

© К.С. Заболотний<sup>1</sup>, В.В. Темченко<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ДИСКОВІ ЗАТВОРИ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

© K. Zabolotnyi<sup>1</sup>, V. Temchenko<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

## RESEARCH OF THE INFLUENCE OF DYNAMIC LOADS ON BUTTERFLY VALVES USING COMPUTER MODELING

**Мета.** Розробка методики проведення перевірочних розрахунків регульованих дискових затворів із використанням комп'ютерних технологій моделювання та аналізу. Реалізація розробленої методики стосовно затвора ДХО DN 400 PN 2,5.

**Методика.** Геометричне моделювання затвора ДХО DN 400 PN 2,5 здійснюється в програмному забезпеченні SolidWorks. Отримана твердотільна збірка використовується для створення розрахункових моделей з метою дослідження роботи затвора. Для моделювання гідродинамічних процесів використовується програмний модуль SolidWorks Flow Simulation 2016, а для моделювання напружено-деформованого стану затвора – SolidWorks Simulation. Така комбінація програмних продуктів обрана через високий рівень їх інтеграції. Створена в SolidWorks параметрична модель використовується для розрахунків у Flow Simulation. Отримані кінематичні та динамічні параметри потоку рідини передаються у Simulation для дослідження напружено-деформованого стану конструкції.

**Результати.** На прикладі затвора ДХО DN 400 PN 2,5 обґрунтовано методику проведення перевірочних розрахунків регульованих дискових затворів. Розроблено розрахункові моделі для встановлення тиску потоку на затвор у SolidWorks Flow Simulation та напружено-деформованого стану затвора у SolidWorks Simulation. Проведено серію розрахунків для різних положень дискового регулювального органу. Проаналізовано залежність коефіцієнта динамічності напружень від кута повороту диска. Показано, що значний вплив на напружено-деформований стан конструкції має гідродинамічний вплив потоку.

**Наукова новизна.** Вперше запропонована методика проведення перевірочних розрахунків регульованих дискових затворів з використанням створеної в SolidWorks параметричної моделі з передачею результатів розрахунку у пакети SolidWorks Flow Simulation та SolidWorks Simulation. Вперше показано, що максимальні напруження у дисковій трубі та ребрах жорсткості диска затвора ДХО DN 400 PN 2,5 виникають при кутах між площиною диска та площиною, перпендикулярною осі магістралі, що становлять 45° та 60° відповідно.

**Практична значущість.** Представлена методика полегшує пошук раціональної конструкції затвора серед великої кількості можливих варіантів конструкції.

**Ключові слова:** дисковий затвор, гідродинаміка, напружено-деформований стан, SolidWorks, розрахункова модель, коефіцієнт динамічності.

**Вступ.** Сучасні інженерні підходи для перевірочних розрахунків регульованих дискових затворів стикаються з низкою обмежень, що впливають на точність оцінки механічних навантажень та деформаційних процесів. Особливо

актуальним є питання надійності таких конструкцій, які застосовуються у складних системах регулювання потоків рідин та газів. Трубопровідна арматура, до якої належить дисковий затвор, повинна відповідати жорстким вимогам щодо міцності, стійкості до зношування та експлуатаційної надійності. Від правильно розробленої конструкції залежить ефективність і безпека функціонування всієї промислової системи, до якої затвор належить [1–6].

З розвитком комп'ютерних технологій моделювання і аналізу виникла можливість не тільки покращити процес проектування, але й розширити спектр інструментів для глибокого аналізу конструкцій. Сьогодні існують програми, які здатні моделювати напружено-деформовані стани складних механізмів, враховуючи їх роботу в динамічних умовах. Це дозволяє точно прогнозувати поведінку конструкцій під впливом змінних навантажень і, відповідно, запобігати можливим аварійним ситуаціям.

Дискові затвори є типовим прикладом обладнання, яке широко використовується в промисловості, зокрема, в енергетиці, водопостачанні та хімічних виробництвах. Основною функцією затвора є регулювання або повне перекриття потоку робочого середовища. Тому важливо забезпечити, щоб конструкція затвора витримувала високі навантаження і забезпечувала герметичність при різних умовах роботи. Це вимагає застосування сучасних методів комп'ютерного моделювання, які дозволяють оцінити роботу конструкції в динамічних умовах, коли вплив навантажень змінюється залежно від кута відкриття диска.

