



ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

**Підйомно-
транспортна
техніка**

**Подъёмно-
транспортная
техника**

**Hebezeuge
und
Fördermittel**

**2(58)
2018**

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

2(58)

Подъемно-транспортная техника

2018

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,
Підйомно-транспортна академія наук України

Редакційна колегія

Бойко А.О. – доктор технічних наук, професор
Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор
Дашенко О.Ф. – доктор технічних наук, професор
Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор
Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент
Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор
Малащенко В.О. – доктор технічних наук, професор
Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент
Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент
Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор
Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор
Ситник М.П. – доктор технічних наук
Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор
Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

Відповідальний секретар редакції: **Вудвуд О.М.**

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.
Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року, поновлено наказом МОН України №996 від 11.07.2017).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 6 від 26.07.2018).

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>

Здано у набір 26.07.2018.

Підписано до друку 30.07.2018.

Формат 17x26. Тираж 100.



ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вольченко Н. А., Вудвуд А. Н., Журавлев Д. Ю., Возный А. В., Витвицкий В. С. К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПЛОШНЫХ ДИСКОВ С ЭЛЕМЕНТАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ В ТОРМОЗАХ ПОДКАТЕГОРИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ..... | 4 |
| Семенов В. Ф., Лингур В. Н., Критико И. А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЯ МАССЫ ПОДНИМАЕМОГО ГРУЗА ПРИ УСТАНОВКЕ ДАТЧИКА СИЛЫ В КРЮКОВУЮ ПОДВЕСКУ..... | 18 |
| Венцель С. С., Свтушенко А. В., Шукін О. В., Орел О. В. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗАЛЕЖНОСТІ ЗНОСУ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ ВІД ПОВЕРХНЕВОЇ ЩІЛЬНОСТІ ДИСЛОКАЦІЙ..... | 25 |
| Проценко В. О. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ В УМОВАХ НЕСПІВВІСНОСТІ..... | 31 |
| Єфименко О. В., Розенфельд М. В., Мусаєв З. Р. АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПЕРЕЇЗДУ ОДИНОЧНОГО КОЛЕСА ЧЕРЕЗ ПЕРЕШКОДУ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ..... | 40 |
| Михайлов Е. П., Вудвуд А. Н., Кнюх А. Б. СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПРУЖИННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА..... | 47 |
| Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ..... | 57 |
| Ventsel E. S., Shchukin A. V., Orel A. V., Saienko N. V. DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF THE CONSTRUCTION MACHINE BLADE ION-PLASMA COATING..... | 73 |
| Mykhaylov Yevgen, Lingur Valeriy, Matveiko Olga VERWENDUNG VON LASERSCANNERN FÜR LOKALE NAVIGATION DER FAHRERLOSEN TRANSPORTFAHRZEUGEN. | 82 |

УДК 629.413 - 592.113

¹Вольченко Н. А., ²Вудвуд А. Н., ³Журавлев Д. Ю., ³Возный А. В.,
³Витвицкий В. С.

¹Кубанский государственный технологический университет,
г. Краснодар

²Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса

³Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и
газа, г. Ивано-Франковск

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПЛОШНЫХ ДИСКОВ С ЭЛЕМЕНТАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ В ТОРМОЗАХ ПОДКАТЕГОРИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи рассмотрены вопросы, касающиеся оценки эффективности работы сплошных дисков с элементами охлаждения в парах трения и их влияния на основные эксплуатационные параметры тормоза в подкатегориях транспортных средств.

Ключевые слова: грузовое транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, сплошной диск, диск с элементами охлаждения, энергонагруженность, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационные параметры.

У матеріалах статті розглянуто питання, які стосуються оцінки ефективності роботи суцільних дисків з елементами охолодження в парах тертя гальма і їх вплив на основні експлуатаційні параметри в підкатегоріях транспортних засобів.

Ключові слова: вантажний транспортний засіб, дисково-колодкове гальмо, суцільний диск, диск з елементами охолодження, енерговантаженість, напружено-диформований стан, експлуатаційні параметри.

Materials in the article are considered questions concerning the evaluation of the performance of a solid disk with cooling elements in brake friction pairs and its effect on their main performance parameters by vehicle category.

Keywords: cargo vehicle, disk shoe brake, solid disk, disk with cooling elements, energy loading, stress-strain state, operational parameters.

Введение. Опыт эксплуатации транспортных средств показывает, что их надежность и безопасность движения зависят от энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозных

©Вольченко Н. А., Вудвуд А. Н., Журавлев Д. Ю., Возный А. В.,
Витвицкий В. С.

устройств. Последние все чаще используют в транспортных средствах в связи с высоким коэффициентом стабильности, который напрямую зависит от напряженно-деформированного состояния беговой дорожки трения диска. В свою очередь, отмеченное состояние зависит от энергонагруженности тормозного диска. Для снижения энергонагруженности пар трения тормоза на беговой дорожке трения сплошных дисков выполняют отверстия и канавки, которые повышают эффективность охлаждения пар трения тормоза, хотя и являются концентраторами напряжений и снижают их прочность.

Состояние проблемы. На современном этапе развития средств компьютерного моделирования процесс проектирования тормозных дисков (авиационных, транспортных средств, шахтных подъемных машин) дисковых и дисково-колодочных тормозов невозможно представить себе без проведения синтеза их фрикционных узлов, находящихся под воздействием динамических и тепловых нагрузок с учетом омывающих токов воздушной среды.

Существующая программа COSMOS Works в среде SolidWorks [1] позволяет производить тепловой расчет при сложном теплообмене (конвективном, кондуктивном и радиационном) при определении поверхностного температурного градиента и температурного напряженно-деформированного состояния исследуемых поверхностей. В данной программе сразу задается коэффициент теплопередачи через слои изделия без учета коэффициентов теплоотдачи к омывающему воздуху.

Влияние перфорации тормозных дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортного самолета рассмотрено в работе [2]. В ней оценена энергонагруженность и напряженно-деформированное состояние перфорированных тормозных дисков. Однако не было учтено увеличение площади теплообмена от перфорации дисков и количество воздуха, омывающего их поверхности, т.е. интенсивность теплообмена.

Положительное влияние вентилируемых дисков на их энергонагруженность в дисково-колодочных тормозах транспортных средств отмечено во многих работах отечественных и зарубежных ученых, но в них отсутствует оценка эффективности элементов охлаждения (отверстий, канавок), выполненных в сплошных дисках. В частности, в работе [3] отмечено ничтожное влияние вентиляционных отверстий в диске на его энергонагруженность, но ничего не сказано об интенсивности охлаждения пар трения тормоза.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

- особенности конструкции и работы сплошных дисков с элементами охлаждения в составе дисково-колодочного тормоза;

- этапы оценки эффективности элементов охлаждения сплошного диска в составе дисково-колодочного тормоза транспортного средства.

Цель работы - обоснование конструктивных параметров элементов (отверстий, канавок) охлаждения, расположенных на беговых дорожках трения сплошных дисков тормоза с учетом энергонагруженного и напряженного состояния для определения их работоспособности и эффективности.

Особенности конструкции и работы сплошных дисков с элементами охлаждения в составе дисково-колодочного тормоза.

Дисково-колодочный тормоз (рис. 1 *a*) содержит суппорт 2, в котором находятся тормозные колодки с фрикционными накладками (их позиции будут указаны ниже). Суппорт 2 подключен к гидравлическому приводу (не показан). Тормоз состоит из сплошного тормозного диска 1, имеющего фланец 3. На беговых дорожках трения диска 1 выполнены отверстия 4 и 5 под углом (рис. 1 *б*) и веерно (рис. 1 *г*), а также канавки 6 и 7 под углом (рис. 1 *в*) и веерно (рис. 1 *д*).

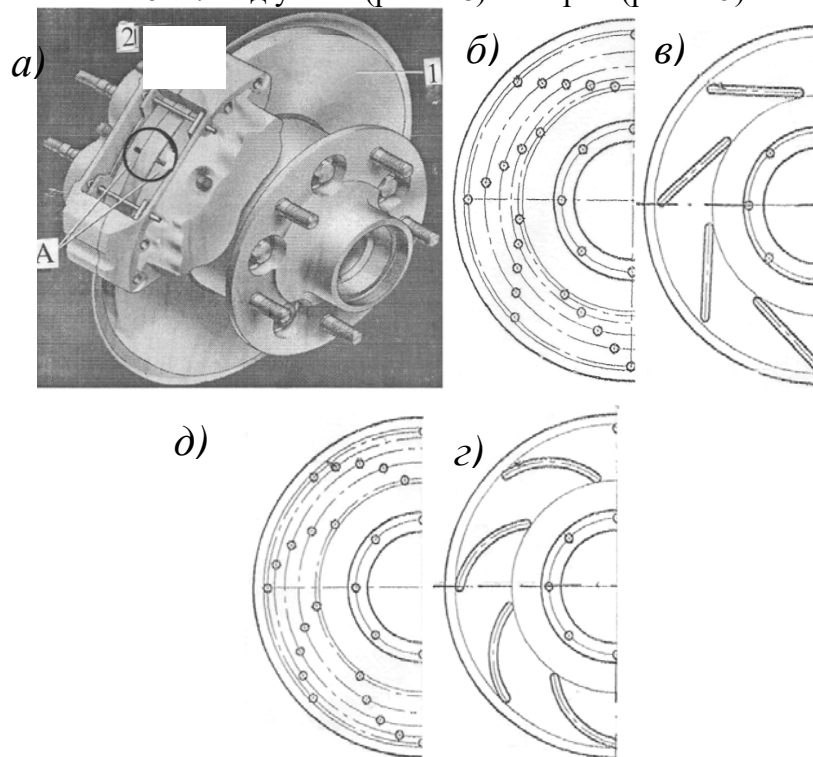


Рис. 1 *a, б, в, г, д* - Дисково-колодочный тормоз со сплошным диском (*a*) и его элементы охлаждения; *б, г* - отверстия расположенные под углом и веерно; *в, д* - канавки, расположенные под углом и веерно. 1 - сплошной диск; 2 - суппорт тормоза; 3 - фланец диска; 4, 5 - отверстия; 6, 7 - канавки

Дисково-колодочный тормоз с элементами охлаждения в режиме торможения и движения транспортного средства работает следующим образом. В первом режиме рабочие поверхности накладок колодок фрикционно взаимодействуют с беговой дорожкой трения диска тормоза. При этом рабочими поверхностями накладок происходит мгновенная закупорка отверстий 4 и 5 или канавок 6 и 7. Эффект охлаждения в первом случае минимален, а во втором случае формируется плоский вихрь, при котором охлаждающий эффект омывающего воздуха возрастает. Остальная часть поверхности беговой дорожки трения диска с отверстиями 4 и 5 в зависимости от градиента давления омывающего воздуха либо пронизывает тело диска, либо в нем тормозится. Канавки 6 и 7 способствуют завихрению омывающего воздуха и его "отскока" от поверхности беговой дорожки трения. В этом случае эффект охлаждения является ничтожным. В тормозном режиме диск вращается замедленно.

В режиме движения транспортного средства колесо с тормозным диском вращается намного быстрее, поэтому воздухообмен омывающего воздуха интенсифицируется, способствуя повышению эффективности охлаждения.

Из ряда конструктивных соотношений параметров пары трения эффективность тормоза определяют: коэффициент взаимного перекрытия, величина отношения внутреннего радиуса трения к наружному r_2/r_1 , ширина беговой дорожки трения и толщина диска. Опыт эксплуатации показывает, что коэффициент взаимного перекрытия ($k_{\text{вз}}$) не должен превышать 0,12...0,2, так как при $k_{\text{вз}} > 0,2$ температурный режим пары трения ужесточается. При этом изменение $k_{\text{вз}}$ в пределах 0,05...0,08 мало влияет на среднюю температуру диска при длительном торможении. Поверхностная температура при трении во многом определяется скоростью относительного скольжения элементов трения фрикционного узла. Скорость скольжения является функцией радиуса трения диска. Поэтому целесообразно при конструировании диска задавать величину отношения внутреннего радиуса трения к наружному в пределах 0,6...0,8. Ширина дорожки трения определяется значением r_2/r_1 , $k_{\text{вз}}$ и конструктивными соображениями. Общие габариты диска при принятом $k_{\text{вз}}$ зависят от допустимых значений удельных нагрузок в контактной зоне. При использовании формованных асбофрикционных материалов на смоляном или комбинированном связующем рабочая область удельных нагрузок составляет 2,5...4,0 МПа, при кратковременном превышении до 5,0...5,5 МПа. Удельные нагрузки в парах трения тормоза зависят от площади их трущихся поверхностей.

Метод нагревания и охлаждения сплошных дисков тормозных устройств транспортных средств при оценке их эффективности

заключается в определении энергонагруженности дисков с элементами охлаждения, расположенными на их беговой дорожке трения.

Метод оценки эффективности работы сплошных дисков с элементами охлаждения на:

Первом этапе расчетно-экспериментальным путем определяют конструктивные параметры отверстий и канавок для сплошного диска. На последнем они выполняются на его беговой дорожке трения. Анализ экспериментальных данных по истечению сжатого воздуха через трубки различного диаметра показал, что с уменьшением диаметра трубки скорость потока увеличивается. Поэтому отверстия целесообразно выполнять диаметром, равным $2r_1$ от среднего радиуса кольцевой поверхности трения диска. Глубину впадины принимают равной $0,05...0,08$ от толщины диска, а ширину - равную диаметру отверстия. Отверстия в сплошных дисках эжектируют встречные потоки воздуха, разбивая их на мелкие струи, а впадины осуществляют формирование воздушного плоского вихря между парами трения, что повышает эффективность их вынужденного воздушного охлаждения.

При учете концентраторов напряжений рассматривался симметричный цикл их нагружения диска. Для каждого отверстия в зоне концентратора полуциклы растяжения способствуют возникновению дополнительных остаточных напряжений сжатия для полуцикла сжатия, а полуциклы сжатия формируют дополнительные остаточные напряжения растяжения для полуцикла растяжения, увеличивая при этом амплитуду цикла на величину остаточных напряжений. Все это возможно потому, что на беговой дорожке трения диска имеют место процессы нагревания и охлаждения.

Втором этапе определяют силы, действующие на диски, которые вызывают напряженное состояние сплошного с отверстием и с канавкой дисков, нагретых до объемной температуры $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. В расчетной схеме используют бесконечно малый объем диска, нагруженного следующими поверхностными и объемными силами:

$$\text{Инерции-} dC = \gamma \cdot h \cdot r^3 \cdot \omega^2 \cdot dr \cdot d\theta / g; \quad (1)$$

$$\text{радиальной - } R = \sigma_r \cdot h \cdot r \cdot d\theta; \quad (2)$$

$$\text{окружной - } F_o = \sigma_o \cdot h \cdot dr; \quad (3)$$

$$\text{трения - } F_T = f \cdot p \cdot A, \quad (4)$$

где γ - вес единицы объема материала диска; dr, h - высота и ширина прямоугольного сечения элементарного объема диска; r - внутренний радиус беговой дорожки трения диска; $d\theta$ - элементарный угол выделенного нагруженного элемента диска, отвечающий беговой дорожке трения; g - ускорение свободного падения тела; ω - угловая

скорость; f - динамический коэффициент трения; p - удельная нагрузка; A - площадь фрикционного взаимодействия пар трения; σ_r , σ_θ - напряжения: радиальные, окружные.

При этом наибольшее значение напряжений достигается: температурных (σ_θ) на внутреннем радиусе $2r_1$ отверстия диска

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{\gamma \cdot \omega^2}{4 \cdot g} \left[r_2^2 \cdot (3 + \mu) + r_1^2 (1 - \mu) \right]; \quad (5)$$

радиальных в точках окружного сечения на радиусе $r_0 = \sqrt{r_1 \cdot r_2}$

$$\sigma_{r \max} = \frac{3 + \mu}{8} \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} (r_2 - r_1)^2, \quad (6)$$

при условии, что $\sigma_{\theta \max} > \sigma_{r \max}$, о чем свидетельствуют эпюры напряжений, приведенные на рис. 2 а, б; где $2r_2$ - внешний радиус диска; μ - коэффициент Пуассона материала диска.

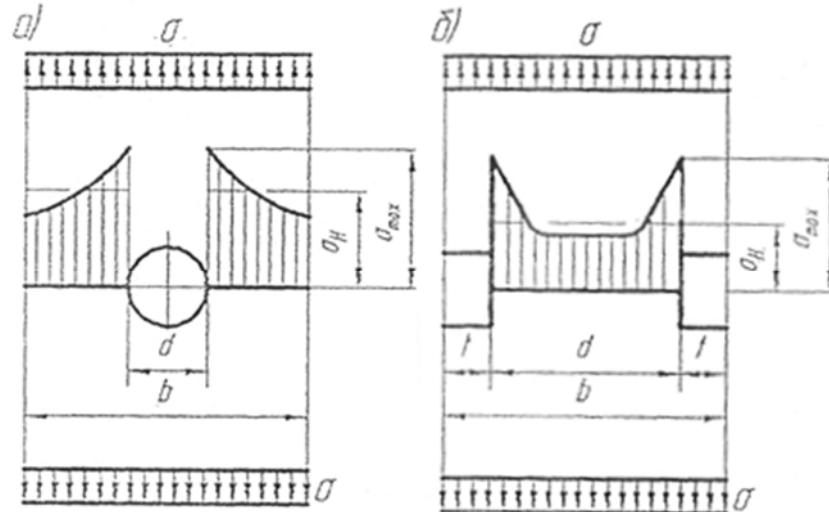


Рис. 2 а, б - Общие закономерности изменения концентраций напряжений вблизи отверстий (а) и канавок (б)

Проанализируем закономерности изменения напряжений в зависимости от радиуса сплошного диска с центральным отверстием (рис. 3 а) и с элементами охлаждения – вентиляционным отверстием (рис. 3 б) и впадиной (рис. 3 в).

Радиальные и окружные напряжения, возникающие от центробежных сил, при вращении тормозных дисков тормоза незначительны, они не превышают 1,8 МПа. При этом радиальные напряжения возрастают к среднему радиусу беговой дорожки трения

диска, а затем уменьшаются к его внешнему радиусу. Окружные напряжения уменьшаются от внутреннего радиуса диска к внешнему радиусу.

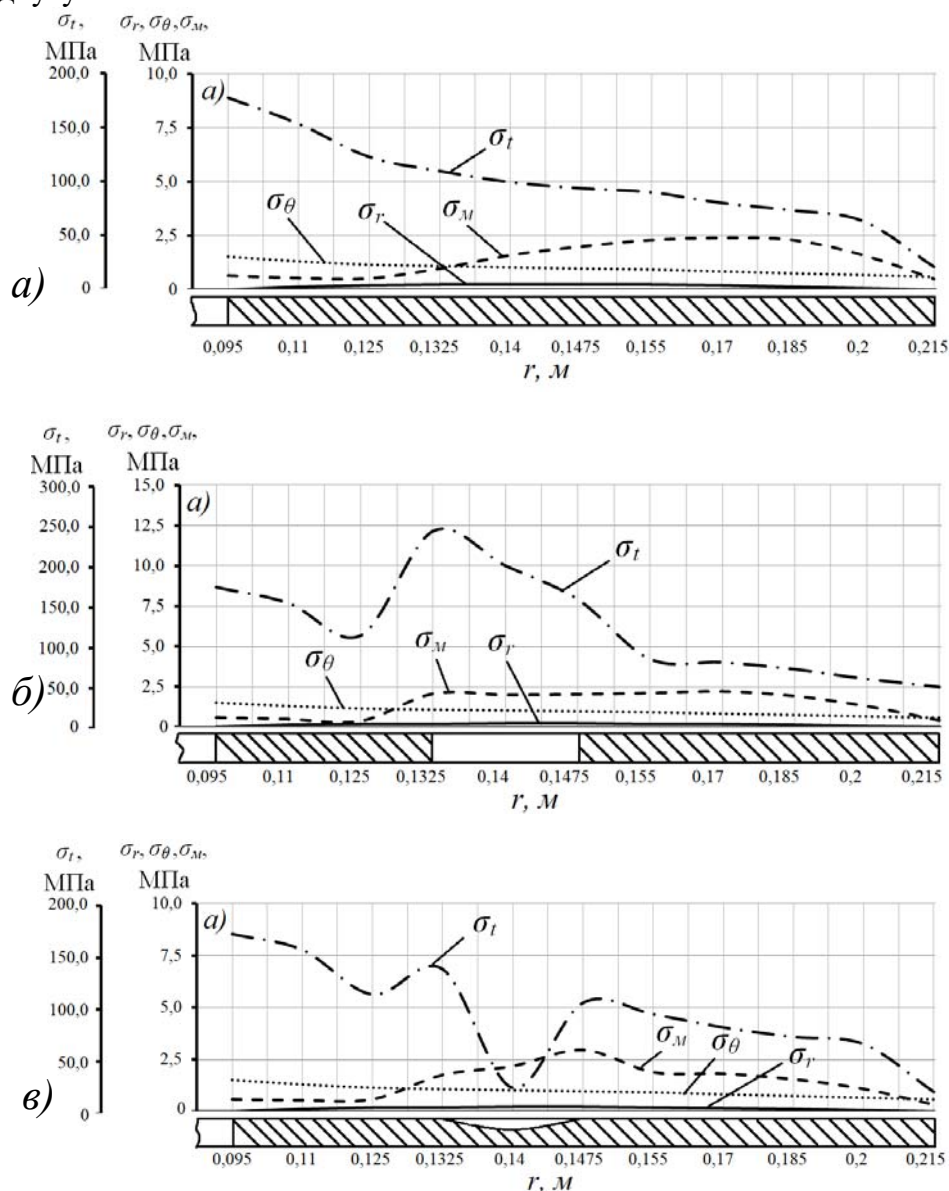


Рис. 3 а, б, в - Распределение различных видов напряжений, возникающих в теле сплошного (а), с отверстием (б) и с канавкой (в) дисков, в зависимости от их радиусов дисково-колодочного тормоза транспортного средства модели MAN TGA 26.430: σ_r , σ_θ и σ_M , σ_t - напряжения: радиальные, окружные и механические (возникают от центробежных сил), температурные (возникают в результате от фрикционного взаимодействия)

Механические напряжения возникают от действия удельных нагрузок в парах трения дисково-колодочных тормозов транспортного средства в зависимости от типа тормозного режима (единичного, экстренного, циклического или длительного). Механические напряжения во всех расчетных схемах изменяется от 0,5 до 3,5 МПа в зависимости от коэффициента взаимного перекрытия пар трения тормоза.

При исследовании конструктивных вариантов тормозного диска с отверстиями и с канавками (см. рис. 3 б и 3 в) рассматривались сечения по внутренней поверхности отверстия и закруглении канавки, как наиболее энергонагруженные. В этих дисках распределение напряжений происходит так же, как и в сплошном диске, однако в зоне нижнего отверстия беговой дорожки трения диска и канавки на внешней поверхности наблюдается скачок температурных и механических напряжений. Следует отметить, что максимальный скачок температурных напряжений возникает в точке, которая образуется при сечении контура отверстия линией, проходящей через его

центр или центр закругления канавки и центр тормозного диска. Это можно объяснить тем, что диск выгибается, при этом отверстия и канавки сплюсциваются. Температурные напряжения во всех расчетных схемах изменяются от 0,5 до 2,0 МПа в зависимости от энергонагруженности тормоза и закономерности их изменения носят волнообразный характер.

Из анализа температурных напряжений следует, что процесс трещинообразования начинается в месте беговой дорожки трения диска в нижнем отверстии и в нижней части впадины (примерно при $R=0,1325$ м), то есть в месте, где наблюдается большой скачок температурных напряжений, что ведет к увеличению их градиентов.

Третьем этапе производят сравнительную оценку основных эксплуатационных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза с серийным и с элементами охлаждения дисков.

Одним из важнейших конструктивных параметров дисково-колодочного тормоза является коэффициент взаимного перекрытия, характеризуемый отношением площадей трения элементов контактирующей пары «диск – накладки колодок». Дисково-колодочный тормоз (см. рис. 1 а) имеет низкий коэффициент взаимного перекрытия ($k_{вз}=0,1...0,2$), что создает хорошие условия для эффективного вынужденного охлаждения. Это особенно важно для автотранспортных средств, работающих в городских условиях с частыми остановками.

