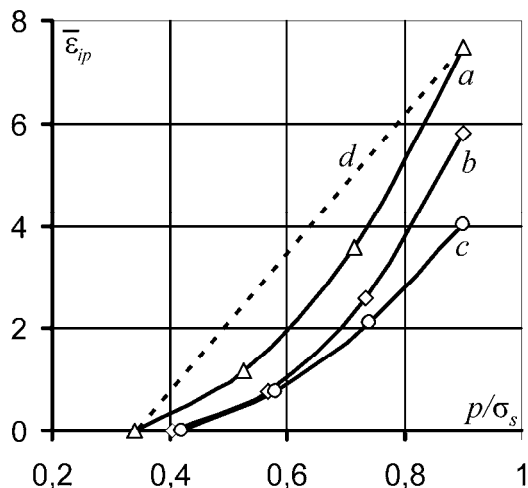


Рис. 6. Залежність інтенсивності пластичних деформацій  $\bar{\varepsilon}_{ip}$  від навантаження  $p/\sigma_s$ :

- $a - H/h = 1,6; r/h = 0,1; \alpha = 45^\circ;$
- $b - H/h = 1,6; r/h = 0,05; \alpha = 20^\circ;$
- $c - H/h = 1,6; r/h = 0,2; \alpha = 75^\circ$

Розмахи інтенсивності циклічних (повних) пружно-пластичних  $\varepsilon_{i \text{ cycle}}$  та пластичних  $\varepsilon_{ip \text{ cycle}}$  деформацій, при  $p/\sigma_s \leq 0,65$ , можливо обчислювати за формулами

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{i \text{ cycle}} &= 2\bar{\varepsilon}_i \cdot \varepsilon_{iey} \cdot 1,12 \cdot 1,15, \\ \varepsilon_{ip \text{ cycle}} &= 2(\bar{\varepsilon}_i - 1) \cdot \varepsilon_{iey} \cdot 1,21 \cdot 1,15, \end{aligned} \right\} \Rightarrow \left. \begin{aligned} \varepsilon_{i \text{ cycle}} &= 2,58 \cdot \bar{\varepsilon}_i \cdot \varepsilon_{iey}, \\ \varepsilon_{ip \text{ cycle}} &= 2,78 \cdot (\bar{\varepsilon}_i - 1) \cdot \varepsilon_{iey}, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

де коефіцієнти 1,12 і 1,21 в цій формулі пов'язані з точністю емпіричних залежностей (14) і (15); коефіцієнт 1,15 враховує той факт, що циклічний розмах завжди більший за статичний.

Елементарний об'єм найбільш напруженої точки концентратора напружень знаходиться в лінійному напруженому стані, як в умовах пружного, так і пружно-пластичного деформування, а головні осі, при цьому, майже співпадають з глобальними осями. Аналіз формули Нейбера  $K_\varepsilon \cdot K_\sigma / K_t^2 = c = 1$  (де  $K_\varepsilon$ ,  $K_\sigma$ ,  $K_t$  – коефіцієнти концентрації відповідно пружно-пластичних деформацій, пружно-пластичних напружень та теоретичний) показав, що замість одиниці числове значення  $c$  лежить в межах  $[0,82; 0,97]$ , якщо  $p/\sigma_s \leq 0,6$ . Якщо в класичній формулі Нейбера покласти  $c = 1$ , то отримуємо вираз для теоретичного коефіцієнта концентрації

$$K_t = \sqrt{\frac{3G \cdot \sigma_s \cdot \varepsilon_{i \text{ cycle}}}{(2 \div 2,6)p^2 \cdot c}}, \quad c = 1, \quad (17)$$

використовуючи який, можливо знайти оптимальні геометричні параметри  $r$  та  $\alpha$  за методиками оптимального проектування балки-стілки, запропонованими вище.



На основі розроблених залежностей розмаху інтенсивності циклічних пружно-пластичних деформацій в концентраторі напружень балки-стілки та найпростіших деформаційних критеріїв оцінки втомної довговічності були розроблені методики перевірного та проектувального розрахунків балки-стілки при її циклічному деформуванні. Тип циклічного номінального навантаження при цьому: симетричний розтяг-стиск постійної амплітуди. Отримані результати за цими методиками добре корелюють з ЕТМ.

Методика *перевірного* розрахунку балки-стілки в умовах циклічного деформування виглядає наступним чином.

1) Задати: розмах номінальних циклічних навантажень  $p$ ,  $[-p; +p]$  постійної амплітуди; геометричні параметри  $H$ ,  $h$ ,  $r$ ,  $\alpha$ ; границю плинності матеріалу  $\sigma_s$ .

2) За відомими параметрами п. 1 визначити розмах циклічних пружно-пластичних деформацій  $\varepsilon = \varepsilon_{i \text{ cycle}}$  в небезпечній точці концентратора балки-стілки за (16).

3) За відомим  $\varepsilon$  знайти кількість циклів  $N$  до появи втомного пошкодження, використавши один з відомих деформаційних критеріїв, типу Коффіна-Менсона, при необхідності використавши коефіцієнти запасу по навантаженню і довговічності.

