

УДК 621.7:621.8+539.4

**МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ РОБОТІ
СТАЛЬНИХ КАНАТНОГО БЛОКУ І КАНАТУ**

Д.Д. Марченко, кандидат технічних наук, в.о. доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті приведені результати досліджень напружено-деформованого стану при роботі сталевих канатного блоку і канату. За допомогою кінцево-елементного моделювання виконано чисельне рішення просторової і плоско-напруженої контактної задачі при використанні прикладних програмних комплексів APM WIN Machine і Structure CAD. Результати аналізу статичного і динамічного навантаження пари показали, що максимальний рівень контактних напружень (поля напружень), а отже і найбільша інтенсивність трибоконтного зношування, приходить на робочий профіль канатного блоку, а саме на тороїдальну і конічні поверхні за рахунок зминання канатом робочої поверхні.

Ключові слова: пара тертя, обкатування роликком, зміцнення, канатний блок, канат, метод кінцевих елементів.

Мікронерівності робочих поверхонь викликають дуже значні зміни контактних напружень в крайньому поверхневому шарі. Напруження, які з'являються на нерівностях поверхні, можуть значно перевищувати напруження зсуву, що виникає на критичній глибині під поверхнею контакту. Навантаження концентрується на гребінцях мікронерівностей, ультрамісцеві напруження легко переходить межу пружності і пластичну деформацію матеріалу і розпочинається зі зминання вершин мікровиступів. З підвищенням навантаження пластична деформація захоплює групи гребінців, розташованих на вершинах макронерівностей поверхні, деформуючи їх і утворюючи окремі плями в зоні загальної

поверхні контакту. На окремих ділянках пластична деформація може поєднуватися з пружною деформацією матеріалу залежно від форми нерівностей, розмірів, поєднання в їх розташуванні і, нарешті, залежно від пружних і пластичних властивостей самого матеріалу і його поверхневого шару.

Збільшення стискуючих навантажень понад певну межу, залежну від властивостей матеріалу, порушує картину розподілу пружних деформацій і напружень, оскільки викликає безповоротні деформації в значних об'ємах, сумірних із загальним об'ємом матеріалу, охопленою місцевою деформацією. Проте пластична деформація гребінців мікронерівностей і навіть усього поверхневого шару є обов'язковим для будь-якого одноразового навантаження реальних поверхонь.

При повторному навантаженні поверхні тим же навантаженням пластична деформація крайнього поверхневого шару поновлюється, але в значно меншій мірі і швидко затухає, хоча повністю не припиняється ні при повторному статичному стисканні, ні тим більше при коченні або коченні з ковзанням [1].

В процесі роботи при циклічних контактних навантаженнях відбувається безперервна зміна властивостей крайнього поверхневого шару і до моменту початку втомного руйнування в роботі бере участь матеріал з абсолютно іншими властивостями, ніж в початковий період [2].

При граничному навантаженні пружно-пластичні деформації в контакті, маючи на увазі, що при обмеженому числі навантажень виникаюче змінання поверхонь має деяку межу, залежну від пристосовності матеріалу, або ж змінання прогресує, але украй повільно. Така ж поведінка матеріалу в зоні контакту можлива і при великому числі циклів навантаження, але при цьому вже доводиться враховувати такі явища, як диспергування поверхні, стирання, втомне руйнування в різних взаємодіях залежно від умов роботи деталей і, авжеж, властивостей матеріалів, що вступають в контакт.

У одних випадках переважає втомне руйнування робочого шару, в інших – прямий знос, в третіх – їх комбінація в різних «пропорціях».

