

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

**ЛОВЕЙКІН В.С.
ПОЧКА К.І.
РОМАСЕВИЧ Ю.О.**

**ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ
МАШИН РОЛИКОВОГО
ФОРМУВАННЯ**

МОНОГРАФІЯ
Видання друге, виправлене та доповнене

Київ – 2022

УДК 693.546
ББК 38.626.1
Л68

Публікується за рішенням Вчених рад Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 9 від 27.05.2022р.) та Київського національного університету будівництва і архітектури (протокол № 46 від 20.12.2021р.).

Рецензенти: **Гайдайчук В.В.**, доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України, завідувач кафедри теоретичної мехпніки Київського національного університету будівництва і архітектури
Зайченко С.В., доктор технічних наук, професор, професор кафедри автоматизації електротехнічних і мехатронних комплексів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Роговський І.Л., доктор технічних наук, старший науковий співробітник, завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка Національного університету біоресурсів і природокористування України

Ловейкін В.С., Почка К.І., Ромасевич Ю.О.

Л68 Динамічна оптимізація машин роликового формування.
Монографія. – К.: ЦП «Компринт», 2022. – 429 с.
ISBN 978-617-8007-67-6

Монографія написана на основі досліджень авторів режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка. У ній наведено динамічний аналіз установки із кожним вказаним привідним механізмом, здійснено силовий аналіз, проведено аналіз нерівномірності руху, виконано динамічний аналіз із врахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів, здійснено динамічне зрівноваження привідних механізмів, а також наведено рекомендації з удосконалення конструкції машин роликового формування.

Призначена для наукових та інженерно-технічних працівників, а також може бути корисна аспірантам, магістрам та здобувачам освіти машинобудівних спеціальностей закладів вищої освіти.

УДК 693.546
ББК 38.626.1

ISBN 978-617-8007-67-6

©Ловейкін В.С., Почка К.І., Ромасевич Ю.О.

ВСТУП

Підвищення надійності робочих органів конструкцій машин для ущільнення виробів з бетонних сумішей та інших елементів, зниження металомісткості, покращення експлуатаційних показників, розширення функціонально-технічних можливостей є пріоритетним напрямком роботи з удосконалення існуючих та розробки нових бетоноформувальних машин.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність. Разом з тим, недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням, їхньому характеру зміни в часі та впливу на елементи приводу формувальних візків та на якість готової продукції.

В період роботи елементи роликових формувальних установок, а також елементи приводу перебувають під дією динамічних навантажень. Найбільші динамічні навантаження виникають при досягненні формувальними візками крайніх положень. Такі навантаження є явищем небажаним і відносяться до суттєвих факторів, що приводять до передчасного виходу установки з ладу.

В даній монографії з метою підвищення надійності та довговічності розроблено конструкцію роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування плоских залізобетонних виробів, яка дозволяє здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху за рахунок використання спільного приводного механізму на два формувальні візки. Також запропоновано використання в роликовій формувальній установці енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки та врівноваженого приводу на чотири формувальні візки. Всі запропоновані конструкції установок захищені патентами України на винаходи та корисні моделі.

Розроблено математичні моделі динаміки руху роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваже-

ним приводами, на основі яких проведено динамічний аналіз установки: визначено функції зміни кінетичної енергії та моментів сил опору, зведених до привідного валу, а також здійснено порівняльний аналіз динаміки установки з кожним із наведених приводів. Оптимізовано конструктивні параметри привідного механізму установки за інтегральними динамічними критеріями, що дало можливість визначити співвідношення довжин шатунів і кривошипів, яке знаходиться в межах від 3-ох до 4-ох. Така оптимізація дозволяє зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

Для вказаних установок складено розрахункові схеми навантажень на кожний із формувальних візків та на привідний механізм, записано рівняння кінетостатичної рівноваги, в результаті розв'язку яких визначено навантаження в елементах установки. Встановлено, що мінімум максимального значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з врівноваженим приводом.

Проведено аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, установки енергетично врівноваженим на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. При цьому встановлено, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Для роликових формувальних установок з кривошипно-шатунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами проведено динамічний аналіз із врахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів. Для кожної з установок при визначенні навантажень використано двомасову динамічну модель, в якій враховано силові та інер-

ційні характеристики привідного двигуна і кожного з формувальних візків, жорсткість привідного механізму та його дисипація. В результаті чисельного експерименту для кожної з установок визначено оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму, та визначено рекомендовану величину коефіцієнта дисипації. Оптимальне значення жорсткості приводу та величина коефіцієнта дисипації регулюються шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

Здійснено динамічне врівноваження привідного механізму роликкових формувальних установок з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму розв'язано дві задачі: врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведеного до осі обертання привідного вала моменту сил інерції. Встановлено, що найкраще врівноваження сил інерції спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом, найкраще врівноваження моменту, що виникає від дії сил інерції, спостерігається в установці з врівноваженим приводом.

Розроблено програму та методику експериментальних досліджень режимів руху та силових навантажень роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом. Створено дослідну лабораторну модель роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом, за допомогою якої проведено експериментальні дослідження.

На підставі отриманих у монографії результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблено рекомендації з удосконалення конструкції машин роlikового формування. Вказані удосконалення захищені патентами України на корисні моделі. Розраховано економічну ефективність використання рекупераційного, енергетично врівноваженого та врівноваженого привідних механізмів у машинах роlikового формування.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИН ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВИРОБІВ З БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

1.1. Огляд машин для виробництва плоских залізобетонних виробів

Бетонні роботи по своєму об'єму і вартості є основними в будівництві. Бетон як будівельний матеріал слугує основою для створення несучих конструкцій будівель і споруд. Це обґрунтовується його високими механічними характеристиками і технологічністю обробки. З бетону можливо виконати практично будь-які конструктивні елементи споруд, будь-якої конфігурації і призначення.

За останні десятиріччя в будівництві поряд з розвитком споруд з монолітного бетону все більше значення набуває збірний залізобетон [13, 31, 34, 37, 38, 40, 77, 241...243, 245, 246, 248, 250...254, 258, 259, 261, 346, 351, 356, 358, 371], що виготовлюється на підприємствах будіндустрії. Структура його виробництва така, що на формування виробів, а також на утримання і ремонт устаткування припадає близько 50% трудомісткості. У промисловості збірного і монолітного залізобетону відбувається процес старіння устаткування, що пояснюється відсутністю системи реалізації теоретичних розробок, втілених в інженерні рішення.

Поширені два способи ущільнення будівельних сумішей – вібраційний і безвібраційний.

Вібраційна дія на бетонну суміш має велике практичне значення і лежить в основі всієї сучасної технології ущільнення сумішей [13, 16, 27, 31, 37, 40, 41, 73, 77, 116, 185, 186, 228, 232, 240...243, 245, 246, 248...257, 261, 346, 348, 351, 353...358, 371, 372]. Сутність вібраційної дії полягає в тому, що при коливаннях бетонна суміш отримує властивості текучості внаслідок по-

рушення зв'язків між частинками. Частинки, що отримують підвищену рухливість, переміщуються і під дією сил тяжіння прагнуть зайняти більш стійке положення. При цьому повітря, що знаходиться між частинками, витискується вгору і суміш, врешті, значно ущільнюється.

Процес віброущільнення бетонної суміші має складний характер і проходить у кілька стадій: переукладання компонентів з інтенсивним витисненням повітря, зближенням частинок і завершальним витисненням повітря, а також можливим доущільненням за рахунок деякого додаткового, наприклад, статичного, тиску [77, 245, 246, 248...257, 371]. Означена стадія має назву компресійного стиску і може здійснюватись як під час вібрування суміші, так і по завершенні процесу вібраційної дії. У першому випадку позитивний ефект підвищення густини і міцності бетону досягається невеликим статичним тиском впродовж кількох хвилин. У другому випадку той самий ефект можна отримати лише завдяки значному питомому тиску у кілька мегапаскалей. В обох випадках ефект досягається внаслідок часткового стиснення і більш рівномірного розподілу води, що знаходиться в порах, а також ущільнення контактів між зернами заповнювачів.

Оскільки процес вібраційної дії є знакозмінним, деформація, що приводить до ущільнення шарів суміші, може бути і зворотною, яка сприяє розшаруванню і порушенню ущільненої структури [37, 245, 246, 248...257, 371]. Тому на процес ущільнення впливає також характер навантаження з боку робочого органу машини.

Вібраційні машини через свої функціональні особливості є джерелом коливань. Означені коливання можуть передаватися на фундамент, опорну конструкцію і на людину, яка працює з вібромашиною. Остання створює не комфортні умови на робочих місцях, підвищує рівень шуму і затягує у коливання несучі металоконструкції машин, споруд тощо [37, 245, 246, 371].

Санітарно-гігієнічні норми передбачають і нормують випадки передачі вібрації на руки працівника і на його робоче місце. При створенні віб-

роізолюючих пристроїв, які захищають людину на робочому місці, користуються нормативами державних стандартів [13, 40, 82, 371].

Безвібраційний спосіб ущільнення сумішей заснований на застосуванні тиску на суміш, що перебуває у формі або у спеціальній формувальній порожнині [4, 8, 13, 17, 24, 37, 78, 84, 246, 248, 250, 252, 345, 359, 364...367]. Принципова відмінність безвібраційного способу ущільнення сумішей від вібраційного способу полягає в тому, що переміщення частинок матеріалу відбувається головним чином в напрямі прикладеного тиску. За такої дії фактично не проявляється поперечне макропереміщення частинок у формі.

Означений спосіб застосовується для виробництва деяких будівельних виробів і матеріалів (плит, панелей, залізобетонних труб, бетонних порожнистих блоків, шлакоблоків, цегли тощо) [8, 13, 34, 37].

Безвібраційні способи ущільнення суміші поділяють на статичні і динамічні. До статичних належать пресування, прокат, екструзія, вакуумування, до динамічних – пневматичний і механічний набризки [13, 37, 70, 76, 95]. Такий поділ певною мірою є умовним, оскільки все залежить від швидкості прикладання сил і фізико-механічних властивостей матеріалу, що підлягає ущільненню [13, 31, 37, 38, 40, 41, 77, 243, 250, 252, 379].

Роликове пресування характерне тим, що відбувається багаторазове вдавлювання в свіжоукладений шар нових порцій суміші-підсипки під роликом, який здійснює зворотно-поступальні рухи перпендикулярно до напрямку переміщення форми [8, 23...25, 28...41, 61...69, 84, 247, 252, 259].