**Аналіз останніх досліджень.** Останні дослідження показують, що використання програмного забезпечення для моделювання, такого як SolidWorks Flow Simulation і SolidWorks Simulation, (Belmas & Kolosov, 2011; Belmas et al., 2019; Kolosov et al., 2013; Zabolotnyi et al., 2019; Zabolotnyi & Panchenko, 2010; Zabolotnyi et al., 2018) відкриває нові можливості для аналізу поведінки складних механізмів, таких як дискові затвори. SolidWorks Flow Simulation дозволяє точно моделювати гідродинамічні процеси, враховуючи всі необхідні параметри потоку, такі як тиск, швидкість та турбулентність. Це дає змогу оцінити вплив потоку на елементи конструкції та виявити можливі проблеми в експлуатації затвора. SolidWorks Simulation, у свою чергу, дозволяє детально аналізувати напружено-деформовані стани диска і корпусу затвора під впливом потоку. За допомогою цього інструмента можна оцінити максимальні точки напруження та виявити потенційні зони, які потребують додаткового посилення або зміни конструкції. Такі дослідження є ключовими для забезпечення довговічності та надійності затвора в умовах високих навантажень.

Проте, незважаючи на значні досягнення в моделюванні, залишається ряд невирішених проблем, які потребують додаткового дослідження. Однією з таких проблем є точність моделювання при зміні кута відкриття затвора, коли навантаження на конструкцію істотно змінюються. Більшість існуючих досліджень зосереджені на аналізі статичних навантажень, що не завжди відповідає реальним умовам роботи затвора, де тиск і напрямок потоку змінюються динамічно. Крім того, недостатньо уваги приділено дослідженню впливу гідродинамічного тиску

на напружено-деформований стан в умовах частково відкритого положення затвора.

Таким чином, розробка науково обґрунтованої методики перевірочних розрахунків регульованих дискових затворів із використанням комп'ютерного моделювання", яка б враховувала динамічні фактори і зміну навантажень при різних кутах відкриття, є актуальним завданням.

**Основна частина.** На сьогодні обґрунтування параметрів та перевірочні розрахунки регульованих дискових затворів здійснюються за інженерними методиками. Дисковий затвор – це тип трубопровідної арматури, у якому запірний або регулювальний елемент має форму диска, що обертається навколо осі, перпендикулярної або розташованої під кутом до напрямку потоку робочого середовища.

Як приклад, розглянемо затвор ДХО DN 400 PN 2,5 (рис. 1), який належить до категорії дискових затворів для води та газу, призначених для регулювання інтенсивності потоку та його перекриття. Робочим середовищем для даного затвора є коксовий газ з температурою не вище 100°C і під тиском 0,25 МПа (2,5 атм). Гідравлічні випробування проводяться при тиску робочого середовища 0,375 МПа (3,75 атм). Відмінною особливістю розглянутого затвора є наявність механізму однооборотного електричного фланцевого приводу (МЕОФ).

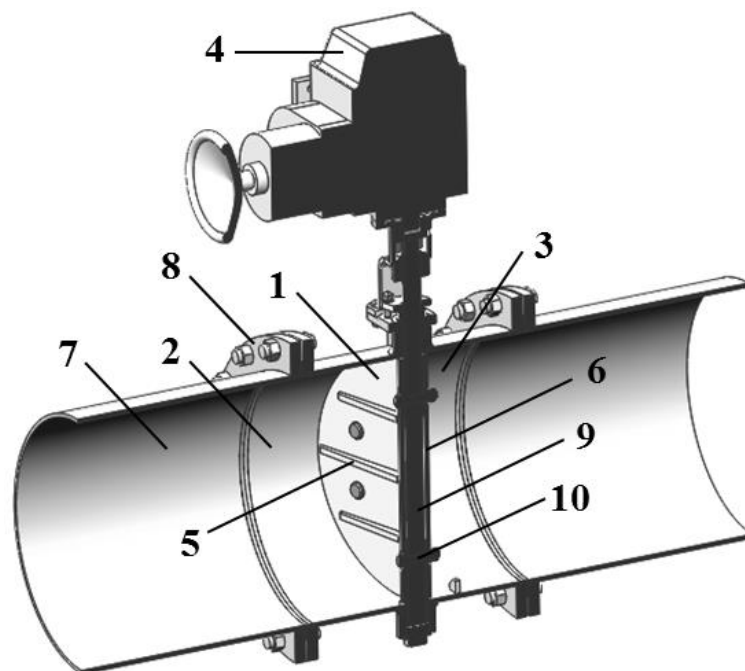


Рис. 1. Затвор ДХО DN 400 PN 2,5 у з'єднанні з магістраллю: 1 – диск; 2 – вхідний патрубок; 3 – вихідний патрубок; 4 – МЕОФ (механізм однооборотного електричного фланцевого приводу); 5 – ребра жорсткості; 6 – дискова труба; 7 – магістраль; 8 – фланці; 9 – вал; 10 – болтове з'єднання