Методика *проектувального* розрахунку балки-стілки в умовах циклічного деформування виглядає наступним чином.

1) Задати: кількість циклів  $N$  до появи втомного пошкодження; відношення висот  $H/h$ .

2) Використавши один з деформаційних критеріїв, типу Коффіна-Менсона, знайти розмах циклічних пружно-пластичних деформацій  $\varepsilon$  в небезпечній точці концентратора.

3) За відомим  $\varepsilon$  обчислити теоретичний коефіцієнт концентрації  $K_t$  за (17).

4) Знайти оптимальні значення  $r$  і  $\alpha$  або тільки  $\alpha$ , при фіксованому  $r/h$  за методиками оптимального проектування балки-стілки, представлених вище.

**У п'ятому розділі**, який присвячений дослідженню пружного деформування вільного фланця балки зі зломом кромки (рис. 1), представлено розроблені методики визначення пружної ефективної ширини вільного фланця в небезпечному перерізі та вздовж похилої частини. При цьому враховується зсувна затримка в рамках розрахунку міцності, приймаючи до уваги вплив складної депланації вільного фланця та непризматичності. Це дозволяє проводити розрахунки міцності досліджуваної балки зі зломом кромки за допомогою технічної теорії згину балок (ТТЗБ). Геометричні характеристики поперечного перерізу при цьому потрібно розраховувати з урахуванням ефективної ширини вільного фланця і приєднаного пояску обшивки.

В розрахунковій схемі балки (рис. 7) для визначення пружної ефективної ширини вільного фланця нейтральний шар балки співпадає з обшивкою IV (рис. 1), а зовнішнє навантаження відповідає розтягу-стиску  $p$  (рис. 7).

Класична методика визначення ефективної ширини для вільного фланця не може бути застосована на похилій ділянці за причини його складної депланації. Складові НДС для обчислення ефективної ширини повинні визначатися в нейтральному шарі вільного фланця, де відсутні згинальні нормальні напруження,

викликані місцевим згином полотна, які не треба враховувати при обчисленні ефективної ширини.

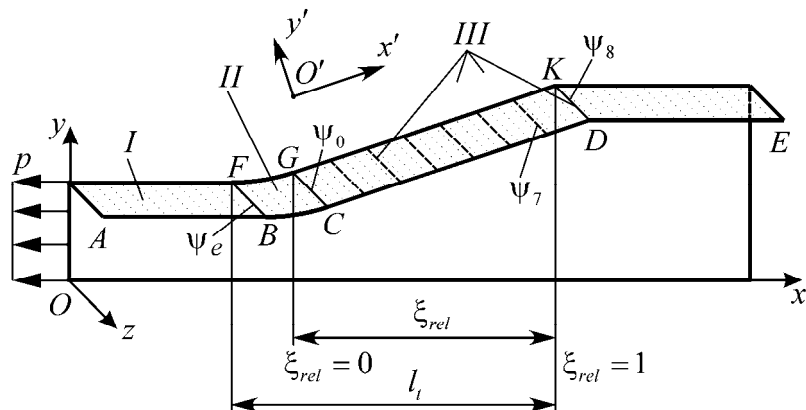


Рис. 7. Додаткова інформація: *I* – серединна площина фланця; *II* – область заокруглення; *III* – лінії досліджування характеристик НДС

Доведено, що положення нейтрального шару можна приймати розташованим на серединній площині фланця, незважаючи на те, що його дійсне положення довільне. Обґрунтовано, що на похилій ділянці фланця для визначення ефективної ширини необхідно використовувати спроектовані складові НДС на похилу площину вільного фланця (для осей  $x'O'y'$ ). Ідея проектування підтверджується енергетичними співвідношеннями. Складові НДС обчислювалися в перерізах, що відповідають лініям  $FB$ ,  $GC$  і рівновіддаленим досліджуваним лініям  $III$ , паралельних  $FB$  (їх кількість на рис. 7 показана умовно), які лежать в межах відрізка  $CD$ .

При визначенні ефективної ширини і редуційного коефіцієнта використовувались загальновідомі залежності. Редуційний коефіцієнт  $\psi$ , ефективна  $b_{ef}$  і дійсна  $b$  ширини фланця пов'язані залежностями

$$\psi = b_{ef} / b, \quad b_{ef} = \psi b. \quad (18)$$

Скоригована формула Суслова В. П. (яка враховує згинальну складову від місцевого згину полотна, що є некоректним) для редуційного коефіцієнта  $\psi_r$  в небезпечному перерізі  $FB$  (рис. 7) виглядає так

$$\psi_r = \frac{1}{1 + 0,23(b/t)\alpha}; \quad \alpha, \text{rad}; \quad \alpha \leq 10^\circ, \quad (19)$$

яка визначає  $\psi_r$  з похибкою не більше  $\pm 9\%$ , відносно значень розрахованих за МСЕ в діапазоні параметрів (але для кутів  $\alpha \leq 10^\circ$ ):

$$t/h \in [0,02; 0,1]; \quad b/h \in [0,1; 0,5]; \quad r/h \in [0,1; 0,5]; \quad \alpha \in [3^\circ; 75^\circ]; \quad H/h \in [1,2; 2,8]. \quad (20)$$

При подальшій модифікації формули Суслова було враховано вплив радіуса заокруглення  $r$  наступною залежністю

$$\psi_r = \frac{0,17(r/h) + 1,0}{1 + 0,3(b/t)\alpha}; \quad \alpha, \text{rad}; \quad \alpha \leq 20^\circ, \quad (21)$$

яка визначає  $\psi_r$  з похибкою не більше  $\pm 16\%$ , відносно значень розрахованих за МСЕ, для  $\alpha \leq 20^\circ$  і для діапазону зміни решти параметрів (20).