Особливість роликового процесу пресування полягає в наявності підсипки під роликом, що має назву «язика», тобто зростає щільність виробу завдяки стисненню матеріалу під роликом і обмеженому просторі [8, 23...25, 28...41, 61...69, 74, 78, 94, 96, 104, 110, 130, 345, 347, 349...352, 375]. Процес роликового пресування досить складний. Спочатку до рівня бортів частина форми під роликом заповнюється крихкою сумішшю. Ущільнення відбувається з того моменту, коли поверхня ролика починає взаємодіяти із сумішшю. За кожний прохід ролик втискує шар підсипки в уже нижче розташовані

шари. При цьому щільність виробу, розміщеного під робочим органом, зростає по його товщині.

Аналіз сучасного стану обладнання свідчить, що фактори, які дозволяють істотно підвищити його ефективність, значною мірою вичерпані, а галузь потребує подальшої інтенсифікації виробництва. З огляду на це становище, варті уваги методи виробництва залізобетонних виробів безперервним формуванням бетоноформувальними агрегатами, в основу роботи яких покладені принципи поверхневої дії [8, 37, 349...352].

Досвід формування на довгих стендах набув поширення за кордоном. Роботи по створенню вітчизняних агрегатів для безперервного формування збірного залізобетону вібраційним і безвібраційним (роликівим) методами ведуться у Київському національному університеті будівництва і архітектури [1...3, 23...25, 28...41, 65...67, 69, 104, 110, 247, 263, 264, 343, 349, 350].

Перевірка досвідом підтвердила доцільність застосування роликівих машин для виготовлення виробів з керамзитобетону. Незважаючи на позитивні результати експлуатації поверхневих вібраційних і безвібраційних (роликівих) машин та економічні розрахунки, що підтверджують їх ефективність, вітчизняна промисловість не налагодила їх серійного випуску, що пояснюється організаційними та науково-технічними недосконаlostями.

Аналіз існуючої технічної та економічної інформації, досвід промислових та лабораторних досліджень дозволяє стверджувати, що розрахунок, проектування та створення нових бетоноформувальних агрегатів є актуальними та перспективними на сучасному етапі їх використання [8, 26, 37, 54, 55, 66, 68, 85, 90, 238, 258...260].

Розвиток теорії і практики процесів ущільнення ґрунту та будівельних сумішей і в тому числі бетону, базується на дослідженнях Десова А.Е., Ахвердова І.Н., Гусєва Б.В., Шмигальського В.М., Баладінського В.Л., Чубука Ю.Ф., Назаренка І.І., Холодова А.М., Калужського Я.А., Сівка В.Й., Маслова О.Г., Ловейкіна В.С., Яковенка В.Б., Русанової Н.Г., Файвусовича О.А.,

Савинова О.А., Гарнеця В.М., Нестеренка М.П., Зайченка С.В., Рюшина В.Т., Човнюка Ю.В., Омельченка В.А., Баранова Ю.О. та інших.

Результати досліджень безвібраційних методів, в тому числі роликового ущільнення, отримані в роботах Руденка І.Ф., Хархути М.Я., Заїки П.М., Захаренка А.В., Бабкова В.Ф., Ємельянової І.А., Гарнеця В.М., Ловейкіна В.С., Рюшина В.Т., Зайченка С.В., Кузіна В.М., Шинкаренка В.І., Лавріньова П.Г. та інших дозволили зробити висновок про їхню достатньо високу ефективність і досить обґрунтовано підійти до задачі удосконалення приводного механізму машин роликового формування.

1.2. Аналіз конструкцій і параметрів машин роликового формування виробів з будівельних сумішей

Підприємства будівельної індустрії мають суттєвий недолік, що стримує підвищення ефективності їх роботи. Він полягає в прийнятій на всіх підприємствах вібраційної технології виробництва збірного залізобетону, по якій виготовляється більше 80% виробів. Незважаючи на постійне удосконалення вібраційного обладнання, при цій технології досі неможливо позбавитися підвищеного рівня шуму та вібрації на робочих місцях, що створює шкідливі умови праці. Безвібраційні методи формування не тільки усувають недоліки вібраційної технології, але й відкривають нові можливості підвищення продуктивності праці, зниження металомісткості обладнання. До таких способів відноситься метод роликового формування [8, 13, 23...25, 28...41, 61...69, 84, 90, 94, 96, 343, 345, 347, 349...352, 375] деяких видів виробів із жорстких та наджорстких дрібно-зернистих (піскуватих) та середньозернистих бетонів, фібробетону та керамзитобетону, який був успішно випробуваний у виробництві.

Впровадження безвібраційних роликових машин у виробництво залізобетонних виробів зумовлене потребою у підвищенні ефективності формувального обладнання [37, 248, 252, 254, 350].

Суть методу роликового формування [8, 23...25, 28...41, 61...69, 90, 94, 96, 260, 345, 347, 349...352, 378] полягає в тому, що жорстко фіксований в напрямних руху укочувальний ролик здійснює зворотно-поступальне перекочування з поступальною швидкістю руху його центра мас перпендикулярно руху форми, у якій здійснюється ущільнення бетонної суміші. Ролик фіксується по висоті у відповідному положенні в залежності від товщини виробу, що формується. Разом з роликом переміщується і бункер, що охоплює ролик своїми рукавами, через які безперервно підсипається бетонна суміш в зону контакту ролика з виробом.

Процес ущільнення відбувається наступним чином [8, 23...25, 28...41, 61...69, 90, 94, 96, 237, 260, 345, 347, 349...352, 378]. Спочатку пухка суміш заповнює до рівня бортів частину порожнини форми, що розташована під роликом. Ущільнення починається з того моменту, коли верхня поверхня суміші починає взаємодіяти з поверхнею ролика, тобто коли висота шару бетонної суміші починає перевищувати відстань від дна форми до нижньої твірної ролика. За кожний прохід робочий орган (ролик) вдавлює нові порції суміші-підсипки у свіжоукладений шар. При цьому щільність виробу, розташованого під робочим органом, зростає по його товщині. По мірі зростання щільності відбувається видавлювання ущільнюваної суміші в сторону незаповненої порожнини форми. Об'єм видавлюваної суміші у вільну порожнину форми збільшується до тих пір, поки не настане рівновага сил видавлювання суміші з-під ролика та сил опору переміщенню бетонної суміші в сторону незаповненої порожнини форми. видавлювання суміші з-під ролика в бік уже ущільненої суміші не відбувається, тому що цьому перешкоджає загладжувальна плита.

Таким чином, особливість роликового формування бетонних сумішей базується в зростанні щільності виробу за рахунок примусового вдавлювання додаткового матеріалу в обмежений простір форми. Якісне ущільнення бетонних сумішей при такому формуванні залежить від того, наскільки вірно вибрана конструкція роликової машини та режим руху її робочого органа.

Установка для безвібраційного роликового формування залізобетонних виробів представлена на рис. 1.1 [31, 37]. Тут портал 1 розміщений стаціонарно на посту формування із напрямними руху 2 в середині. По них пересувається робочий орган, виконаний у вигляді роздавального бункера 8 і розміщених між його рукавами 5 ущільнювальних роликів 4. Зворотно-поступальний рух органу забезпечує гідроциліндр 7, який працює від силової гідростанції 6. Бетонна суміш до роздавального бункера надходить із основного бункера. Форма-піддон 9 встановлюється так, щоб передній край роликів знаходився на одній лінії із внутрішньою поверхнею переднього торцевого борта. Після цього розпочинається переміщення робочого органу і відкривається заслінка роздавального бункера. Суміш заповнює порожнину форми до нижньої твірної роликів і вони починають вдавлювати нові надходження суміші до свіжоукладеного шару – починається процес ущільнення. При досягненні певної щільності (тиску) суміш починає відтискатися до вільної порожнини форми, утворюється так званий «язик». Коли зростання його стабілізується (процес ущільнення на початковому етапі закінчився), починається переміщення форми, відбувається послідовне ущільнення всього виробу. Швидкості переміщення форми і робочого органу узгоджуються для забезпечення якісного ущільнення виробів заданої товщини.

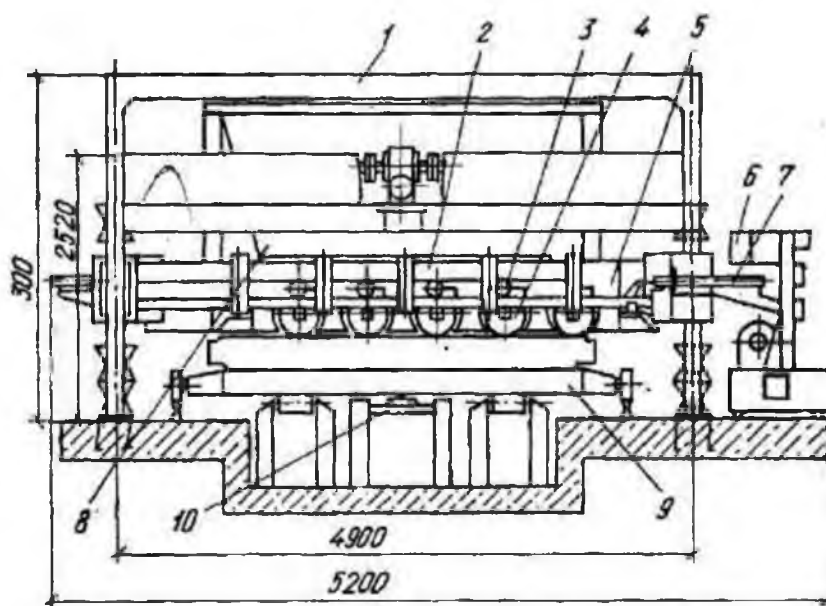


Рис. 1.1. Конструкція безвібраційної роликової формувальної установки

Технічна характеристика роlikової формувальної установки
для виготовлення плоских залізобетонних виробів
із гідравлічним приводом робочого візка

Продуктивність за виробами максимального розміру, шт./год	14
Швидкість переміщення робочого візка, м/с	0,45
Швидкість переміщення форми, м/хв	1...1,15
Маса установки, кг	5100

У порівнянні з іншими формувальними машинами роlikова формувальна установка значно поліпшує санітарно-гігієнічні умови праці на посту формування, ліквідує вібрацію, знижує до мінімального рівня шум, при цьому формує жорсткі та наджорсткі суміші, котрі неможливо формувати іншими машинами. Відсутність вібраційних навантажень значно підвищує надійність складальних одиниць машини.

Для визначення потужності приводу та динамічних характеристик роlikової установки для формування залізобетонних виробів необхідно знайти шляхом інженерного розрахунку параметри установки та залежності сили опору переміщенню формувального візка, а також необхідного крутного моменту на приводному валу кривошипа.