Аналіз конструкції показує, що в закритому положенні диск 1 (див. рис. 1) впирається в корпус, перекриваючи потік, тоді як у частково відкритому положенні потік проходить через затвор. Циліндрична частина корпусу розділяється на вхідний патрубок 2 і вихідний патрубок 3. У повністю відкритому положенні

диск утримується від додаткового повороту за допомогою МЕОФ 4. Диск і корпус піддаються тиску потоку. Диск посилений 12 ребрами жорсткості 5, привареними до диска і труби 6. Корпус з'єднаний з магістраллю 7 за допомогою фланців 8, а обертовий момент передається від МЕОФ на вал 9, який з'єднаний з дисковою трубою болтовим з'єднанням 10. Аналіз показує, що навантаження приймають диск і вал, однак через складність впливів, що викликають навантаження, визначити їх величину методами гідравліки важко.

У закритому положенні затвора кут між площиною диска та площиною, перпендикулярною до осі магістралі, становить  $15^\circ$  (рис. 2, а). У повністю відкритому положенні цей кут дорівнює  $90^\circ$  (рисунок 2, б). Надалі цей кут будемо називати кутом повороту диска.

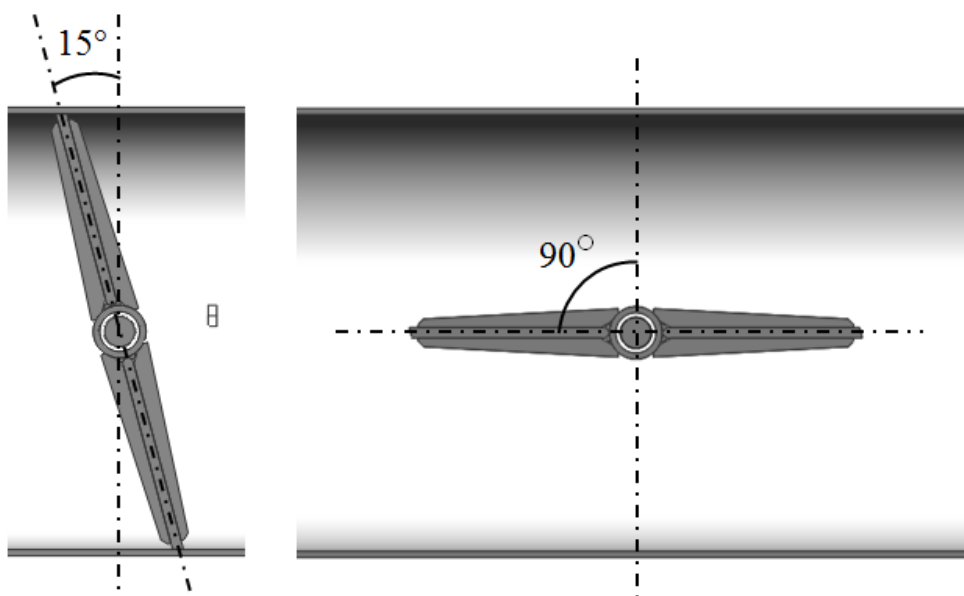


Рис. 2. Положення диска відносно корпусу: а – при куті повороту  $15^\circ$ ;  
б – при куті повороту  $90^\circ$

Традиційний підхід обмежує пошук конструкції, яка забезпечує необхідну міцність і жорсткість при мінімальній масі. Завдяки розвитку комп'ютерних технологій моделювання та аналізу з'явилася можливість уточнення параметрів таких конструкцій. Тому розробка науково обґрунтованої методики для перевірочних розрахунків дискових затворів на основі сучасних методів комп'ютерного моделювання є актуальним науковим завданням.