На основі обробки масиву даних, отриманих із застосуванням МСЕ, розроблено наступну універсальну формулу для визначення  $\psi_r$  в перерізі  $FB$

$$\left. \begin{aligned} \psi_r &= \psi'_r - 0,05 \sin(0,45 \psi'_r); \quad \psi'_r = a_2 b_h^\beta; \quad a_2 = a_0 \tanh(a_1 \alpha) + 1,023; \\ \beta &= 0,16 - (0,28 r_h + 1) \exp(-0,05 \ln(r_h) + 1,94) a_2; \quad a_0 = (2,8 r_h + 0,74) t_h + 0,19 r_h - 0,95; \\ a_1 &= (0,24 r_h + 0,42) / t_h^{0,6}, \quad t_h = t / h, \quad b_h = b / h, \quad r_h = r / h, \quad \alpha, \text{ rad.} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Різниця між  $\psi_r$ , отриманими за формулою (22) відносно результатів МСЕ не перевищує  $\pm 12\%$  у діапазоні параметрів

$$\left. \begin{aligned} t/h &\in [0,02; 0,1]; \quad b/h \in [0,1; 0,5]; \quad r/h \in [0,1; 0,5]; \quad \alpha \in [3^\circ; 60^\circ]; \\ H/h &\in [1,6; 2,8]; \quad \text{і } H/h < 1,6, \quad \text{якщо } l_t/h > 5,4. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Редукційний коефіцієнт  $\psi_0$  для лінії/перерізу  $CG$  (рис. 7) можна визначити за допомогою виразу

$$\left. \begin{aligned} \psi_0 &= \psi_r (1,0 - (0,8 b_h - 2,2 t_h) (0,7 \alpha - 0,03 r_h + 0,02)); \\ t_h &= t / h, \quad b_h = b / h, \quad r_h = r / h, \quad \alpha, \text{ rad,} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

використовуючи який,  $\psi_0$  можна визначити з похибкою ( $-12\%$ ,  $+16\%$ ) у порівнянні із даними розрахованими за МСЕ, якщо кут  $\alpha \leq 30^\circ$ ; ( $-18\%$ ,  $+16\%$ ) при  $\alpha \leq 45^\circ$ ;  $\pm 18\%$  якщо  $\alpha \leq 60^\circ$  і для решти параметрів (23), приймаючи до уваги, що  $\psi_r$  визначається за (22), а розбіжності обчислювалися відносно даних  $\psi_0$ , розрахованих за МСЕ.

У результаті обробки даних, отриманих за допомогою МСЕ, розроблено наступну залежність для визначення редукційного коефіцієнта  $\psi_7$  в перерізі, який відповідає 7-й досліджуваній лінії (рис. 7)

$$\left. \begin{aligned} \psi_7 &= a_3 \exp(\beta b_h), \quad a_3 = (0,03 H_h - 0,07 \alpha - 0,8 t_h - 0,1) \beta + 1,0; \quad \beta = a_0 \exp(a_1 t_h); \\ a_0 &= -(0,16 H_h + 1,14) \ln(\alpha) + 1,24 H_h - 5,6; \quad a_1 = (85,0 - 30,0 H_h) \alpha + 20,0 H_h - 62,0; \\ t_h &= t / h, \quad b_h = b / h, \quad H_h = H / h, \quad \alpha, \text{ rad,} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

з якої  $\psi_7$  можна обчислити з похибкою у діапазоні  $\pm 14\%$  відносно результатів отриманих за МСЕ для кутів  $\alpha \leq 30^\circ$  і діапазону (23) решти параметрів.

При збільшенні кута  $\alpha$  коефіцієнт  $\psi_7$ , визначений за (25), завжди менший, ніж отриманий за МСЕ, і максимальна розбіжність (між (25) і МСЕ) сягає при цьому до  $66\%$  для  $\alpha = 45^\circ$  в безпечну сторону. На лінії  $KD$  (рис. 7) має місце складна робота фланця, яка потребує додаткових досліджень, а тому редукційний коефіцієнт  $\psi_8$  на лінії  $KD$  не визначався.