Маючи на увазі, що в реальних конструкціях має місце і «чиста» втома, і пряме стирання, і переформовування поверхонь контакту за рахунок пластичних деформацій, необхідно зважати на трудність оцінки комбінованої дії вказаних чинників. Тому зрозуміле прагнення фахівців спростити завдання, абстрагуватися від деяких моментів, обмежити число параметрів при розгляді картини руйнувань в контакті. Наприклад, при побудові методу розрахунку сталевих підйомних канатів по терміну служби можна спиратися на один тільки параметр, на механічний знос дротів, на стирання їх при взаємному ковзанні в процесі вигину канату на блоках і барабанах. Але можна прийняти і інший критерій, також єдиний, – критерій втомного руйнування дротів, що повторно навантажуються в контактах між собою і між дротами і струмками блоків (підсумовуючи при цьому контактні напруження з напруженнями від згину, кручення, розтягування). Насправді ж, як відомо, істотно впливають обидва чинники зносу канату, хоча в різних умовах по-різному (шахтний підйом, поліспастичний підйом крану та ін.) [3].

Практика експлуатації дротяних канатів показує, що нерівномірний розподіл напружень по шарах істотно знижує довговічність канатів, оскільки переобтяжені шари дротів швидко руйнуються, а розвантажені шари дротів відшаровуються. Міра нерівномірності розподілу напружень між дротами канату може бути оцінена величиною механічного зносу дротів канату [4 – 6].

Однією з основних проблем прикладної механіки є побудова методів, що дозволяють адекватно оцінювати напружено-деформований стан (НДС) різноманітних технічних об'єктів [7 – 9]. Тому пропонується провести чисельний аналіз для визначення НДС при роботі канатного блоку і канату за допомогою методу кінцево-елементного моделювання.

Об'єктами дослідження являється пара «канатний блок – канат».

Стальний канатний блок виготовлений зі сталі 35Л (ГОСТ 977 – 88) відповідно до конструкторської документації на судоперевантажувач «KRUPP». Радіус робочого профілю канатного блоку $r_0 = 18$ мм; глибина профілю $h = 50$ мм; діаметр канатного блоку по діаметру робочого профілю = 800 мм; половина кута робочого профілю струмка канатного блоку $\alpha_0 = 22,5^\circ$; модуль пружності канатного блоку $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$.

Стальний канат подвійного звивання з лінійним торканням дротів в пасмах типу ЛК-РО конструкції $6 \times 36(1+7+7/7+14)+7 \times 7(1+6)$ з металевим осердям виконаний по ГОСТ 7669 – 80. Модуль пружності матеріалу дротів $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$; коефіцієнт тертя $\mu = 0,2$. Кут обхвату канатом робочого профілю канатного блоку 180° . Одна з торцевих поверхонь канату жорстко закріплена через канатний блок на балансири з гідравлічними амортизаторами, який слугує для натягу канату з метою зменшення динамічних коливань і пом'якшення ударів при різних послабленнях або розриві одного із пасів канату (тут і далі під торцевою поверхнею пасму канату мається на увазі сукупність торцевих поверхонь складових її дротів). На протилежному торці, який проходить через систему поліспастів до канатного барабану, моделюється поверхня з поведінкою, яка точно відповідає реальним умовам навантаження пасму канату. Дослідження розповсюджуються на випадки статичного і динамічного навантаження торцевої поверхні пасму з жорсткою поведінкою. До неї прикладаються повздовжня розтягуюча сила, момент, який викликає скручування пасму.

Для кінцево-елементного рішення даної контактної задачі при роботі стальних канатного блоку і канату були використані прикладні програмні комплекси APM WIN Machine і SCAD Office.

Для створення розрахункової геометрії досліджуваного об'єкту використовувалася одна з розповсюджених в інженерній практиці систем твердотільного трьохвимірною проектування. Просторова модель була

виконана в графічному редакторі AutoCAD та імпортована через STEP формат в препроцесор трьохвимірного графічного редактора APM Studio, що входить до програмного комплексу APM WIN Machine, для моделювання з використанням об'ємних твердотільних (солід) елементів [10, 11]. На рис. 1 показано результати моделювання геометрії пари канатного блоку і канату.