Розрахункова модель затвора в закритому положенні («Закрита») відрізняється від моделі частково відкритого положення («Частково відкрита»). Оскільки в першому випадку рух потоку відсутній, потреба у використанні Flow Simulation зникає. Якісна відмінність також полягає в тому, що в закритому положенні бокові грані диска безпосередньо контактують із корпусом, що змінює розподіл навантажень і впливає на напрямок потоку. У конструкторській документації зазначено, що напрямок потоку робочого середовища може бути довільним. Однак аналіз конструкції в закритому положенні показав, що оптимальним є напрямок,

вказаний на рисунку 3 прямою стрілкою. Конструктивні особливості диска дозволяють йому обертатися лише в одному напрямку (на рис. 3 це показано дугоподібною стрілкою). При цьому напрямок потоку має бути таким, щоб у закритому положенні потік притискав диск до корпусу. Інакше для утримання диска в закритому положенні доведеться постійно тримати увімкненим МЕОФ, що є економічно недоцільним.

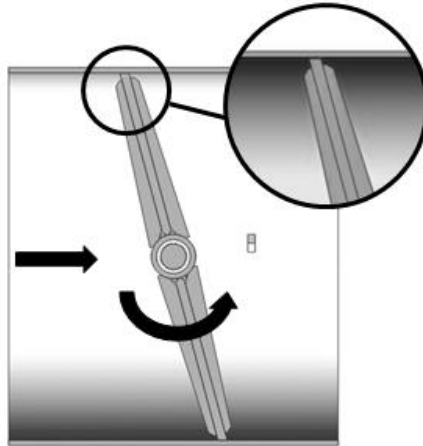


Рис. 3. Визначення напрямку потоку

Для створення розрахункової моделі «Частково відкрита» з твердотільної збірки затвора були видалені всі неважливі для розрахунку деталі. Розрахункова область Flow Simulation є замкнутим об'ємом, заповненим рідиною, що формується гранями геометричної моделі. На вході та виході корпусу встановлені заглушки для створення замкнутого об'єму. Тестування проводилося при граничних умовах: тиск на вході — 0,375 МПа, на виході — атмосферний тиск. Серія ітерацій для різних кутів повороту диска показала виникнення зворотного потоку у вихідному патрубку (рис. 4).

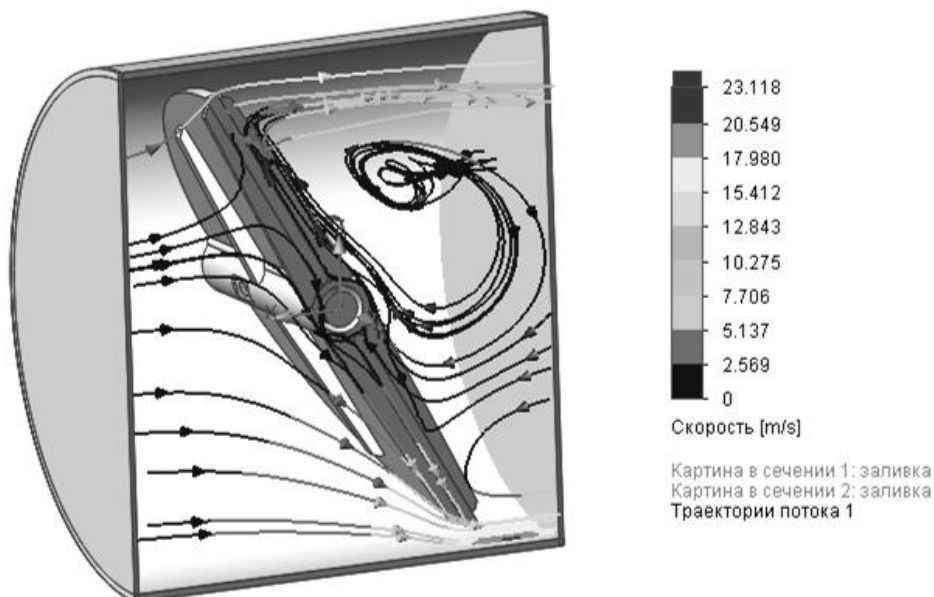


Рис. 4. Виникнення зворотного потоку у Flow Simulation

Аналіз конструкції показав, що причиною зворотного потоку є недостатня довжина патрубків. У реальних умовах зворотний потік не виникає, оскільки патрубків з'єднані з магістраллю. Експериментальним шляхом встановлено, що для точного моделювання варто подовжити вхідний патрубок з 200 мм до 500 мм, а вихідний – з 200 мм до 2500 мм. За таких умов зворотний потік при розрахунку у Flow Simulation не виникає, а результат – розподіл ліній потоку рідини – відповідає фізичним закономірностям (рис. 5).