Редукційний коефіцієнт  $\psi_t(\xi_{rel})$  вздовж координати  $\xi_{rel}$  (рис. 7) для обчислення пружної ефективної ширини за (18) можна визначати за виразом

$$\psi_t(\xi_{rel}) = (\xi_{rel} / 0,875) \cdot (\psi_7 - \psi_0) + \psi_0, \quad \xi_{rel} \in [0; 0,875]. \quad (26)$$

На рис. 8 представлено характерні графіки залежності редукційного коефіцієнту  $\psi_r$  в небезпечному перерізі  $FB$  (рис. 7), в залежності від геометричних параметрів.

У шостому розділі, який присвячений дослідженню пружно-пластичного деформування вільного фланця балки зі зломом кромки (рис. 1), представлена розроблена методика для розрахунку пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця в небезпечному перерізі, враховуючи тільки зсувну затримку в рамках розрахунку міцності. Це дозволить проводити розрахунки міцності досліджуваної балки, застосовуючи ТТЗБ. При цьому геометричні характеристики

потрібно обчислювати з врахуванням ефективних ширин вільного фланця і приєднаного пояску обшивки. Найбільш безпечна оцінка ефективної ширини отримується при пружному деформуванні, проте врахування тільки її веде до недооцінки несучої спроможності конструкції в цілому. Розрахунок балок з врахуванням пружно-пластичної ефективної ширини при статичних навантаженнях дає більш прогресивну оцінку міцності.

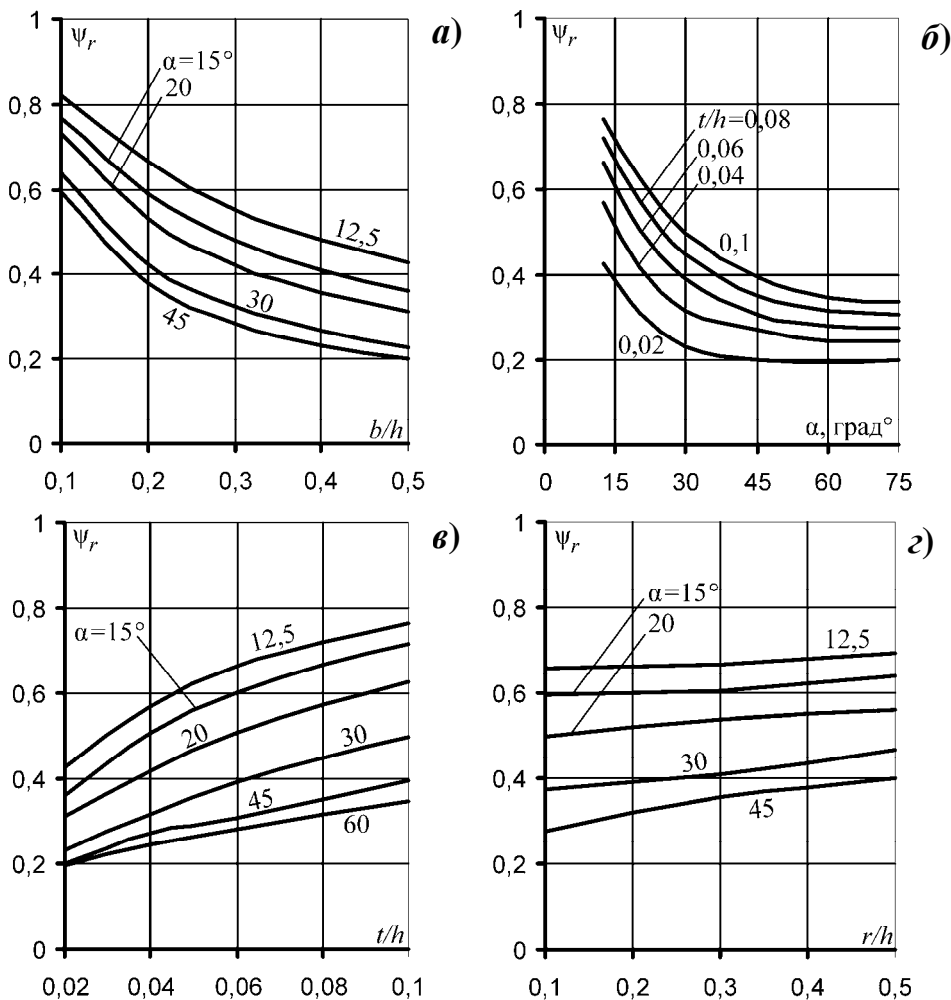


Рис. 8. Залежність редуційного коефіцієнта  $\psi_r$  від геометричних параметрів балки:  
 а –  $t/h=0,02$ ;  $r/h=0,2$ ;  
 б –  $b/h=0,5$ ;  $r/h=0,2$ ;  
 в –  $b/h=0,5$ ;  $r/h=0,2$ ;  
 з –  $b/h=0,5$ ;  $t/h=0,06$

Дослідження редуційного коефіцієнта для визначення пружно-пластичної ефективної ширини за (18) велися тільки для перерізу  $FB$ , як найбільш небезпечного. Тому що при навантаженні  $p/\sigma_s \leq 0,9$  пластичне деформування практично не виходить за межі області  $FBCG$  (рис. 7). При визначенні ефективної ширини і редуційного коефіцієнта використовувались загальновідомі залежності. Тільки замість нормальних напружень  $\sigma_x$  в них використовувались інтенсивності напружень  $\sigma_i$ , що дало змогу більш повно врахувати розподіл НДС.