На реальных физических моделях в эксплуатационных и стендовых условиях изучали температурное поле при электротермомеханическом трении пары «СЧ-15 – ФК-24А» с

соблюдением условия $\Delta\theta_{\Pi} > \Delta\theta_V$. Испытания проводили на серийном и модельном дисково-колодочном тормозе. В результате исследований коэффициента взаимного перекрытия $k_{\text{вз}}$ и параметров процесса трения, из которых выделено импульсное нормальное усилие N , в зависимости от термосостояния диска было установлено (рис. 4 а, б, в, г, д, е):

- уменьшение $k_{\text{вз}}$ приводит к снижению средней поверхностной θ_{Π} и объемной θ_V температуры и уменьшению их градиентов $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$ и $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$; увеличение $k_{\text{вз}}$ способствует возрастанию $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$ и $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$;

- повышение $k_{\text{вз}}$ вызывает увеличение динамического коэффициента трения; динамический коэффициент трения повышается в связи с уменьшением $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$; $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$;

- увеличение $k_{\text{вз}}$ и $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$; $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$ способствует возрастанию интенсивности износа U .

Для фрикционных пар дисково-колодочного тормоза (в стендовых условиях) уменьшение $k_{\text{вз}}$ при работе трения $W_T = \text{const}$ способствует увеличению износа только при условии, когда функции $f = f(k_{\text{вз}}, \frac{\partial\theta_V}{\partial\delta})$ и $U = U(k_{\text{вз}}, \frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l})$ от параметра $k_{\text{вз}}$ изменяются

интенсивнее, чем от $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$ и $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$:

$$\frac{\partial f(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial k_{\text{вз}}} > \frac{\partial f(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial\theta_{\Pi} / \partial l}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial U(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial k_{\text{вз}}} > \frac{\partial U(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial\theta_{\Pi} / \partial l} \quad (8)$$

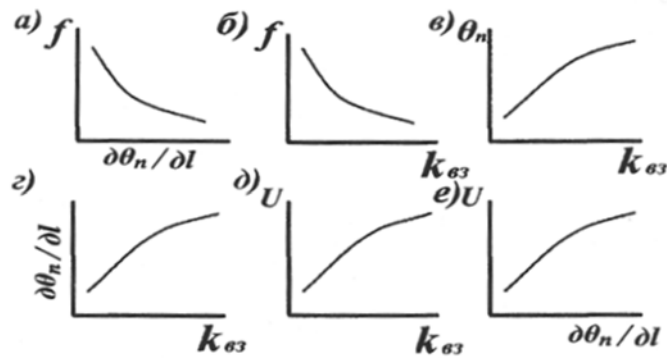


Рис. 4 а, б, в, г, д, е - Закономерности влияния коэффициента взаимного перекрытия $k_{вз}$ (б, в, д) и температурного градиента по длине поверхности ($\partial\theta_n/\partial l$) (а, е) на динамический коэффициент трения f (а, б), интенсивность изнашивания (U) (д, е) и среднюю температуру поверхностей трения θ_n (в), а также коэффициент взаимного перекрытия $k_{вз}$ на температурный градиент по длине поверхности ($\partial\theta_n/\partial l$) (г)

Для измерения поверхностных температур пар трения дисково-колодочного тормоза переднего моста транспортного средства в его узел трения размещают термоэлектроды 8 термодпар 9 (рис. 5). Двухканальная керамическая трубка 10 устанавливается в отверстие 11 фрикционной накладке 13 и выводится заподлицо ее рабочей поверхности. В трубку 10 диаметром 4,0 мм вложены термоэлектроды 8 термодпары 9, изготовленной из хромель-копелевой проволоки диаметром 0,4 мм.

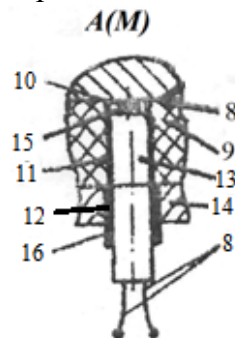


Рис. 5 - Вид А - установка термодпары в узел трения; 8, 9 - электроды термодпары; 10 - керамическая трубка; 11, 12 - отверстия в накладке и колодке; 13 - фрикционная накладка; 14 - тормозная колодка; 15, 16 - термоизоляционные втулки

Положительным термоэлектродом 8 является хромелевая проволока, а отрицательным - копелевая проволока. Головка термопары 9 (в виде сферы), которая взаимодействует с рабочей поверхностью тормозного диска 1, изготовлена из высокотемпературного медного припоя в виде спая диаметром 3,0 мм и установлена в ограничительное кольцо 15. Последнее препятствует выходу из строя головки термопары 9 и способствует ее работе до полного износа фрикционной накладки. Двухканальная керамическая трубка 10 (керамическая трубка состоит из двух частей) установлена с изоляционными втулками 15 и 16 в отверстие 12 тормозной колодки 14. Длина термоэлектродов 8 200...350 мм составляет и выбирается из условия, чтобы за время экспериментов холодный спай не успел прогреться. Выводы на регистрирующую аппаратуру осуществлялись медными проводами. Термопара 9 перед ее установкой тарировалась вместе с соединительными проводами. Разгоняют транспортное средство до заданной скорости и выполняют циклические торможения дисково-колодочным тормозом путем прикладывания и снятия усилия с педали тормоза (на рис. 1 а не показаны), прижимая с помощью тормозных колодок 14 фрикционные накладки 13 рабочими поверхностями к рабочей поверхности в тормозных дисков 1. После завершения циклических торможений транспортным средством снимают нагрузку с тормозной педали и с помощью гидропривода отводят тормозные колодки 14 с накладками 13 от рабочей поверхности тормозного диска 1.

При поверхностных температурах металлического сплошного тормозного диска, изготовленного из различных материалов, превышающих 150...200 °С, интенсивность вынужденного конвективного теплообмена резко падает, но возрастает эффективность теплообмена лучеиспусканием. Согласно закону Стефана-Больцмана коэффициент лучеиспусканием равен:

$$\alpha_L = \frac{C_L \cdot \left[\left(\frac{\theta_H}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_B}{100} \right)^4 \right]}{\theta_H - \theta_B}, \quad (9)$$

где θ_H - температура нагревания поверхностей сплошного тормозного диска, К; θ_B - температура окружающей среды, К; C_L – коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴).

Необходимо отметить, что коэффициенты излучения матовой и полированной поверхностей для чугуна и стали имеют разные значения. По величине отношения коэффициентов излучения матовой поверхности к полированной, которая должна быть равна отношению площадей этих поверхностей, можно судить о достижении диском установившегося теплового состояния. В виде соотношений получаем:

для дисково-колодочного тормоза (тормозные диски изготовлены из чугуна) при $C_{ЛМ}/C_{ЛП} = 3,748/1,134 = 3,3$; Сплошной диск:

чугун

сталь

$$\frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{0,105}{0,03} = 3,5. \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{5,0}{1,1512} = 3,31$$

В данном случае рассматриваются площади поверхностей теплообмена сплошного диска тормоза, смонтированного на балке переднего моста грузового транспортного средства модели MAN.

Процентное расхождение между полученными величинами отношений для различных материалов тормозных дисков для первого и второго случая не превышает 7%, что является хорошим результатом для подобных расчетов.

Известно, что от величины $k_{бз}$ зависит тормозной момент, развиваемый парами трения тормоза (рис. 6 а).

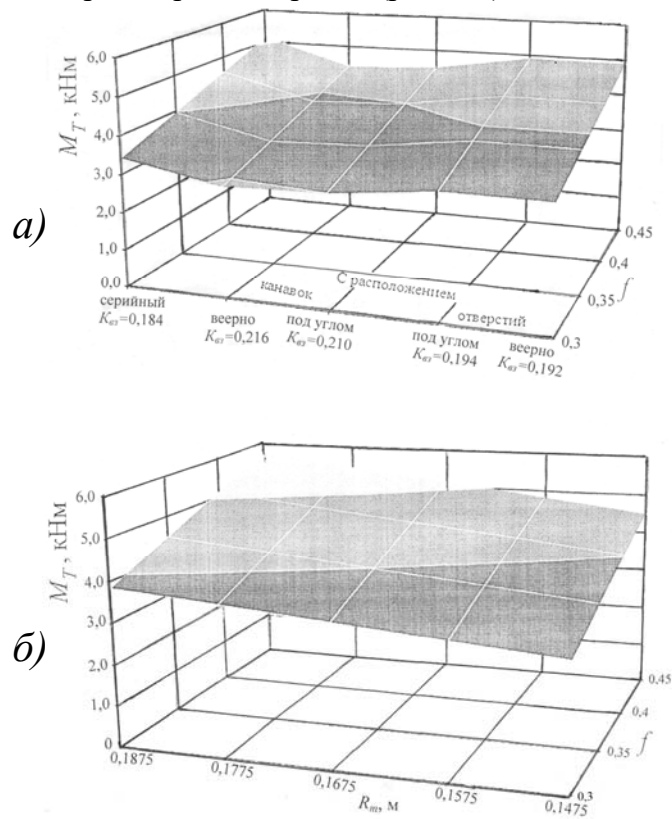


Рис. 6 а, б - Закономерности изменения тормозного момента, развиваемого передним дисково-колодочным тормозом грузового транспортного средства модели MAN TGA 26.430, от динамического коэффициента трения во фрикционных узлах и коэффициентов взаимного перекрытия их пар трения (а); среднего радиуса беговой дорожки диска (б)

Значительное влияние на реализуемый тормозной момент в парах трения тормоза со сплошным диском и с дисками с элементами охлаждения оказывает средний радиус кольцевой поверхности трения диска (см. рис. 6 б). Так, при увеличении R_m от 0,1475 до 0,1875 м, а динамического коэффициента трения - от 0,3 до 0,45 тормозной момент увеличился с 1,5 до 5,5 кНм, т. е. на 4 кНм.

На четвертом этапе для определения эффективности элементов охлаждения, выполненных на беговой дорожке трения дисков, фрикционно взаимодействующих с рабочими поверхностями накладок колодок, в накладки вмонтированы термодиски с термоэлектродами. На время эксплуатационных испытаний на передний мост транспортного средства в правый тормоз устанавливается сплошной диск, а в левом тормозе поочередно меняют диски, на беговых дорожках трения которых выполнены отдельно отверстия (см. рис. 1 б) и канавки (см. рис. 1 в) под углом; отдельно отверстия (см. рис. 1 г) и канавки (см. рис. 1 д) веерно. Путем циклических торможений транспортного средства (скорость между циклами, их количество и продолжительность устанавливается Правилom №13 ЕЭК ООН для различных подкатегорий транспортных средств) пары трения тормозов нагревают до поверхностной температуры 300 °С, т. е. выше допустимой для материала фрикционной накладки. Затем пары трения (в разомкнутом состоянии) левого и правого тормоза вынужденно охлаждаются встречными потоками воздуха при движении транспортного средства с различными скоростями одинаковой продолжительности по времени. Затем транспортное средство останавливают с замкнутыми парами трения тормозов и по соотношению измеренных объемных температур сплошного и с элементами охлаждения дисков правого и левого тормоза, т. е. $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$ определяют эффективности элементов охлаждения тормозных дисков температурным способом.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных исследований энергонагруженности сплошных и с элементами охлаждения дисков передних тормозных механизмов грузового транспортного средства модели MAN TGA 26.430.

Таблица 1

Энергонагруженность сплошных и с элементами охлаждения дисков передних тормозных механизмов грузового транспортного средства модели MAN

| Конструктивные выполнения рабочей поверхности диска | | | Средняя объемная температу ра диска с фланцем, °С | Эффектив- ность охлаждения, $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$ | Градиент температуры по срединной линии толщины диска, °С/мм |
|---|---------------|--------------|--|--|---|
| серийное | | | 140,0 | - | 0,79 |
| С расположени | канал ок | веерно | 125,0 | 14,3 | 1,15 |
| | | под углом | 130,0 | 9,1 | 0,96 |
| | отвер стий | веерно | 120,0 | 20,0 | 1,04 |
| | | под углом | 125,0 | 14,3 | 0,88 |

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что выполнение отверстий веерно и под углом в сплошном диске имеет наибольшую эффективность. Однако статистические данные по эксплуатации сплошных дисков с расположением отверстий под углом и веерно на их беговых дорожках трения указывают на низкую долговечность дисков в связи с зарождением и развитием микротрещин, которые стремительно растут.

Выводы. На основании расчетных и экспериментальных этапов доказана эффективность вынужденного воздушного охлаждения за счет применения отверстий и канавок, расположенных под углом и веерно на беговых дорожках трения сплошных дисков в тормозных механизмах различных подкатегорий транспортных средств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алямовский А. А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks / А. А. Алямовский. - М.: Изд-во ДМК Пресс, 2010. - 784 с., ил. (Серия "Проектирование").
2. Капитонова Л. В. Влияние перфорации дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортных самолетов [Текст] / Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. - №70. - 2015. - С. 160-167.
3. Кита Я. Влияние отверстий в тормозных дисках на охлаждение тормозов / Я. Кита // Sumitomo Electr. Rev. - 1986 / - №93. - S. 88-92. - (Пер. с япон.).

УДК 621.874:531.751

Семенюк В. Ф., д.т.н., Лингур В. Н., к.т.н., Критико И. А.
Одесский национальный политехнический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЯ МАССЫ ПОДНИМАЕМОГО ГРУЗА ПРИ УСТАНОВКЕ ДАТЧИКА СИЛЫ В КРЮКОВУЮ ПОДВЕСКУ

***Аннотация.** Проведен анализ причин появления погрешностей измерения массы поднимаемого груза при установке датчика силы в крюковую подвеску. Определено, что наиболее существенной является погрешность, возникающее из-за трения в направляющих хвостовика крюка. Даны рекомендации для повышения точности измерения массы поднимаемого груза.*

***Ключевые слова:** масса поднимаемого груза, погрешности измерения, датчик силы, крюковая подвеска.*

***Анотація.** Проведено аналіз причин виникнення похибок вимірювання маси піднімаемого вантажу за умови встановлення датчика сили в гакову підвіску. Визначено, що найбільш вагомою є похибка, яка виникає у зв'язку з тертям у напрямних хвостовика гака. Надані рекомендації для підвищення точності вимірювання маси піднімаемого вантажу.*

***Ключові слова:** маса піднімаемого вантажу, похибка вимірювання, датчик сили, гакова підвіска.*

***Annotation.** The analysis of the causes of errors in measuring the mass of the lifted load when installing the force sensor in the hook suspension. It is determined that the most significant is the error arising due to friction in the guide of the hook shank. Recommendations are given to improve the accuracy of measuring the mass of the lifted load.*

***Keywords:** weight of lifted load, measurement errors, force sensor, hook suspension.*

Постановка научной проблемы.

Мостовой кран как объект защиты от перегрузки будет нормально работать до тех пор, пока масса поднимаемого груза не превышает определенного, безопасного для крана, значения. Для мостовых кранов параметром защиты от перегрузки, то есть контролируемым параметром, от величины которого при неблагоприятных условиях может наступить аварийное состояние крана, является масса поднимаемого груза. Переход параметра защиты за предельно допустимое значение должен быть предотвращен срабатыванием ограничителя грузоподъемности.

©Семенюк В. Ф., Лингур В. Н., Критико И. А.

При работе мостовых кранов значение параметра защиты в различных местах силовой цепи крана различна. Поэтому при проектировании защиты крана от перегрузки величину параметра защиты необходимо определять по месту установки датчика силы ограничителя грузоподъемности.

Надежная защита мостовых кранов от перегрузки возможна в том случае, если при подъеме груза, масса которого превышает допустимое значение, сила, действующая на датчик ограничителя грузоподъемности, будет достаточной для срабатывания этого ограничителя.

Необходимое на практике преждевременное выключение механизма подъема крана или нереагирование ограничителя грузоподъемности при перегрузке объясняется тем, что нередко принятые соотношения между силами, действующими в подъемных канатах и на датчик силы ограничителя грузоподъемности, не учитывают потери на трение в силовой цепи, а также динамический характер действующих сил. Поэтому принципиальное значение для точного определения массы поднимаемого груза имеет место установки датчика силы.

Для мостовых кранов датчик силы ограничителя грузоподъемности возможно установить в крановую подвеску, в месте закрепления верхнего конца поднимаемого каната, под ось верхних блоков, под ось барабана либо под опоры грузовой тележки.

Наибольшую точность измерения массы поднимаемого груза можно получить при установке датчика силы в крюковую подвеску. Однако и в этом случае возможны погрешности измерения массы поднимаемого груза и, как следствие, снижается точность защиты мостовых кранов от перегрузки.

Цель исследования.

Целью настоящей работы является определение погрешностей измерения массы поднимаемого груза при установке датчика силы в крюковую подвеску и разработка рекомендаций для их уменьшения.

Основной материал исследования.

Точность измерения усилий в подъемных канатах и массы поднимаемого груза при установке силоизмерителя в крюковой подвеске зависит от случайных погрешностей, определяемых явлениями перекоса подвески в процессе подъема-опускания груза за счет случайного характера сил трения в блоках, входящих в полиспадную систему. Эти силы суммарно могут быть оценены с помощью коэффициента полезного действия.

Рассмотрим четырехблочные подвески нормального и укороченного исполнений, кинематические схемы которых показаны на рис 1 и 2 соответственно. На этих рисунках приняты следующие обозначения: 1 – блоки подвески; 2 – нажимная траверса; 3 –

силоизмерители; 4 – опорная траверса; 5 – хвостовик крюка до его зева, то есть до крепления груза; 6 – щеки подвески.

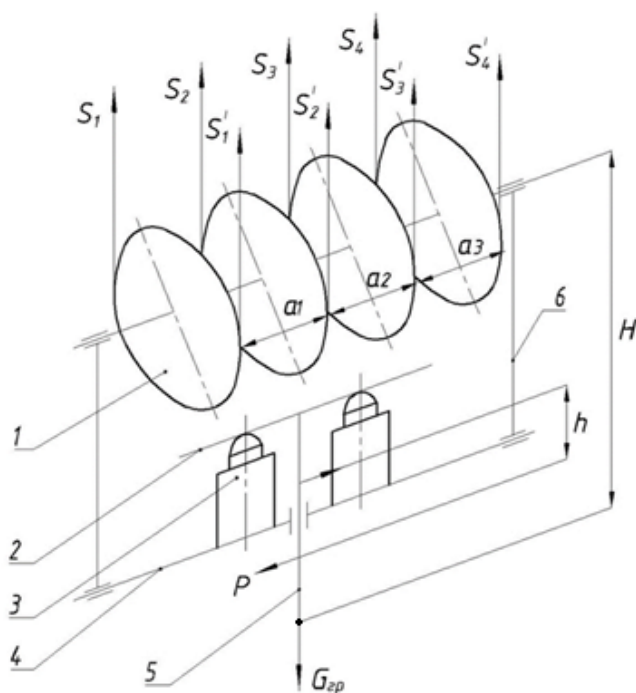


Рисунок – 1. Схема крюковой подвески нормального исполнения со встроенными силоизмерителями.

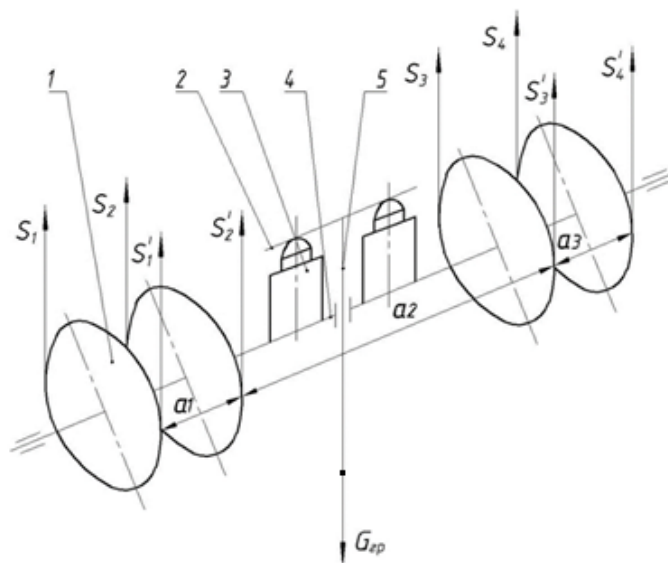


Рисунок – 2. Схема крюковой подвески укороченного исполнения со встроенными силоизмерителями.

Если подвески такого типа установлены на кране с одинарным полиспастом, то при условии равного сопротивления в опорах блоков,

натяжения в набегающих ветвях канатов $S_1 \dots S_4$ будут отличаться от натяжений сбегающих ветвей $S'_1 \dots S'_4$ на величину КПД блоков η . Так как канавки блоков расположены симметрично относительно точки пересечения оси хвостовика крюка и оси блоков, то условие равновесия подвески в статике может быть записано как:

$$\sum_{i=1}^L S_i + \sum_{i=1}^L S'_i - G_{гр} = 0. \quad (1)$$

При подъеме груза и КПД блоков $\eta \neq 0$ должно соблюдаться еще одно условие

$$(S_1 + S'_1) \left(a_1 + \frac{a_2}{2} \right) + (S_2 + S'_2) \frac{a_2}{2} - (S_4 + S'_4) \left(a_3 + \frac{a_2}{2} \right) - ((S_3 + S'_3) \frac{a_2}{2} + G_{гр} H \sin \alpha = 0, \quad (2)$$

где α – угол отклонения оси блоков от горизонтального положения из-за различия натяжений в канатах полиспаста;

H – расстояние от оси блоков до центра зева крюка.

В зависимости от режима работы механизма подъема, осуществляемого перед началом измерения (подъем или опускание груза), подвеска будет поворачиваться в плоскости рисунка по или против часовой стрелки от вертикального положения, то есть диапазон изменения угла составит 2α . Рассматривая конкретный случай измерения массы груза при его подъеме и выразив натяжения в ветвях каната через S_1 и КПД блоков η , а также полагая $I + \frac{1}{\eta} \approx 2$, отношения $\frac{a_2}{a_1} = K_1$, и $\frac{a_1}{H} = K_2$, запишем уравнение 2 в следующем виде:

$$S_1 a_1 \left[(2 + K_1) \left(1 - \frac{1}{\eta^6} \right) + \left(\frac{1}{\eta^2} - \frac{1}{\eta^4} \cdot K_1 \right) \right] + G_{гр} H \sin \alpha = 0, \quad (3)$$

откуда

$$\sin \alpha = \frac{K_2 S_1}{G_{гр}} \left[(2 + K_1) \left(\frac{1}{\eta^6} - 1 \right) + K_1 \left(\frac{1}{\eta^4} - \frac{1}{\eta^2} \right) \right]. \quad (4)$$

Из рис. 1 и 2 видно, что воспринимаемое силоизмерителем усилие от веса груза будет составлять $G_{гр} \cdot \cos \alpha$, то есть в измерение будет внесена первая составляющая погрешности

$$(\Delta G_{гр})_1 = G_{гр} - G_{гр} \cdot \cos \alpha,$$

или

$$\delta_1 = (1 - \cos \alpha). \quad (5)$$

Здесь и далее под погрешностью, обусловленной КПД, подразумевается погрешность, вызванная случайным характером изменения сил трения.

Вторая составляющая погрешности возникает из-за колебаний сил трения скольжения в направляющих хвостовика крюка, то есть в

подвижном соединении деталей 4 и 5 подвески. Так как полный рабочий ход силоизмерителя составляет около 0,5 мм, то в этом случае можно предположить, что в направляющих будет возникать сопротивление от сил трения покоя, а не движения. Кромочные давления в направляющих при их длине h составят

$$P = \frac{H}{h} G_{гр} \sin \alpha. \quad (6)$$

При коэффициенте трения f в направляющих уменьшение усилия, передаваемого на силоизмерители, составит

$$(\Delta G_{гр})_2 = 2G_{гр} \frac{H}{h} f \cdot \sin \alpha,$$

или в относительных единицах при $\frac{H}{h} = K_3$

$$\delta_2 = (2K_3 \cdot f \cdot \sin \alpha). \quad (7)$$

Общая относительная погрешность определится как

$$\delta = \delta_1 + \delta_2,$$

или

$$\delta = (1 - \cos \alpha + 2K_3 f \sin \alpha). \quad (8)$$

Особенностью относительных погрешностей δ_1 и δ_2 является то, что они ни при каких условиях не могут иметь разные знаки, но их величина носит случайный характер, так как значение угла α в реальных условиях эксплуатации за счет чередования подъема и спуска груза могут изменяться в пределах $0 \leq \alpha \leq \alpha_{max}$.