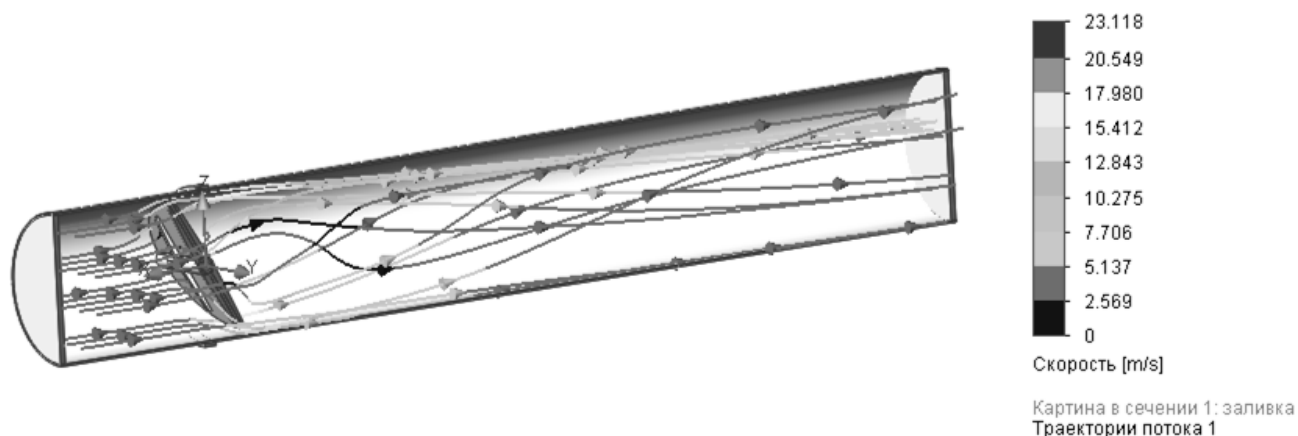


Рис. 5. Розподіл ліній потоку рідини при куті повороту диска  $30^\circ$

Результати розрахунку у Flow Simulation були експортовані в Simulation для аналізу напружено-деформованого стану затвора. Оскільки характер навантаження на диск і корпус не змінюється з часом, обрано тип дослідження «Статичний аналіз». Заглушки, використані у Flow Simulation, були виключені з розрахунку.

Граничні умови обрані за такими міркуваннями. Верхня частина вала з'єднана з МЕОФ. Після повороту на певний кут, МЕОФ фіксує вал у заданому положенні, запобігаючи подальшому обертанню. На вал діє тиск потоку, що прагне змістити його в горизонтальному напрямку, проте корпус утримує вал від горизонтального зсуву. При цьому немає перешкод для вертикального переміщення вала, тому потрібно заборонити обертання і горизонтальне переміщення верхньої частини вала, дозволивши його вертикальне переміщення.

Нижня частина вала також не може переміщатися горизонтально, оскільки цьому перешкоджає корпус. Вертикальне переміщення нижньої частини вала виключене через особливості взаємного розташування деталей. Однак нічого не заважає нижній частині вала обертатися (МЕОФ накладає обмеження тільки на верхню частину вала, з якою він пов'язаний). Тому необхідно заборонити вертикальне та горизонтальне переміщення нижньої частини вала, дозволивши його обертання.

Необхідні обмеження були реалізовані за допомогою з'єднання Simulation «Штифт», яке дозволяє забороняти обертання і/або переміщення вала в різних напрямках. Це з'єднання було застосоване до наступних деталей:

верхня частина вала і корпус: тип з'єднання «З ключем»;

нижня частина вала і корпус: тип з'єднання «З утримуючим кільцем».

Для усунення глобального контакту «Пов'язані», який Simulation застосовує за замовчуванням, у моделі створено зазор між зовнішньою поверхнею вала та отвором у корпусі. Цей зазор закритий твердотільною накладкою в SolidWorks для забезпечення замкнутості об'єму, необхідного для Flow Simulation.

Розглянемо встановлення граничних умов для корпусу. Корпус з обох сторін приєднаний до трубопроводу за допомогою фланців. Оскільки магістраль має кінцеву жорсткість, вона допускає незначні осьові переміщення вузлів корпусу. Через це сила реакції в корпусі менша, ніж при повністю жорсткому закріпленні. Для моделювання цих умов на торці корпусу були задані такі кріплення:

для лівого торця — кріплення «Зафіксований» (жорстка фіксація);

для правого торця — кріплення «На плоских гранях» (заборона тангенціальних переміщень у площині фланця).

Болтові з'єднання були замінені циліндричними тілами для зменшення ресурсоемності обчислень. У наборах контактів Simulation задана опція «Пов'язані» для ребер і диска, що полегшує розпізнавання програми їх контакту.