Після створення/імпорту просторової геометричної моделі були послідовно вказані пари контактуючих деталей і поверхонь, по яким буде відбуватися взаємодія. На поверхні співпадаючих граней таким чином були створені контактні і цільові елементи.

Підготовчий етап розрахунку включає розбивку просторової моделі «канатний блок – канат» на чотирихвизлові кінцеві елементи у вигляді сітки тетраедрів (рис. 2). Кількість елементів кінцево-елементної моделі – 116695; кількість вузлів – 34769; кількість ступенів свободи – 104307.

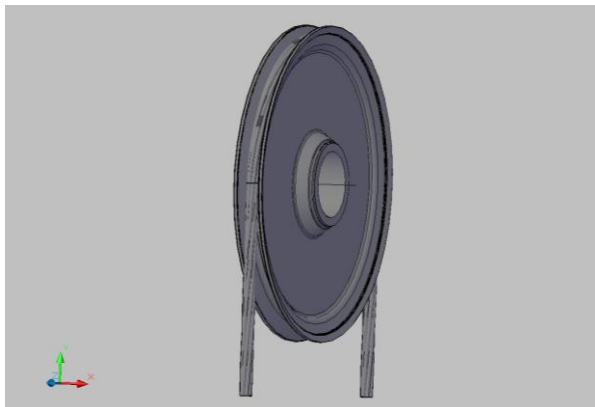


Рис. 1. Просторова геометрична модель

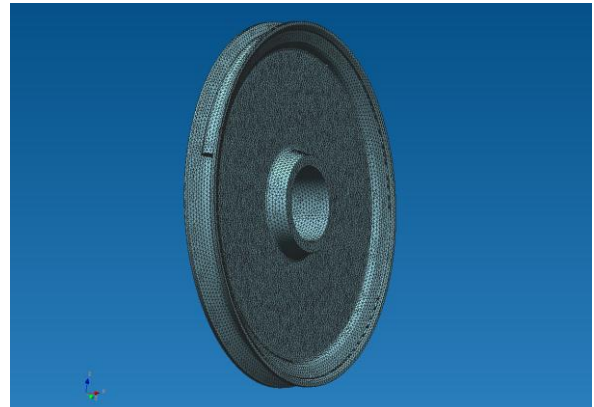


Рис. 2. Кінцево-елементна розрахункова просторова модель

Після розбиття кінцево-елементної сітки розрахункова модель імпортувалася в модуль аналізу на міцність APM Structure3D програмного комплексу APM WIN Machine, де задавалися закріплення вузлів і властивості матеріалу, прикладались навантаження, що спостерігаються в умовах експлуатації пари «канатний блок – канат», вносились властивості контактуючих зон і елементів.

Розрахунок контактної взаємодії проводився в рамках нелінійного розрахунку, в т.ч. і статичного розрахунку, в припущенні малих переміщень і пружних деформацій. В процесі розрахунку створювалися фіктивні елементи, що пов'язують контактуючі поверхні, і, в залежності від відносного переміщення вузлів цих поверхонь, на кожній ітерації уточнювалися зусилля в площадці контакту і знаходилися рішення для системи лінійних алгебраїчних рівнянь у матричній формі. Критерієм збіжності являлася умова мінімального взаємного проникнення об'єктів.

Результатами розрахунку контактної взаємодії пари «канатний блок – канат» є переміщення, напруження і деформації, які виникають у об'ємних елементах, взаємне проникнення і стан контактних елементів в контактній області.

Аналіз напружено-деформованого стану показує, що максимальне еквівалентне напруження виникає не на поверхні робочого профілю канатного блоку, а в районі галтельного переходу під маточину блоку і досягає значення 450 МПа (рис. 3).