Приняв длину h направляющих хвостовика крюка равной высоте датчика (~ 200 мм), определим значения погрешностей δ_1 и δ_2 для ряда значений КПД блоков. Расчеты выполнены для четырехблочных подвесок нормального и укороченного исполнений [1] с номинальной грузоподъемностью 32 т. Значения исходных параметров крановых подвесок приведены в табл.1, а значения погрешностей δ_1 , δ_2 и углов перекоса α – в табл.2 для одинарных полиспастов.

Из табл.2 видно, что наиболее существенной является погрешность, возникающая из-за трения в направляющих хвостовика крюка, которая уменьшается с увеличением КПД блоков полиспафта. При этом укороченные подвески менее приемлемы для встройки силоизмерителей, а КПД блоков существенным образом влияет на величину погрешности при определении веса поднимаемого груза

В случае применения указанных подвесок в сдвоенных полиспастных системах их перекося в плоскости чертежа будет определяться КПД уравнительного блока, то есть возможностью перемещения каната в условиях различной его вытяжки в полиспадах

в процессе эксплуатации крана. В этом случае при принятых ранее обозначениях и допущениях получаем

$$\sin\alpha = \frac{S_1}{G_{гр}} K_2 \left(\frac{1}{\eta_y} - 1 \right) \left(2 + K_1 + K_1 \frac{1}{\eta^2} \right), \quad (9)$$

где η_y – КПД уравнительного блока.

Таблица - 1. Значения исходных параметров крановых подвесок

| Параметры | Тип подвески | |
|-----------|--------------|-------------|
| | Нормальная | Укороченная |
| K_1 | 0.7 | 3.8 |
| K_2 | 0.17 | 0.13 |
| K_3 | 5.5 | 3.0 |
| f | 0.05 | 0.05 |

Таблица - 2. Значения погрешностей δ_1 , δ_2 и углов перекоса α для одинарных полиспастов

| Тип подвески | Расчетные параметры | КПД блоков полиспаста, η | | | | | |
|----------------------|---------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |
| Подвеска нормальная | δ_1 , % | 0,039 | 0,025 | 0,015 | 0,008 | 0,003 | 0,001 |
| | δ_2 , % | 1,54 | 1,24 | 0,95 | 0,69 | 0,44 | 0,26 |
| | α , град | 1,6 | 1,28 | 0,99 | 0,71 | 0,46 | 0,22 |
| Подвеска укороченная | δ_1 , % | 0,133 | 0,086 | 0,051 | 0,027 | 0,011 | 0,003 |
| | δ_2 , % | 1,55 | 1,24 | 0,95 | 0,69 | 0,44 | 0,21 |
| | α , град | 2,95 | 2,37 | 1,82 | 1,31 | 0,84 | 0,40 |

Величины погрешностей δ_1 , δ_2 и углов перекоса α для сдвоенных полиспастных систем приведены в табл.3. В соответствии с результатами исследований [2] КПД уравнительного блока может существенно отличаться от КПД остальных блоков за счет меньшего допустимого значения D/d .

Таблица - 3. Значения погрешностей δ_1 , δ_2 и углов перекоса α для сдвоенных полиспастов

| Тип подвески | Расчетные параметры | КПД блоков полиспаста | КПД уравнительного блока, η_y | | | | | |
|----------------------|---------------------|-----------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |
| Подвеска нормальная | δ_1 , % | 0,94 | 0,002 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 |
| | | 0,98 | 0,002 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 |
| | δ_2 , % | 0,94 | 0,26 | 0,21 | 0,16 | 0,12 | 0,083 | 0,04 |
| | | 0,98 | 0,26 | 0,21 | 0,16 | 0,12 | 0,083 | 0,04 |
| | α , град | 0,94 | 0,36 | 0,22 | 0,17 | 0,13 | 0,09 | 0,04 |
| | | 0,98 | 0,36 | 0,22 | 0,17 | 0,13 | 0,09 | 0,04 |
| Подвеска укороченная | δ_1 , % | 0,94 | 0,006 | 0,004 | 0,003 | 0,002 | 0,001 | 0,001 |
| | | 0,98 | 0,006 | 0,004 | 0,003 | 0,002 | 0,001 | 0,001 |
| | δ_2 , % | 0,94 | 0,31 | 0,25 | 0,20 | 0,15 | 0,10 | 0,05 |
| | | 0,98 | 0,31 | 0,25 | 0,20 | 0,15 | 0,10 | 0,05 |
| | α , град | 0,94 | 0,63 | 0,49 | 0,39 | 0,29 | 0,19 | 0,09 |
| | | 0,98 | 0,61 | 0,47 | 0,38 | 0,28 | 0,18 | 0,09 |

Сравнение значений погрешностей по табл.2 и табл.3 показывает, что для сдвоенных полиспастных систем погрешности δ_1 и δ_2 меньше, чем у одинарных.

Выводы:

1. При установке датчика силы в крюковой подвеске наиболее существенной является погрешность, возникающая из-за трения в направляющих хвостовика крюка, которая уменьшается с увеличением КПД блоков полиспаста.

2. Укороченные подвески менее приемлемы для встройки датчика силы, а КПД блоков существенным образом влияет на величину погрешности при измерении массы поднимаемого груза.

3. Для сдвоенных полиспастных систем погрешности δ_1 и δ_2 меньше, чем для одинарных.

4. В сдвоенных полиспастных системах необходимо использовать уравнительные блоки на опорах с высоким КПД и не занижать их диаметры, целесообразно в качестве уравнительных использовать рычажные системы.

5. В крюковых подвесках использование направляющих скольжения приводит к большим погрешностям измерения массы поднимаемого груза.

Для уменьшения погрешностей измерения массы поднимаемого груза необходимо применять либо направляющие качения, либо упругие кинематические устройства типа упругих направляющих или мембран.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковальский Б.С. Потери на блоках канатных полиспастов // Вестник машиностроения. – 1965. - №10. – с. 34 - 37.
2. Марон Ф.Л., Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов ПТМ. – Минск: Высшэйшая школа. – 1977. – 272 с.

УДК 621. 0

¹Венцель Є. С., д.т.н., ²Євтушенко А. В., к.т.н., ¹Щукін О. В., к.т.н.,
¹Орел О. В., к.т.н.¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет²Український державний університет залізничного транспорту

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗАЛЕЖНОСТІ ЗНОСУ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ ВІД ПОВЕРХНЕВОЇ ЩІЛЬНОСТІ ДИСЛОКАЦІЙ

Анотація. *Получена математическая модель зависимости интенсивности изнашивания трибосопряжений от целого ряда их характеристик, в частности, от поверхностной плотности дислокаций. Установлено, что величина интенсивности изнашивания при нестационарном режиме трения обратно пропорциональна поверхностной плотности дислокаций.*

Анотація. *Отримано математичну модель залежності інтенсивності зношування трибосполучень від цілого ряду їх характеристик, зокрема, від поверхневої щільності дислокацій. Встановлено що величина інтенсивності зношування при нестационарному режимі тертя обернено пропорційна поверхневій щільності дислокацій.*

Abstract. *The mathematical model of dependence of the wear intensity of tribo-units on a variety of their characteristics, in particular on the surface density of dislocations, is obtained. It is established that the intensity of wear at a nonstationary friction regime is inversely proportional to the surface density of dislocations.*

Постановка проблеми. В процесі роботи формуються структура і властивості поверхневих шарів, які забезпечують мінімізацію сил тертя і швидкості зношування. На підставі розглянутих загальних закономірностей Б. І. Костецьким [1–3] була побудована теорія структурно-енергетичної адаптації (структурного пристосовування) поверхонь тертя при механічних і термохімічних процесах. Згідно з цією теорією, для всіх матеріалів та умов середовища існує визначений діапазон навантажень і швидкостей переміщення, при яких відбувається нормальне протікання механіко-хімічного зношування.

При цьому структура поверхневих шарів набуває найбільшу для даних умов міцність проти фізико-хімічного впливу. Такі структури

©Венцель Є. С., Євтушенко А. В., Щукін О. В., Орел О. В.

Б.І. Костецький назвав вторинними.

Коли структура і властивості поверхневих шарів стають оптимальними, сили тертя і зношування квазістабілізуються, що характеризується мінімальними значеннями температури і швидкості зношування. В цьому випадку поверхні тертя адаптовані до умов тертя, тобто в максимальній степені наближені до стаціонарного стану [4].

Відомо також, що в реальній структурі кристалів завжди мають місце дефекти решітки, до яких належать дислокації. Особливостями їх структури, числом, закономірностями переміщення визначаються такі важливі характеристики металів, як пластичність, твердість і зносостійкість. Внаслідок дислокаційних процесів утворюються особливі структури поверхонь, які теж можна віднести до розряду вторинних. Велике значення при цьому має мастильне середовище, яке контактує з металевою поверхнею.

Поверхнево-активні речовини, які виникають у змащувальному мастилі при окисленні полегшують вихід дислокацій на поверхню тіла, що приводить до пластифікування, а отже, до зміцнення поверхневих шарів, підвищення межі текучості та опору до зношування.

Метою роботи є отримання математичної моделі, яка б пов'язувала інтенсивність зношування трибосполучення при нестационарному режимі роботи з поверхневою щільністю дислокацій.

Виклад основного матеріалу. Для отримання математичної моделі, яка б пов'язувала знос пари тертя при нестационарному режимі роботи з поверхневою щільністю дислокацій, скористаємося відомою теоремою І. Пригожина про наближення термодинамічної системи до стаціонарного стану, при якому виробництво ентропії прямує до мінімального значення. При цьому будемо припускати, що трибосполучення – це динамічна дисипативна система, в якій реалізується деградація енергії макромеханічного руху, тобто виробляється ентропія.

Спочатку за допомогою теореми І. Пригожина отримаємо вираз для величини рівновагової тангенційної напруги σ_τ , яка зумовлена силою тертя.

Визначимо з урахуванням вкладу дислокацій об'ємне виробництво ентропії для елемента об'єма dV , що містить поверхню тертя, яка межує з середовищем, тобто змащувальним мастилом. Об'ємне виробництво ентропії $p_s = d\dot{s} / dV$, що зумовлено дислокаціями, визначається співвідношенням [5]:

$$P_{SD} = \frac{1}{T} \sigma_{ij} \dot{E}_{ij}, \quad (1)$$

де σ_{ij} – тензор напружень;

\dot{E}_{ij} – швидкість пластичних деформацій;

T – температура.

Обмежуючись режимом пластичного контакту при нестационарному режимі роботи і враховуючи, що швидкість пластичної деформації у площині ковзання згідно з даними роботи [6],

$\dot{E}_{xy} = b\rho_D v_D$, отримаємо наступний вираз для виробництва ентропії, обумовлений дислокаціями:

$$v_D = \frac{10\sigma_\tau b^3 C_t}{3kT}, \quad (2)$$

де σ_τ – компонента тензору напруження, яка зумовлена питомою силою тертя;

b – абсолютна величина вектора Бюргерса;

C_t – швидкість звуку;

k – стала Больцмана;

T – температура.

На підставі даних, наданих у роботі [7], можна показати, що вклад у виробництво ентропії сил тертя враховується членом

$$P_{ST} = \frac{\sigma_\tau |\vec{v}| \vec{k}_0}{Tn} \text{grad } n, \quad (3)$$

де \vec{v} – вектор швидкості переміщення поверхонь трибовузла;

\vec{k}_0 – одиничний вектор;

n – об'ємна концентрація часток зносу в трибовузлі.

Тоді повне виробництво ентропії буде мати дві складові частини, що залежать від σ_τ та визначаються виразами (1) і (3) з урахуванням виразу (2):

$$P_S = \rho_D \frac{10\sigma_\tau^2 b^4 C_t}{3kT^2} + \frac{\sigma_\tau |\vec{v}| \vec{k}_0}{Tn} \text{grad } n \vec{k}_o + \sum \vec{J}_i \vec{X}_i, \quad (4)$$

де ρ_D – щільність дислокацій у приповерхневій зоні;

\vec{J}_i – термодинамічний потік;

\vec{X}_i – термодинамічна сила.

Остання складова частина у цьому виразі містить потоки і термодинамічні сили, що не залежать від σ_τ .

Оскільки згідно з теоремою І. Пригожина повне виробництво ентропії у стаціонарному стані, коли інтенсивність зношування та сили

тертя постійні, прямує до мінімуму, то умовний екстремум по σ_τ має вигляд $dps/d\sigma_\tau$, звідки, згідно з даними роботи [6], впливає наступний вираз для σ_τ , що відповідає стаціонарному стану:

$$\sigma_\tau = -\frac{3|\vec{v}| \text{grad } n k_o}{20b^4 \rho_d C_t n} kT. \quad (5)$$

Виразимо концентрацію n через характеристики поверхонь трибосполучення.

Якщо внаслідок зношування руйнується об'єм $\Delta V_{\text{из}}$, тоді утворюються частки зносу, що характеризуються середнім об'ємом V_o . Кількість цих часток та їх концентрація в об'ємі вузла тертя $V_{\text{ту}}$ визначаються співвідношеннями:

$$N = \frac{\Delta V_{\text{из}}}{V_o}, \quad n = \frac{\Delta V_{\text{из}}}{V_o V_{\text{ту}}}. \quad (6)$$

Якщо площа перетину вузла тертя Ω , товщина зношеного шару $h_{\text{и}}$, а середній зазор трибосполучення H , то:

$$n = \frac{h_{\text{и}} \Omega}{V_o V_{\text{ту}}} = \frac{h_{\text{и}}}{V_o H}. \quad (7)$$

Пов'яжемо товщину зношеного шару $h_{\text{и}}$ з переміщенням поверхонь трибосполучення Δl , використовуючи величину лінійного зношування $I_{\text{н}} = -\Delta h_{\text{и}} / l$. Нехай за проміжок часу τ_0 частка зносу середніх розмірів перемістилась вздовж осі Z на величину середнього зазору H . За цей же час вона переміститься вздовж поверхні тертя на відстань $\Delta l = v \tau_0$. Тоді $h_{\text{и}} = I v \tau_0$ і рівновагова концентрація, яка встановлюється за час формування вузла тертя τ_0 :

$$n = \frac{I v \tau_0}{V_o H}, \quad (8)$$

де I – інтенсивність зношування;

v – швидкість переміщення поверхонь тертя.

Підставляючи співвідношення (8) до (5), отримаємо:

$$\sigma_{\tau} = -\frac{3V_0 H |\text{grad } n| kT}{20b^4 \rho_{\text{д}} I \tau_0 C_t}. \quad (9)$$

Перетворимо вираз (9) таким чином. Якщо повна концентрація усіх часток на поверхні тертя дорівнює n_0 , а в деякому місці $z = \alpha H$ ($\alpha < 1$), вона внаслідок зменшення досягає значення $n_{\text{min}} \ll n_0$. Тоді, вважаючи, що

$$\text{grad } n = \frac{\partial n}{\partial Z} k_0 = \text{const}, \quad \text{маємо:}$$

$$n_0 - n_{\text{min}} \approx n_0 = \int_0^{\alpha H} \frac{\partial n}{\partial Z} dZ = \frac{\partial n}{\partial Z} \int_0^{\alpha H} dZ = |\text{grad } n| \alpha H. \quad (10)$$

Тоді, замінюючи у виразі (10) $H |\text{grad } n| = \frac{n_0}{\alpha}$ та враховуючи, що $C_t = \sqrt{G / \rho}$ остаточно отримаємо:

$$\sigma_{\tau} = \frac{3V_0 n_0 kT}{20\alpha b^4 \rho_{\text{д}} I \tau_0} \sqrt{\frac{\rho}{G}}, \quad (11)$$

де ρ – щільність;

G – модуль зсуву.

З отриманого виразу випливає, що рівновагова тангенційна напруга пропорційна середньому об'єму v_0 часток зносу та повній концентрації часток на поверхні тертя і обернено пропорційна поверхневій щільності дислокацій на поверхні тертя.

Вираз (11) справедливий для усієї ділянки пластичної деформації, то він повинен бути справедливим і для випадку, коли тангенційна напруга σ_{τ} дорівнює межі текучості σ_{τ} . Скориставшись тим, що σ_{τ} і твердість пов'язані співвідношенням $HB = 3\sigma_{\tau}$ нарешті отримаємо таку математичну модель інтенсивності зношування поверхні трибосполучення:

$$I = \frac{9V_0 n_0 kT}{20\alpha b^4 \rho_{\text{д}} \tau_0 HB} \sqrt{\frac{\rho}{G}} \approx \frac{V_0 n_0 kT}{2\alpha b^4 \rho_{\text{д}} \tau_0 HB} \sqrt{\frac{\rho}{G}}, \quad (12)$$

де V_o , n_o – відповідно, середній об'єм та об'ємна концентрація часток зносу у трибосполученні;

k – стала Больцмана;

T – температура;

α – коефіцієнт пропорційності;

b – абсолютна величина вектора Бюргерса;

ρ_d – щільність дислокацій у приповерхневій зоні;

τ_0 – інтервал часу;

ρ – щільність;

HV – твердість поверхні;

G – модуль зсуву матеріалу поверхні.

З виразу (12) виходить, що крім інших факторів величина інтенсивності зношування трибосполучення при нестационарному режимі обернено пропорційна поверхневій щільності дислокацій.

Отримана математична модель справедлива, очевидно, не тільки на час роботи трибосполучення при нестационарних режимах, а експериментальне підтвердження справедливості моделі дозволить пояснити причину підвищення зносостійкості поверхонь тертя при їх контакті з протизношувальними присадками.

ЛІТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.И. Классификация видов поверхностного разрушения и общие закономерности трения и изнашивания / Б.И. Костецкий // Вестник машиностроения. – 1984. – №11. – С.10–12.
2. Костецкий Б.И. О роли вторичных структур в формировании механизмов трения, смазочного действия и изнашивания / Б.И. Костецкий // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №4. – С.622–637.
3. Костецкий Б.И. Трение, смазка, износ / Б.И. Костецкий. – К.: Техника, 1970. – 396 с.
4. Ventsel Y, Klyus O. Self-organization of Machinery Tribounits / Y. Ventsel, O. Klyus. – Logistsra, 2015. – Pp. 4894 – 4897.
5. Мейз Дж. Теория и задачи механики сплошных сред: пер. с англ. / Б.И. Костецкий. – М.: Мир, 1974. – 319 с.
6. Хирт Дж., Лоте И. Теория дислокаций: Пер. с англ. / Дж. Хирт, И. Лоте. – М.: Атомиздат, 1972. – 599 с.
7. Березняков А.И. Комплексная структурная приспособляемость трибосопряжений в аспекте теоремы И. Пригожина / А.И. Березняков, Е.С. Венцель // Трение и износ. – 1993. – Т.14, №1. – С.194–202.

УДК 621.825

Проценко В. О., к.т.н.

Херсонська державна морська академія

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ В УМОВАХ НЕСПІВВІСНОСТІ

Анотація. Розроблено математичну модель роботи канатно-роликової муфти в умовах неспіввісності, яка дала можливість обчислити видовження каната та радіальне навантаження від муфти на сполучені вали в залежності від кута повороту муфти. Встановлено, що видовження каната та радіальне навантаження від муфти на вали змінюються за несиметричним знакопостійним циклом. Конструкція муфти забезпечує мінімальну величину видовження каната та відповідно навантаження від муфти на вали. Сумарний натяг каната від робочого навантаження та неспіввісності при роботі муфти також змінюється за асиметричним знакопостійним циклом, тобто прослаблення каната при роботі муфти виключене. Зі збільшенням величини неспіввісності зростає амплітуда сили натягу та напружень розтягу в дротинах, а коефіцієнт асиметрії циклу розтягу каната при обертанні муфти зменшується.

Ключові слова: муфта, канат, неспіввісність, момент, привід.

Анотация. Разработана математическая модель работы канатно-роликовой муфты в условиях несоосности, которая дала возможность вычислить удлинение каната и радиальную нагрузку от муфты на соединенные валы в зависимости от угла поворота муфты. Установлено, что удлинение каната и радиальная нагрузка от муфты на валы изменяются по несимметричному знакопостоянному циклу. Конструкция муфты обеспечивает минимальную величину удлинения каната и соответственно нагрузку от муфты на валы. Суммарное натяжение каната от рабочей нагрузки и несоосности при работе муфты также изменяется по асимметричному знакопостоянному циклу, то есть прослабление каната при работе муфты исключено. С увеличением величины несоосности возрастает амплитуда силы натяжения каната и напряжений растяжения в проволоках, а коэффициент асимметрии цикла растяжения каната снижается.

Ключевые слова: муфта, канат, несоосность, момент, привод.

Annotation. Mathematical model for the operation of a rope-roller coupling under misalignment conditions has been developed, which made it

©Проценко В. О.,

possible to calculate the rope elongation and the radial load from the coupling on the connected shafts, depending on the angle of coupling rotation. It has been established that the rope elongation and the radial load from the coupling to the shafts change in an asymmetric constant-sign cycle. The design of the coupling provides the minimum amount of rope extension and, correspondingly, the coupling load on the shafts. The total tension of the rope from the work load and misalignment during the operation of the coupling also changes in an asymmetric constant-cycle, that is, the weakening of the rope during the operation of the coupling is excluded. With an increase in misalignment, the amplitude of the tension force of the rope and tensile stresses in the wires increases and the coefficient of asymmetry of the rope's stretching cycle decreases.

Keywords: coupling, rope, misalignment, torque, transmission.

Вступ. При будь-яких уявних перспективах тієї чи іншої конструкції, однозначний висновок можна отримати, виконавши експериментальну оцінку або розрахунок основних якісних її показників. Для муфт одним із найголовніших показників є компенсуюча здатність [1], яка зокрема характеризується силовою дією муфти на вали – радіальним навантаженням, яке в свою чергу пов’язує радіальну жорсткість муфти та власне радіальну неспіввісність Δ_r . Тому оцінка радіального навантаження на вали при роботі муфт в умовах радіальної неспіввісності становить важливу задачу.

Постановка задачі. Задачами даного дослідження є вивчення роботи нової муфти в умовах радіальної неспіввісності – розкрити механізм передачі навантаження, отримати вирази для обчислення видовження каната та навантаження на вали, а також вплив конструктивних параметрів муфти на ці навантаження, а також встановити характер прикладення радіального навантаження до валів, сполучених муфтою.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо роботу муфти в умовах радіальної неспіввісності Δ_r . При цьому (рис. 1) центр веденої напівмуфти в якій закріплено осі роликів зміститься на величину Δ_r з точки O в точку O_1 . При цьому при обертанні муфти змінюються ряд відстаней AB, SA , дуга SR за рахунок зміни кутів $\beta_1, \beta_2, \beta_4 - \beta_7$ та кута монтажного зміщення ξ . Для аналізу зміни параметрів муфти точки розрахункової схеми, що відносяться до ролика та каната, які знаходяться над площиною радіального зміщення (площина в якій лежать осі зміщених валів) позначимо індексом 1, а ті, що знаходяться під площиною зміщення - індексом 2. Відповідно кути - одним штрихом та двома штрихами. Таким чином ділянка каната $O_1R_1S_1A_1$, що розташована над площиною радіального зміщення стане довшою за

ділянку $O_1R_2S_2A_2$ під площиною зміщення за рахунок збільшення довжини відрізка S_1A_1 порівняно з S_2A_2 та довжини дуги R_1S_1 порівняно з R_2S_2 (за рахунок збільшення кута охоплення ролика β_2^I порівняно з кутом β_2^{II}). Для оцінки видовження каната та відповідно навантаження на вали від муфти за наявності радіальної неспіввісності Δ_r необхідно знайти довжину каната в таких умовах, а ця задача зводиться до знаходження довжини згаданих ділянок $O_1R_1S_1A_1$ та $O_1R_2S_2A_2$, а відповідно і кутів $\beta_2^I = \beta_5^I + \beta_6^I + \beta_7^I$ та $\beta_2^{II} = \beta_5^{II} + \beta_6^{II} + \beta_7^{II}$. Для знаходження цих кутів необхідно визначити також зведені кути монтажного зміщення ξ_1^I та ξ_2^I . Всі параметри необхідно визначити в залежності від кута повороту муфти відносно площини радіального зміщення для оцінки зміни параметрів муфти при обертанні.