При відносному навантаженні  $p/\sigma_s=0,9$  величина редуційного коефіцієнта  $\psi_{0,9}$  для перерізу  $FB$ , в залежності від геометричних параметрів, може бути визначена наступною емпіричною залежністю

$$\left. \begin{aligned} \psi_{0,9} &= a_0 \exp(a_1 b_h); & a_0 &= b_0 \alpha^\beta; & a_1 &= d_0 \alpha^\gamma; & b_0 &= 0,1 \ln r_h + 3,17 t_h + 0,87; \\ \beta &= 0,25 r_h + 0,56 t_h - 0,23; & d_0 &= 0,48 r_h - 6,10 t_h - 1,085; \\ \gamma &= (2,2 t_h - 0,2) \ln r_h + 0,28 \ln t_h + 0,77; & b_h &= b/h; & r_h &= r/h; & t_h &= t/h; & \alpha, rad, \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

використовуючи яку, величину редуційного коефіцієнта  $\psi_{0,9}$  можна визначити з відносною похибкою, що не перевищує  $\pm 10\%$  відносно результатів отриманих за МСЕ, для діапазону геометричних параметрів

$$t/h \in [0,02; 0,08]; \quad b/h \in [0,2; 0,5]; \quad r/h \in [0,1; 0,5]; \quad \alpha \in [10^\circ; 60^\circ]. \quad (28)$$

Для відносного навантаження, яке визначене в межах  $0,78 \leq p/\sigma_s \leq 0,82$ , що відповідає  $p/\sigma_s \approx 0,8$ , величина редуційного коефіцієнта  $\psi_{0,8}$  для перерізу  $FB$ , в залежності від геометричних параметрів, може бути визначена наступною емпіричною залежністю

$$\left. \begin{aligned} \psi_{0,8} &= a_0 \exp(a_1 b_h); \quad a_0 = b_0 \alpha^\beta; \quad a_1 = d_0 \alpha^\gamma; \quad b_0 = 0,11 \ln r_h + 0,78 t_h + 0,92; \\ \beta &= 0,514 r_h - 6,2 t_h - 0,088; \quad d_0 = 0,27 r_h + 3,3 t_h - 1,31; \\ \gamma &= (7 t_h - 0,1) \ln r_h - 0,19 \ln t_h - 0,61; \quad b_h = b/h; \quad r_h = r/h; \quad t_h = t/h; \quad \alpha, \text{rad}, \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

що визначає величину редуційного коефіцієнта  $\psi_{0,8}$  з відносною похибкою, яка не перевищує  $\pm 8\%$  відносно результатів отриманих за МСЕ, для діапазону геометричних параметрів (28).

Перед використанням формул (27) або (29) для обчислення редуційного коефіцієнта необхідно впевнитись, що балка знаходиться в умовах пружно-пластичного деформування. Для цього потрібно забезпечити виконання умови

$$p_{\min}^{rel} \leq p^{rel}; \quad p_{\min}^{rel} = 1/k_F; \quad p^{rel} = p/\sigma_s, \quad (30)$$

де  $p_{\min}^{rel}$  – мінімальне відносне навантаження, при якому починається пружно-пластичне деформування вільного фланця в небезпечному перерізі, починаючи з точки  $F$ ;  $p^{rel}$  – відносне навантаження;  $k_F$  – коефіцієнт концентрації в точці  $F$ , відносно номінального навантаження  $p$  (рис. 7), який визначається залежністю

$$\left. \begin{aligned} k_F &= a_0 \tanh(a_1 \alpha); \quad a_1 = b_0 t + b_1; \quad a_0 = (r_h - 0,59)(t_h - 0,28)(b_h + 7,4) + 0,15 a_1; \\ b_0 &= c_0 r_h + c_1; \quad b_1 = 6,4 r_h + 2,6 b_h + 4,7; \quad c_0 = 30 \tanh(30 b_h^3); \quad c_1 = -50 b_h - 14; \\ r_h &= r/h; \quad t_h = t/h; \quad b_h = b/h; \quad \alpha, \text{rad}, \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

за якою коефіцієнт концентрації  $k_F$  визначається з відхиленням  $\pm 7\%$ , відносно даних отриманих за МСЕ.

Редуційний коефіцієнт  $\psi(p^{rel})$  для обчислення пружно-пластичної ефективної ширини за (18) в перерізі  $FB$  від прикладеного (зростаючого) навантаження  $p^{rel}$  можна визначати за спрощеною лінійною залежністю

$$\psi(p^{rel}) = \frac{(p^{rel} - p_{\min}^{rel})(\psi_{0,9} - \psi_e)}{0,9 - p_{\min}^{rel}} + \psi_e, \quad (32)$$

де  $\psi_e = \psi_r$  – редуційний коефіцієнт при пружному деформуванні, який визначається залежністю (22).