В основу інженерної методики розрахунку параметрів роlikових БФА (бетоно-формувальних агрегатів) для виробництва залізобетонних виробів покладено результати експериментальних та теоретичних досліджень, проведених для машин роlikового формування пустотних панелей [31, 32, 34, 36, 61, 66], а також використані матеріали з роlikового формування суцільних виробів [23...25, 28...30, 37, 349, 350].

Розроблена методика дозволяє проектувати нові роlikові бетоно-формувальні агрегати з широким діапазоном використання для виробництва як пустотних панелей, так і суцільних залізобетонних виробів. Запропонована методика сприяє визначенню практично всіх необхідних даних для проектування, а також дає можливість підвищити точність визначення параметрів робочих органів і бетоноформувальних агрегатів в цілому.

Для визначення опору переміщенню формувального візка використовуються наступні вихідні дані [350]:

- розміри виробу, що формується: висота плити – h_0 , ширина виробу – B ;
- тип суміші, що ущільнюється;
- вологість бетонної суміші – W ;
- потрібна щільність виробу – $k_{ущ}$;
- величина максимального контактного тиску q , що забезпечує потрібну щільність виробу $k_{ущ}$ при вологості суміші W .

Виходячи з товщини виробу, що формується, визначається мінімально допустимий радіус робочого органу [350]:

$$R = (0,4 \dots 0,55) \cdot h_0, \quad (1.1)$$

де h_0 – висота виробу.

Необхідна кількість ущільнювальних роликів визначається в залежності від радіуса ролика та від конструктивних параметрів установки:

$$n_p = \frac{B}{2 \cdot R + B_T + b_n}, \quad (1.2)$$

де B – ширина виробу; b_n – величина перекриття ущільненої суміші сусіднім роликом (з метою виключення недоущільнення на стику між зонами ущільнення двох сусідніх роликів); B_T – ширина вихідного рукава живильного бункера.

Довжина ходу формувального візка визначається залежністю:

$$l_0 = \frac{B}{n_p} + b_n. \quad (1.3)$$

Визначається також коефіцієнт θ , що характеризує розподілення епюри контактної тиску вздовж дуги контакту:

$$\theta = \frac{1}{\pi} \cdot \arctg \frac{2 - 2 \cdot \nu}{\mu \cdot (1 - 2 \cdot \nu)}, \quad (1.4)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона; μ – коефіцієнт тертя робочого органу об бетонну суміш.

Кут захвату бетонної суміші робочим органом:

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{7,53 \cdot (1 - \nu^2) \cdot q \cdot (1 - \theta)^{\theta+1} \cdot \theta^{1-\theta}}{E}, \quad (1.5)$$

де E – модуль пружності бетонної суміші, що залежить від складу бетонної суміші та коефіцієнта ущільнення.

Зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю [350]:

$$F = \frac{k_2 \cdot L \cdot E \cdot R \cdot \sin^2 \varphi_3}{20,32 \cdot (1 - \nu^2) \cdot \theta \cdot (1 - \theta)^3}, \quad (1.6)$$

де k_2 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу тиску по дузі контакту; L – довжина робочого органу (ролика).

Розрахункова довжина контакту ролика з ущільнюваним середовищем по дузі кола ролика:

$$l_p = \frac{R \cdot \sin \varphi_3}{1 - \theta}. \quad (1.7)$$

Зусилля, необхідне для переміщення ролика при русі його по бетонній суміші, що ущільнюється:

$$F_p = \frac{1 - 2 \cdot \theta}{3 \cdot R} \cdot (2 \cdot l_p + 3 \cdot \mu \cdot R) \cdot F. \quad (1.8)$$

Зусилля, необхідне на переміщення формувального візка [350]:

$$F_B = \left[|G_B - n_p \cdot F| \cdot \left(\frac{d \cdot \mu_3}{D} + \frac{2 \cdot \mu_4}{d} \right) \right] \cdot \mu_5 + n_p \cdot F_p, \quad (1.9)$$

де G_B – сила тяжіння формувального візка, D – діаметр напрямного ролика, d – діаметр цапфи, μ_3 – коефіцієнт тертя ковзання втулки об цапфу, μ_4 – коефіцієнт тертя кочення напрямних роликів по напрямним руху, μ_5 – коефіцієнт, що враховує додатковий опір тертя ребер напрямних роликів візка по напрямним руху.

Миттєва потужність на ущільнення бетонної суміші:

$$P_{\text{ущ}} = F_B \cdot V_B, \quad (1.10)$$

де V_B – швидкість переміщення формувального візка.

1.3. Огляд приводів машин роликового формування

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний, пневматичний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами. В установках з пневматичним та гідравлічним приводами формувальний візок приводиться в рух за допомогою пневмоциліндра або гідроциліндра, а в установках з механічним приводом – за допомогою кривошипно-повзунного механізму.

Відомий пристрій для формування виробів з бетонних сумішей (авторське свідоцтво СРСР 1604625, кл. В28В13/02, 1990) [2], який складається з порталу 1 (рис. 1.2), змонтованого на ньому формувального візка 2, що здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 3 і складається з подавального бункера 4, секцій укочувальних роликів 5, встановлених в горизонтально-рухомій рамі з розподільним бункером та форми 8. Формувальний візок приводиться в рух за допомогою гідроциліндра 6, а для зм'якшення ударів при досягненні візка крайніх положень і для підвищення плавності ходу візка між порталом і горизонтально-рухомою рамою встановлені попередньо стиснені пружні елементи 7.

Недоліком даного привідного механізму є його недосконалість, що призводить до підвищення витрат енергії на розтягування і стискання пружних елементів при здійсненні процесу формування, а також досить мала частота проходжень формувального візка по бетонній суміші, що приводить до зниження продуктивності. При зворотно-поступальному русі формувального візка з укочувальними роликами під час постійних пускогальмівних режимів руху втрачається значна частина енергії, яка йде на втомне руйнування конструкції.

Для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка також використовується кривошипно-повзунний привод. На рис. 1.3 зображено роликову формувальну установку з кривошипно-повзунним приводом,

що складається з формувального візка 1, шарнірно приєднаного до нього шатуна 2, який іншим кінцем з'єднується з кривошипом 3, що жорстко закріп-лений на валу 4. Формувальний візок 1 з подавальним бункером 8 та укочувальними роликami 7 змонтований в порталі 6 на напрямних 5.

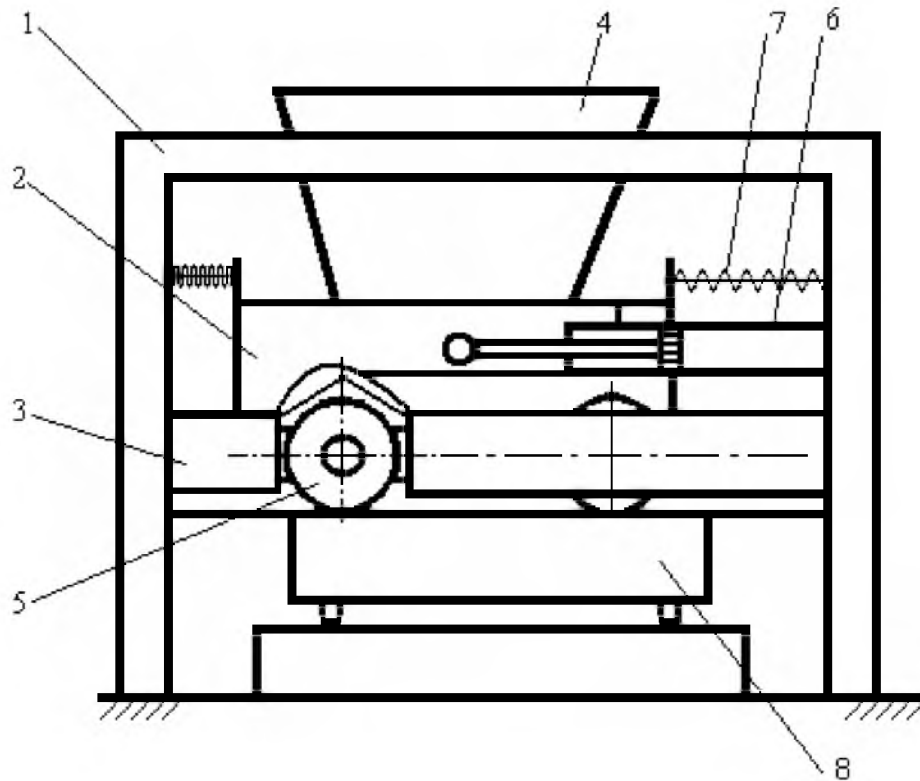


Рис. 1.2. Роликова формувальна установка з гідравлічним приводом зворотно-поступального руху формувального візка

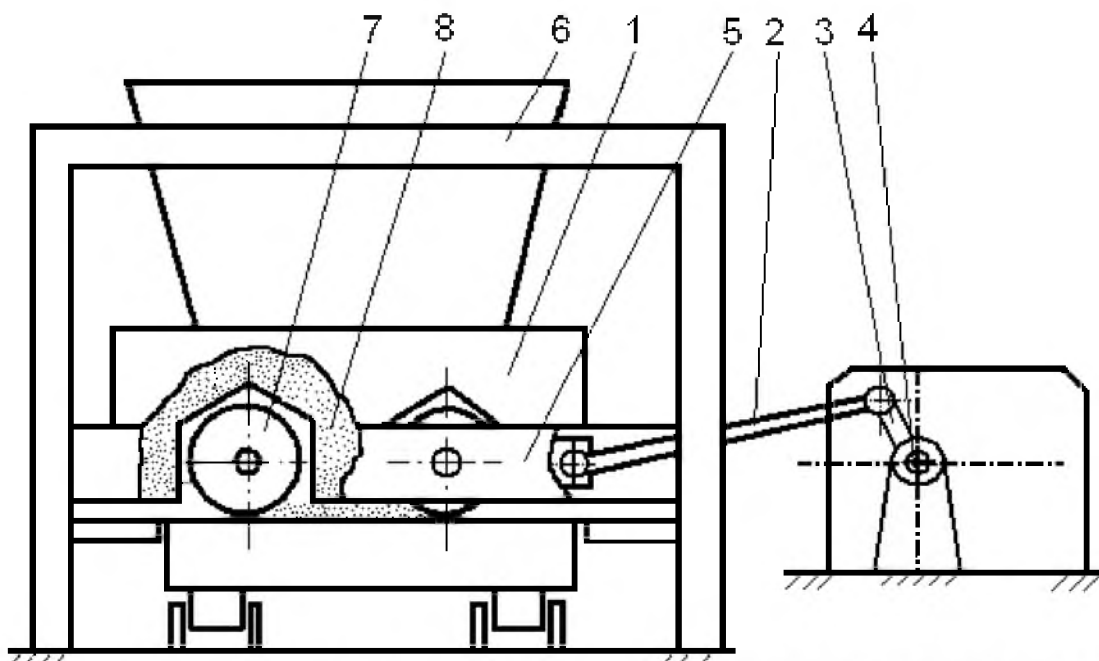


Рис. 1.3. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом зворотно-поступального руху формувального візка

Недоліком кривошипно-повзунного приводу зворотно-поступального руху формувального візка є значна нерівномірність його руху, що приводить до підвищення динамічних навантажень в елементах приводного механізму та установки в цілому і, як наслідок, до зниження якості готової продукції та передчасного виходу установки з ладу.