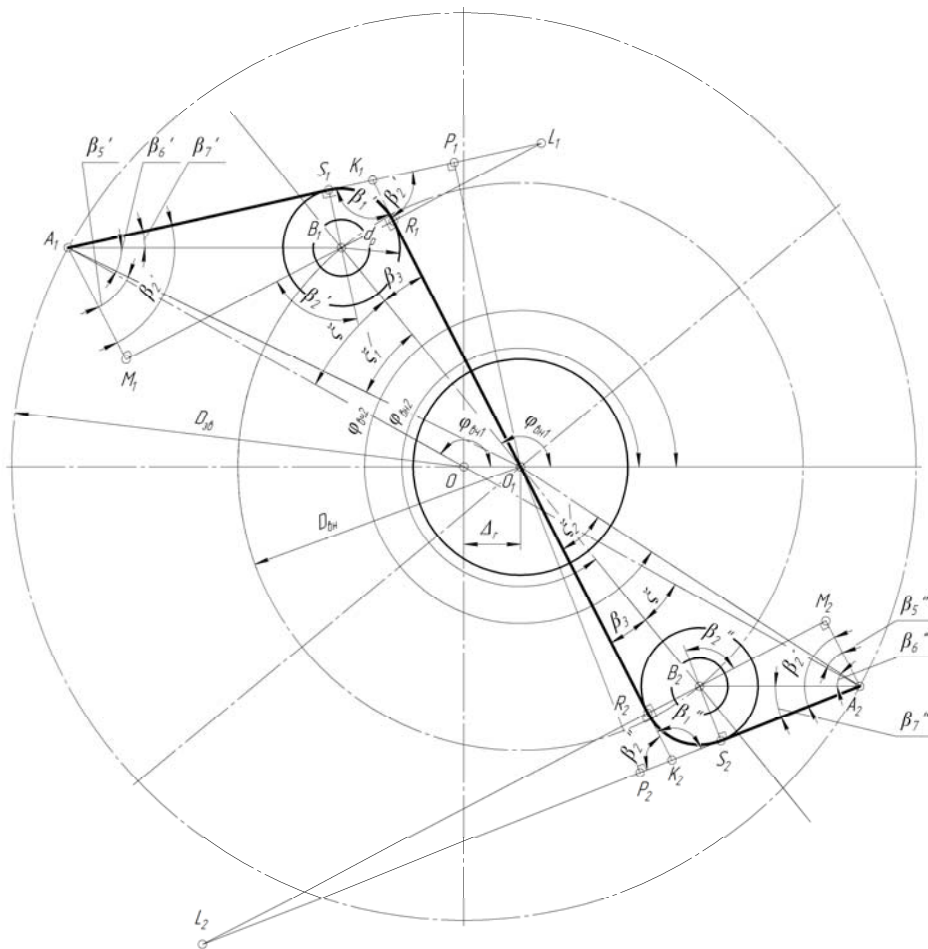


Рисунок 1 – Схема до геометричного розрахунку муфти при роботі в умовах радіальної неспіввісності

Відстань AB в будь-якому положенні визначена раніше методом замкнених векторних контурів становить [2]:

$$L_{A_i B_i} = \sqrt{\left[\Delta_r + 0,5D_{\text{вн}} \cos \varphi_{\text{вн}i} - 0,5D_{\text{зв}} \cos \varphi_{\text{вч}i} \right]^2 + \left[0,5D_{\text{вн}} \sin \varphi_{\text{вн}i} - 0,5D_{\text{зв}} \sin \varphi_{\text{вч}i} \right]^2}, \quad (1)$$

Повертаючись до рис. 1, з трикутника OA_1O_1 можемо записати:

$$\begin{aligned} A_1O_1 &= \sqrt{OO_1^2 + OA_1^2 - 2 \times OO_1 \times OA_1 \cos \varphi_{\text{вч}1}}, \\ L_{A_1O_1} &= \sqrt{\Delta_r^2 + 0,25D_{\text{зв}}^2 - \Delta_r \times D_{\text{зв}} \cos \varphi_{\text{вч}1}}, \\ L_{A_1O_i} &= \sqrt{\Delta_r^2 + 0,25D_{\text{зв}}^2 - \Delta_r \times D_{\text{зв}} \cos \varphi_{\text{вч}i}}. \end{aligned} \quad (2)$$

З трикутника $O_1A_1B_1$ матимемо за теоремою косинусів:

$$A_1B_1^2 = A_1O_1^2 + O_1B_1^2 - 2 \times A_1O_1 \times O_1B_1 \cos \xi_1', \quad (3)$$

звідки отримаємо:

$$\begin{aligned} \xi_1' &= \arccos \left[\frac{A_1O_1^2 + O_1B_1^2 - A_1B_1^2}{2 \times A_1O_1 \times O_1B_1} \right], \\ \xi_1' &= \arccos \left[\frac{L_{A_1O_1}^2 + 0,25D_{\text{вн}}^2 - L_{A_1B_1}^2}{L_{A_1O_1} D_{\text{вн}}} \right], \text{ або в загальному вигляді} \\ \xi_i' &= \arccos \left[\frac{L_{A_1O_i}^2 + 0,25D_{\text{вн}}^2 - L_{A_iB_i}^2}{L_{A_1O_i} D_{\text{вн}}} \right]. \end{aligned} \quad (4)$$

Далі можна використовувати отримані раніше формули підставляючи замість ξ зведений кут ξ_i' .

$$\begin{aligned} \beta_2^i &= \xi_i' + \beta_3 + \beta_6^i + \beta_7^i = \\ &= \xi_i' + \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} + \arcsin \left(\frac{0,5D_{\text{вн}}}{L_{A_iB_i}} \sin \xi_i' \right) + \arcsin \left(\frac{0,5d_p}{L_{A_iB_i}} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\beta_1^i = 180 - \beta_2^i, \quad (6)$$

де d_p - діаметр ролика.

Відповідно довжина каната у кожному положенні муфти становитиме:

$$L_{\text{к}\Delta} = L_{\text{к}1} + L_{\text{к}2}, \quad (7)$$

де $L_{\text{к}1} = S_1A_1 + R_1S_1 + O_1R_1$ - довжина відрізка каната над площиною радіального зміщення;

$L_{\text{к}2} = S_2A_2 + R_2S_2 + O_2R_2$ - довжина відрізка каната під площиною радіального зміщення.

Де:

$$S_i A_i = A_i B_i \cos \beta_7 = L_{A_i B_i} \cos \left(\arcsin \frac{0,5d_p}{L_{A_i B_i}} \right). \quad (8)$$

$$R_i S_i = \frac{\pi d_p}{360} \beta_2^i. \quad (9)$$

$$O_1 R_1 = O_2 R_2 = 0,5D_{\text{вн}} \cos \beta_3 = 0,5D_{\text{вн}} \cos \left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right). \quad (10)$$

Видовження каната порівняно з довжиною L_k каната в муфті, що сполучає співвісні вали становитиме:

$$\Delta L_k = L_{k\Delta} - L_k. \quad (11)$$

$$L_k = 2 \left(0,5D_{\text{вн}} \cos \beta_3 + \frac{\pi d_p}{360} \beta_2 + L_{AB} \cos \beta_7 \right). \quad (12)$$

Радіальне навантаження на вали від деформації каната становитиме:

$$F_{\text{рад}} = A_{\Sigma} E_k \frac{\Delta L_k}{L_k}, \quad (13)$$

де A_{Σ} - сумарна площа дротин каната;

$E_k = 1,0 \times 10^5$ МПа - модуль пружності каната при розтягу [3].

Для ілюстрації отриманих теоретичних викладок виконаємо моделювання для муфти з наступними параметрами: $D_{\text{зв}} = 120$ мм, $D_{\text{вн}} = 65$ мм, $d_p = 20$ мм, $\zeta = 45^\circ$. Довжина каната при відсутності радіального зміщення напівмуфт, розрахована за раніше отриманими формулами складає $L_k = 184,37$ мм. Силовий розрахунок, виконаний за розробленою раніше методикою, показав, що умовам міцності відповідає канат конструкції $6 \times 7 (1+6) + 1$ о.с. ЛК-О ГОСТ 3069 діаметром $d_k = 2,2$ мм з сумарною площею дротин $A_{\Sigma} = 1,64$ мм² та розривним зусиллям 2555 Н (маркерувальна група 1770 МПа). Радіальне зміщення модельної муфти для наочності приймали $\Delta_r = 0,5$ мм - вдвічі більше ніж допустиме радіальне зміщення для муфти-прототипа ROTEX SIZE 28, для якої допускається лише $[\Delta_r] = 0,25$ мм.

Кут повороту муфти φ_i змінювали в діапазоні $0 \dots 360^\circ$ через 30° , відповідно кути розташування елементів муфти обчислювали за формулами:

$$\varphi_{\text{вчлі}} = \varphi_i, \quad (14)$$

$$\varphi_{\text{внлі}} = \varphi_i - \xi, \quad (15)$$

$$\varphi_{вч2i} = \varphi_{вч1i} + \pi, \quad (16)$$

$$\varphi_{вн2i} = \varphi_{вн1i} + \pi. \quad (17)$$

Звідки за формулою (1) визначали в кожному положенні відстані $L_{A_1B_1}$ та $L_{A_2B_2}$, за формулою (2) відстані $L_{A_1O_1}$ та $L_{A_2O_2}$, далі за формулою (4) зведені кути монтажного зміщення ξ_1' та ξ_2' , кути β_2' , β_2'' , β_1' , β_1'' , та відповідно довжину каната L_k для співвісної (12) та неспіввісної $L_{k\Delta}$ (7) муфти, видовження каната ΔL_k (11), а також радіальне навантаження $F_{рад}$ від муфти на вали (13).

Результати моделювання показані на рис. 2, з якого можна зробити наступні висновки. Видовження каната та зміна радіального навантаження від муфти на вали відбувається за асиметричним знакопостійним циклом. При цьому максимальне видовження каната складає 0,0055 мм, що є в 9 разів менше за неспіввісність при якій виконане моделювання. При цьому максимальне радіальне навантаження на вали становить близько 5 Н (0,5 кгс), що ілюструє високу компенсуючу здатність муфти - при модельованій радіальній неспіввісності 0,5 мм її жорсткість складе близько 10 Н/мм. Муфти адекватної навантажувальної здатності інших типів (наприклад з пружною зірочкою та втулково-пальцева) створюватимуть радіальні навантаження набагато більші.

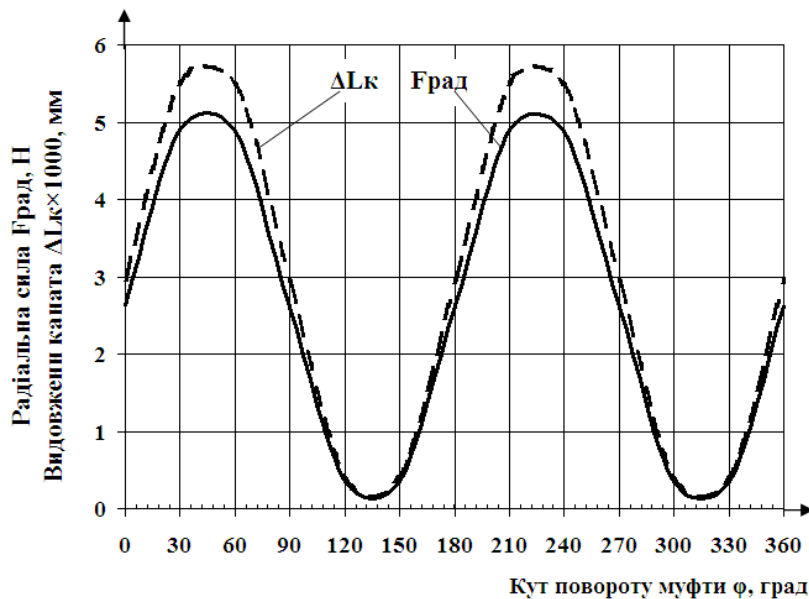


Рисунок 2 – Графік зміни видовження каната та радіального навантаження на вали

На рис. 3 показано графік зміни сумарного натягу каната $F_{н\Delta}$ (18) модельної муфти в залежності від кута її повороту при різних

значеннях радіальної неспіввідності $\Delta_r = 0,5$ мм; 1,5 мм; 2,5 мм; 3,5 мм. Зусилля натягу каната, що відповідає робочому навантаженню муфти визначали за отриманими раніше формулами.

$$F_{H\Delta} = F_H + F_{рад} \cdot \quad (18)$$

На зусилля (18) необхідно розраховувати на статичну міцність деталі муфти та затискні елементи для канатів.

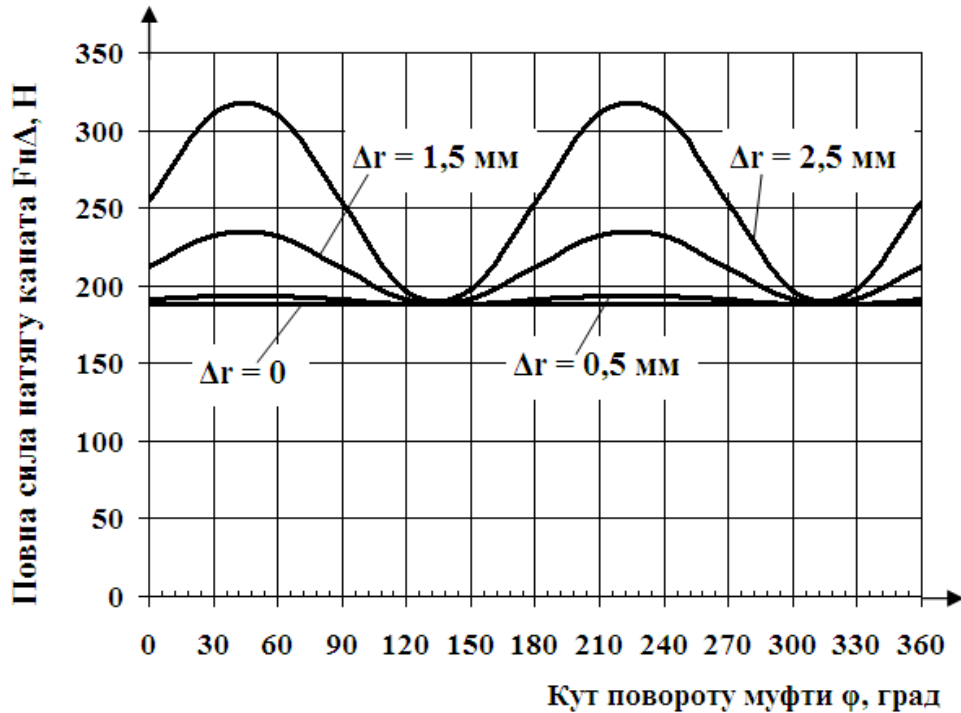


Рисунок 3 – Графік зміни видовження каната та радіального навантаження на вали

Графік на рис. 3 підтверджує, що натяг каната при роботі муфти в умовах радіальної неспіввідності змінюється за асиметричним знакопостійним циклом. При чому зі збільшенням величини неспіввідності зростає амплітуда натягу та напружень розтягу в канаті, а коефіцієнт R асиметрії циклу [4] розтягу каната при обертанні муфти зменшується. Так при радіальній неспіввідності $\Delta_r = 0,5$ мм сумарний максимальний натяг каната збільшується (при куті повороту приблизно 50°) порівняно зі співвісною муфтою з 188 Н ($\Delta_r = 0$) до 195 Н (збільшення на 3% ($R = 0,96$)), при радіальній неспіввідності $\Delta_r = 1,5$ мм максимальний натяг становить уже близько 235 Н (збільшується на 25% ($R = 0,80$)) при наявності радіальної неспіввідності у $\Delta_r = 2,5$ мм максимальний натяг каната становить вже 312 Н (приріст 70% ($R =$

0,60)), при подальшому зростанні радіального зміщення до $\Delta_r = 3,5$ мм він становитиме 430 Н (більше за робочий натяг на 130% ($R = 0,44$)). Очевидно в останньому випадку при роботі муфти коефіцієнт запасу міцності, закладений при виборі канату зменшується більше ніж вдвічі. Цей факт потрібно враховувати при розрахунку муфти, передбачаючи при підборі каната можливу неспіввісність та відповідно додатковий натяг каната від цієї неспіввісності. Взагалі кажучи, коефіцієнт запасу міцності при підборі каната для муфти потрібно розглядати диференційовано – він повинен враховувати: запас за основним робочим натягом, що відповідає номінальному моменту муфти, запас на можливий приріст натягу від неспіввісності, та запас на динамічні навантаження, що виникають при роботі муфти під час неусталених режимів пуску та зупинки, а також динамічність робочого режиму агрегату, що оснащений муфтою. Такий підхід відомий [5], проте в ньому не враховано як раз неспіввісність сполучених муфтою валів. Зазвичай додаткові навантаження на пружні елементи від неспіввісності враховується обмеженням величини неспіввісності регламентуючими документами на муфти. Такий підхід приводить в свою чергу до недовикористання міцності пружного елемента муфти.

За рахунок виконаних в роботі теоретичних досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Розроблено математичну модель роботи канатно-роlikової муфти в умовах неспіввісності, яка дала можливість обчислити видовження каната та радіальне навантаження від муфти на сполучені вали в залежності від кута повороту муфти.

2. Встановлено, що видовження каната та радіальне навантаження від муфти на вали змінюються за несиметричним знакопостійним циклом, досягаючи максимуму в положенні коли вісь каната R_1/R_2 наближається до вектора радіального зміщення OO_1 .

3. Конструкція муфти забезпечує мінімальну величину видовження каната та відповідно навантаження від муфти на вали. Модельна муфта, наприклад, при радіальній неспіввісності сполучених валів 0,5 мм має найбільше видовження каната на рівні 5,5 мкм та при цьому створює радіальне навантаження близько 5Н.

4. Сумарний натяг каната від робочого навантаження та неспіввісності при роботі муфти також змінюється за асиметричним знакопостійним циклом, тобто прослаблення каната при роботі муфти виключене у всіх випадках. При чому зі збільшенням величини неспіввісності зростає амплітуда сили натягу та напружень розтягу в дrotинах каната, а коефіцієнт R асиметрії циклу розтягу каната при обертанні муфти зменшується. Так для модельної муфти при радіальній неспіввісності $\Delta_r = 0,5$ мм сумарний максимальний натяг каната збільшується (при куті повороту приблизно 50°) порівняно зі

співвісною муфтою з 188 Н ($\Delta_r = 0$) до 195 Н (збільшення на 3% ($R = 0,96$)), при радіальній неспіввісності $\Delta_r = 1,5$ мм максимальний натяг становить уже близько 235 Н (збільшується на 25% ($R = 0,80$)) при наявності радіальної неспіввісності у $\Delta_r = 2,5$ мм максимальний натяг каната становить вже 312 Н (приріст 70% ($R = 0,60$)), при подальшому зростанні радіального зміщення до $\Delta_r = 3,5$ мм він становитиме 430 Н (більше за робочий натяг на 130% ($R = 0,44$)).

ЛІТЕРАТУРА

1. Малащенко В.О., Куновський Г.П. Навантажувальна здатність приводів великомасових систем. Монографія. – Львів: «Новий світ-2000», 2016. – 150 с.
2. Проценко В.О. Механізм передачі навантаження муфтами з торцевими канатами в умовах радіальної неспіввісності / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. - №4 – С. 45 - 55.
3. Малиновский В.А. Стальные канаты: аналитический справочник / В.А. Малиновский. – Одесса: Астропринт, 2016. – 252 с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
5. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

УДК 62-529

Єфименко О. В., к.т.н., Розенфельд М. В, викладач,

Мусаєв З. Р., аспірант

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПЕРЕЇЗДУ ОДИНОЧНОГО КОЛЕСА ЧЕРЕЗ ПЕРЕШКОДУ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

***Анотація.** У даній статті розглядається процес подолання профільної перешкоди поодиноким колесом як підсистема, що визначає показники прохідності колісної техніки. Також в статті наводиться приклад використання комп'ютерного моделювання, а саме двох різних програмних комплексів для отримання найбільш точного результату.*

***Ключові слова:** профіль, колесо, програмний комплекс, математична модель, перешкода, комп'ютерна модель, показники, припущення.*

***Аннотация.** В данной статье рассматривается процесс преодоления профильного препятствия одиночным колесом, как подсистема определяющая показатели проходимости колесной техники. Также в статье приводится пример использования компьютерного моделирования, а именно, двух разных программных комплексов для получения наиболее точного результата.*

***Ключевые слова:** профиль, колесо, программный комплекс, математическая модель, препятствие, компьютерная модель, показатели, допущения.*

***Abstract.** This article deals with the process of overcoming a profile obstacle by a single wheel, as a subsystem that determines the characteristics of the patency of wheeled vehicles. Also, the article gives an example of the use of computer modeling, namely, two different software packages for obtaining the most accurate result.*

***Keywords:** profile, wheel, program complex, mathematical model, obstacle, computer model, indicators, assumptions.*

Постановка проблеми. Машини для земляних робіт високої прохідності є найважливішою ланкою в системі дорожнього будівництва. До характерних умов експлуатації даного типу машин високої прохідності, відноситься пересічена місцевість (особливо на робочому майданчику), яка являє собою сукупність різних перешкод природного та штучного походження, орієнтованих в різних напрямках

© Єфименко О. В., Розенфельд М. В, Мусаєв З. Р.

і розташованих у випадковому порядку. Пристосованість машини до руху по пересіченій місцевості з подоланням профільних перешкод визначає його важливу експлуатаційну властивість – профільну прохідність. Прокідність є одним з найважливіших експлуатаційних властивостей машин для земляних робіт, що визначають їх пристосованість до експлуатації в заданих умовах. Оскільки дорожнє будівництва потребує ефективну колісну техніку високої прохідності в нашій країні, так і за кордоном проводяться досить результативні теоретичні та експериментальні дослідження і дослідно – конструкторські роботи з цього напрямку.

Аналіз публікацій. Питання прохідності, та як наслідок, стійкості машин даного класу займають важливе місце в фундаментальних працях[1– 4] таких вчених як: Амашеа Насера, Разарьонова Л. В., Перевознік І. А., Малкіна М. А., Бочарова Н. Ф., R. C. Dix, T. J. Lehman Christian Brecher, Marcel Fey, Christian Tenbrock, Matthias Daniels та ін.

Мета і постановка задачі. Мета роботи – розробка математичної та комп'ютерної моделі процесу подолання профільної перешкоди поодиноким колесом для подальшого порівняння результатів двох різних методів розрахунку та створення нової системи прийняття рішень даного класу задач.

Розробка комп'ютерної моделі. На початку роботи необхідно дати оцінку складності даного завдання, оскільки процес подолання колесом порогу є досить непростим фізичним явищем. З одного боку потрібно врахувати гнучкий матеріал шини, а з іншого подібний розрахунок потребує досить великих енергетичних потреб. Тому для виконання подібного дослідження з метою економії часу та енергетичних затрат ЕВМ, необхідне використання декількох програмних комплексів. Зокрема, при моделюванні було використано два програмних комплекси, а саме Autodesk Inventor 2016, який дозволяє проводити динамічні розрахунки без урахування гнучких зв'язків, та Ansys 13, що доповнює деякі особливості динамічного моделювання в Autodesk Inventor 2016. Для початку потрібно побудувати віртуальну модель у середовищі Inventor, за допомогою існуючої геометрії.[5, 6]. (Рисунок 1).