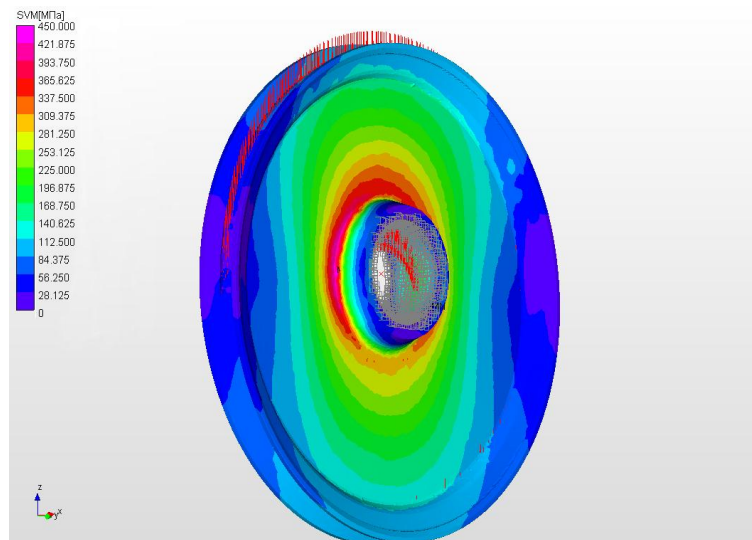


Рис. 3. Розподілення еквівалентних напружень за Мезісом

Слід зазначити, що максимальне нормальне напруження по вісі Y локальної системи координат досягне свого максимуму в 226 МПа на тороїдальній і конічних частинах робочого профілю канатного блоку (рис.

4). Розподілення дотичних напружень у площадці з нормаллю Y і у напрямку Z системи координат приведені на рис. 5.

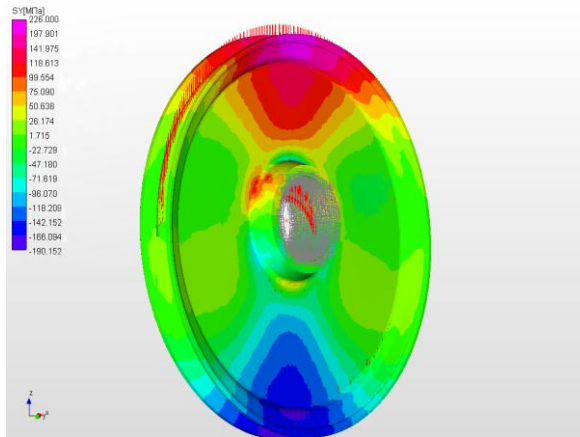


Рис. 4. Розподілення нормальних напружень просторової моделі

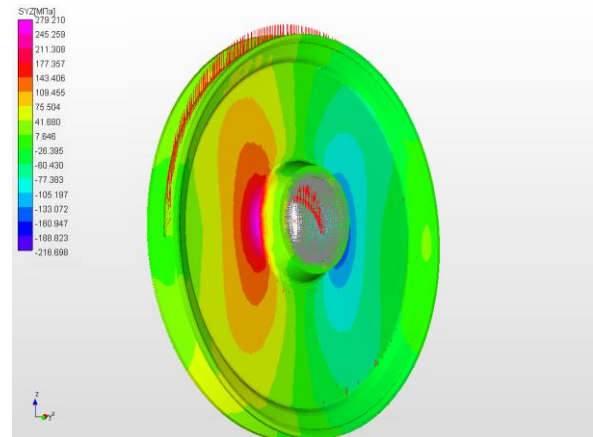


Рис. 5. Розподілення дотичних напружень просторової моделі

Ізополя напружень, представлені на рис. 4 і рис. 5, відповідають випадку робочого режиму пари «канатний блок – канат», коли півколо кочення канату котиться по середній лінії робочого профілю канатного блоку. При даному режимі роботи простежується мінімальний рівень інтенсивності робочих напружень, а також мінімальний рівень поперечних навантажень. Змінюючи відносне положення канату і канатного блоку в невеликих значеннях, яке відбувається через динамічні навантаження, призводить до виникнення суттєвих повздовжніх навантажень, а також виникнення збільшеної області контакту. В цьому випадку контакту виникають зони з підвищеним значенням напружень і суттєве відносне проковзування, що призводить до виникнення зон пластичності і швидкого зносу робочого профілю канатного блоку. В процесі строгування досягаються більш високі напруження, ніж при встановленому коченні, що необхідно враховувати при розрахунках на міцність і оцінці строку служби канатних блоків.