Для зменшення нерівномірності руху формувального візка була розроблена конструкція гідравлічного приводу роликів формувальної установки [118, 272], яка дає можливість реалізувати будь-який режим руху формувального візка (рис. 1.4). Різні режими руху формувального візка забезпечуються гідроприводом з дросельним шляховим керуванням подачі робочої рідини у виконавчий гідроциліндр.

Гідропривод переміщення формувального візка 2 складається з приводного гідроциліндра 7, шток 8 якого шарнірно з'єднаний з рамою формувального візка 6. Формувальний візок в нижній своїй частині має укочувальні ролики 5, що переміщуються в напрямній 3 змонтованій на рамі 1. Під роликами знаходиться форма 19, яка переміщується перпендикулярно до напрямку руху формувального візка і поступово заповнюється бетонною сумішшю, що потрапляє з бункера 4.

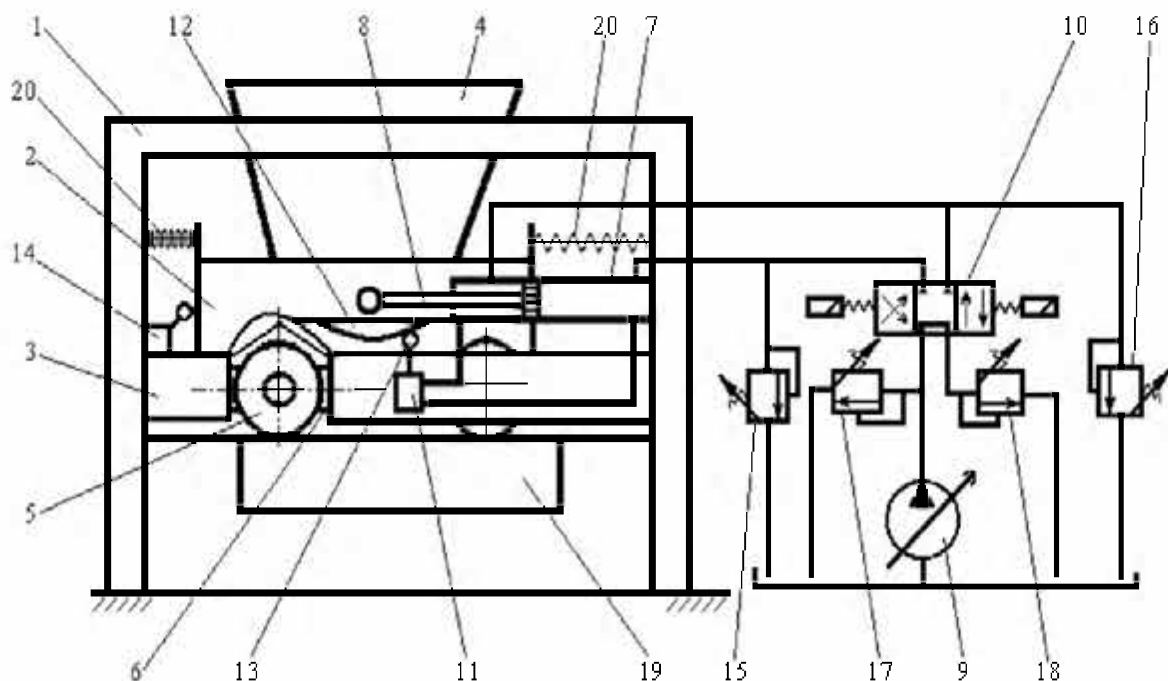


Рис. 1.4. Роликів формувальна установка з керуванням гідроприводом

При роботі установки робоча рідина від насоса 9 через реверсивний золотник 10 з електромагнітним керуванням надходить в безштокову порожнину гідроциліндра 7, після чого починається рух поршня зі штоком 8. Паралельно циліндру на напрямній ролика 13 встановлений дросельний керуючий пристрій 11, що слідує за подачею робочої рідини з попередньо підібраним живим перерізом. Шток 8 приводить в рух формувальний візок 6, на якому встановлено кулачок 12 спеціального профілю, який контактує з дросельним керуючим пристроєм 11 через ролик 13. При здійсненні руху формувального візка, шток 8 переміщується і змінює живий переріз дросельного керуючого пристрою (дроселя) аж до його повного перекриття. Керуючий пристрій виконує подачу рідини до гідроциліндра за певним законом, що дає змогу забезпечити відповідну зміну швидкості та прискорення у часі.

Зміна напрямку руху візка досягається кінцевим вимикачем 14. Клапани 15, 16 і запобіжний з напірним клапани 17, 18 виконують функцію забезпечення рівномірності роботи гідроприводу і запобігання перевантажень системи. Роль накопичувача енергії виконують пружні елементи 20, які при стиску чи розтягу поглинають або віддають накопичену енергію, що перетворюється в енергію руху формувального візка.

Застосування запропонованого гідроприводу порівняно з кривошипно-повзунним приводом дає змогу забезпечити необхідний закон руху візка та знизити витрати енергії на формування.

Однак в такій конструкції установки також є недолік, який полягає в тому, що відбувається перекошування формувального візка в напрямних руху, що значно впливає на якість формування залізобетонних виробів. Тому для усунення цього недоліку здійснено модернізацію конструкції приводу, згідно з якою в роликовій формувальній установці з керованим гідроприводом (рис. 1.4) для приводу формувального візка у зворотно-поступальний рух встановлено два паралельно підключених гідроциліндри двосторонньої дії з дросельним регулюванням швидкості переміщення робочої рідини з безштокової до штокової порожнини гідроциліндрів із зміною перепускної щілини

за допомогою роликового штовхача, контактуючого з профільованим кулачком, нерухомо закріпленим на формувальному візку [277].

На рис. 1.5 зображено гідроциліндри з дросельним керуючим пристроєм. При такій конструкції приводу робоча рідина при подачі до гідроциліндрів 2, змушує їх змінювати положення формувального візка 1. Гідроциліндри встановлені таким чином, що штокова порожнина одного гідроциліндра паралельно підключена до безштокової порожнини іншого, а безштокова відповідно до штокової. Це дає змогу забезпечити однакову швидкість при прямому та зворотному русі формувального візка. Паралельно до гідроциліндрів підключений регулюючий дросель 4, який виконує подачу рідини до гідроциліндрів за відповідним законом, що дає змогу забезпечити відповідний режим зміни швидкості та прискорення у часі. Застосування запропонованого гідроприводу порівняно з існуючими рішеннями дає змогу запобігти перекошуванню формувального візка в напрямних руху.

На рис. 1.6 зображено установку для формування виробів з бетонних сумішей [274], яка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 3 на нерухомому порталі 2 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою гідравлічного приводу, та форми 9. Привод вміщує в собі гідроциліндр 4, гідропроводи, ротаційний гідророзподільник примусової дії 12, гідронасос 11 та гідробак 10. Також установка вміщує м'які пружні елементи 8, встановлені між порталом і формувальним візком, які слугують для перетворення кінетичної енергії візка в потенціальну енергію пружних елементів при гальмуванні візка та для перетворення потенці-

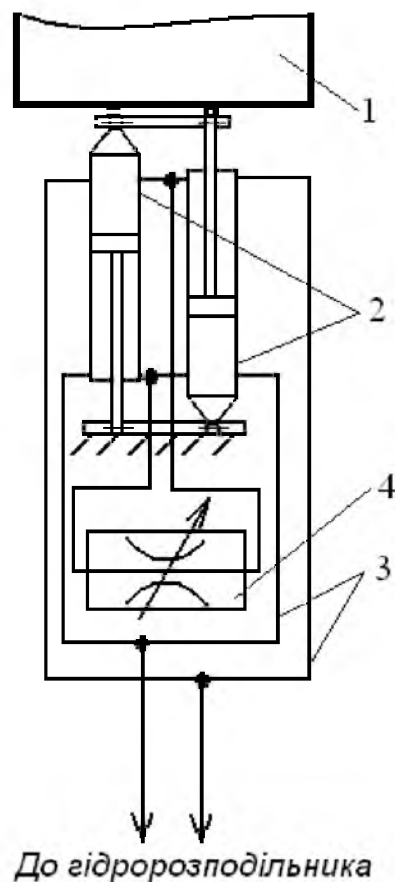


Рис. 1.5. Розташування гідроциліндрів у роликовій формувальній установці з керованим гідроприводом

льної енергії пружних елементів в кінетичну енергію формувального візка при розгоні, що приводить до покращення динаміки руху установки. При застосуванні такого гідравлічного приводу в установці відбувається регулювання рівномірності руху формувального візка при постійних пускогальмівних процесах, що приводить до покращення динаміки руху установки в цілому і зменшення енергетичних витрат.