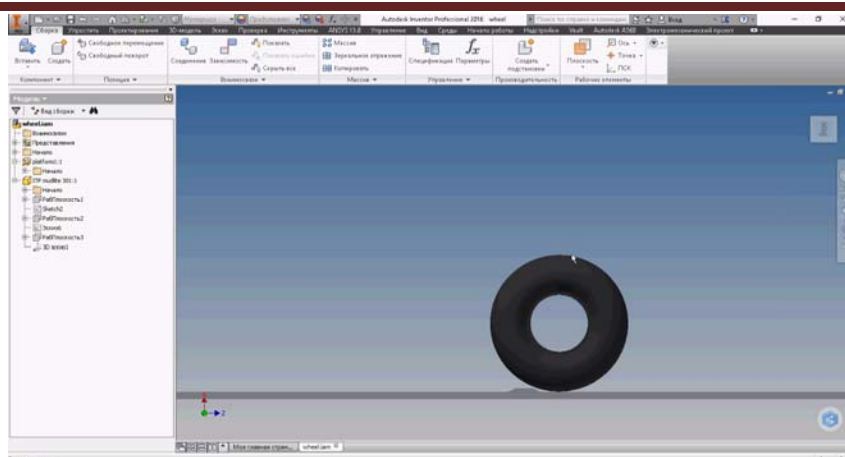


Рисунок 1 – Середовище геометричного моделювання Autodesk Inventor

Усі необхідні команди для розрахунку динамічних систем знаходяться у додатковому модулі «Динамічне моделювання». (рисунок 2)

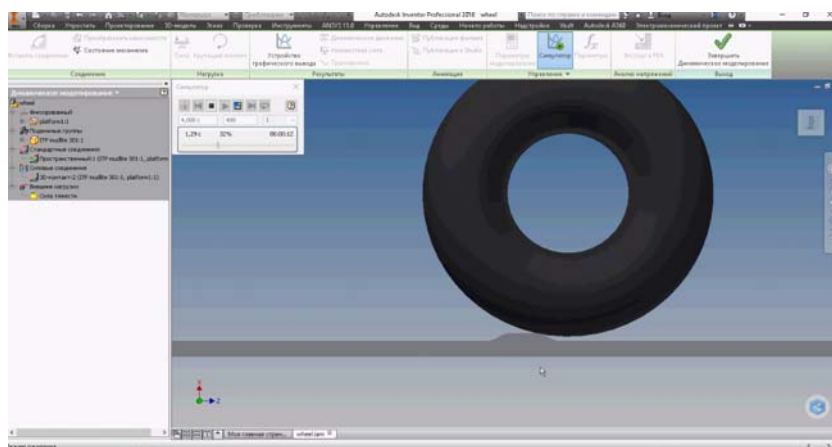


Рисунок 2 – Середовище динамічного моделювання Autodesk Inventor

Наступний етап представляє собою вибір оптимальних параметрів даного процесу, а саме:

- параметрів контакту колеса з опорною поверхнею (жорсткість, демпфірування та коефіцієнт тертя);
- параметрів швидкості руху об'єкту;
- коефіцієнту вільного падіння;
- параметрів фіксуючої деталі(в даному випадку опорна поверхня)

Після вибору названих вище умов моделювання ведеться основний розрахунок паралельно з яким отримуємо наступні результати моделювання:

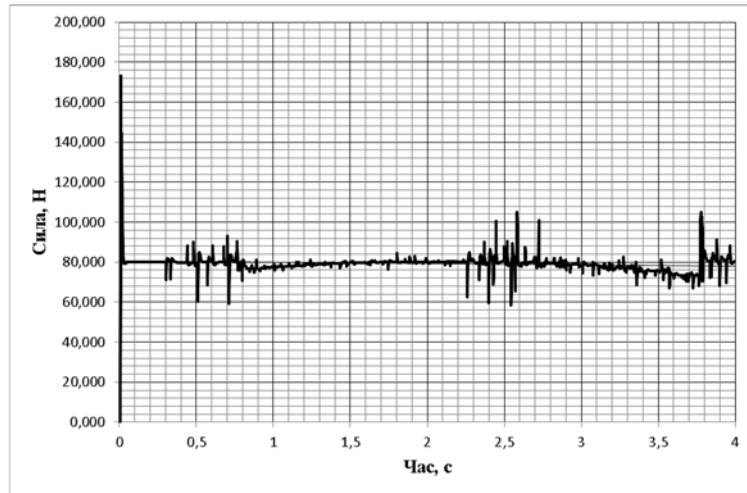


Рисунок 3 – Осцилограма, яка характеризує зусилля, що виникають на шині під час переїзду через одиночну перешкоду

Сутність даного методу полягає у тому, що точність моделювання у будь-якому програмному комплексі залежить напряму від обраного матеріалу. Отже, зважаючи на те, що Autodesk Inventor не дозволяє більш точно описати цей процес через нездатність урахувати гнучкість матеріалу решта розрахунків буде проводитись у програмному комплексі Ansys.

Нами запропоновано використовувати транслявання моделі у положенні зіткнення покриття з пороговою перешкодою у Ansys, за допомогою відповідного додаткового компоненту. (рисунок 4).

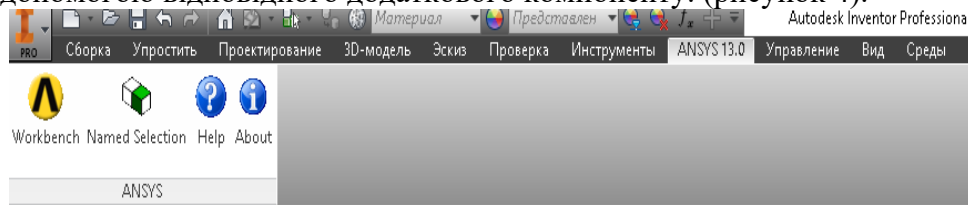


Рисунок 4 – Додатковий компонент, що дозволяє експортувати моделі у Ansys

В згаданому вище положенні треба визначитись з зусиллями, що діють на об'єкт в даний момент часу, та зазначити їх в Ansys, а саме у додатковому компоненті Static Structural. За тим же принципом призначаємо матеріал усіх компонентів моделі та будуємо розрахункову сітку (рисунок 5).

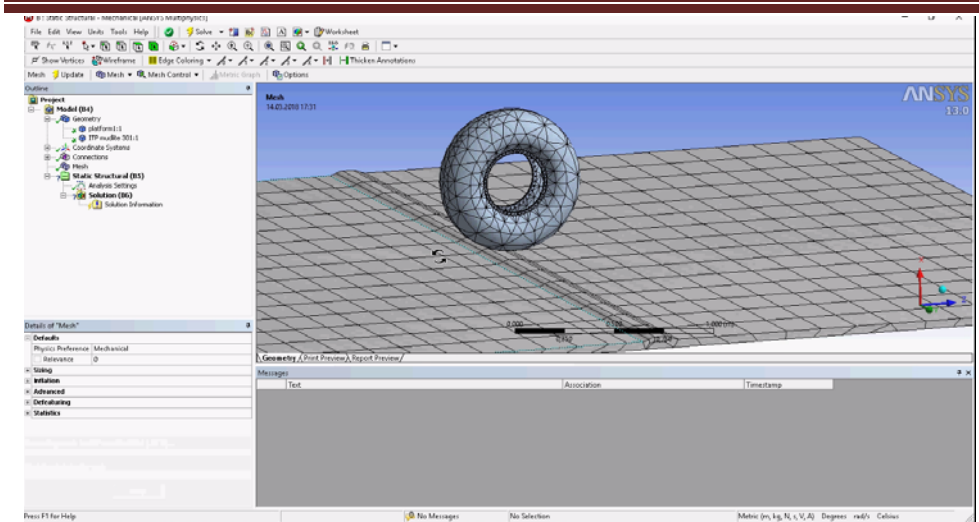


Рисунок 5 – Розрахункова сітка

Аналіз показує, що для моделювання у попередньому програмному продукті потрібно додати силу, що діє на об'єкт дослідження під час його зіткнення з пороговою перешкодою (80 Н) та вести розрахунок моделі у програмному комплексі Ansys та отримати кольорову гамму навантажень (рисунок 6)

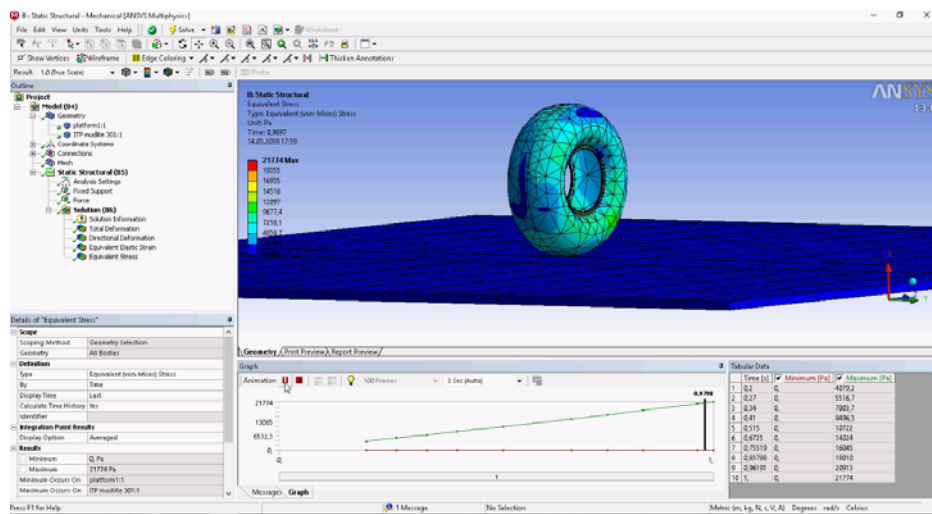


Рисунок 6 – Гамма навантажень, що характеризує дійсну напругу з урахуванням матеріалу колеса

Аналіз показує, що максимальне навантаження не перевищує 9677,4 Па. Отже, з урахуванням гнучкого матеріалу, сила у 80 Н викликає навантаження у розмірі 9677,4 Па, або 9,6774 кН/м².

Висновки. Запропонований метод моделювання показує, що ряд задач можливо вирішувати за допомогою віртуальних моделей.

Звичайно, адекватність даної моделі ще слід довести що й планується зробити у подальших дослідженнях. Процес моделювання можна розбити на 5 етапів:

- Статичне положення шини перед наїздом на перешкоду, напруга у цьому положенні складає 5562,25 Па;
- Момент зіткнення шини з одиночною перешкодою, напруга у цьому положенні складає 9677,4 Па;
- Момент переїзду шини через перешкоду, напруга у цьому положенні складає 8563,3 Па;
- Момент з'їзду шини з перешкоди, напруга у цьому положенні складає 9132,11 Па;
- Момент статичного положення шини після подолання перешкоди, напруга у цьому положенні складає 5570,2 Па;

Аналіз публікацій показує, що подолання шиною порогової перешкоди є досить складним процесом, який потребує детальної уваги. Нами було запропоновано метод, який дозволяє отримувати результат при моделюванні на ПК. В подальших дослідженнях планується розробити математичну модель та провести аналіз адекватності моделі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Малкин М. А. Метод повышения профильной проходимости полноприводного автомобиля за счет применения регулируемого силового привода колес / М. А. Малкин, Дис., к. т. н. – М., 2011. – 226 с.
2. Амашех Н. Динамика одноковшового фронтального пневмоколесного погрузчика, оборудованного нелинейным газогидравлическим амортизатором / Н. Амашех, Дис., к. т. н. – Харьков, ХАДИ, 1994. – 275 с.
3. Разарьонов Л.В. Повышение эффективности короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота / Л. В. Разарьонов, Дис., к. т. н. – Харьков, ХАДИ, 2007. – 181 с.
4. Перевозник И. А. Прогнозирование параметров нагруженности короткобазовых ковшовых погрузчиков с регулируемыми гидрообъемными трансмиссиями / И. А. Перевозник, Дис., к. т. н. – Харьков, ХАДИ, 1999. – 255 с.
5. Єфіменко О. В. Проектування будівельних та дорожніх машин шляхом порівняння результатів їх комп'ютерного та фізичного дослідження / О. В. Єфіменко, Т. В. Пługіна, З. Р. Мусаєв // Строительство Материаловедение Машиностроение: сб. науч. тр. – 2017. – Вып. 97. С. 99 – 105.
6. Єфіменко О. В. Проектування будівельних та дорожніх машин за допомогою сучасних методів комп'ютерного моделювання робочих

процесів / О. В. Єфименко, Т. В. Пругіна, З. Р. Мусаєв // Підйомно-транспортна техніка: науково – технічний та виробничий журнал – 2017. – Вип. 53. С. 55 – 63.

7. Dix R. C. Simulation of the Dynamics of Machinery / R. C. Dix, T. J. Lehman // Mechanics, Mechanical and Aerospace Engineering Department, Illinois Institute of Technology, Chicago. – 2010.

8. Christian Brecher. Multipoint Constraints for Modeling of Machine Tool Dynamics / Christian Brecher, Marcel Fey, Christian Tenbrock, Matthias Daniels // Contributed by the Manufacturing Engineering Division of ASME for publication in the JOURNAL OF MANUFACTURING SCIENCE AND ENGINEERING. Manuscript received June 15, 2015

УДК 621.876

Михайлов Е. П., к.т.н.; Вудвуд А. Н., Кнюх А. Б.

Одесский национальный политехнический университет

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПРУЖИННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА

Аннотация: Разработана конструкция экспериментального стенда для испытаний пружинно-гидравлического тормоза. Проведено обоснование, конфигурация и наладка аппаратной части стенда, разработана программа для снятия, обработки и хранения результатов испытания пружинно-гидравлического тормоза.

Ключевые слова: экспериментальный стенд, пружинно-гидравлический тормоз, контроллер.

Анотація: Розроблено конструкцію експериментального стенду для випробувань пружинно-гідравлічного гальма. Проведено обґрунтування, конфігурація і наладка апаратної частини стенду, розроблена програма для зняття, обробки і зберігання результатів випробування пружинно-гідравлічного гальма.

Ключові слова: експериментальний стенд, пружинно-гідравлічне гальмо, контролер.

Abstract: The design of the experimental stand for testing spring-hydraulic brakes has been developed. The substantiation, configuration and adjustment of the hardware of the stand were carried out, a program was developed for removing, processing and storing the results of testing spring-hydraulic brakes.

Keywords: experimental stand, spring-hydraulic brake, controller.

Постановка научной проблемы

При разработке новых, нестандартных типов тормозных устройств возникает острая необходимость их опытной проверки. В процессе торможения и срабатывания тормозного устройства возникает большое число факторов, которые влияют на работоспособность тормозного устройства и в первую очередь на безопасность работы машины на которую установлен тормоз.

Успех экспериментального исследования зависит от того, насколько правильно составлена методика испытаний и обеспечена точность измерений. При этом необходимо обеспечить определение основных показателей тормозного устройства и оценить влияние отдельных факторов на его работоспособность. Исследование

©Михайлов Е. П., Вудвуд А. Н., Кнюх А. Б.

работоспособности и основных параметров тормоза на кране сопряжено с опасностью повреждения крана или аварии, поэтому испытание тормоза на экспериментальном стенде является важным этапом в разработке его серийного образца.

Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является создание экспериментального стенда для объективной оценки работоспособности пружинно-гидравлического тормоза и оценки характера и величины тормозной силы развиваемого тормозом.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

- изготовить экспериментальную установку для испытания пружинно-гидравлического тормоза и составить схему подключения датчиков для исследования их выходных параметров;
- выполнить наладку и проверку аппаратной и программной части экспериментального стенда.

Основной материал исследования

В процессе выполнения работы большой объем исследований проводился теоретически с использованием вычислительной техники и прикладного программного обеспечения, поэтому для подтверждения работоспособности и правильности теоретически полученных характеристик пружинно-гидравлического тормоза были проведены экспериментальные исследования опытного образца.

Экспериментальные исследования пружинно-гидравлического тормоза проводились на экспериментальной стенде, установленной на кафедре подъемно-транспортного и робототехнического оборудования в одесском национальном политехническом университете [1].

Экспериментальный стенд для испытаний пружинно-гидравлического тормоза (рис.1.1) представляет собой гидравлический пресс 1ДМ-68А с нижней подвижной платформой на которую устанавливался тормоз. Пресс 1ДМ-68А позволяет устанавливать испытуемые объекты длиной $L = 500$ мм, ход нижней платформы (высота подъема) $S = 250$ мм, сила сжатия 80 кН при скорости 0,011 м/с. В состав стенда входит силоизмерительная аппаратура (тензодатчик), программируемый логический контроллер (ПЛК) и персональный компьютер для регистрации, обработки и хранения результатов эксперимента.

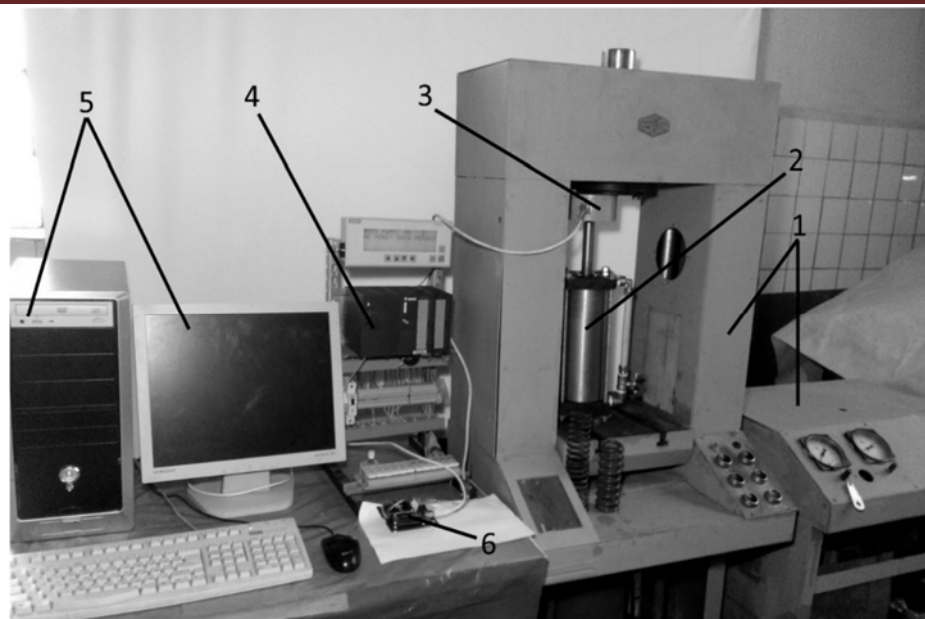


Рисунок - 1.1. Экспериментальный стенд для испытания пружинно-гидравлического тормоза: 1 – пресс, 2 – пружинно-гидравлический тормоз, 3 – датчик тензометрический, 4 – программируемый логический контроллер (ПЛК), 5 – персональный компьютер, 6 – мини-ПЛК.

С целью обеспечения достоверности результатов исследований изготовлена натурная модель пружинно-гидравлического тормоза, установка которой на прессе показаны на рис. 5.1.

Опытный образец пружинно-гидравлического тормоза 2 устанавливается в пресс 1, на шток пресса крепится через сферический упор тензодатчик 3. Тензодатчик соединяется через силоизмерительный модуль с ПЛК 4 или 6, которые посредством шины передают результаты измерений в персональный компьютер. При включении пресса на шток начинает действовать сила, сжимающая пружину (пакет пружин) и заставляющая перетекать жидкость из поршневой полости в штоковую (обратный клапан открыт) в пружинно-гидравлическом тормозе. Данную силу сжатия и характер ее нарастания регистрирует ПЛК 6 через тензодатчик 3, параллельно выводя осциллограмму силы на монитор персонального компьютера 5. По окончании срабатывания тормоза 2 на нем закрывается обратный клапан и распределитель перекрывая отток жидкости обратно из штоковой полости в поршневую, тем самым препятствуя выдвигению штока. Платформа пресса при этом опускается в исходное положение. Эксперимент проводится несколько раз для каждой пружины для получения повторяемости результатов.

В качестве источника получения информации о характере изменения нагрузки выбран тензометрический датчик 1909 ДСТ-1,0-

0,1 [2] основные технические характеристики, которого приведены в таблице 1.1, общий вид на рис. 1.3 и конструктивная схема на рис. 1.4. Тензометрические датчики позволяют с высокой точностью измерять нагрузку во всем диапазоне [3], что обеспечивает возможность исследования работы тормоза в процессе его срабатывания.



Рисунок – 1.2. Установка пружинно-гидравлического тормоза на прессе (1 – тормоз; 2 – тензометрический датчик).



Рисунок – 5.3. Датчик тензометрический

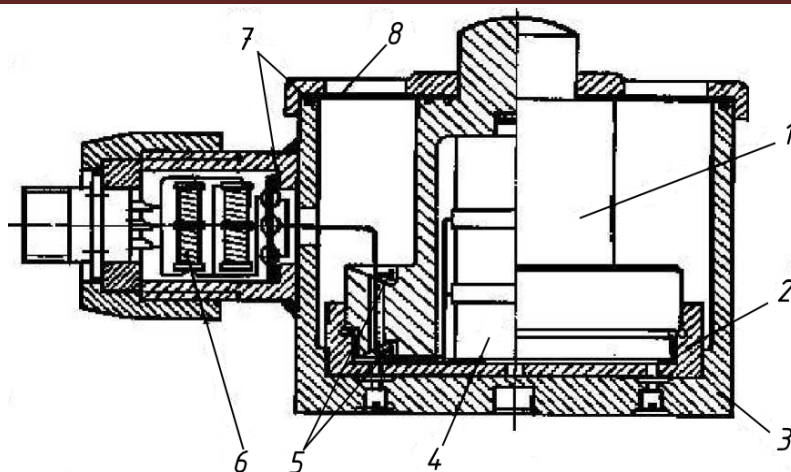


Рисунок – 5.4 Конструктивная схема тензометрического датчика 1 - упругий элемент, 2 - подставка, 3 - корпус, 4 - стержень с резисторами термокомпенсации, 5 – тензорезисторы, 6 - балансировочные резисторы, 7 – набор прокладок, 8 – мембрана.

Технические характеристики тензометрического датчика 1909 ДСТ-1,0-0,1

Таблица 5.1

| | |
|---|-----------|
| Номинальное усилие, кН | 1 |
| Категория точности | 0,1 |
| Рабочий коэффициент передачи (РКП) при номинальной нагрузке, мВ/В | 2,0 |
| Начальный коэффициент передачи от номинального значения РКП, % | 0,5 |
| Напряжение питания постоянным током, В | 24 |
| Диапазон рабочих температур, °С | -50 ÷ +50 |

Силоизмерительный тензометрический датчик (рис. 1.4) состоит из упругого элемента 1 с прикрепленными тензорезисторами 5, опирающегося на подставку 2, и помещенного в герметичный корпус 3 вместе с подставкой. Во внутреннюю полость упругого элемента вставлен стержень 4 с резисторами термокомпенсации. Герметизация полости тензодатчика осуществляется податливой мембраной 8 и набором прокладок 7. В боковом патрубке корпуса расположены подстроенные, шунтирующие и балансировочные резисторы 6.

В основу принципа работы тензодатчика положена деформация изгиба осесимметричного упругого элемента под воздействием измеряемой нагрузки, в результате чего происходит растяжение-сжатие четырех тензорезисторов. Тензорезисторы намотаны попарно по винтовой линии с некоторым натягом на цилиндрические

поверхности упругого элемента. Эти поверхности расположены по обе стороны от нейтральной плоскости упругого элемента. Тензорезисторы выполнены из одинакового материала, имеют одинаковые размеры и величину омического сопротивления. При изгибе упругого элемента тензорезисторы воспринимают деформации, пропорциональные измеряемой нагрузке, и преобразуют их в электрический сигнал.

Отличительной особенностью таких тензодатчиков является то, что тензорезисторы наматываются с некоторым натягом на цилиндрические поверхности упругого элемента, а не крепятся к этим поверхностям при помощи клея. Таким образом, клей (слабое звено) не участвует в передаче деформации упругого элемента на тензорезисторы. Это обеспечивает высокую точность тензодатчика и его стабильность при работе.

Для обеспечения питания тензометрического датчика, сбора информации с него, преобразования измерительных сигналов в цифровой код с последующей регистрацией и обработкой информации на компьютере 5, использована измерительная установка на основе программируемого логического контроллера (ПЛК) фирмы Siemens [4] SIMATIC S7-300 (рис. 1.5). Такие ПЛК находят широкое применение в системах управления различных кранов, в том числе мостовых, так как дают возможность создавать распределенные системы управления с использованием децентрализованной периферии, подключаемой к основному процессорному модулю с помощью локальных сетей.