Максимальні відносні деформації, як пружні, так і пластичні виникають на робочій поверхні профілю блоку під час роботи у парі з канатом і в районі галтельного переходу під маточину канатного блоку

(рис. 6). Максимальне значення сумарних лінійних переміщень буде складати 0,8041 мм (рис. 7).

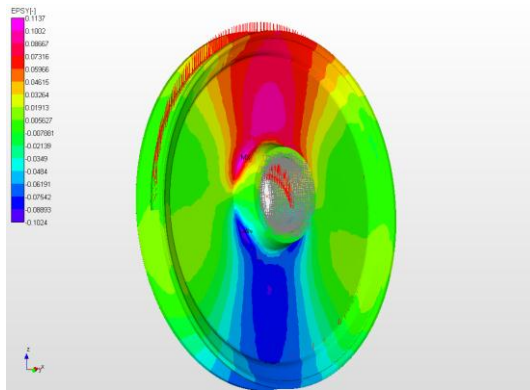


Рис. 6. Розподілення лінійних відносних деформацій просторової моделі

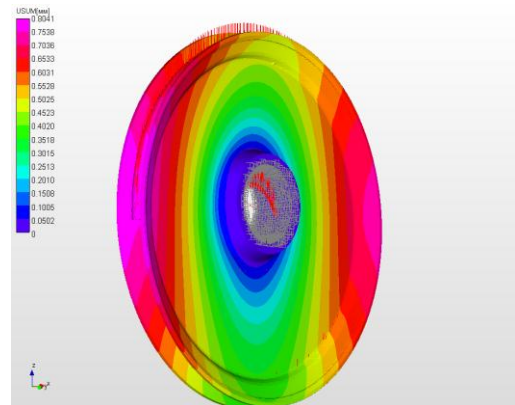


Рис. 7. Розподілення сумарних лінійних переміщень просторової моделі

Аналіз розподілення відносних деформацій канатного блоку у парі з канатом показує, що пластичні деформації являються суттєвим фактором, що необхідно враховувати при оцінці процесів накопичення трибопошкоджень на робочому профілі канатного блоку.

На основі результатів розрахунків просторової (трьохвимірної) моделі була сформована плоска (двовимірні) розрахункова модель, яка дозволила відстежити напрямок головних розтягувальних напружень, що виникають у канату в парі з канатним блоком, а також виконати уточнену перевірку аналітичного розрахунку контактної задачі. Для цієї мети був використаний прикладний проектно-розрахунковий комплекс SCAD Office.

Постпроцесорна обробка результатів кінцево-елементних розрахунків дозволяє легко отримати важливі характеристики рішення. Так на рис. 8, 9 отримані карти розподілення ізополів еквівалентних і нормальних напружень.

Аналіз форми і характеру зміни ізополів еквівалентних напружень, приведене до еквівалентного стискання по першій теорії міцності

найбільших нормальних напружень (рис. 8), з врахуванням місцезорозташування зони максимальних еквівалентних напружень показує, що в залежності від співвідношення діючих і граничних значень напружень може виникнути змінання робочої поверхні профілю канатного блоку, що контактує з канатом. У міру віддалення в осьовому напрямку від контактуючого торця поверхні канату згідно розташування ізоліній розподілення еквівалентних напружень по глибині канатного блоку найбільш ймовірним напрямком розвитку пошкоджень буде в районі галтельного переходу під маточину канатного блоку, при цьому максимальне значення функції накопичення трибопошкоджень буде виникати на поверхні робочого профілю канатного блоку і визначати