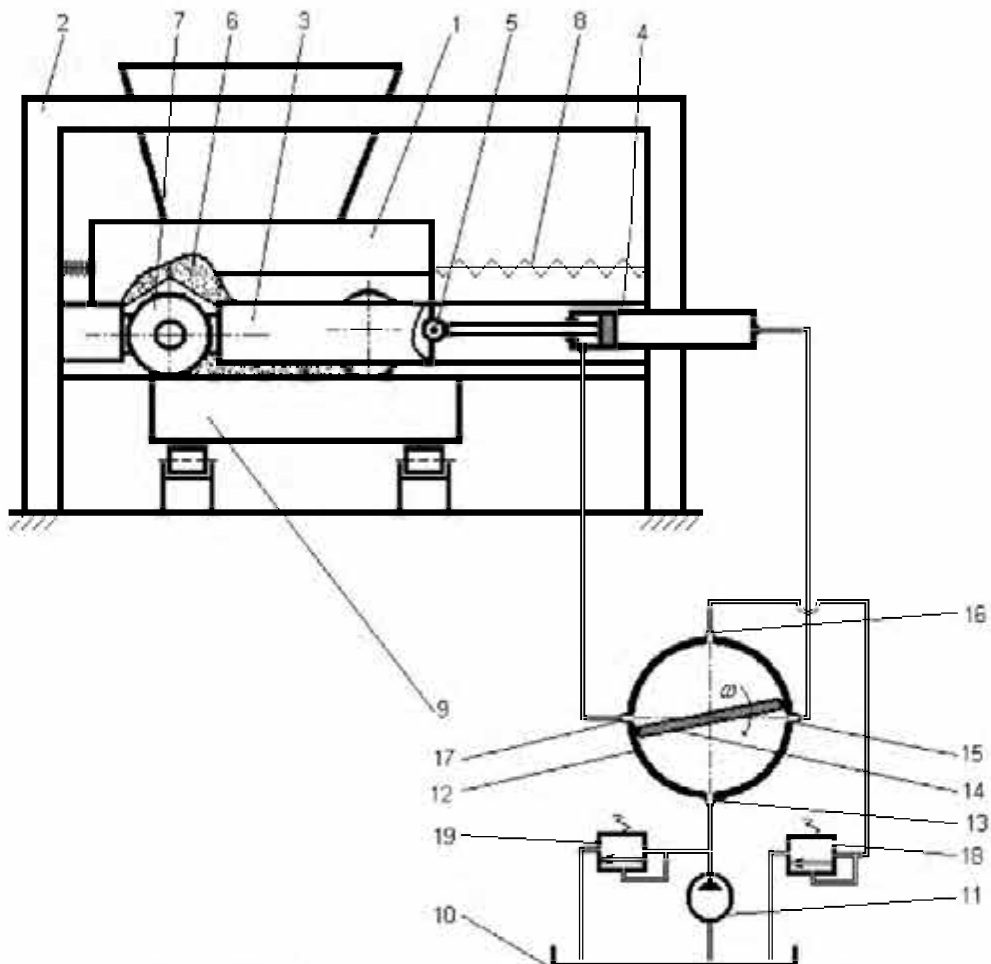


Рис. 1.6. Роликова формувальна установка з гідроприводом із ротаційним гідророзподільником

При такій конструкції пристрою відбувається наступне: робоча рідина з бака 10 гідравлічного стенду за допомогою насоса 11 потрапляє у вхідний отвір 13 розподільника 12. При повороті золотника 14 у відповідному напрямку, вхідний отвір 13 розподільника відкривається і рідина через вихід 15 потрапляє в безштокову порожнину гідроциліндра 4. В той же час вихідний отвір 16 розподільника відкривається і робоча рідина зі штокової порожнини гідроциліндра через вхідний 17 і вихідний 16 отвори та переливний клапан

18 потрапляє в бак 10. При цьому шток гідроциліндра разом з формувальним візком рухається вліво з певною швидкістю. При повному відкритті вхідного отвору 13 швидкість руху формувального візка стає максимальною і є постійною до поступового перекриття впускного отвору 15 при подальшому обертанні золотника. При повному перекритті отворів 15 і 17 формувальний візок зупиняється. На цьому закінчується процес руху формувального візка вліво. Подальше обертання золотника 14 призводить до поступового відкриття отворів 17 і 15, і робоча рідина від насосу через отвори 13 та 17 потрапляє в штокову порожнину гідроциліндра 4. В цей же час рідина з безштокової порожнини через отвори 15 і 16 потрапляє на злив в бак 10. При цьому формувальний візок починає рухатись вправо. Обертаючись далі, золотник поступово перекриває отвори 13 та 16, гідравлічна сила зменшується до нуля і шток гідроциліндра 4 разом з формувальним візком 1 зупиняються в крайньому правому положенні. Далі цикл продовжується безперервно і відбувається плавний зворотно-поступальний рух формувального візка 1. Застосування в установці сферичного шарніру 5 дозволяє спростити конструкцію установки при її складанні та у процесі ущільнення суміші.

На рис. 1.7, а наведено установку для формування виробів з бетонних сумішей [285, 339], яка складається з нерухомого порталу 1, змонтованого на ньому формувального візка 2, що вміщує подавальний бункер 3 та укочувальні ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою привода, прикріпленого до порталу 1 у вигляді зубчастого колеса 7, зубці якого розташовані по одній половині початкового кола (рис. 1.7, б) в межах кута φ ($0 < \varphi < \pi$). Зубчасте колесо 7 обертається з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$) і входить в зачеплення з двосторонньою зубчастою рейкою 8, що жорстко з'єднана з формувальним візком 2.

При застосуванні в роликовій формувальній установці наведеного приводного механізму спостерігається постійне значення швидкості руху формувального візка. При обертанні зубчастого колеса 7 з постійною куто-

вою швидкістю ($\omega = \text{const}$) його зубці поперемінно входять в зачеплення із зубцями зубчастої рейки 8, приводячи її в зворотно-поступальний рух з постійною швидкістю, яка визначається залежністю $V = \omega \cdot R$, де R – радіус ділительного кола зубчастого колеса 7. При цьому підвищується рівномірність ущільнення бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки.

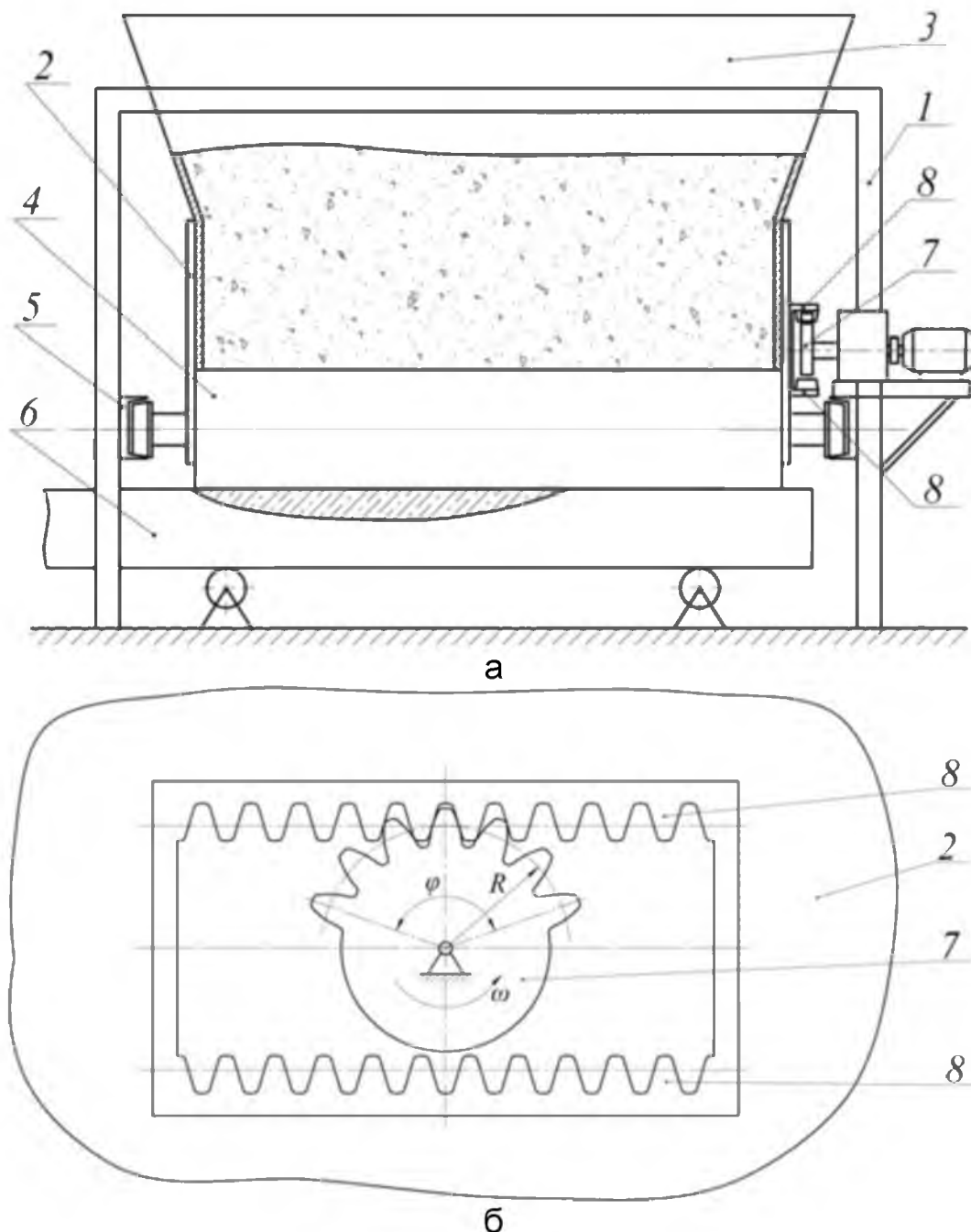


Рис. 1.7. Роликова формувальна установка з приводом від зубчастого сектора (а) та схема приводного механізму (б)

Також для приведення формувального візка в зворотно-поступальний рух в роликівій формувальній установці можна було б використати кулісний механізм, однак недоліком даного механізму є різниця в часі руху вихідної ланки в обох напрямках і, як наслідок, різниця у значеннях швидкостей її руху в обох напрямках, що негативно позначилося б на якості готової продукції та привело б до виникнення зайвих динамічних навантажень.

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах роликівій формувальній установці та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установи з кулачковим приводним механізмом для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка (рис. 1.8). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановленого на порталі кулачкового механізму, що контактує з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка [3, 111, 147].

Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, який здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних руху 3 і складається з розподільчого бункера 4 та уковувальних роликів 5. Візок приводиться в рух за допомогою приводу 6, що змонтований на порталі установки у вигляді кулачкового механізму, кулачок якого обертається з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$) і контактує з двома штовхачами 7, жорстко з'єднаними з рамою візка 2.