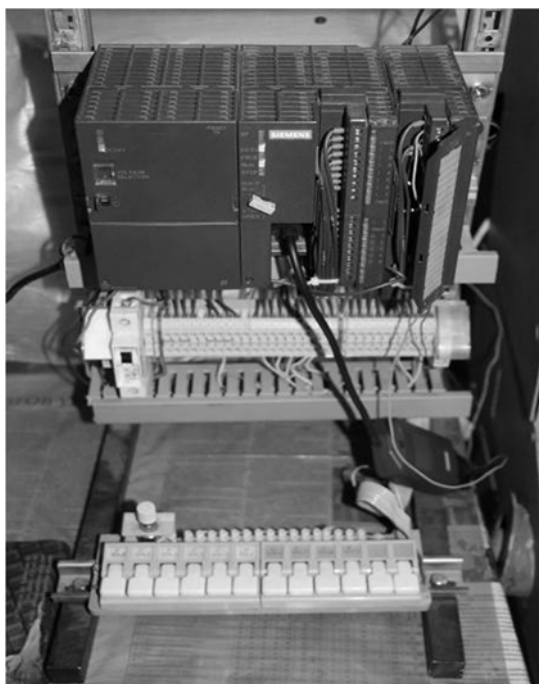


Рисунок – 1.5. Контроллер SIMATIC S7-300

В составе модулей ПЛК имеются весоизмерительные модули, например, SIWAREX U, предназначенные для использования с ПЛК SIMATIC S7-300 или в составе децентрализованной периферии SIMATIC ET 200M (удаленных модулей, подключаемых по последовательному каналу связи), а также SIWAREX CS, предназначенные для использования в составе децентрализованной периферии SIMATIC ET 200S [5].

Модули SIWAREX U обеспечивают высокую точность измерения сигналов с тензометрических датчиков (0,005%) и осуществляют до 50 измерений в секунду. Недостатком такого подхода является сравнительно высокая стоимость модулей, а также необходимость дополнительного программного обеспечения. Для простых случаев, когда не требуется обработка сигнала, могут использоваться модули аналоговых входов, обеспечивающие измерение аналоговых сигналов в диапазоне ± 80 мВ и подавление сетевой помехи.

Этот модуль имеет интегрирующий аналого-цифровой преобразователь с временем интегрирования 2,5 мс / 20 мс / 100 мс и разрешающей способностью, соответственно, 9 бит +1(знак)/ 12 бит +1(знак) / 14 бит +1(знак). При этом результат измерения представляется в формате Integer (16-разрядное целое двоичное число со знаком). Цифровое значение, получаемое для максимального значения диапазона в каждом случае, составляет 27648 единиц. При этом уменьшение разрядности при уменьшении времени интегрирования осуществляется путем отбрасывания младших разрядов (округления). Для определения динамики процесса изменения измеряемого сигнала использовались режимы с временем интегрирования 2,5 мс и 20 мс, что дает возможность осуществлять, соответственно, до 400 и 50 измерений в секунду, с разрешающей способностью после округления: для 9 бит +1(знак) 432, для 12 бит+1(знак) 3456 единиц для максимального значения диапазона.

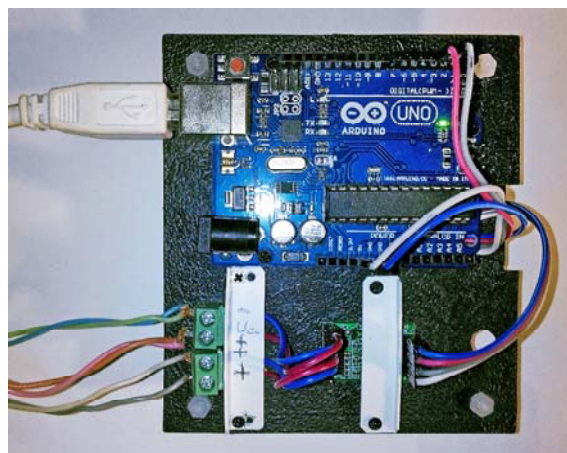
При времени интегрирования 20 мс, которое дает возможность и эффективно подавляет помехи от сети 50 Гц, для датчика с уровнем выходного сигнала 48 мВ для номинальной нагрузки получаем разрешающую способность 2074 единиц или погрешность 0,05%. При этом необходимо учитывать, что указанное значение соответствует в данном случае номинальному усилию 1 кН.

Если учесть, что погрешность датчика не превышает 0,1%, суммарная погрешность измерения составит 0,15%.

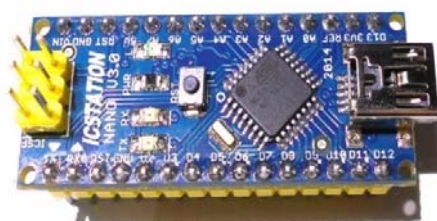
Однако такие измерители представляют собой стационарные устройства.

В случае необходимости использования мобильных компактных измерителей представляет интерес использование систем взвешивания на основе аппаратно-программного комплекса Arduino (рис. 1.6.) [6], в

составе которого имеется 24-х битный модуль взвешивания HX711, предназначенный для измерения сигнала тензометрических датчиков, выполненных в виде моста Уитстона. Схема подключения тензометрического датчика к контроллеру Arduino с помощью модуля взвешивания HX711 приведена на рис. 1.7. [7].



а)



б)

Рисунок – 1.6. Аппаратно-программный комплекс Arduino (а – Arduino UNO, б – Arduino Nano V3)

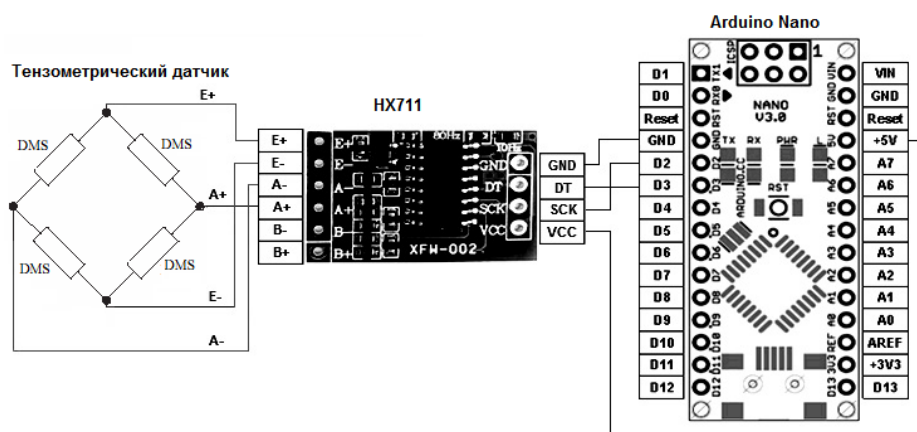


Рис. 1.7. Схема подключения тензометрического датчика к контроллеру Arduino с помощью модуля взвешивания HX711

Основой этой системы взвешивания является высокоточный двухканальный модуль, построенный на микросхеме НХ711 (рис. 1.8.), который имеет аналого-цифровой преобразователь с разрешением 24 бита, что обеспечивает высокую точность измерения. Модуль имеет 2 канала А и В, к которым можно подключить два тензодатчика. Для канала А коэффициент усиления равен 64 или 128 (для сигналов, соответственно, ± 40 мВ ± 20 мВ), для канала В коэффициент усиления равен 32 (для сигналов ± 80 мВ). Модуль работает с частотой измерения 10 или 80 Гц. Для упрощения программирования имеется библиотеки Arduino, например, библиотека НХ711-master, имеющая в своем составе функции измерения с возможностью усреднения нескольких значений, а также функции тарировки и калибровки.

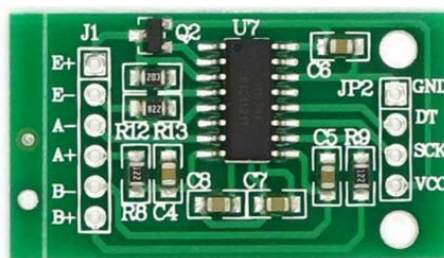


Рисунок – 1.8. НХ711- двухканальный модуль датчиков веса (тензодатчиков)

После наладки аппаратной части стенда (подключения датчика, контроллера и персонального компьютера) на основе разработанной методики производилась настройка программного обеспечения и написание управляющей программы.

Вывод

- разработан и собран экспериментальный стенд для обоснования работоспособности, проверки и испытания пружинно-гидравлического тормоза;

- для экспериментального стенда осуществлен подбор программируемого-логического контроллера Siemens SIMATIC S7-300 и тензометрического датчика 1909 ДСТ-1,0-0,1, а также разработана и испытана компактная модель контрольно -измерительной аппаратуры на основе мини-ПЛК Arduino и двухканального модуля датчиков веса НХ711.

- произведен контроль и оценка погрешности измерения ПЛК и тензодатчика, определена суммарная погрешность измерения, которая составляет 0,15%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лингур В. Н. Экспериментальная оценка параметров пружинно-шарикового буферного устройства / В. Н. Лингур, Е. П. Михайлов, А. Б. Кнюх // Підйомно-транспортна техніка. - 2015. - № 1. - С. 4-14.
2. Весы и весовое оборудование. Датчик тензометрический. <http://www.gaznoves.ru/info.htm>
3. И.В. Антонец. Методы расчета и моделирования упругих элементов: учебное пособие/ И.В. Антонец, А.П. Терешенок. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 121 с.
4. SIMATIC Produkte für Totally Integrated Automation. Katalog ST 70 · 2013 - Siemens AG, 2013. – 1220 с.
5. [Электронный ресурс] URL: https://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/sc/wt/Documentsu20Catalogs/WT10_en_kap03.pdf (дата звернення 21.07.2018)]
6. Константинов В. Д. Учебный аппаратно-программный комплекс на базе микропроцессорной платформы «Arduino» / В. Д. Константинов, С. А. Марочкин. // Автоматизация и информатизация в машиностроении: тематический сборник научных трудов. – 2015. – с.60–65.
7. 24-битный АЦП HX711 для тензодатчиков, весов, Arduino [Электронный ресурс] URL:<https://freedelivery.com.ua/arduino-100/moduli-137/24-bit-acp-hx711-dlya-tenzodatchikov-vesov-arduino-2881.html> (дата звернення 21.07.2018).]

УДК 693.546

¹Ловейкін В. С., д.т.н.; ²Почка К. І., к.т.н.; ¹Ромасевич Ю. О., д.т.н.¹Національний університет біоресурсів і природокористування України²Київський національний університет будівництва і архітектури

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

Анотація. З метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням жорсткості та дисипації приводного механізму. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації. Визначено рекомендовані величини жорсткості та коефіцієнта дисипації для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом.

Ключові слова: роликова формувальна установка, приводний механізм, зусилля, момент, жорсткість, дисипація.

Аннотация. С целью повышения надёжности и долговечности роликовой формовочной установки с кривошипно-шатунным приводом рассчитаны нагрузки в элементах её конструкции и привода, определена функция изменения необходимого крутящего момента для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учётом жёсткости и диссипации приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации. Определены рекомендованные величины жёсткости и коэффициента диссипации для роликовой формовочной установки с кривошипно-шатунным приводным механизмом.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, усилие, момент, жёсткость, диссипация.

Anmerkung. Weil der Zweck der Steigerung der Zuverlässigkeit und Beständigkeit der Rollenformeninstallation mit dem Laufwerk mit einer Kurbel und den Pleuelstangenloadings in Elementen ihres Designs und dem Laufwerk berechnet wird, wird die Funktion der Änderung des notwendigen Drehmoments, um Prozess der Verdichtung von Produkten von Baumischungen zu sichern, die Starrheit und Verschwendung des Fahrmechanismus in Betracht ziehen, definiert. Die Abhängigkeit des

Moments wird in der Laufwerkkopplung von der mitwirkenden Verschwendungsgröße installiert. Die empfohlenen Größen der Starrheit und der Koeffizient der Verschwendung für die Rollenformeninstallation mit dem Fahrmechanismus mit einer Kurbel und der Pleuelstange werden bestimmt.

Schlüsselwörter: Rollenformeninstallation, Mechanismus, Anstrengung, Moment, Starrheit, Verschwendung steuernd.

Постановка проблеми.

В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1-7]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1-4], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [1-6]. Тому актуальною є задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [8-12] визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, одна при цьому не було враховано коефіцієнт дисипації приводного механізму.

Постановка мети дослідження.

Метою дослідження є визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом із врахуванням коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Виклад основного матеріалу.

Роликова формувальна установка (рис. 1) складається з формувального візка 1, що через шарнірно з'єднаний з ним шатун 2 приводиться в зворотно-поступальний рух від кривошипа 3, який закріплений на приводному валу 4. Формувальний візок змонтований в напрямних руху 5 на порталі 6. При зворотно-поступальному русі формувального візка 1 бетонна суміш, що поступає із секції

подавального бункера 7, попадає під укочувальні ролики 8. Форма 9 при цьому рухається перпендикулярно руху формувального візка 1 і знаходиться під ущільнюючими роликами.

Пристрій встановлюється таким чином, що під порожниною форми знаходиться лише частина робочого органу. Суміш при цьому заповнює порожнину форми. Коли рівень суміші досягає рівня ролика, який здійснює зворотно-поступальний рух, починається його взаємодія з сумішшю, тобто процес ущільнення. По мірі руху форми суміш стає все більш щільною і потребує меншого об'єму під поверхнею робочого органу. Процес ущільнення продовжується до тих пір, поки кожна поверхня виробу не пройде повний цикл ущільнення.

Під час роботи роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипа виникають значні динамічні навантаження, які приводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використаємо двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2). В цій моделі прийняті такі позначення: M_{n1} – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа; M_{n2} – момент від сил опору переміщення формувального візка з укочувальними роликами зведений до осі повороту кривошипа; J_{n1} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції ротора електродвигуна та елементів приводного механізму; J_{n2} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції формувального візка та кривошипно-шатунного механізму; c – коефіцієнт жорсткості приводного механізму зведений до осі повороту кривошипа; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас J_{n1} та J_{n2} відповідно.

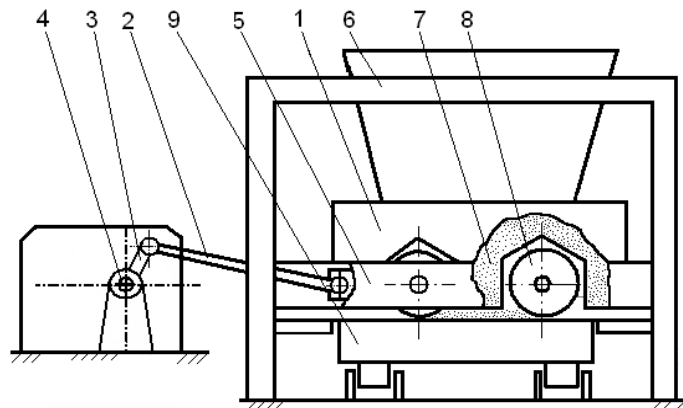


Рисунок 1 – Роликова формувальна установка з кривошипно-шатунним приводом

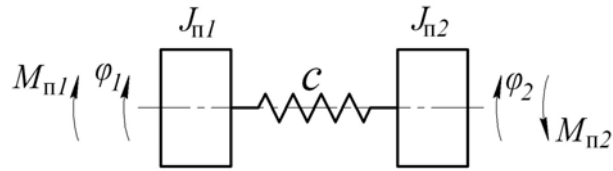


Рисунок 2 – Динамічна модель роликової формувальної установки

Зведений момент інерції приводного механізму можна визначити наступною залежністю:

$$J_{п1} = (J_p + J_m) \cdot \delta \cdot u^2, \quad (1)$$

де J_p та J_m – моменти інерції двигуна і муфти, що з'єднує вал двигуна та вхідний вал редуктора, відповідно; δ – коефіцієнт, що враховує моменти інерції елементів редуктора зведених до вала двигуна; u – передаточне число редуктора.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунний механізм з формувальним візком. Причому масу шатуна m_u порівно розділимо в точках A та B . Тоді момент інерції кривошипа буде визначатися залежністю:

$$J_k = J'_k + \frac{m_u}{2} \cdot r^2, \quad (2)$$

а маса візка буде мати вигляд:

$$m_B = m'_B + \frac{m_u}{2}. \quad (3)$$

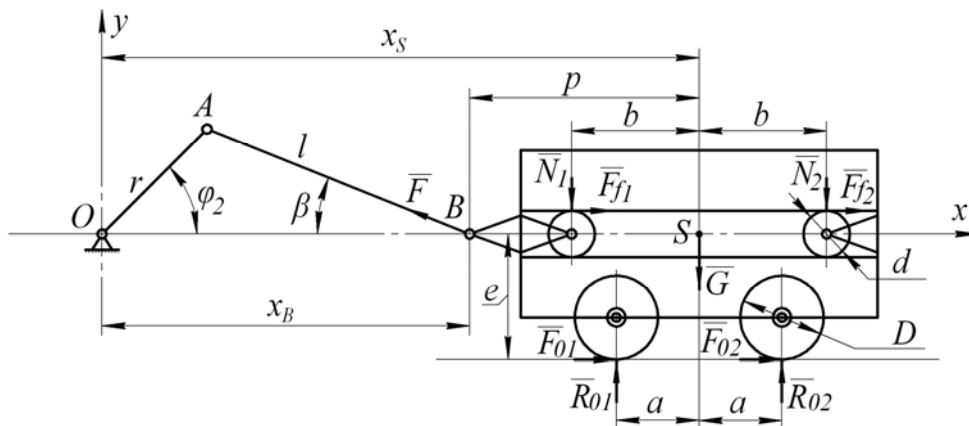


Рисунок 3 – Розрахункова схема роликової формувальної установки

Тут m_u – маса шатуна; m'_B – маса формувального візка; J'_k – момент інерції кривошипа відносно власної осі обертання; r – радіус

кривошипа; J_{κ} – момент інерції кривошипа з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_B – маса візка з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунного механізму з візком T_p (рис. 3) та другого диска динамічної моделі (рис. 2) T_M , тобто $T_p = T_M$.

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму з візком:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_{\kappa} \cdot \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \dot{x}_S^2, \quad (4)$$

де \dot{x}_S – швидкість центра мас формувального візка.

Оскільки візок рухається поступально, то усі його точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_S = \dot{x}_B$. Виразимо швидкість точки B через координату кривошипа та її похідну за часом. Для цього скористаємось залежністю:

$$\dot{x}_B = \dot{\phi}_2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2}. \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_M = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \quad (7)$$

Прирівнюючи залежності (6) та (7), будемо мати:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$J_{п2} = J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2. \quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{п2}$ скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F – зусилля в шатуні, яке необхідне для подолання сил опору, що діють на візок; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна відносно горизонталі; F_{01} , F_{02} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{01} , R_{02} – вертикальні сили взаємодії

укочувальних роликів з бетонною сумішшю; N_1, N_2 – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f1} = N_1 \cdot f_{np}$, $F_{f2} = N_2 \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; f_{np} – зведений коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; G – сила тяжіння формувального візка; a, b, p, e – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувального ролика; d – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 , а також зусилля в шатуні F розглянемо статичну рівновагу формувального візка. Спроекуємо всі сили, що діють на візок на координатні осі x і y та складемо суму моментів цих сил відносно точки B (рис. 3) в результаті чого отримаємо:

$$\begin{cases} \sum X = -F \cdot \cos \beta + N_1 \cdot f_{np} + N_2 \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} = 0; \\ \sum Y = F \cdot \sin \beta - N_1 - N_2 - G + R_{01} + R_{02} = 0; \\ \sum M_B = -N_1 \cdot (p-b) - N_2 \cdot (p+b) - G \cdot p - \\ -(N_1 + N_2) f_{np} \frac{d}{2} + (F_{01} + F_{02}) e + R_{01} (p-a) + R_{02} (p+a) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язавши систему рівнянь (10), знаходимо:

$$F = \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \cdot [(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02}]; \quad (11)$$

$$N_2 = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[R_{01} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{02} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \right. \\ \left. - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F \cdot \sin \beta \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \right]; \quad (12)$$

$$N_1 = R_{01} + R_{02} + F \cdot \sin \beta - N_2 - G. \quad (13)$$

На основі залежності (11) знайдемо момент сил опору, зведений до осі повороту кривошипа:

$$M_{n2} = F \cdot r \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \phi_2 - \beta \right) = F \cdot r \cdot \sin (\phi_2 + \beta). \quad (14)$$

Величина кута β може бути визначена зі співвідношення:

$$r \cdot \sin \phi_2 = l \cdot \sin \beta. \quad (15)$$

Звідки

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2\right). \quad (16)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складемо диференціальні рівняння руху роликів формувальної установки, представлені двомасовою динамічною моделлю:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} &= Q_{\phi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} &= Q_{\phi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_2}, \end{aligned} \quad (17)$$

де t – час; T – кінетична енергія системи; Q_{ϕ_1} , Q_{ϕ_2} – узагальнені сили, що відповідають координатам ϕ_1 та ϕ_2 відповідно; Π – потенціальна енергія системи, яка має вигляд

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\phi_1 - \phi_2)^2. \quad (18)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\phi}_2^2. \quad (19)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\phi_1} = M_{n1}; \quad Q_{\phi_2} = M_{n2}, \quad (20)$$

де M_{i1} – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_{n1} = \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot u \cdot \eta_n}{\frac{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}}. \quad (21)$$

Тут M_{kp} – критичний (максимальний) момент на валу приводного електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η_n – коефіцієнт корисної дії приводного механізму; ω_0 – синхронна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна; s_{kp} – критичне ковзання електродвигуна, яке визначається залежністю:

$$s_{кр} = s_n \cdot \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right),$$

де λ – кратність максимального моменту електродвигуна (перевантажувальна здатність двигуна); s_n – номінальне ковзання електродвигуна, що визначається наступним виразом:

$$s_n = 1 - \frac{\omega_n}{\omega_0}.$$

Тут ω_i – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} &= 0; & \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} &= m_B \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2}; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} &= J_{п1} \cdot \dot{\phi}_1; & \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\phi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} &= J_{п1} \cdot \ddot{\phi}_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + 2 \cdot m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \end{aligned} \quad (22)$$

Після підстановки виразів (18), (20), (21), (11) та (14) в систему рівнянь (17) отримуємо:

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\phi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \frac{\dot{\phi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{1 - \frac{\dot{\phi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - c \cdot (\phi_1 - \phi_2); \\ \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} \cdot \dot{\phi}_2^2 = \\ = c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \times \\ \times \left[(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta). \end{cases} \quad (23)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2 м$; $l = 0,8 м$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{01} = F_{02} = 7962 Н$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними

роликами радіусом $R = 0,11\text{м}$ будівельної суміші з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22\text{м}$, ширина виробу – $B = 1,164\text{м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{уц} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{уц} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625\text{кПа}$; $R_{01} = R_{02} = 9740\text{Н}$; $m_{ш} = 64\text{кг}$; $m'_B = 1000\text{кг}$; $f_{np} = 0,008$; $D = 0,22\text{м}$; $d = 0,046\text{м}$; $a = 0,27\text{м}$; $b = 0,37\text{м}$; $p = 0,52\text{м}$; $e = 0,21\text{м}$; маса візка з половиною маси шатуна $m_B = 1032\text{кг}$; $G = 10124,9\text{Н}$ за виразами (11)-(14) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 (рис. 4), зусилля в шатуні F (рис. 5) та моменту сил опору $M_{н2}$ (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипа.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [13]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [14] з параметрами: $\omega_o = 104,72\text{рад/с}$, $\omega_n = 101,05\text{рад/с}$, $\omega_{кр} = 87,16\text{рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,04\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 97,97\text{Н}\cdot\text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 54,43\text{Н}\cdot\text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 136,075\text{Н}\cdot\text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального.

Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [15] з номінальним моментом, що передається, $M_{мно} = 500\text{Н}\cdot\text{м}$ і моментом інерції $I_m = 0,32\text{кг}\cdot\text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $I_{ред} = 0,036\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

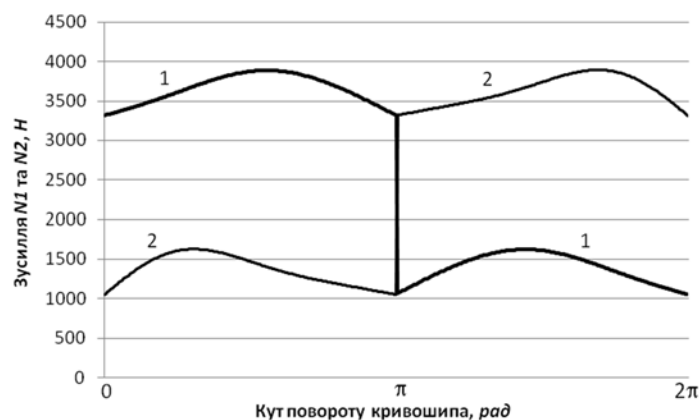


Рисунок 4 – Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 (1) та N_2 (2) в залежності від кута повороту кривошипа



Рисунок 5 – Графік зміни зусилля в шатуні F в залежності від кута повороту кривошипа



Рисунок 6 – Графік зміни моменту сил опору $M_{п2}$ в залежності від кута повороту кривошипа

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка визначаються з виразу функції зміни координати візка (рис. 3) [5, 8]:

$$x_B = r \cdot \cos \phi_2 + l \cdot \cos \beta. \quad (24)$$

З рівності (15) можна отримати:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \rightarrow \cos \beta = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (25)$$

Вираз $\cos \beta$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^4 - \dots \quad (26)$$

Відношення r/l для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряд (26) досить швидко сходиться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени ряду (26). Тоді залежність (24) буде мати вигляд:

$$x_B = r \cdot \cos \phi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 \right] \quad (27)$$

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} = -r \cdot \left(\sin \phi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\phi_2 \right) \quad (28)$$

$$\frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \phi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\phi_2 \right). \quad (29)$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипа, становить $c = 70000 \text{ H/M}$. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаженні у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роlikової формувальної установки з урахуванням дисипації при пуско-гальмівних режимах

руху формувальних візків систему рівнянь (23) було доповнено величиною дисипації приводу k :

$$\left\{ \begin{aligned} J_{n1} \cdot \ddot{\phi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}} - \\ &- c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - k \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2); \\ \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} \cdot \dot{\phi}_2^2 &= \\ c \cdot (\phi_1 - \phi_2) + k \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \times \\ \times \left[(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta). \end{aligned} \right. \quad (30)$$

Розв'язавши систему рівнянь (30) визначено та побудовано графічну залежність зміни максимального $M_{\text{муфmax}}$ (рис. 7) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муф}}$ (рис. 8) моментів у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації. Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $k = 5000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ відбувається зменшення максимального та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ іде різка зміна, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки.

Виходячи із системи рівнянь (30) розраховано та побудовано графіки зміни моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ (рис. 9) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (сірий колір) та $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муфmin}} = -1450 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муфmax}} = 2530 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При значенні

коефіцієнта дисипації приводу $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муфта min}} = -680 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муфта max}} = 1440 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

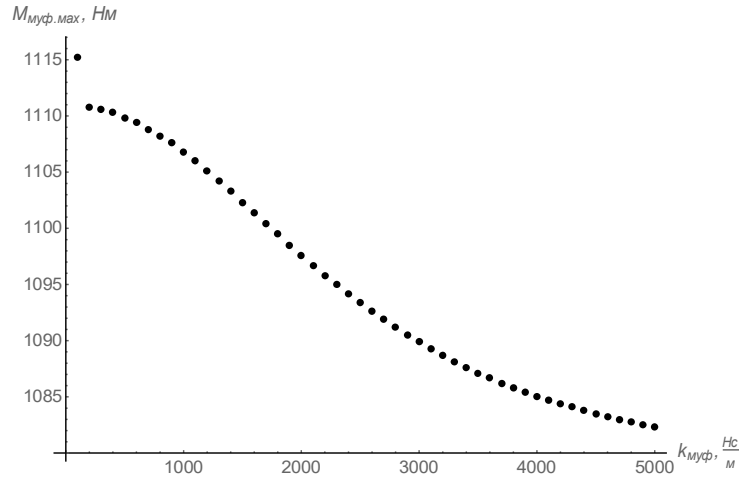


Рисунок 7 – Графік зміни максимального моменту $M_{\text{муфта max}}$ у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації

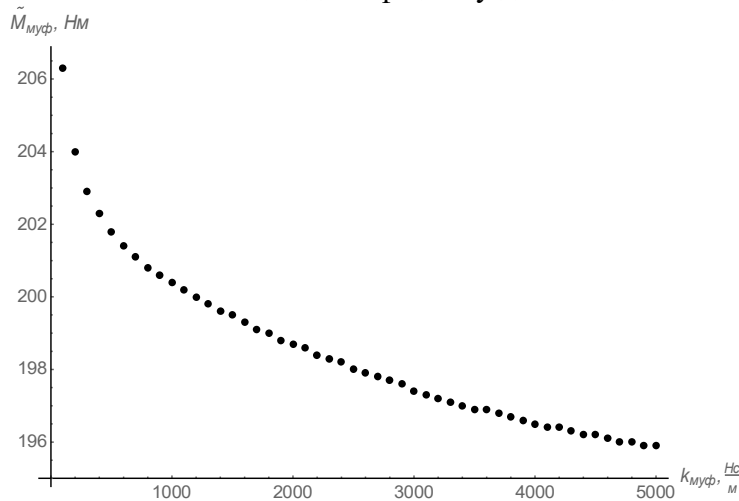


Рисунок 8 – Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\text{муфта}}$ у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації

На рис. 10 наведено графічні залежності $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (сірий колір) та

$k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$ їх амплітуда по осі абсцис та по осі ординат має більше значення ніж при $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$.

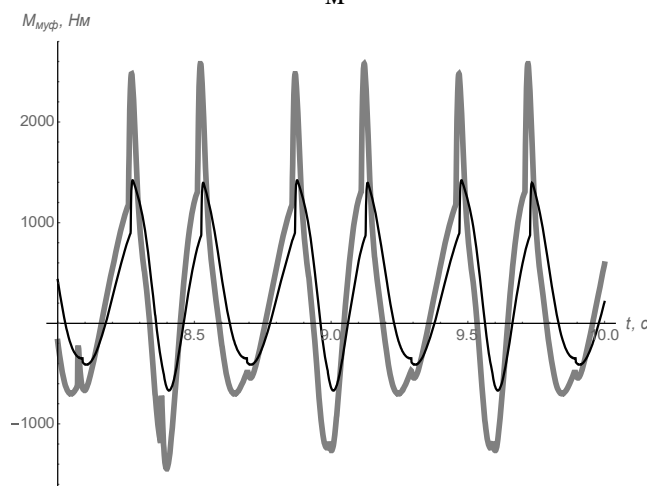


Рисунок 9 – Графік зміни моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу

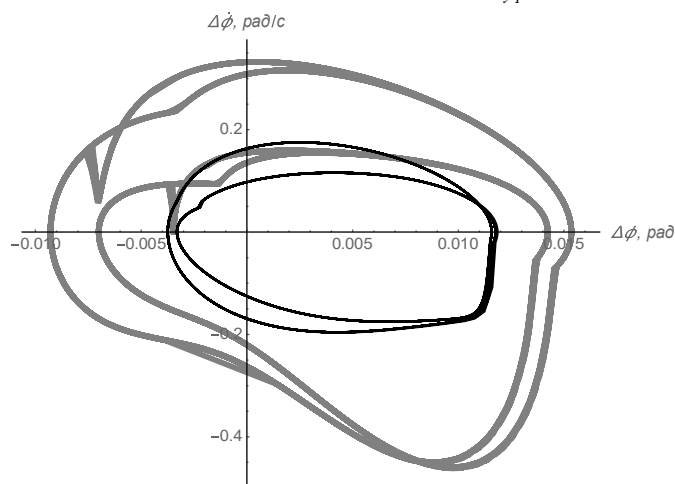


Рисунок 10 – Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$

Висновки. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипа для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням жорсткості та дисипації

привідного механізму. Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипа, при якому спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації.

Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах

від $k = 4000 \frac{H \cdot c}{M}$ до $k = 5000 \frac{H \cdot c}{M}$. Більше значення коефіцієнта

дисипації на динаміку установки впливатиме не значно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. / В.М. Гарнець. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Гарнець В.М. Бетоноформульні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Ю.В. Човнюк, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько. – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
3. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов. / В.Н. Кузин. – Автореф. дис... канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
4. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
5. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
6. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільськогосподарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.

7. Ловейкін В.С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2007. – № 41. – С. 127-134.
8. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роликів формувальних установок. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88 – С. 15-20.
9. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Науково-технічний журнал «Теорія і практика будівництва». – № 3. –2007. – С. 19-23.
10. Ловейкін В.С. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликів формувальних установок. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference “Vznik moderni vedecke – 2012”. – Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o. – P. 20-25.
11. Ловейкін В.С. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з зрівноваженим приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 73-79.
12. Ловейкин В.С., Почка К.И. Анализ динамического уравновешивания приводов машин роликового формования. / MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin-Rzeszow, 2016. – Vol. 18, No 3. – P. 41-52.
13. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук // Строительство. Материаловедение. Машиностроение.// Сб. научных трудов № 33 «Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование». – Днепропетровск: ПГСА, 2005 г. – С. 157-169.
14. Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / Под ред. профессоров МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов). – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.
15. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.

UDC 621.878

Ventsel E. S., D.Sc., Prof.; Shchukin A. V., Ph.D., Assoc. Prof.; Orel A. V., Ph.D., Assoc. Prof.; Saienko N. V., D.Sc., Prof.
Kharkiv National Automobile and Highway University

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF THE CONSTRUCTION MACHINE BLADE ION-PLASMA COATING

Determination of characteristics of the construction machine blade ion-plasma coating. Using the theory of the design of experiments, the values of the characteristics of the ion-plasma coating applied to the surface of the construction machine cutting elements to minimize wear are established. The parameters of optimization are the hardness, the roughness of the substrate, and the thickness of the applied coating. It is determined that the hardness of 50 HRC, the coating thickness of 4 μm and the substrate roughness of 0.32 μm cause the minimum wear of the cutting elements of a motor grader working unit. These values of the characteristics are confirmed during a field experiment on a motor grader.

Визначення характеристик іонно-плазмового покриття ножа будівельної машини

За допомогою теорії планування експериментів встановлені значення характеристик іонно-плазмового покриття, що наноситься на поверхню ріжучих елементів будівельної машини для мінімізації зносу. Параметри оптимізації - твердість, шорсткість підкладки і товщина нанесеного покриття. Встановлено, що твердість 50 HRC, товщина покриття 4 мкм і шорсткість підкладки 0,32 мкм викликають мінімальний знос ріжучих елементів робочого органу автогрейдера. Ці значення характеристик підтверджені під час польового експерименту на автогрейдері.

Определение характеристик ионно-плазменного покрытия ножа строительной машины

С помощью теории планирования экспериментов установлены значения характеристик ионно-плазменного покрытия, нанесенного на поверхность режущих элементов строительной машины для минимизации износа. Параметры оптимизации - твердость, шероховатость подложки и толщина нанесенного покрытия. Установлено, что твердость 50 HRC, толщина покрытия 4 мкм и шероховатость подложки 0,32 мкм вызывают минимальный износ режущих элементов рабочего органа автогрейдера. Эти значения характеристик подтверждены во время полевого эксперимента на

©Ventsel E. S., Shchukin A. V., Orel A. V., Saienko N. V.

автомобілебудування.

Introduction. To determine the parameters of the ion-plasma coating, which is applied to the surface of a construction machine working unit and ensures its minimal wear, we use the theory of the design of experiments [1].

It is well known that good adhesion of the coating to the base metal is guaranteed by the composition of the applied coating, the roughness and the hardness of the material of the surface to be coated as well as its thickness. The values of these parameters are rationally chosen.

For our studies, as an example of optimization, we chose a motor grader with the working unit (blade) made of 65G (65Г) steel.

Hardness is chosen as one of the parameters due to the fact that it is rather easily determined at any point of the motor grader blade without causing any damage before and after operation.

As the results of the studies [2] show, the value of the roughness of the surface to be coated should be 0.16 Ra minimum. Otherwise, the applied coating will gradually peel off due to poor adhesion to the substrate. In this regard, one of the main tasks is to determine the rational roughness of the surface to be treated, which would ensure the best adhesion of the coating to the basic metal.

Purpose and problem setting. The purpose of this work is to determine the conditions for applying the ion-plasma coating to minimize the wear of a motor grader cutting unit (blade).

Investigation of the dependence of wear resistance on the parameters of the ion-plasma coating. The thickness of the coating varies within the range of 3-7 micrometers as the thickness of 3-6 micrometers provides the best adhesion bonds with the basic metal; the thickness of less than 3 micrometers does not significantly affect the physical and mechanical properties of the unit [2]. The coating thickness of more than 6 micrometers has insufficient adhesion that ultimately leads to peeling off the substrate.

As the value of hardness can be an integer only, we conducted four series of experiments, setting the hardness values of 40, 45, 50, 55.

Based on the theory of the mathematical design of experiments [3-5], the variable factors are the thickness and roughness of the coating, designated as X_1 and X_2 respectively. In this case, wear is the response function denoted as Y .

So, the above mentioned statements stipulate the range of the boundaries of the factors $X_{1\min} = 3$; $X_{2\max} = 7$; $X_{2\min} = 0.16$; $X_{2\max} = 0.48$. Then the intervals of factor variation will be respectively:

$$\Delta X_1 = X_{2\max} - X_{1\min} = 4;$$
$$\Delta X_2 = X_{2\max} - X_{2\min} = 0.32.$$

First of all, a factorial experiment of the first order is carried out. The purpose of this experiment is to find a mathematical model of the dependence of Y on X₁, X₂, which can be presented as a linear polynomial. To achieve this goal, a full factorial experiment of type 2ⁿ is conducted for each value of hardness. The results of this experiment are given in Tables 1-4.

Table 1 – Values of coating thickness, roughness and wear with substrate hardness of 40 HRC

| № of test | X ₁ | X ₂ | Y |
|-----------|----------------|----------------|--------|
| 1 | 3 | 0.16 | 0.3540 |
| 2 | 3 | 0.48 | 0.6723 |
| 3 | 7 | 0.16 | 0.7012 |
| 4 | 7 | 0.48 | 0.6822 |

Table 2 – Values of coating thickness, roughness and wear with substrate hardness of 45 HRC

| № of test | X ₁ | X ₂ | Y |
|-----------|----------------|----------------|--------|
| 1 | 3 | 0.16 | 0.2421 |
| 2 | 3 | 0.48 | 0.6253 |
| 3 | 7 | 0.16 | 0.6643 |
| 4 | 7 | 0.48 | 0.6211 |

Table 3 – Values of coating thickness, roughness and wear with substrate hardness of 50 HRC

| № of test | X ₁ | X ₂ | Y |
|-----------|----------------|----------------|--------|
| 1 | 3 | 0.16 | 0.2632 |
| 2 | 3 | 0.48 | 0.6133 |
| 3 | 7 | 0.16 | 0.6311 |
| 4 | 7 | 0.48 | 0.5722 |

Table 4 – Values of coating thickness, roughness and wear with substrate hardness of 55 HRC

| № of test | X ₁ | X ₂ | Y |
|-----------|----------------|----------------|--------|
| 1 | 3 | 0.16 | 0.2332 |
| 2 | 3 | 0.48 | 0.6318 |
| 3 | 7 | 0.16 | 0.6511 |
| 4 | 7 | 0.48 | 0.5987 |

Note: for each row of the plans of Tables 1-4, two tests for wear of the motor grader blades are carried out on a special laboratory bench [6, 7]. Upon that, the average values are recorded in the tables as the value of Y.

Further, for all tables 1-4, the regression equation is calculated:

$$\hat{Y} = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2. \quad (1)$$

The results of calculating its coefficients are presented in Table 5.

Table 5 – Value of regression coefficients

| Value of hardness | b ₀ | b ₁ | b ₂ |
|-------------------|----------------|----------------|----------------|
| 40 | 0.230 | 0.045 | 0.468 |
| 45 | 0.107 | 0.052 | 0.531 |
| 50 | 0.170 | 0.041 | 0.455 |
| 55 | 0.114 | 0.048 | 0.543 |

According to the Fisher's ratio test, the adequacy of the obtained equations is verified by comparing the calculated Fisher's ratio test F_P with the tabulated F_T at a significance level of $q = 0.05$. As all the cases under consideration indicate that $F_P > F_T$, it can be concluded that the equations are not adequate. In the end, it is decided to continue the experiments. With that, the received plans 2ⁿ are supplemented up to the central compositional plans of the second order.

Then the regression equation is calculated:

$$Y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_{11}X_1^2 + b_{12}X_1X_2 + b_{22}X_2^2. \quad (2)$$

The results of calculating the regression coefficients are given in Table 6.

Table 6 – Values of the coefficients of the linear regression equation

| Value of hardness | Value of regression coefficients | | | | | |
|-------------------|----------------------------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | b ₀ | b ₁ | b ₂ | b ₁₁ | b ₁₂ | b ₂₂ |
| 40 | 0.806 | -0.169 | -1.493 | 0.032 | -0.264 | 4.917 |
| 45 | 0.108 | -0.155 | 2.715 | -0.033 | -0.333 | -0.779 |
| 50 | 0.868 | -0.202 | -2.068 | 0.037 | -0.320 | 6.137 |
| 55 | 0.172 | -0.170 | 2.239 | 0.035 | -0.352 | 0.116 |

For each value of the hardness of the substrate, the graphical presentation of the response surface is shown in Fig. 1-4.

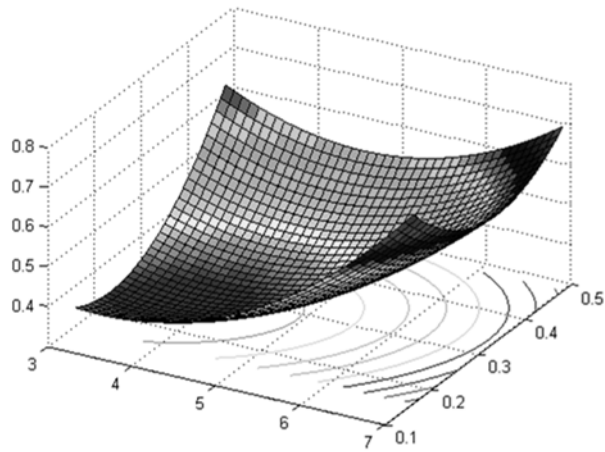


Figure 1 – Response surface for hardness of 40 HRC

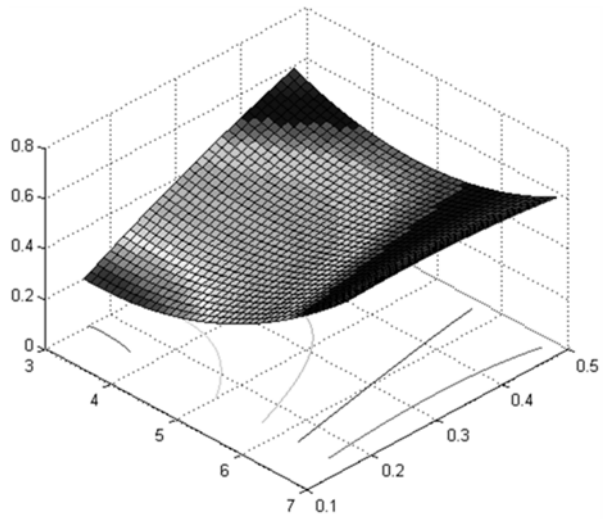


Figure 2 – Response surface for hardness of 45 HRC

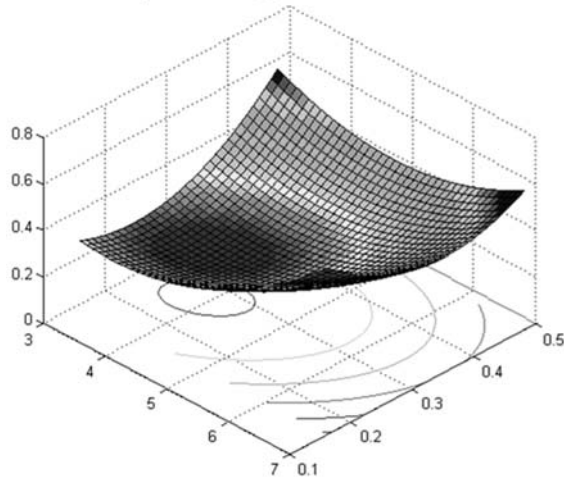


Figure 3 – Response surface for hardness of 50 HRC

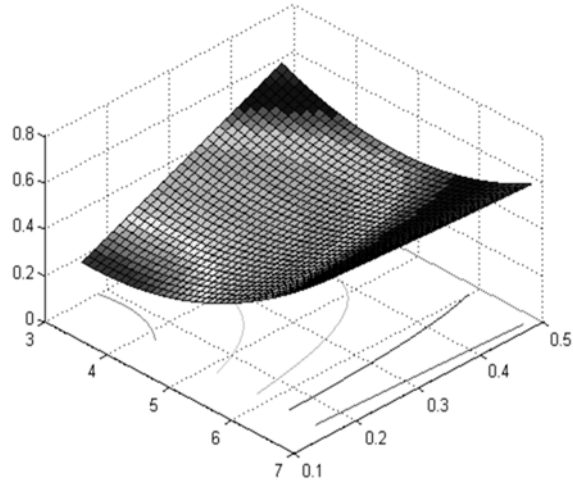


Figure 4 – Response surface for hardness 55 of HRC

Then the minimum value of function Y in the domain is found

$$\begin{cases} 3 \leq X_1 \leq 7 \\ 0.16 \leq X_2 \leq 0.48 \end{cases} \quad (3)$$

As is known from [5], this value can be taken either at the boundary of the domain or at a stationary point. The coordinates (X_1^0, X_2^0) of the stationary point are determined as a result of solving the system of equations

$$\begin{cases} \frac{\partial Y}{\partial X_1} = 0 \\ \frac{\partial Y}{\partial X_2} = 0 \end{cases},$$

In our case, this system of equations has the form

$$\begin{cases} b_1 + b_{12}X_2 + 2b_{11}X_1 = 0 \\ b_2 + b_{12}X_1 + 2b_{22}X_2 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

We solve the above-mentioned system of equations (4) by formulas

$$X_1^0 = \frac{-2b_{22}b_1 + b_2b_{12}}{4b_{11}b_{22} - b_{12}^2},$$

$$X_2^0 = \frac{-2b_{11}b_2 + b_{12}b_1}{4b_{11}b_{22} - b_{12}^2}.$$

The obtained values of the coordinates of the stationary point are given in Table 7.

Table 7 – Values of the stationary point coordinates

| Value of hardness T | Coordinates of the stationary point | |
|------------------------|-------------------------------------|---------|
| | X_1^0 | X_2^0 |
| 40 | 3.689 | 0.251 |
| 45 | 5.38 | 0.592 |
| 50 | 3.947 | 0.271 |
| 55 | 6.947 | 0.9 |

As can be seen from the presented table, only in two cases (at T = 40 and T = 45) the stationary points ($X_1^0 = 3.69$; $X_2^0 = 0.25$ and $X_1^0 = 3.95$; $X_2^0 = 0.27$) belong to the domain of determining the factors. As to the rest of cases, the minimum value of function Y is observed at the boundary (3). Having inserted all the necessary values and having solved the regression equation (2), we determine the minimum value of the function in each case. The coordinates of the extreme point and the value of Y are given in Table 8.

As can be seen from this table, the minimum value of wear is expected with the hardness of 50 HRC, the thickness of coating of 4 μm and the roughness of 0.27 μm. However, since the nearest possible values of roughness are only 0.16 and 0.32 μm, two additional experiments are carried out, the results of which are given in Table 9.

Table 8 – Values of response at the extreme point

| Value of hardness | Coordinates of the extreme point | | Response value |
|-------------------|----------------------------------|-------|----------------|
| | X_1 | X_2 | Y |
| 40 | 3.7 | 0.25 | 0.307 |
| 50 | 4.0 | 0.27 | 0.189 |

Table 9 – Coating thickness, roughness and wear with substrate hardness of 50 HRC

| Value of hardness | Value of parameters | | Value of wear |
|-------------------|---------------------|----------------|---------------|
| | X ₁ | X ₂ | Y |
| 50 | 4.0 | 0.16 | 0.175 |
| | 4.0 | 0.32 | 0.148 |

As can be seen from Table 9, the values of parameters received with the use of the theory of the design are indeed the most acceptable. The minimum value of wear is received with the hardness of 50 HRC, the coating thickness of 4 μm and the roughness of 0.32 μm .

Thus, the results of the experiment to research the wear of the motor-grader blades with the ion-plasma coating at different values of the hardness of the substrate material, the surface roughness and the coating thickness confirm the reliability of the calculations obtained using the theory of the design of experiments. The above characteristics of the ion-plasma coating can be used for other construction machines.

Conclusions

The theory of the design of experiments is used to determine the values of the parameters of the applied coating on the surface of the cutting elements. In this case, the hardness, the roughness of the substrate and the thickness of the applied coating are taken as parameters of optimization.

With the value of the hardness of 50 HRC, the coating thickness of 4 μm and the substrate roughness of 0.32 μm , the wear of the cutting elements of the motor grader working units is minimal.