Для розрахунку в Simulation необхідно вибрати оптимальні параметри сітки. З одного боку, сітка повинна бути достатньо точною для забезпечення достовірних результатів. Показником достовірності є відсутність різких кольорових переходів між сусідніми елементами. Однак занадто висока точність може не знадобитися для цієї конструкції, а вимагатиме значних обчислювальних ресурсів. Експериментально встановлено, що оптимальною є сітка на основі кривизни з максимальним розміром елемента 40 мм та кількістю точок Якобіана — 4.

Отримана модель «Частково відкрита» була використана для створення розрахункової моделі «Закрита». При заданні граничних умов було враховано, що в закритому положенні бокові грані диска контактують з корпусом. Щоб Simulation коректно розпізнав цей контакт, у розділі «З'єднання» були створені набори контактів «Набір дотику (зв'язані)». Оскільки рух потоку відсутній, потреба в розрахунку у Flow Simulation зникає, тому немає необхідності подовжувати патрубку корпусу. Тиск потоку на диск було задано безпосередньо у Simulation.

Експериментально було встановлено, що параметри сітки для моделі «Частково відкрита» є оптимальними і для моделі «Закрита». Таким чином, використана сітка на основі кривизни з максимальним розміром елемента 40 мм і кількістю точок Якобіана 4. Отримані розрахункові моделі застосовувалися для проведення серії ітерацій, що досліджували напружено-деформований стан затвора при різних кутах повороту диска: 15°, 30°, 45°, 60°, 75° і 90°.

Кут 15° відповідає закритому положенню затвора, тому для розрахунку була використана модель «Закрита». В інших випадках застосовувалася модель «Частково відкрита». Розрахунок у моделі «Закрита» у Simulation показав розподіл тиску в затворі (рис. 6). Для наочності результати подані за допомогою опції SolidWorks «Деформована форма» з коефіцієнтом деформації 250. Модель показана в спрощеному вигляді, щоб чітко проілюструвати основні деформаційні зони.

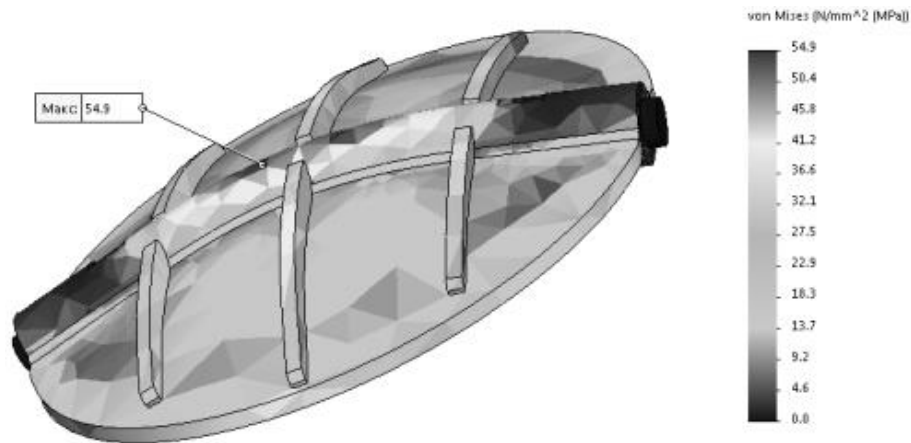


Рис. 6. Напружено-деформований стан диска в закритому положенні

З рис. 6 видно, що максимальна інтенсивність напруження в закритому положенні припадає на дискову трубу. Характер деформації свідчить про те, що дискова труба працює переважно на згин.

Було проведено розрахунок у моделі «Частково відкрита» в Simulation для різних кутів повороту диска. Як приклад, на рисунку 7 показано результат розрахунку для кута  $30^\circ$ .