В додатках наведено: допоміжні алгоритми теорії пластичної плинності; опис та програмна реалізація структури СЕ форми тетраедра з десятьма вузлами, яка використовувалася для серійних розрахунків; авторське свідоцтво на вказану структуру СЕ; акти впровадження і список праць автора за темою дисертації.

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання дисертаційних досліджень були вирішені основні поставлені задачі та досягнуто поставленої мети. Перелік висновків по пунктам представлено наступним чином.

1) Виявлено, що тонкостінні теорії пропонують, як правило, ті чи інші спрощення і повністю не враховують усі компоненти тензора напружень, що в нашому випадку неприпустимо, особливо в місцях зламу фланця. Оболонкова модель теж дає спотворення НДС в місцях зламу вільного фланця. Тому, для подальших досліджень було прийнято об'ємну модель механіки твердого деформівного тіла.

2) Для балки-стінки були розроблені залежності для визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації в залежності від геометричних параметрів для розтягу-стиску та згину. Зроблено висновок, що розтяг-стиск є більш небезпечним напруженим станом, ніж згин. Створено методики оптимального проектування балки-стінки при пружному деформуванні з врахуванням теоретичного коефіцієнта концентрації, які в подальшому були задіяні при створенні методик розрахунку втомної довговічності балки-стінки в умовах пружно-пластичного циклічного деформування її концентратора напружень.

3) В рамках дослідження пружно-пластичного деформування балки-стінки було встановлено характеристики пластичних зон та розроблено залежності для визначення інтенсивності статичних та циклічних пружно-пластичних деформацій, в залежності від прикладеного (статичного та циклічного) номінального навантаження і геометричних параметрів в концентраторі напружень балки-стінки. Типом номінального навантаження є розтяг-стиск, як найбільш небезпечний НДС. Циклічне номінальне навантаження є симетричним, постійної амплітуди. На основі залежностей для циклічних деформацій та деформаційних критеріїв втомної довговічності були розроблені методики перевірного та проектувального розрахунків балки-стінки в умовах її циклічного деформування для вказаного вище типу циклічного номінального навантаження.

Ці методики можливо впроваджувати в більш складні деформаційні критерії, які пов'язують параметри росту тріщини з параметрами циклічної діаграми та числом циклів, а також в комплексні підходи оцінки втомної довговічності по накопиченню пошкоджень.

Встановлено, що при симетричному циклі номінальних навантажень статичний розмах деформацій в концентраторі напружень балки-стінки практично ідентичний циклічному розмаху, а при несиметричних номінальних навантаженнях циклічні і статичні розмахи деформацій не мають зв'язку.

Небезпечна точка концентратора напружень балки-стінки перебуває в основному в лінійному напруженому стані (еквівалентному розтягу-стиску). Доведено, що класичну формула Нейбера для концентратора напружень балки-стінки, при відносних навантаженнях  $p/\sigma_s \leq 0,6$ , коригувати немає сенсу, і праву частину цієї формули можна приймати рівною одиниці.

4) Обґрунтовано найбільш несприятливу розрахункову схему балки зі зломом кромки при наявності вільного фланця для визначення його пружної ефективної

ширини, коли нейтральний шар балки співпадає з прямолінійною кромкою, якою ця балка кріпиться до настилу, а типом зовнішнього навантаження є розтяг-стиск. При визначенні ефективної ширини вільного фланця складові НДС повинні визначатися в його нейтральному шарі, що дозволяє виключити згинальну складову, викликану місцевими згинами фланця. Доведено, що положення нейтрального шару вільного фланця можна приймати на середині його товщини, що не призведе до спотворень результатів при визначенні ефективної ширини, незважаючи на те, що дійсне положення нейтрального шару є довільним. Були розроблені залежності для визначення пружної ефективної ширини для небезпечного перерізу і вздовж похилої частини вільного фланця, в залежності від геометричних параметрів. Вирішені проблеми пов'язані з депланацією вільного фланця і складним НДС в місцях його зламу при визначенні ефективної ширини. Обґрунтовано те, що при обчисленні ефективної ширини, складові НДС необхідно проектувати на площину похилої частини вільного фланця.

5) Розрахункова схема для дослідження пружно-пластичного деформування балки зі зломом кромки з вільним фланцем на рис. 1 приймається такою ж, як і при пружному деформуванні. Розроблено методики для визначення пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця в небезпечному перерізі, який знаходиться в місці зламу, де стінка з меншою висотою примикає до похилої частини. При навантаженнях, що становлять 0,9 від границі плинності, пластична течія практично не виходить з району переходу від меншої висоти стінки до похилої частини.

Запропоновані емпіричні залежності та методики, які були розроблені для розтягу-стиску балки зі зломом кромки при наявності і відсутності вільного фланця можна застосовувати для згину і сумісної дії розтягу-стиску і згину. При цьому завжди буде забезпечена безпечна оцінка міцності.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Наукові статті категорії Б,*

#### *в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Соков В. М., Коростильов Л. І. Моделі та методи дослідження суднових балок зі зломом стінки та пояску. *Вісник Одеського національного морського університету*: зб. наук. праць, 2020. № 3(63). С. 76–105.