Using the theory of the design of experiments proposed above, it is possible to determine the most acceptable parameters of the ion-plasma coating for any working units of construction machines.

REFERENCES

1. Hiks Ch. Osnovnyie printsipy planirovaniya eksperimenta [Basic principles of design of experiments] / Ch. Hiks. – M.: Mir, 1997. – 406 s.
2. Roik T.A. Povyishenie iznoso- i korrozionnoy stoykosti detaley ob'emnogo gidroprivoda naneseniem ionno-plazmennyyih pokrytiy [Increasing wear- and corrosion resistance of parts of fluid power drive by applying ion-plasma coating] : monografiya / T.A. Roik, D.B. Glushkova, Yu.V. Ryizhkov. – Harkov: 2012. – 112 s.
3. Evdokimov Yu.A. Planirovanie i analiz eksperimentov pri reshenii zadach treniya i iznosa [Planning and analyzing experiments while solving problems of friction and wear] / Yu.A. Evdokimov, V.I. Kolesnikov, A.I. Teterin. – M.: Nauka, 1999. – 225 s.

4. Reshenie zadach teplovoy dinamiki i modelirovanie treniya i iznosa [Solving problems of heat dynamics and modeling friction and wear] // Nauka – M., 2000. – 215 s.

5. Geguzin Ya.E. O prirode shvatyvaniya tverdyih tel [On the nature of solid bodies gripping] / Ya.E. Geguzin, I.V. Krasil'skiy, L.N. Paritskaya. – M. : Nauka, 1978. – S. 17–21.

6. Schukin A.V. Zakonomernost iznashivaniya rabochih organov zemleroyno-transportnyih mashin [Regularities of wear of earthmover working members] / A.V. Schukin // Sb. nauch. tr.: Stroitel'stvo. Materialovedenie. Mashinostroenie. Seriya: Pod'emno – transportnyie, stroitelnyie i dorozhnyie mashiny i oborudovanie. – Dn – sk: VGUZ PGASA, 2012. – Vyip.66 – S. 224–227.

7. Schukin A.V. Snizhenie iznosa rezhuschih elementov zemleroyno-transportnyih mashin [Decrease of wear of earthmover cutting elements] / A.V. Schukin // Stroitel'stvo. Materialovedenie. Mashinostroenie. Ser.: Pod'emno-transportnyie, stroitelnyie i dorozhnyie mashiny i oborudovanie : sb. nauch. tr. – Dnepropetrovsk : VGUZ PGASA, 2013. – Vyip.72. – S. 284–290.

УДК 621.865.8

Mykhaylov Yevgen, PhD; Lingur Valeriy, PhD; Matveiko Olga.
Nationale Polytechnische Universität Odessa

VERWENDUNG VON LASERSCANNERN FÜR LOKALE NAVIGATION DER FAHRERLOSEN TRANSPORTFAHRZEUGEN

Zusammenfassung. Die Verwendung von Laserscannern für lokale Navigation der fahrerlosen Transportfahrzeugen wird ausgelegt. Die Abhängigkeiten für Bestimmung der Lage fahrerloser Transportfahrzeugen mit Laserscannern und Reflektoren werden dargestellt. Es wird gezeigt, dass die Position und Orientierung von Fahrzeugen über zwei Reflektoren bei der Bewegung von fahrerlosen Transportfahrzeugen entlang der Regale bestimmt werden können.

Stichworte: fahrerlose Transportfahrzeuge, Navigation, Laserscanner.

Анотація. Розглянуті питання застосування лазерних сканерів для локальної навігації транспортних мобільних роботів. Отримані залежності для визначення положення мобільних роботів з використанням лазерних сканерів та рефлекторів. Показано, що у разі переміщення транспортних роботів вздовж стелажів, положення та орієнтацію робота можна визначити за допомогою двох рефлекторів.

Ключові слова: транспортний мобільний робот, навігація, лазерні сканери.

Аннотация. Рассмотрены вопросы использования лазерных сканеров для локальной навигации транспортных мобильных роботов. Получены зависимости для определения положения мобильных роботов с использованием лазерных сканеров и рефлекторов. Показано, что в случае перемещения транспортных роботов вдоль стеллажей, положение и ориентацию робота можно определить с помощью двух рефлекторов.

Ключевые слова: мобильный робот, навигация, лазерные сканеры.

Problemstellung

Die Bewegung von fahrerlosen Transportfahrzeugen entlang der vorbestimmten Fahrbahn wird durch verschiedene Navigationsverfahren, inklusive die Methoden der lokalen und globalen Navigation, ausgeführt. [1,2]

© Mykhaylov Yevgen, Lingur Valeriy, Matveiko Olga.

Die Methoden der Navigation mittels eingebauter Sensoren, zum Beispiel mittels Odometrie, ermöglichen es, relative Position von Transportfahrzeug zu bestimmen; bei der Bewegung aber wird der Fehler der Positionsbestimmung akkumuliert, was eine periodische Bestimmung der tatsächlichen Position durch zusätzliche lokale oder globale Navigationsmethoden fordert[3, 4].

Deswegen sind lokale Navigationsmethoden heute weit verbreitet, zum Beispiel, auf der Basis von Laserscannern. Mit Laserscannern kann die Position des Transportfahrzeuges durch die Messung der relativen Position und des Abstandes zu den Reflektoren bestimmt werden, die an den vorgesehenen Stellen des Raumes, in dem sich ein Transportfahrzeug bewegt, angebracht sind, sowie zu Hindernissen oder Wänden im Raum. Zur Bestimmung der gegenseitigen Position von Objekten in bezug auf die Position des Transportfahrzeuges werden die Laserscanner verwendet, die eine Scannierung durch Rotation ausführen, wobei der Drehwinkel des Sensors im Hinblick auf die Position des Transportfahrzeuges gemessen wird.

Die Algorithmen zur Bestimmung der Position des Transportfahrzeuges anhand der Scanner sind jedoch ziemlich kompliziert, deshalb ist die Frage der Vereinfachung dieser Algorithmen von großem Interesse.

Analyse aktueller Forschungsergebnisse und Publikationen

Mittels der Lasersensoren lässt sich die Position des Transportfahrzeuges durch die Messung der relativen Position und des Abstandes zu den Reflektoren bestimmen, die an den vorgesehenen Stellen des Raumes, in dem sich ein Transportfahrzeug bewegt, angebracht sind, sowie zu Hindernissen oder Wänden im Raum. Zur Bestimmung der gegenseitigen Position von Objekten in bezug auf die Position des Transportfahrzeuges werden die Laserscanner verwendet, die eine Scannierung durch Rotation ausführen, wobei der Drehwinkel des Sensors im Hinblick auf die Position des Transportfahrzeuges gemessen wird.

Die Laserscanner verfügen über einen Messbereich von mehreren zehn und hundert Metern als auch die Messgenauigkeit der Messeinheiten und Zehner von Millimetern, und sind in der Lage, einen Drehwinkel mit Genauigkeit von $0,125^\circ$ - $1,5^\circ$ zu bestimmen.

Bei der Verwendung eines Laserscanners und der Reflektoren zur Bestimmung der Position eines Transportfahrzeuges braucht man nicht weniger als drei Reflektoren für eindeutige Bestimmung der Position des Transportfahrzeuges.

Ein Anwendungsbeispiel des Laserscanners mit drei Reflektoren zur Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges ist in Abb. 1 dargestellt.

Es gibt 3 Reflektoren mit gegebenen Koordinaten (x_1, y_1) , (x_2, y_2) , (x_3, y_3) und gemessenen Abständen zu ihnen (L_1, L_2, L_3) .

Es ist nötig, die Koordinaten des Transportfahrzeuges (x_r , y_r) und seine Orientierung bezogen auf Ausgangsposition α_r zu bestimmen.

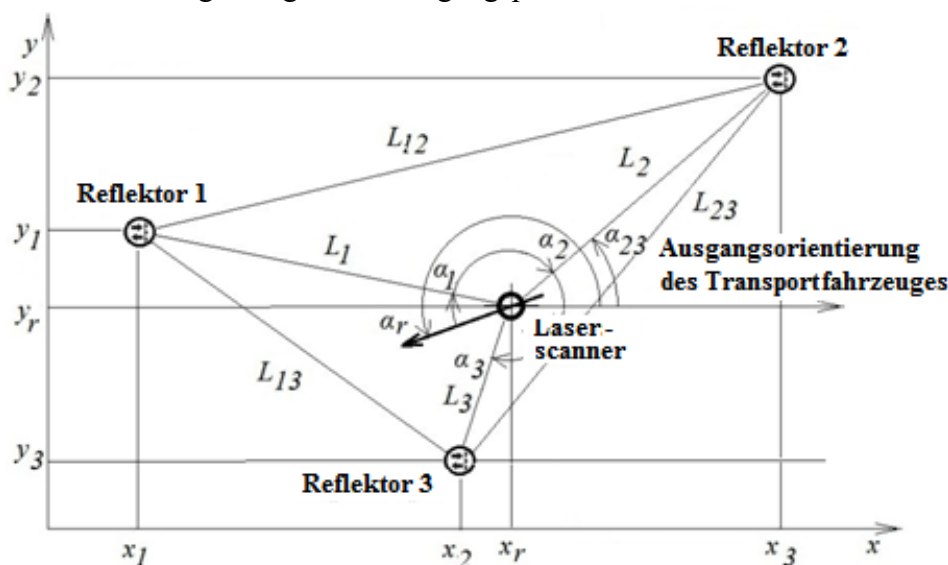


Abb. 1. Verwendung des Laserscanners und Reflektoren zur Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges

Die Bestimmung der Position des Transportfahrzeuges kann man bei der Bewegung als die Position des Transportfahrzeuges und Koordinaten der i -ten Referenz (Reflektor) ausführen, die sich im Zustandsvektor des Systems im aktuellen Schritt k [6] befinden:

$$h_i(X_k) = \begin{bmatrix} \sqrt{(x_{i_k} - x_{r_k})^2 + (y_{i_k} - y_{r_k})^2} \\ \arctan\left(\frac{y_{i_k} - y_{r_k}}{x_{i_k} - x_{r_k}}\right) - \alpha_{r_k} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Diese Koordinaten lassen sich durch Berechnung des Gleichungssystems für den Abstand zu den Reflektoren L_i finden:

$$L_i = \sqrt{(x_i - x_r)^2 + (y_i - y_r)^2} \quad (2)$$

Um die Orientierung des Transportfahrzeuges zu bestimmen, kann man verschiedene Varianten verwenden, zum Beispiel,

$$\alpha_r = \alpha_{23} - \alpha_2, \quad (3)$$

wo: $\alpha_{23} = \arctan((y_2 - y_r) / (x_2 - x_r))$.

Dadurch ist es möglich, die Position eines fahrerlosen Transportfahrzeuges mit einer ziemlich hohen Präzision zu bestimmen.

Bei der Bewegung eines Transportfahrzeuges im Raum mit vielen Objekten wird die Anzahl der Reflektoren erhöht, so dass Signale in jeder Position des Transportfahrzeuges direkt an dem Transportfahrzeug von mindestens drei Reflektoren erhalten werden. In diesem Fall aber muss man die Position des Transportfahrzeuges auf dem Raumplan markieren, was die Anwendung der Methoden der globalen Navigation erfordert.

Es wird die Möglichkeit betrachtet, die Algorithmen zur Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges zu vereinfachen.

Zielstellung und Forschungsaufgaben

Bei der Bewegung des Transportfahrzeuges im Lager entlang des Regals, indem Reflektoren direkt im Regal installiert sind, gibt es die Möglichkeit, sich nur auf 2 Reflektoren zu beschränken, denn das Transportfahrzeug kann sich nur an einer Seite des Regals befinden.

Ein Beispiel für die Verwendung von Laserscannern zur Bestimmung der Position des Transportfahrzeuges bei der Bewegung entlang des Regals ist in Abb. 2. dargestellt. Der Laserscanner gibt die Abstände zu den Reflektoren L_1 und L_2 , sowie die entsprechenden Drehwinkel des Scanners in bezug auf Orientierung des Transportfahrzeuges und Reflektoren α_1, α_2 an.

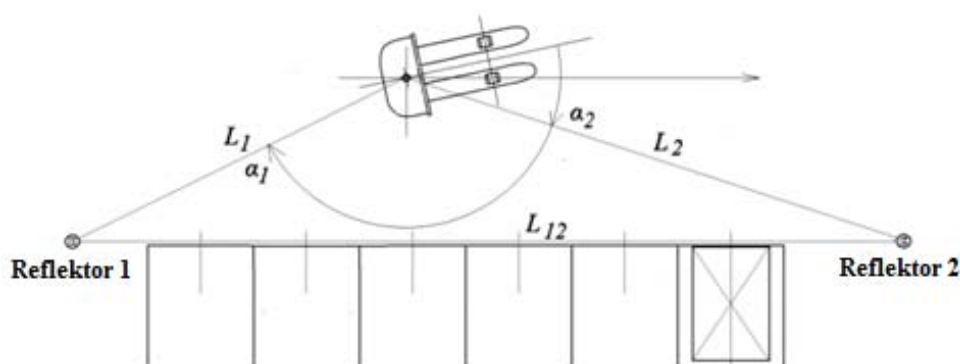


Abb. 2. Beispiel für den Einsatz von Lasersensoren zur Bestimmung der Position des Transportfahrzeuges

Um die Position gemäß den Messergebnissen des Scanners zu bestimmen, müssen die Koordinaten des Transportfahrzeuges im definierten Koordinatensystem und die Orientierung des Transportfahrzeuges bezüglich Ausgangsposition gefunden werden.

Hauptteil

In Abb. 3 ist ein Beispiel zur Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges mit Hilfe vom Laserscanner dargestellt.

In Abbildung werden folgende Bezeichnungen benutzt:

L_1 – der Abstand zum Reflektor 1;

L_2 – der Abstand zum Reflektor 2;

L_{12} – der Abstand zwischen Reflektoren 1, 2;

α_r – Orientierung des Transportfahrzeuges bezüglich der Ausgangsrichtung;

α_1 – der Winkel gerichtet auf den Reflektor 1 bezüglich der Ausgangsrichtung des Transportfahrzeuges;

α_2 – der Winkel gerichtet auf den Reflektor 2 bezüglich der Ausgangsorientierung des Transportfahrzeuges;
 α_{12} – der Winkel zwischen der Richtungslinie auf den Reflektor 1 und der Richtungslinie auf den Reflektor 2;
 α_{22} – der Winkel zwischen der Richtungslinie auf den Reflektor 2 und der Linie senkrecht zu der Linie des Abstandes zwischen den Reflektoren.

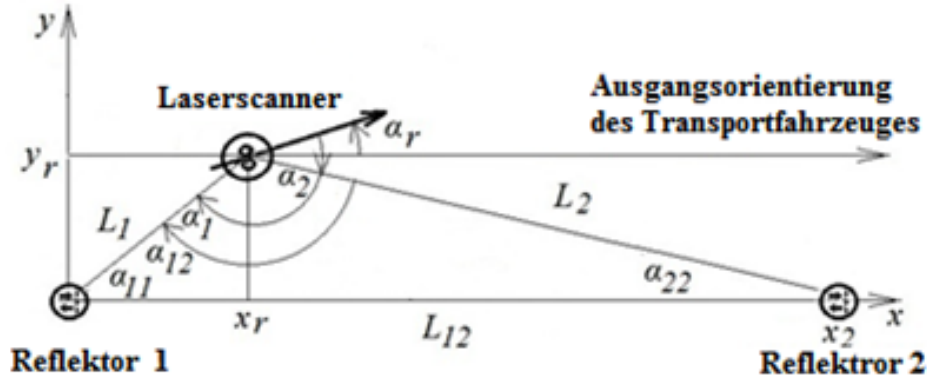


Abb. 3. Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges mithilfe des Laserscanners

Zur Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges wird von uns ein Koordinatensystem gewählt, wobei die x-Achse mit der Abstandslinie zwischen den Reflektoren und der y-Achse in der Richtung übereinstimmen, in der sich das Transportfahrzeug bewegt. Dann durch x_r und y_r werden die aktuellen Koordinaten des Transportfahrzeuges bezeichnet, die mit Abständen zu Reflektoren L_1 , L_2 und dem Abstand zwischen Reflektoren L_{12} mittels solcher Abhängigkeiten verbunden sind:

$$\begin{aligned} y_r^2 + x_r^2 &= L_1^2, & y_r^2 + (L_{12} - x_r)^2 &= L_2^2, \\ y_r^2 &= L_1^2 - x_r^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Durch folgende Umformungen:

$$\begin{aligned} L_1^2 - x_r^2 + (L_{12} - x_r)^2 &= L_2^2; \\ L_1^2 - x_r^2 + L_{12}^2 - 2 L_{12} x_r + x_r^2 &= L_2^2; \\ L_1^2 + L_{12}^2 - L_2^2 &= 2 L_{12} x_r, \end{aligned} \quad (5)$$

gelangen wir zum Ergebnis, dass für x_r und y gilt

$$\begin{aligned} x_r &= (L_1^2 + L_{12}^2 - L_2^2) / 2 L_{12}; \\ y_r &= (L_1^2 - x_r^2)^{1/2}, \end{aligned} \quad (6)$$

weil:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_{22} &= y_r / L_2, \\ \alpha_{22} &= \arcsin (y_r / L_2). \end{aligned} \quad (7)$$

Für Orientierung des Transportfahrzeuges α_r in bezug auf Ausgangsorientierung unter Berücksichtigung, dass die Drehung im Uhrzeigersinn positiv ist, erhalten wir folgenden Wert:

$$\alpha_r = \alpha_{22} - \alpha_2. \quad (8)$$

Die erhaltenen Abhängigkeiten können ausgehend von dem Sinustheorem [7] gefunden werden. Daraus folgt für das Beispiel in Abb.3:

$$\sin(\alpha_{11}) / L_2 = \sin \alpha_{12} / L_{12}, \quad (9)$$

dann

$$\sin(\alpha_{11}) = L_2 \sin(\alpha_{12}) / L_{12}. \quad (10)$$

Im Hinblick darauf, dass

$$\alpha_{12} = \alpha_1 - \alpha_2, \quad (11)$$

erhalten wir den Wert α_{11} :

$$\alpha_{11} = \arcsin(L_2 \sin(\alpha_{12}) / L_{12}) = \arcsin(L_2 \sin(\alpha_1 - \alpha_2) / L_{12}). \quad (12)$$

Es ermöglicht, sowohl die Koordinaten x_r , und y_r als auch die Orientierung α_r des Transportfahrzeuges zu bestimmen:

$$\begin{aligned} x_r &= L_1 \cos(\alpha_{11}), \\ y_r &= L_1 \sin(\alpha_{11}). \end{aligned} \quad (13)$$

Da

$$\alpha_r = \alpha_{22} - \alpha_2, \quad (14)$$

und für den Winkel α_{22} gilt:

$$\alpha_{22} = \pi - \alpha_{11} - \alpha_{12} = \pi - \alpha_{11} - \alpha_1 + \alpha_2, \quad (5)$$

erhalten wir folgenden Wert:

$$\alpha_r = \pi - \alpha_{11} - \alpha_1. \quad (16)$$

Wenn die Rotationsachse des Transportfahrzeuges mit der Rotationsachse des Scanners nicht übereinstimmt, ist es notwendig, die Position des Transportfahrzeuges mit Rücksicht auf den Abstand des Scanners von der Rotationsachse des Transportfahrzeuges l_s für verschiedene Verschiebungsantrieben, z. B. für differentiale oder Dreiradtyp, zu korrigieren (Abb. 4).

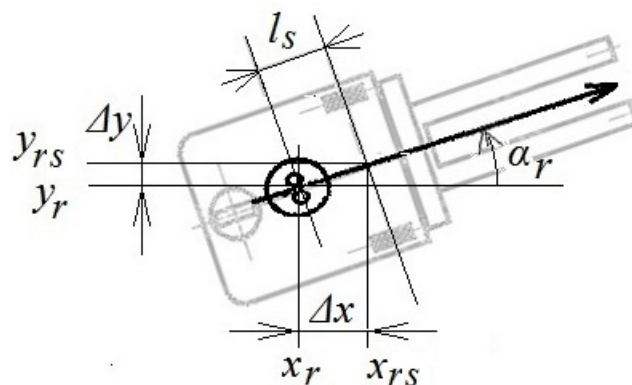


Abb. 4. Korrigieren der Position des Transportfahrzeuges mit Rücksicht auf den Abstand des Scanners von der Rotationsachse des Transportfahrzeuges l_s

In diesem Fall für die Abweichung im festgelegten Koordinatensystem gilt:

$$\begin{aligned} \Delta x &= l_s \sin(\alpha_{11}), \\ \Delta y &= l_s \cos(\alpha_{11}). \end{aligned} \quad (16)$$

Ähnlich lässt sich die Verschiebung von Koordinaten beim Bewegen eines Transportfahrzeuges mit Hinblick auf den Weg während der Rotation des Scanners bestimmen.

Fazit

Die Fragen der Vereinfachung von Algorithmen zur Bestimmung der Position eines Transportfahrzeuges mittels Laserscanner wurden betrachtet.

Es wurde auch gezeigt, dass die Vereinfachung des Algorithmus zur Bestimmung der Position des Transportfahrzeuges beim Bewegen entlang der Regale unter Verwendung von zwei Reflektoren realisiert werden kann.

Die Abhängigkeiten zur Bestimmung der Position und Orientierung des Transportfahrzeuges durch einen Laserscanner unter Verwendung von zwei Reflektoren wurden beschrieben.

Auch wurden die Möglichkeiten vorgestellt, Fehler unter Berücksichtigung des Abstandes des Scanners von der Rotationsachse des Transportfahrzeuges und der Verschiebung des Transportfahrzeuges während der Rotation des Scanners zu bestimmen.

LITERATURVERZEICHNIS

1. Mobile Robot Navigation. Edited by Alejandra Barrera. Published by InTech. Croatia. 2010. Printed in Croatia, A free online edition of this book is available at www.intechopen.com.

2. Siegwart R. Nourbakhsh I. R. Introduction to Autonomous Mobile Robots. A Bradford Book The MIT Press Cambridge, Massachusetts London, England © 2004 Massachusetts Institute of Technology p. 336.

3. Михайлов Е.П., Крисъ М.В. Локальна навігація мобільних роботів з використанням засобів одометрії //Подъемно-транспортная техника. – 2015. – № 4 (48). – с.21–30.

4. Михайлов Е.П., Скринник А.І Дослідження засобів локальної навігації мобільних роботів // Подъемно-транспортная техника. – 2017. – № 3 (48), с. 55–61.

5. SICK Sensor Intelligence. Датчики 2D-LiDAR. [Електронний ресурс] URL: <https://www.sick.com/ru/ru/detection-and-ranging-solutions/-2d-lidar/c/g91900> (дата звернення 09.06.2018).

6. Кучерский Р.В., Манько С.В. Алгоритмы локальной навигации и картографии для бортовой системы управления автономного мобильного робота // Известия ЮФУ. Технические науки. Тематический выпуск. Раздел I. Робототехника – 2012. – №3, том 128. с.13-22.

7. Теорема синусов. Материал из Википедии – свободной энциклопедии. [Електронний ресурс] URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D0%B5%D0%BE%D1%80%D0%B5%D0%BC%D0%B0_%D1%81%D0%B8%D0%BD%D1%83%D1%81%D0%BE%D0%B2 (дата звернення 09.06.2018).

8. Антонов А. Описание движения мобильного робота. // 23 июня, 2014. Робототехника. [Электронный ресурс] URL: <http://robotosha.ru/robotics/robot-motion.html> (дата звернения 09.06.2018).

9. Мартыненко Ю. Г. Управление движением мобильных колёсных роботов // Фундаментальная и прикладная математика, 2005, том 11, № 8, с. 29—80.

10. Mobile Robots – Current Trends, Edited by Zoran Gacovski p. cm. ISBN 978-953-307-716-1 Published by InTech, Janeza Trdine 9, 51000 Rijeka, Croatia, First published September, 2011, p. 414, Printed in Croatia, A free online edition of this book is available at www.intechopen.com.

ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ

У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»

Структура, конструкція, кінематика машин

Динаміка, міцність, стійкість

Приводи і системи керування

Діагностика, експлуатація і ремонт

Технологія виробництва машин

Логістика і механізація вантажно- розвантажувальних робіт

Робототехніка

Організація виробництва, економіка, екологія

Науково-методичні питання