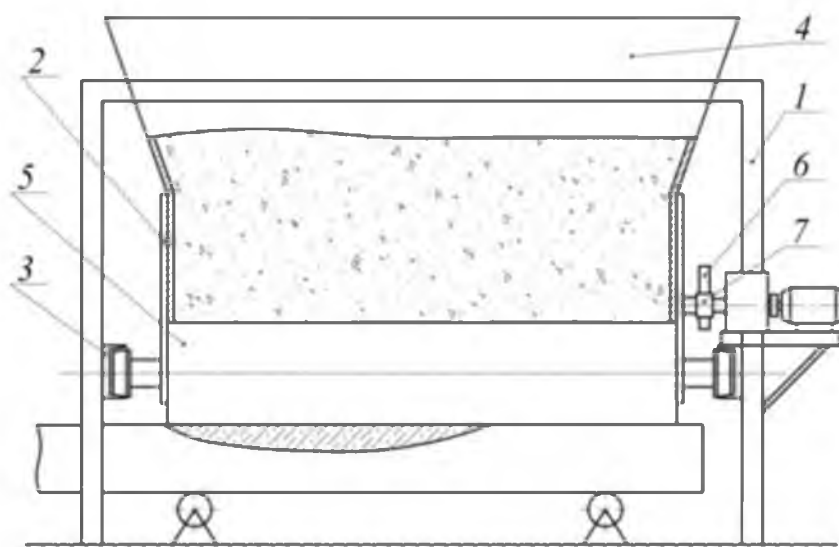


Рис. 1.8. Роликівіа формувальна установка з кулачковим приводним механізмом

Недоліком даної установки є використання в ній кулачкового приводного механізму з одного боку формувального пристрою, що створює значне навантаження на привод через перекошування формувального візка у напрямних руху, оскільки опір переміщенню формувального візка не рівномірний по ширині робочого органа – ролика. Це приводить до значного підвищення сил тертя формувального візка у напрямних руху, до виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу. Тому з метою унеможливлення осьового перекошування формувального візка та підвищення надійності установки було здійснено удосконалення конструкції приводного механізму.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, кулачкового приводного механізму та формувального пристрою симетрично відносно своєї поздовжньої осі додатково містить кулачковий приводний механізм для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка від обох кулачкових приводів з унеможливленням його осьового перекошування у напрямних руху (рис. 1.9) [287].

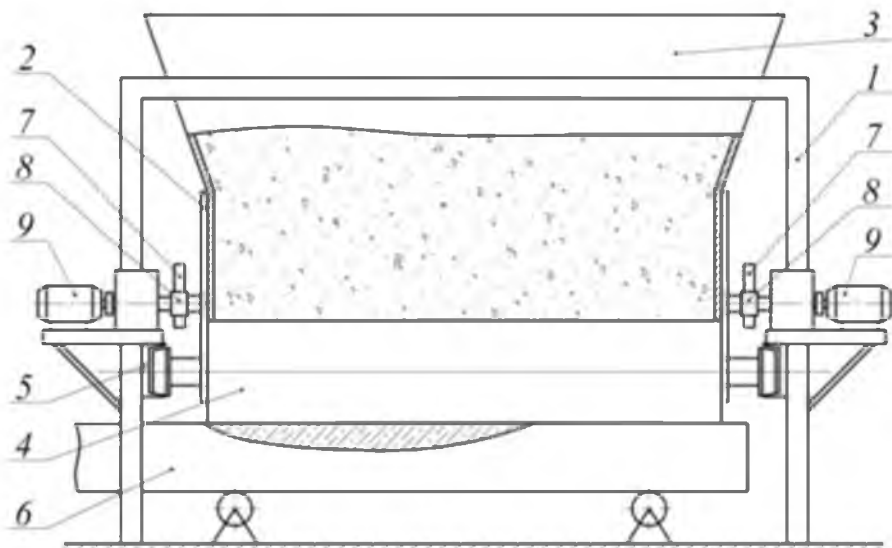


Рис. 1.9. Роликова формувальна установка з двома кулачковими приводними механізмами

Установка складається з нерухомого порталу 1, змонтованого на ньому формувального візка 2, що вміщує подавальний бункер 3 та укочувальні

ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою двох приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при його прямому і зворотному ході.

При застосуванні в установці кулачкового приводного механізму з кожного боку формувального візка унеможлиблюється його осьове перекошування, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому [288].

Проведено аналіз режимів руху кулачкових механізмів [147]. Запропонована методика синтезу оптимальних режимів руху, яка дозволяє отримати будь-які режими, що відображають ті або інші властивості кулачкового механізму [147, 197]. Найбільш перспективним є комплексні оптимальні режими руху, що враховують одночасно декілька властивостей кулачкових механізмів. Такі оптимальні режими руху можуть бути отримані на базі комплексних критеріїв з урахуванням оптимальних режимів руху кулачкових механізмів за одиничними інтегральними критеріями [147, 196, 197, 208, 228...230].

Для установки з кулачковим привідним механізмом проведено розрахунки оптимального динамічного режиму руху формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого [147, 211, 225], оптимального ривкового режиму [147, 226, 340], оптимального режиму за прискоренням третього порядку [114, 147, 214], оптимального режиму за прискоренням четвертого порядку [227, 384, 386] та комплексного оптимального режиму руху [113, 147, 208, 338].

Проведені розрахунки комбінованих режимів руху формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого з оптимальним динамічним [147, 223], оптимальним ривковим [147, 224] та оптимальними за прискоренням третього [112, 147] та четвертого порядків [207, 387, 388] розгоном та гальмуванням. При цьому на більшій частині руху формувального візка між крайніми положеннями (дві третини) його швидкість є постійною величиною.

Здійснено оптимізацію реверсування формувального візка роlikової формувальної установки за оптимальним динамічним режимом руху [147, 150, 210, 335], оптимальним ривковим режимом [147, 203, 215, 385] та оптимальними режимами за прискоренням третього [147, 200, 212] та четвертого порядків [202, 213].

Для оптимального ривкового режиму реверсування проведено оптимізацію крайових умов [147, 194, 217] – встановлено оптимальне значення прискорення формувального візка при досягненні ним крайніх положень. При оптимальному режимі реверсування за прискоренням третього порядку окремо визначено оптимальні значення прискорення [147, 177, 216], ривка [147, 179] та одночасно визначено величини прискорення і ривка [147, 180] формувального візка при досягненні ним крайніх положень. Для оптимального режиму реверсування за прискоренням четвертого порядку окремо визначено оптимальні значення прискорення [136, 181], ривка [178], прискорення третього порядку [389] та одночасно визначено величини прискорення, ривка та прискорення третього порядку [105] формувального візка при досягненні ним крайніх положень.

Для кожного з перерахованих режимів руху формувального візка роlikової формульної установки розраховані кінематичні характеристики та побудовано графіки зміни переміщення, швидкості, прискорення та ривка, наведено вирази для визначення змінного радіуса кулачка та побудовано його профіль [147, 284, 286...292, 295, 297, 298, 317, 319, 321, 323, 325, 327, 329].

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах роlikової формувальної установки та для підвищення її надійності запропоновано

конструкцію установки, яка складається з нерухомого порталу та формувального пристрою виконана з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух формувального візка за допомогою високомоментного крокового двигуна [235], який вмонтовано в укочувальні ролики, причому вісь ролика виконує роль статора, а сам ролик – ротора [268].

На рис. 1.10 наведено установку для формування виробів з будівельних сумішей. Установка складається з формувального візка 1, що змонтований на порталі 2, і здійснює зворотно-поступальний рух у напрямках 3 над порожниною форми 4. Формувальний візок вміщує подавальний бункер 5 та укочувальні ролики 6 на осі 7. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою високомоментного крокового двигуна, який вмонтовано в ролики, причому вісь ролика виконує роль статора, а сам ролик – ротора.

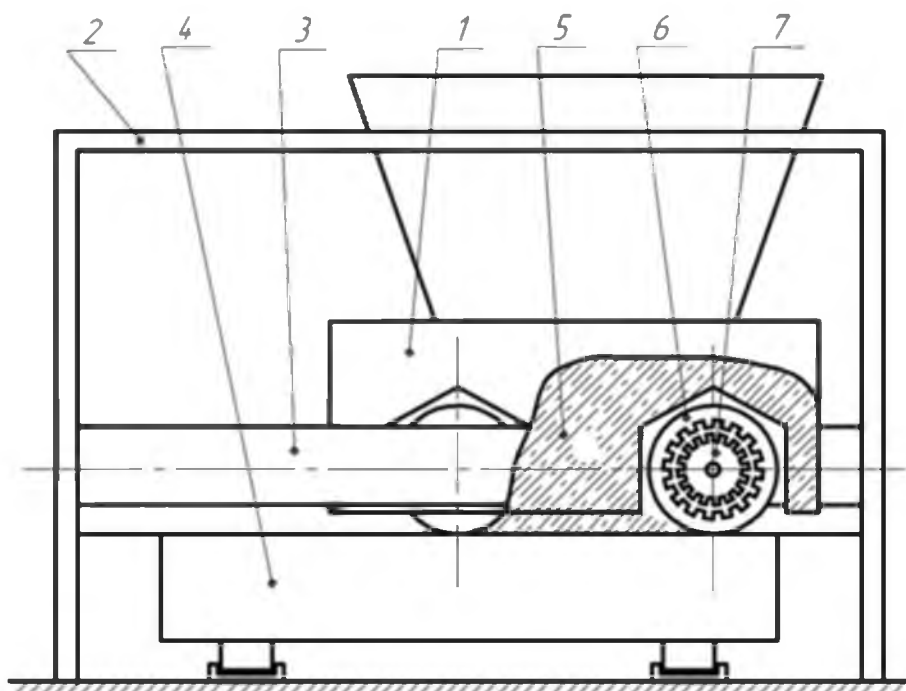


Рис. 1.10. Установка для формування виробів з будівельних сумішей з приводом від високомоментного крокового двигуна

При застосуванні в роликівій формувальній установці наведеного привідного механізму спостерігається постійне значення швидкості руху формувального візка. При переміщенні формувального візка з одного крайнього положення в інше ротор крокового двигуна повертається на кут, величина якого визначається відношенням $\varphi = \Delta x / R$, де Δx – хід формувального візка (ві-

дстань між крайніми положеннями); R – радіус уключувального ролика. При цьому підвищується рівномірність ущільнення будівельної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах установки, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки.

Для реалізації формувальним візком установки для формування виробів з будівельних сумішей з приводом від високомоментного крокового двигуна (рис. 1.10) оптимальних режимів руху, що описані вище для установки з кулачковим привідним механізмом, розраховано закони зміни кутової швидкості привідного крокового двигуна [293, 294, 296, 299, 302, 314...316, 318, 320, 322, 324, 326, 328].

1.4. Аналіз методів динамічної оптимізації механічних систем

Однією з найважливіших задач сучасних науки і техніки є оптимізація механічних систем (машин, механізмів, пристроїв, конструкцій) та режимів їх експлуатації [7, 14, 15, 18, 44, 60, 70...72, 171, 209]. Оптимізація – із сучасного погляду досягнення найдоцільнішого використання ресурсів і управлінських рішень на основі математичних методів [52]. Для наукового створення оптимального об'єкта необхідні його математична модель, метод і критерій оптимізації. Об'єкт оптимізації звичайно називають системою і мають на увазі сукупність елементів, між якими існує взаємодія [52, 53].