2. Соков В. М., Коростильов Л. І. Концентрація напружень в типовому очаге тонкостенных конструкций // *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 2010. № 1(430). С. 10–16.

3. Соков В. М., Коростильов Л. І. Проектирование конструктивного узла корпуса судна с учетом технологических факторов. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 2010. № 5(434). С. 3–10.

4. Соков В. М. Пружно-пластичне деформування стінки балки зі зломом кромки. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського*. Серія «Технічні науки». Одеса: Гельветика, 2021. Том 32(71) № 4. С. 13–23.

5. Соков В. М. Дослідження напружено-деформованого стану вільного пояску балки зі зломом стінки. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 2019. №2(476). С. 8–13.

**Наукові статті категорії А,**

**в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

6. Sokov, V. M. Effective Width of the Free Flange of the Ship's Wide Beam with an Axis Bend. *Strength of Materials. Springer*. 2021. № 53(2). P. 297–308.

7. Sokov, V., & Korostylov, L. Determining the Elastic-Plastic Effective Width of the Free Flange of a Hull Girder with the Breaking of a Wall. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Kharkov: EEJET, 2021. №1/7 (109). P. 32–40.

**Опубліковані праці апробаційного характеру:**

8. Соков В. М. Про застосування формули Нейбера для типового вузла з концентратором напружень. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали I міжнародної науково-технічної конференції присвяченої 90-річчю НУК ім. адм. Макарова (Миколаїв, 15–17 вересня 2010 р.). Миколаїв: НУК, 2010. С. 82–84.

9. Соков В. М. Робота вільного пояску балки з різкою зміною висоти стінки. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали II міжнародної науково-технічної конференції присвяченої 20-річчю незалежності України (Миколаїв, 5–7 жовтня 2011 р.). Миколаїв: НУК, 2011. С. 151–154.

10. Соков В. М. Фізика роботи типового суднового вузла. *Україна на шляху в Європу: Вища освіта та євроінтеграція*: матеріали II Всеукраїнської наукової конференції. Миколаїв: НУК, 2014. С. 278–279.

11. Соков В. М. Деякі питання роботи вільного пояску типового суднового вузла. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 12–14 жовтня 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 106–107.

12. Соков В. М. Відмінності між теоретично змодельованою та реальною роботою деяких тонкостінних конструкцій. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовтня 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 124–125.

13. Соков В. М. Верифікація та модифікація формули В. П. Сулова для ефективної ширини вільного пояску балки зі зломом стінки. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 20–21 травня 2020 р.). Миколаїв: НУК, 2020. С. 106–110.

14. Соков В. М. Ефективна ширина вільного фланця суднової балки зі зломом стінки в небезпечному перерізі. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 24–25 вересня 2020 р.). Миколаїв: НУК, 2020. Ч. 1. С. 233–236.

15. Соков В. М. Пружно-пластичні деформації в осередку концентрації напружень балки-стінки зі зломом осі. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 30 вересня – 1 жовтня 2021 р.). Миколаїв: НУК, 2021. С. 86–89.

16. Sokov V. M. Cyclic elastic-plastic deformation in the stress raiser of the beam-web with bend of edges. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали XIII



міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 27–28 жовтня 2022 р.). Миколаїв: НУК, 2022. С. 75–77

17. Sokov V. M. Dependencies for the optimal design parameters of the beam-web with bend of edges under static load in elastic stage. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали XIV міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 20–21 вересня 2023 р.). Миколаїв: НУК, 2023. С. 66–69.

***Опубліковані праці, які додатково відображають  
наукові результати дисертації:***

18. Коростильов Л. І., Соков В. М. Оценка концентрации напряжений в типовых очагах конструктивных узлов корпуса судна. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 2008. № 5(422). С. 11–17. (стаття категорії Б)

## АНОТАЦІЯ

*Соков В. М.* Міцність тонкостінної балки зі зломом кромek із врахуванням пружно-пластичних деформацій. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.23.17 – Будівельна механіка (131 – Прикладна механіка; 192 – Будівництво та цивільна інженерія). – Київський національний університет будівництва і архітектури, МОН України, Київ, 2023.

Запропоновано методики оптимального проектування та перевірочних розрахунків міцності сталеві балки зі зломом кромek без вільного фланця (балки-стінки) при статичному пружному та циклічному пружно-пластичному деформуванні. Розроблено вирази для визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень при розтягу-стиску та згині для широкого діапазону геометричних параметрів балки-стінки.

Встановлено характеристики пластичних зон, інтенсивності деформацій та циклічних діаграм в залежності від геометричних параметрів і прикладеного навантаження в концентраторі напружень балки-стінки. Розроблено залежності для обчислення інтенсивності циклічних пружно-пластичних деформацій в концентраторі напружень балки-стінки, які використані в методиці оцінки її втомної довговічності. Номінальні симетричні циклічні навантаження є розтягом-стиском. Матеріал ідеальний пружно-пластичний без зміцнення.