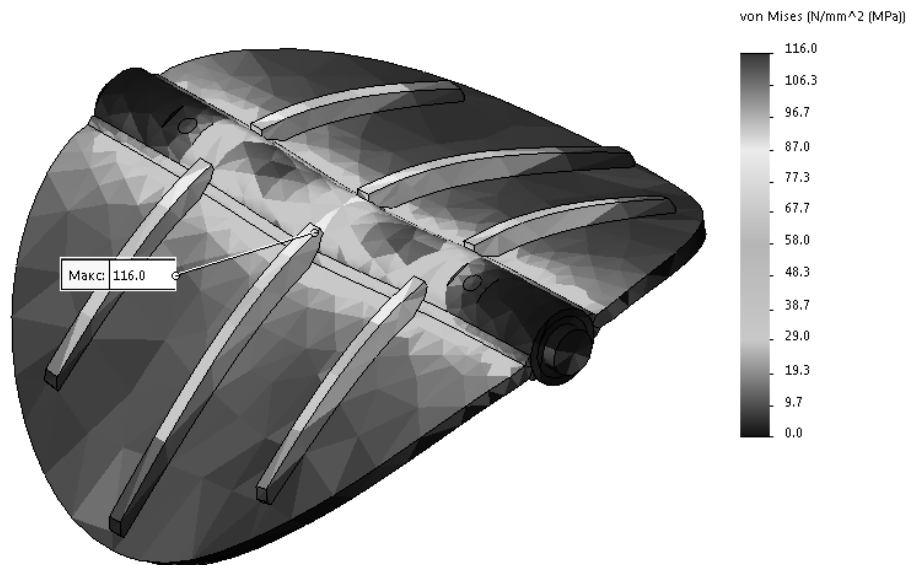


Рис. 7. Напружено-деформований стан затвора при повороті диска на  $30^\circ$

Розрахунок показав, що при всіх кутах повороту диска, окрім  $90^\circ$ , максимальне напруження припадає або на дискову трубу, або на ребра жорсткості диска. У повністю відкритому положенні максимум спостерігається на бічній грані диска, але він є незначним і пов'язаний з особливостями взаємодії потоку з диском у цьому положенні, тому його можна не враховувати при перевірці міцності затвора. Для узагальнення результатів доцільно ввести коефіцієнт динамічності напруження  $k_d$ , який обчислюється як відношення напруження при певному куті



повороту диска до напруження в закритому положенні. Залежність цього коефіцієнта від кута повороту диска проілюстрована на рисунку 7.

Рис. 8 демонструє, що і дискова труба, і диск працюють на згин. При цьому дискові елементи перешкоджають прогину дискової труби, підвищуючи її жорсткість. Згинальна жорсткість самого диска залишається постійною. Згинальна жорсткість дискової труби включає як власну жорсткість труби, так і жорсткість диска. Вона залежить від кута між площинами згину дискової труби та диска, який, своєю чергою, залежить від кута повороту диска. Як результат, максимуми кривих не збігаються.

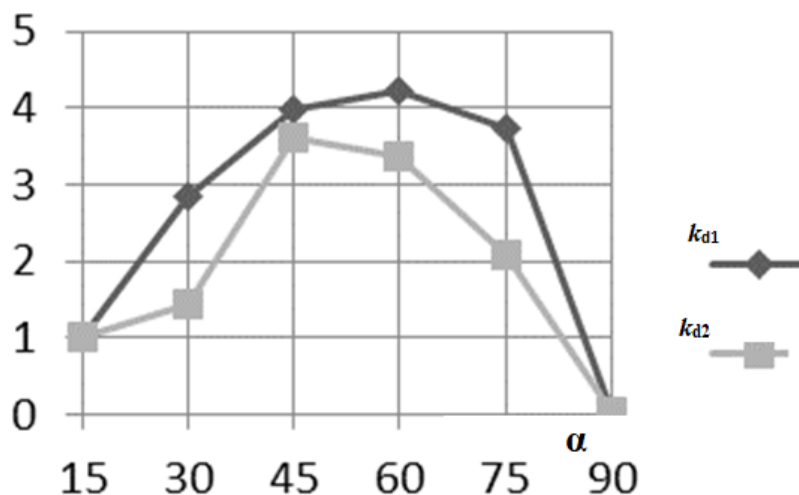


Рис. 8. Залежність коефіцієнта динамічності напруження у ребрах ( $k_{d1}$ ) і дисковій трубі ( $k_{d2}$ ) від кута повороту диска  $\alpha$ , градус

Для перевірного розрахунку затвора необхідно порівняти максимальне напруження з допустимим для заданих умов. Також необхідно виконати розрахунок вала на зсув. Для цього в Simulation визначається сила реакції у жорстко закріпленому фланці. Подальший розрахунок здійснюється методами опору матеріалів, що дозволить визначити стійкість конструкції до навантажень та гарантувати її надійність в експлуатації.

**Висновки.** У результаті проведеного дослідження було встановлено, що використання сучасних методів комп'ютерного моделювання, зокрема SolidWorks Flow Simulation та SolidWorks Simulation, є ефективним інструментом для аналізу напружено-деформованих станів регульованих дискових затворів.