Оптимальна система – це система, для якої певний критерій набуває оптимального (найкращого можливого) значення. Математична модель – система математичних рівнянь або функціонал, що відображає певні властивості і процеси реальної системи і дає змогу виконати необхідні розрахунки й обчислення [52].

Методом оптимізації називається застосування певної послідовності формул для розв'язання задачі оптимізації об'єкта. Оптимізацію визначають лише за критерієм, щодо якого її необхідно провести. Донедавна питання про такі критерії перебувало у стані розробки [43...53, 103].

Під критерієм розуміється міра кількісних властивостей об'єкта чи явища, що характеризує ступінь близькості останнього до оптимального [52]. Екстремальне значення критерію часто відповідає оптимальності об'єкта. З математичної точки зору критерій для кожної задачі – це так звана цільова функція, разом з інформацією про систему вона, по суті, і становить задачу.

Оптимізувати механічні системи слід за основним економічним критерієм, зокрема собівартості одиниці ефекту та надійності системи. Однак застосовувати ці критерії проектувальникам складно, оскільки вони розраховуються на основі статистичних даних наступної експлуатації системи. При проектуванні зазвичай використовуються конструктивні критерії: маси ланок системи, піки кінематичних і динамічних показників та інші. Але ці критерії не універсальні, їх багато, оптимізація системи за одним із них може погіршити інші [44].

Оптимальне проектування можна розглядати як процес оптимізації функцій та функціоналів (функцій, що залежать від функцій), які використовуються в задачах проектування. При оптимальному проектуванні може знайти застосування будь-який із методів теорії оптимізації. Нові теоретичні розробки в області оптимального проектування базуються на розвитку і розширенні сфери прикладання теорії оптимізації.

При проектуванні машин переважно застосовується однокритеріальна та багатокритеріальна оптимізація, агрегування та декомпозиція, теорія прийняття рішень [60]. На етапах робочого проектування багатокритеріальний підхід виправданий. Однак при пошуковому конструюванні бажана оптимізація за одним або невеликою кількістю критеріїв [44].

Теорію оптимізації можна розділити на два великі розділи, що принципово відмінні між собою: оптимальне керування та оптимальне проектування. Математичний апарат цих розділів оптимізації не однаковий.

Теорія оптимального керування в основному ґрунтується на знаходженні критеріїв керування за зворотнім зв'язком в керуючій системі. Система, яка є оптимально керованою, має активні елементи, які сприймають помилки на виході, що виникають через флуктуації у вхідних даних, і змінюють

керуючу реакцію системи з метою максимізації якогось критерію якості системи [120, 121, 129, 144, 149, 172].

У випадку не оптимального проектування визначають елементи системи, або параметри, що описують ці елементи, які фіксовані протягом часу «життя» елементів. З цієї точки зору система в деякому сенсі є оптимальною. Така ситуація в літературі по керуванню часто називається керуванням із розімкнутим ланцюгом [201, 204, 231, 234].

Принципова різниця в завданні оптимального керування та проектування полягає в тому, що у випадку оптимального проектування вибрані значення змінних фіксовані протягом всього «життя» системи, а у випадку оптимального керування за зворотнім зв'язком значення змінних перебудовуються під час функціонування системи. В літературі по оптимальному керуванню, наприклад, в теорії автоматичного керування, більшою мірою розглядається динамічні системи, функціонування яких розвивається в часі (задача Коші) [368...370].

В роботах [58, 101, 106...108, 111, 137, 143...145, 149, 170, 172, 174, 183...188, 193, 195, 198, 199, 201, 204, 228...231, 235, 244, 262, 344, 361...363, 369, 373, 377, 378] здійснювалась оптимізація різних механічних систем при різних режимах їх руху. Оптимізації режиму усталеного руху механічних систем присвячені роботи [58, 111, 143...145, 149, 170, 183, 185, 188, 193, 204, 231, 262, 344, 363, 373], в яких критерієм оптимальності приймалися тривалість руху, енергетичні витрати, середньоквадратичні різниці положень та швидкостей ланок, динамічні навантаження у механізмах. Роботи [101, 106...108, 111, 137, 144, 145, 149, 174, 183, 185, 187, 195, 198, 199, 201, 228, 229, 235, 244, 344] присвячені перехідним процесам, в яких в якості критерію оптимальності було прийнято тривалість руху, енергетичні витрати, динамічна складова потужності, інтенсивність зміни інерційних навантажень, середнє значення енергії руху та «енергій» вищих порядків (прискорення, ривка тощо), середньоквадратичні значення кінематичних та динамічних характеристик руху системи, середньоквадратичне значення динамічної складової потужності, середньоквадратичні величини коливальних кінематичних характеристик, середньоквадратичне значення зусилля в робочому органі системи.

1.5. Постановка задачі дослідження

Виконаний огляд конструкцій і параметрів машин роликового формування дозволяє зробити наступні висновки:

1. Існуюче вітчизняне обладнання для виробництва плоских виробів з бетонних сумішей в основному базується на вібраційному методі формування і не може позбутися своїх недоліків, що викликані природою цього процесу. Виходом з цього стану може бути застосування безвібраційного роликового методу формування.

2. Виконані попередні експериментальні і виробничі дослідження довели працездатність роликового методу формування плоских залізобетонних виробів і відкривають широкі можливості по його застосуванню.

3. Роликове формування виробів з будівельних сумішей є перспективним безвібраційним методом ущільнення виробів з будівельних сумішей. Результати, виконані раніше, не відображають динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму та формувального візка.

4. Для удосконалення машин роликового формування необхідно розробити нові конструкції приводного механізму та виконати аналітичне дослідження динаміки їх руху, отримані результати перевірити експериментально.

Звідси випливають головні задачі дослідження.

1. Розробити конструкції роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами, що дозволить при збільшенні продуктивності установки зменшити енергетичні витрати на процес формування.

2. Визначити оптимальні конструктивні параметри роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

3. Розробити динамічну та математичну моделі руху роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. Провести динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим

приводами. Здійснити порівняльний аналіз динаміки роlikової формувальної установки з різними привідними механізмами.

4. Здійснити аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з кривошипно-шатунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. Дослідити вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху кожної з вказаних установок.

5. Оптимізувати конструктивні параметри привідного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

6. Дослідити динаміку машин роlikового формування з урахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів. Встановити вплив кута зміщення кривошипів на динаміку установок з рекупераційним приводом на два формувальні візки, енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Виконати порівняльний аналіз динаміки машин роlikового формування із врахуванням дисипативних властивостей рекупераційного, енергетично врівноваженого та врівноваженого привідних механізмів.

7. Розглянути динамічне зрівноваження рекупераційного, енергетично врівноваженого та врівноваженого привідного механізму машин роlikового формування. Дослідити вплив кута зміщення кривошипів на динамічне зрівноваження кожної з вказаних установок. Здійснити аналіз динамічного зрівноваження рекупераційного, енергетично врівноваженого та врівноваженого привідних механізмів.

8. Розробити дослідну лабораторну модель роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом для проведення експериментальних досліджень режимів руху та силових навантажень.

9. Розробити рекомендації з удосконалення елементів машин роlikового формування.

РОЗДІЛ 2

СИНТЕЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ

2.1. Синтез роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом

В існуючих установках поверхневого роlikового ущільнення виробів з будівельних сумішей використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роliками [8, 24, 28, 30, 31, 37, 94, 350]. Значним недоліком даних пристроїв є недосконалість привідного механізму. Цей недолік проявляється в тому, що під час постійних пускогальмівних режимів руху втрачається значна частина кінетичної енергії, яка йде на втомне руйнування конструкції.

Тому постає задача створення такого привідного механізму роlikової формувальної установки, в якому при зворотно-поступальному русі формувального візка кінетична енергія одних ланок установки змогла б перетворюватися в кінетичну енергію інших ланок.

Для вирішення цієї задачі пропонується схема пристрою (рис. 2.1.), в якому при зміні напрямку руху візків відбувається передача кінетичної енергії від одного візка до другого [111]. Пристрій складається з двох однакових візків 1 і 2, кожний з яких приводиться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунних механізми, де кривошипи 3 і 4 жорстко закріплені на одному привідному валу 5 і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi$ [265]. Шатуни 6 і 7 з'єднані відповідно з візками 1 і 2. Наявність єдиного приводу дозволяє знизити енергетичні затрати за рахунок безпосередньої передачі кінетичної енергії від одного візка до другого при постійних пускогальмівних режимах руху.

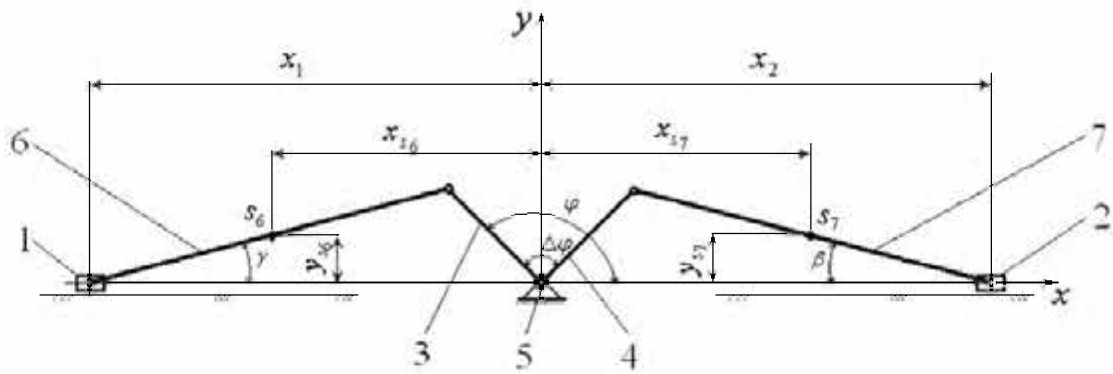


Рис. 2.1. Кінематична схема спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії при зворотно-поступальному русі візків

Для даного пристрою необхідно визначити таке значення кута $\Delta\varphi$, при якому відбувалася б максимально можлива передача кінетичної енергії від одного візка до другого. Умовою неспоживання енергії ззовні на пуско-гальмівні режими руху візків при незначній зміні сил тертя та сукупності всіх дисипативних сил системи є незмінність їх сумарної кінетичної енергії протягом одного циклу руху (один повний оберт кривошипа):

$$T_1 + T_2 + T_6 + T_7 + T_5 = C = const, \quad (2.1)$$

де T_1, T_2 – функції кінетичної енергії візків 1 і 2 відповідно; T_6, T_7 – функції кінетичної енергії шатунів 6 і 7; T_5 – функція кінетичної енергії привідного механізму, враховуючи кривошипи 3 та 4; C – постійне значення енергії, яке дорівнює максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків із приєднаним до нього шатуном та привідним механізмом при умові, що кожен з візків в деякий момент часу перебуває в стані нерухомості (при досягненні візками крайніх положень).