Запропоновано залежності для визначення пружної та пружно-пластичної ефективної ширини вільного фланця в небезпечному перерізі і пружної ефективної ширини вздовж похилої ділянки балки зі зломом кромek. Підтверджено життєздатність ідеї проектування складових напружено-деформованого стану на похилу площину вільного фланця при обчисленні ефективної ширини.

**Ключові слова:** тонкостінна балка, коефіцієнти концентрації, оптимальне проектування, пружно-пластичне деформування, втомна довговічність, зсувна затримка, ефективна ширина.

## SUMMARY

*Sokov V. M.* Strength of the thin-walled beam with broken edges considering elastic-plastic strains. – Manuscript.

The thesis for a Candidate of Technical Sciences degree in specialty 05.23.17 – Structural mechanics (131 – Applied mechanics; 192 – Building and civil engineering). – Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, 2023.

In frames of the dissertation work there is the steel thin-walled beam with broken edges is investigated. The wall of this beam consists of two prismatic parts with the rectilinear transition from the smaller wall height to larger one, forming together with edges of prismatic parts the broken top line to which a free flange can be joined. By the lower rectilinear edge the wall is joined to the sheeting. The wall with broken edges without a free flange is called «beam-wall».

There are presented the methodologies of optimal design and verification strength calculations of the beam-wall under static elastic and cyclic elastic-plastic deformation in the stress concentrator. Also there were developed expressions for definition of theoretical stress concentration coefficients in case of tension-compression and bending for a wide range of geometrical parameters of the beam-wall. It was concluded that theoretical stress factors' magnitudes for tension-compression are always more than for bending for the same parameters. Optimal design of the beam-wall is provided on basis of theoretical stress factors' expressions.

There are characteristics of plastic zones, strains intensities and cyclic diagrams were ascertained depending on geometrical parameters and applied nominal load in the stress concentrator of the beam-wall. The material is ideal elastic-plastic without hardening. Cyclic diagrams in the stress concentrator were investigated for symmetrical and pulse cyclic nominal external loads. It was concluded that for symmetrical cycles of nominal loads the cyclic and static ranges of strains' intensity are almost identical. If nominal load is nonsymmetrical then there is no relation between static and cyclic diagrams exist.

For serial numerical calculations of elastic-plastic problem of the beam-wall there were used the volume finite elements. Using the volume model is connected with complex processes in the development of plastic zones when there is transfer from plane deformation to plane stress state. These processes depend on thickness. Additionally the volume model considers change of thickness in the stress concentrator under deforming.

There were developed the dependencies for calculation of cyclic elastic-plastic strains' intensity in the stress concentrator of the beam-wall. These dependencies are enabled in calculations of the beam-wall under its cyclic loading, and can be integrated into complex deformation criteria, approaches of fatigue assessment and damage accumulation. These dependencies were obtained for the symmetrical nominal cyclic loadings of constant amplitude. All elastic-plastic investigations of the beam-wall were examined under tension-compression. The elementary volume in the most tensed stress concentrator's point of the beam-wall is in a linear stress state in case of elastic and elastic-plastic stress states. The classic Neuber's formula can be used in the stress

concentrator of the beam-wall when the relation of nominal pressure to the yield strength is less than 0.6.

There were offered the relations for definition of elastic and elastic-plastic effective widths of a free flange in the dangerous cross section and for elastic effective width along inclined part of the beam with broken edges. The dangerous cross section located in the bend/kink of a free flange where the wall with smaller height adjoins inclined part. In so doing there is shear lag is considered in frames of strength calculations, taking into account influence of complex warping of a free flange in the inclined part. It allows providing calculations of investigated beam within usual Bernoulli's hypothesis. Geometrical properties for this case have to be defined considering effective widths both free flange and sheeting girdle.

The classic methodology of definition of effective width for a free flange can't be used for inclined part due to its complex warping. It was proved that components of the strain stress state (SSS) involved in calculation of effective width have to be determined in the neutral layer, where there are no bending normal stresses caused by the local warping of a plating. These stresses don't have to be considered in calculation of effective width. It was proved that the location of the neutral layer can be accepted on the middle surface of a free flange, despite that its real position is arbitrary. It was proved that for definition of effective width on the inclined flange part it is necessary to use the projected components of the SSS into inclined plane of a free flange. The investigations concerning effective width were examined under tension-compression which consider the most unfavorable occasion and provide obtaining of reliable strength estimation.

All the methodologies obtained for tension-compression for the beam with broken edges with and without free flange can be applied for bending and for mutual action of tension-compression and bending always providing reliable strength assessment.

**Keywords:** thin-walled beam, concentration coefficients, optimal design, elastic-plastic deformation, fatigue durability, shear lag, effective width.

Підп. до друку 08.12.2023. Формат 60×84/16.  
Обл.-вид. арк. 0,9. Ум. друк. арк. 0,9.  
Тираж 100 прим. Зам. 0812-1.

---

Поліграфічне підприємство СПД Румянцева Г. В.  
54038, м. Миколаїв, вул. Бузника, 5/1.  
Свідоцтво МК № 11 від 26.01.2007 р.