Основні висновки роботи включають.

Комп'ютерне моделювання дозволяє точно оцінювати напруження та деформації в конструкції дискових затворів при різних кутах повороту диска, що значно покращує процес проектування та підвищує надійність кінцевого продукту.

Збільшення довжини вхідного патрубку до 500 мм та вихідного патрубку до 2500 мм усунуло проблему зворотного потоку, забезпечуючи відповідність результатів моделювання реальним умовам експлуатації.

Максимальні напруження виявлено у дисковій трубі та ребрах жорсткості диска, що свідчить про домінування згинальних навантажень. При повному

відкритті диска напруження на бічній грані диска є незначними і не потребують додаткового врахування при перевірці міцності.

Введення коефіцієнта динамічності напруження дозволило кількісно оцінити залежність напружень від кута повороту диска. Це сприяє більш точній оцінці міцності конструкції при різних режимах роботи.

Використання сітки з максимальним розміром елемента 40 мм та кількістю точок Якобіана 4 забезпечило баланс між точністю розрахунків та обчислювальними ресурсами, що підтверджує доцільність обраних параметрів для даної конструкції.

#### Перелік посилань

1. Kolosov, D., Dolgov, O., & Kolosov, A. (2013). The stress-strain state of the belt on a drum under compression by flat plates. *Annual Scientific-Technical Collection. Mining of Mineral Deposits.*, 1, 351–357.
2. Belmas, I., & Kolosov, D. (2011). The stress-strain state of the stepped rubber-rope cable in bobbin of winding. *Technical and Geoinformational Systems in Mining.* 211–214.
3. Belmas, I., Kogut, P., Kolosov, D., Samusia, V., & Onyshchenko, S. (2019). Rigidity of elastic shell of rubbercable belt during displacement of cables relatively to drum. *E3S Web of Conferences*, 109, 00005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900005>
4. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., & Zhupiiiev, O. (2019). Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine. *E3S Web of Conferences*, 109, 00121. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121>
5. Zabolotny, K., & Panchenko, E. (2010). Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubberrope cable. *New Techniques and Technologies in Mining – Proceedings of the School of Underground Mining*, 223–229.
6. Zabolotnyi, K.S., Panchenko, O.V., Zhupiiiev, O.L., & Polushyna, M.V (2018). Influence of parameters of a rubber-rope cable on the torsional stiffness of the body of the winding. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5, 54–63.

#### ABSTRACT

**Purpose.** The development of a methodology for conducting verification calculations of adjustable butterfly valves using computer modeling and analysis technologies. Implementation of the developed methodology for the DXO DN 400 PN 2.5 valve.

**The methods.** The geometric modeling of the DXO DN 400 PN 2.5 valve is carried out using the SolidWorks software. The obtained solid assembly is used to create computational models to investigate the valve's performance. The SolidWorks Flow Simulation 2016 module is used for modeling hydrodynamic processes, while SolidWorks Simulation is used to study the valve's stress-strain state. This combination of software products was chosen due to their high level of integration. The parametric model created in SolidWorks is used for calculations in Flow Simulation. The resulting kinematic and dynamic parameters of the fluid flow are transferred to Simulation for analyzing the stress-strain state of the structure.

**Findings.** Using the example of the DXO DN 400 PN 2.5 valve, a methodology for conducting verification calculations of adjustable butterfly valves has been substantiated. Computational models have been developed to establish flow pressure on the valve in SolidWorks Flow Simulation and the stress-strain state of the valve in SolidWorks Simulation. A series of calculations for various positions of the valve control element was performed. The dependence of the stress dynamicity coefficient on

the disk rotation angle was analyzed. It was shown that hydrodynamic flow has a significant impact on the stress-strain state of the structure.

**The originality.** For the first time, a methodology for conducting verification calculations of adjustable butterfly valves using a parametric model created in SolidWorks, with the transfer of calculation results to the SolidWorks Flow Simulation and SolidWorks Simulation packages, has been proposed. It was demonstrated for the first time that maximum stresses in the disk tube and stiffening ribs of the DXO DN 400 PN 2.5 valve occur at angles between the disk plane and the plane perpendicular to the pipeline axis, which are 45° and 60°, respectively.

**Practical implementation.** The presented methodology simplifies the search for an optimal valve design among a wide range of possible design options.

**Keywords:** *butterfly valve, hydrodynamics, stress-strain state, SolidWorks, computational model, dynamicity coefficient.*