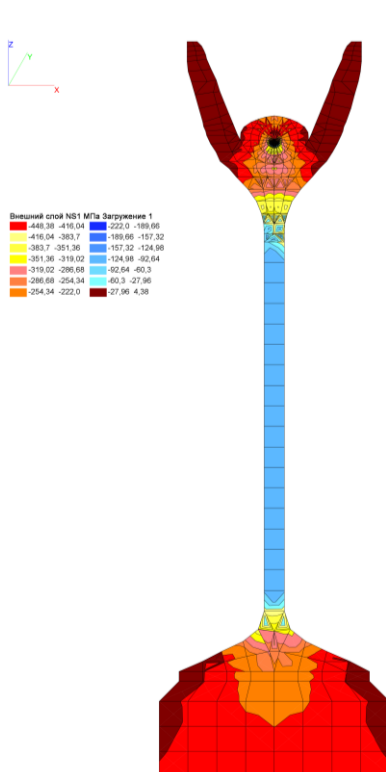


Рис. 8. Розподілення ізополів еквівалентних напружень плоскої моделі



Рис. 9. Розподілення ізополів нормальних напружень плоскої моделі

характер зношування. В процесі роботи пари «канатний блок – канат», внаслідок змінання, відбувається збільшення площадки контактної

взаємодії, що призводить до суттєвого зменшення абсолютних значень, як контактних тисків, так і еквівалентних напружень. При подальшому підвищенні навантаження утворюється більш менш суцільна пляма контакту, здатна сприймати навантаження без відчутних пластичних деформацій, середній тиск на цій плямі зростає і приводить в дію увесь механізм пружних мікропереміщень на поверхні стискання.

В результаті проведених досліджень і аналізу характеристик НДС пари «канатний блок – канат» з метою запобігання явища зношування як канату, так і робочого профілю канатного блоку, запропоновано конструкцію пристрою для підйомного канату, який дозволяє зменшити контактні напруження при роботі канатного блоку і канату та уникнути проковзування підйомного канату [12].

Слід також зазначити, що розподілення контактних напружень і деформацій, які являються головними факторами, що визначають характер і інтенсивність зношування пари «канатний блок – канат», буде залежати від якості, міцності і НДС металу поверхневих шарів [13]. Тому керування властивостями поверхневого шару за рахунок обкатування клиновим роликком робочого профілю канатного блоку можливо досягти підвищення контактної міцності і тим самим підвищити надійність і довговічність пари, вузла і машини в цілому [14].

Література

1. Пинегин С. В. О механизме качения при силовом контакте упругих тел / С. В. Пинегин // Труды. — М. : Ин-т машиноведения АН СССР, 1961. — 13 с. — (Совещание по контактной прочности машиностроительных материалов).
2. Пинегин С. В. Контактная прочность и сопротивление качению / С. В. Пинегин. — М. : Машиностроение, 1969. — 243 с.
3. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие / Б. С. Ковальский. — Харьков : ХВКИУ, 1967. — 224 с.

4. Erdonmez C. Modeling and numerical analysis of the wire strand / C. Erdonmez, C. Imrak // J. of Naval Science and Engineering. — 2009. — Vol. 5, №1. — P. 30—38.
5. Гетман И. П. О методах расчета канатов. Задача растяжения-кручения / И. П. Гетман, Ю. А. Устинов // Подъемные машины и механизмы. — 2008. — Т. 72, вып. 1. — С. 81—90.
6. Боровков А. И. Конечно-элементное вычисление эффективных механических характеристик стального каната на основе моделирования микроструктуры и множественного контактного взаимодействия / А. И. Боровков, Д. В. Климшин // Фундаментальные исследования в технических университетах. — Санкт – Петербург : СПбГПУ, 2005. — С. 232—233.
7. Кузьменко А. Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей : монография / А. Г. Кузьменко, О. В. Диха. — Хмельницкий : ХНУ, 2007. — 344 с.
8. Сорокатый Р. В. Метод трибоэлементов : монография / Р. В. Сорокатый. — Хмельницкий : ХНУ, 2009. — 242 с.
9. Сорокатый Р. В. Решение износоконтактных задач методом трибоэлементов в среде конечно-элементного пакета ANSYS / Р. В. Сорокатый // Проблемы трибології. — Хмельницкий, 2007. — №3. — С. 9—17.
10. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D / А. А. Замрий. — М. : АПМ, 2006. — 288 с.
11. APM WinMachine. Система расчета и проектирования деталей и конструкций методом конечных элементов. Версия 9.6. Руководство пользователя [Электронный ресурс]. — Электрон. текстовые данные. — Режим доступа : <http://www.apm.ru>.

12. Пат. 66305 Україна, МПК В 66 D 3/04. Підйомний канат / О. П. Попов, Б. І. Бутаков, Д. Д. Марченко, О. І. Савенков ; заявник і власник Марченко Д. Д. – № u201108208 ; заявл. 30.06.2011 ; опубл. 26.12.2011, Бюл. № 24.

13. Бутаков Б. И. Основные принципы технологии импульсного и малоскоростного воздействия на структуру и свойства металлов и сплавов: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: 05.02.01 / Бутаков Борис Иванович. — К., 1992. — 533 с.

14. Бутаков Б. И. Оптимизация параметров поверхностного упрочнения обкатыванием роликами канатных блоков с целью повышения их контактной прочности / Б. И. Бутаков, Д. Д. Марченко // Проблемы трибології. — Хмельницький, 2010. — № 3. — С. 99—107.

Моделирование контактного взаимодействия при работе стальных канатного блока и каната. Д.Д. Марченко

В статье приведены результаты исследований напряженно-деформированного состояния при работе стальных канатного блока и каната. С помощью конечно-элементного моделирования выполнено численное решение пространственной и плоско-напряженной контактной задачи при использовании прикладных программных комплексов APM WIN Machine и Structure CAD. Результаты анализа статической и динамической нагрузки пары показали, что максимальный уровень контактных напряжений (поля напряжений), а следовательно и наибольшая интенсивность трибоконтантного изнашивания, приходится на рабочий профиль канатного блока, а именно на тороидальные и конические поверхности за счет смятия канатом рабочей поверхности.

Simulation of contact interaction with the steel rope pulley and rope.
D.D. Marchenko

The paper presented the results of studies of the stress-strain state at work steel cable block and rope. Using finite element simulations performed

numerical solution of spatial and plane-hard contact problem using application software systems APM WIN Machine and Structure CAD. Analysis of static and dynamic loads couples showed that maximum contact stress (stress field), and therefore the greatest intensity tribological contact wear falls on your profile cable unit, namely the toroidal and conical surfaces by crushing rope surface.

УДК 621.314.82

**НАПРЯМ УДОСКОНАЛЕННЯ ПЕРЕТВОРЮВАЛЬНИХ
ТРАНСФОРМАТОРІВ НА ОСНОВІ ПРОСТОРОВИХ
ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ СИСТЕМ**

О.О. Плахтир, кандидат технічних наук, доцент

О.В. Рябоконт, асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті надано визначення напрямів і технічних рішень, а також постановка завдання удосконалення спеціальних трансформаторів перетворювального призначення.

Ключові слова: трансформаторний перетворювач, багатофазний перетворювач, електромагнітна система.

На даному етапі розвитку енергетики регульований колекторний електропривод постійного струму витісняється частотно-регульованим асинхронним і імпульсним електроприводами. Існуючі випрямно-перетворювальні агрегати електромеханічних систем регульованого електроприводу постійного і змінного струму та електротехнологічних процесів містять перетворювальні трансформатори стержневої планарної магнітної системи.

Особливістю перетворювальних трансформаторів являється регулювання напруги під навантаженням. Регулювання напруги на