Кінетична енергія візків визначається залежностями [6, 7]:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2}, \quad (2.2)$$

$$T_2 = \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2}, \quad (2.3)$$

де m_1, m_2 – маси візків 1 та 2 відповідно; \dot{x}_1 та \dot{x}_2 – швидкості руху центрів мас візків. Оскільки в цьому пристрої візки однакові, то $m_1 = m_2 = m$ [111].

Кінетична енергія шатунів 6 та 7 визначається залежностями [6, 7]:

$$T_6 = \frac{l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s6}^2 + \dot{y}_{s6}^2)}{2} + \frac{J_{s6} \cdot \dot{\gamma}^2}{2}; \quad (2.4)$$

$$T_7 = \frac{l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s7}^2 + \dot{y}_{s7}^2)}{2} + \frac{J_{s7} \cdot \dot{\beta}^2}{2}, \quad (2.5)$$

де l – довжина шатунів; q – маса одиниці довжини шатуна; \dot{x}_{s6} , \dot{y}_{s6} , \dot{x}_{s7} , \dot{y}_{s7} – швидкості руху центрів мас шатунів 6 та 7; $J_{s6} = J_{s7} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – моменти інерції шатунів 6 та 7, що проходять через цент їх мас і перпендикулярні до площин їх руху; $\dot{\gamma}$, $\dot{\beta}$ – кутові швидкості обертання шатунів 6 та 7.

Кінетична енергія привідного механізму визначається залежністю [6]:

$$T_5 = \frac{J_0 \cdot \dot{\phi}^2}{2}, \quad (2.6)$$

де J_0 – момент інерції приводного механізму, зведений до осі повороту приводного валу; $\dot{\phi} = \omega$ – кутова швидкість обертання приводного валу 5 з кривошипами.

Для визначення лінійних швидкостей центрів мас візків 1 і 2, центрів мас шатунів 6 та 7, а також кутових швидкостей шатунів 6 та 7, необхідно спочатку визначити їхні функції положення.

Координати центрів мас візків (рис. 2.1) визначаються залежностями:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi - l \cdot \cos \gamma; \quad (2.7)$$

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta, \quad (2.8)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа 3; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипа 4 відносно кривошипа 3; γ – кутова координата, яка визначає положення шатуна 6 відносно горизонталі; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна 7 відносно горизонталі.

Кутові координати положення шатунів 6 і 7 відносно горизонталі визначаються залежностями:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi)\right). \quad (2.9)$$

Підставивши залежності (2.9) у вирази (2.7) та (2.8), отримано кінцеві формули для визначення координат центрів мас першого та другого візків:

$$x_1 = r \cdot \left[\cos \varphi - \sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi} \right]; \quad (2.10)$$

$$x_2 = r \cdot \left[\cos(\varphi - \Delta\varphi) + \sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)} \right]. \quad (2.11)$$

Координати центрів мас шатунів 6 та 7 (рис. 2.1) із врахуванням виразів (2.9) визначаються наступними залежностями:

$$x_{s6} = r \cdot \cos \varphi - \frac{l}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}; \quad y_{s6} = \frac{r}{2} \cdot \sin \varphi; \quad (2.12)$$

$$x_{s7} = r \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi) + \frac{l}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}; \quad y_{s7} = \frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi). \quad (2.13)$$

Лінійні швидкості центрів мас візків 1 і 2 та центрів мас шатунів 6 і 7, а також кутові швидкості обертання шатунів 6 і 7 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$) визначаються залежностями:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (2.14)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad (2.15)$$

$$\dot{x}_{s6} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s6} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}; \quad (2.16)$$

$$\dot{x}_{s7} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s7} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}; \quad (2.17)$$

$$\dot{\gamma} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}; \quad \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \beta}{\partial \varphi}, \quad (2.18)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 і 2, центрів мас та кутового положення шатунів 6 і 7, які визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right); \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left[1 + \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right]; \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right); \quad \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi); \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}}. \quad (2.23)$$

Після цього вирази кінетичної енергії елементів пристрою набувають виду:

$$T_1 = \omega^2 \cdot \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2; \quad T_2 = \omega^2 \cdot \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2; \quad (2.24)$$

$$T_6 = \omega^2 \cdot \left(\frac{l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right]}{2} + \frac{J_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2}{2} \right); \quad (2.25)$$

$$T_7 = \omega^2 \cdot \left(\frac{l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 \right]}{2} + \frac{J_{s7} \cdot \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2}{2} \right).$$

Оскільки кінетична енергія шатунів 6 і 7 та привідного механізму з кривошипам 3 і 4 в порівнянні з кінетичною енергією візків 1 і 2 є незначною та майже незмінною, то з достатнім рівнем точності для інженерних розрахунків нею можна знехтувати. При цьому максимальне значення кінетичної енергії візка 1 буде в моменти, коли $\varphi = \frac{\pi}{2}$ та $\varphi = \frac{3 \cdot \pi}{2}$, тобто коли його швидкості максимальні. Тоді максимальне значення кінетичної енергії одного з візків [111]:

$$C = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r^2}{2}. \quad (2.26)$$

Підставивши вирази (2.24) та (2.26) в рівняння (2.1), отримаємо:

$$\frac{1}{r^2} \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] = 1. \quad (2.27)$$

В роботі [111] її автором висунуто припущення, що для такого пристрою при всіх значеннях кутової координати φ рівняння (2.27) з найбільшим ступенем точності для інженерних розрахунків справедливе при $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$.

Спростивши рівняння (2.27) та замість $\Delta\varphi$ підставивши в ньому $\frac{\pi}{2}$, отримано рівняння [111]:

$$\sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \right)^2 + \cos^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \right)^2 = 1, \quad (2.28)$$

яке з достатнім ступенем точності для інженерних розрахунків, що залежить від співвідношення $\frac{r}{l}$, справедливе для всіх дійсних значень координати φ .

Звідси випливає, що при зміщенні кривошипів приводу пристрою один відносно другого на кут $\frac{\pi}{2}$ при незначній зміні сил тертя та сукупності всіх дисипативних сил системи кінетична енергія передається від одного візка до другого при неперервних пускогальмівних режимах їх руху практично без втрат.

Проте це не доведено. Тому постає задача визначення такого значення кута $\Delta\varphi$, при якому рівняння (2.27) було б справедливим, а також встановити його вплив на динамічні характеристики пристрою.

При такій конструкції пристрою, коли один візок починає гальмування, другий в цей час починає розгін. В цьому випадку накопичена кінетична енергія гальмуючого візка віддається візку, який починає розгін. При зупинці гальмуючого візка в крайньому положенні візок, що здійснював розгін, набуває максимальну швидкість, а отже і максимальну кінетичну енергію. Після цього візки як би міняються місцями: той, що здійснював розгін, починає га-

льмувати і віддає свою енергію другому візку, який в цей час починає розгін. Такий процес руху візків безперервно повторюється, і відбувається безперервна передача кінетичної енергії від одного візка до другого.

Згідно кінематичної схеми на рис. 2.1 було розроблено конструкцію роликової формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом [265]. Установка (рис. 2.2.) складається з двох пристроїв, що розташовані по різні боки приводного валу, кожний з яких вміщує в собі змонтований на порталах 9 і 10 формувальні візки 1 і 2 відповідно, які здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 8. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 11 та з співвісних секцій укочувальних роликів 12. Таку ж конструкцію має й інший візок. Візки 1 і 2 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 3 та 4 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 5 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Шатуни 6 та 7 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1 та 2, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 3 та 4.

Установка працює таким чином.

Бетонна суміш поступає в подавальний бункер 11. Цей бункер разом із встановленими між його секціями укочувальними роликами 12 по напрямних 8 з розподільним бункером здійснюють зворотно-поступальний рух над порожниною форми в напрямку, перпендикулярному до осі переміщення форми за допомогою єдиного приводу 5 на два однакових формувальних пристрої, виконаного у вигляді двох поєднаних кривошипно-повзунних механізмів.

При зворотно-поступальному русі формувальних візків суміш, що поступає із секції подавального бункера 11, попадає під укочувальні ролики 12. Форма при цьому рухається перпендикулярно руху горизонтально-рухомої рами 8 і знаходиться під ущільнювальними роликами 12.

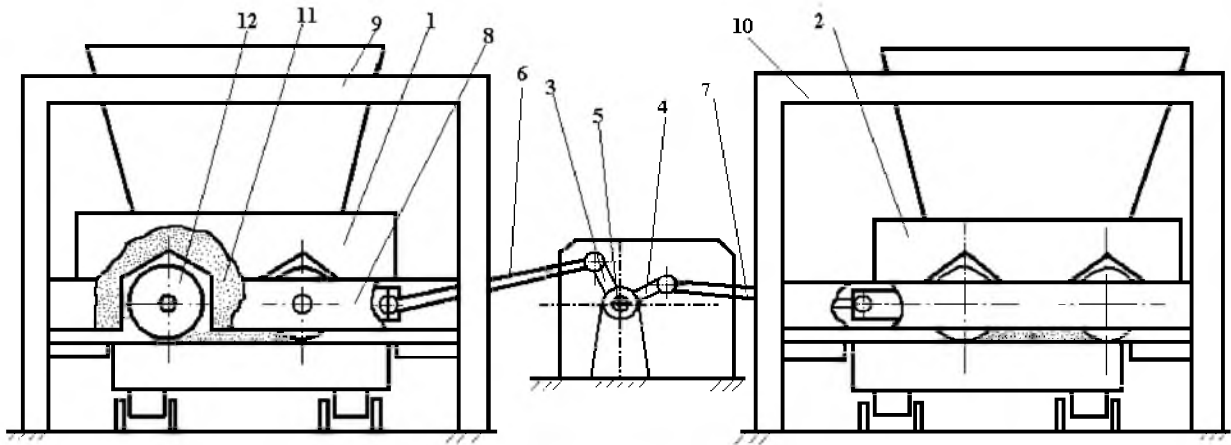


Рис. 2.2. Установка для формування плоских залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом

Кожний із пристроїв встановлюється таким чином, що над порожниною форми знаходиться лише частина робочого органу (укочувального ролика). 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.

Такий же процес ущільнення відбувається і на другому, паралельно працюючому, формувальному пристрої.

За технологічним процесом формувальні візки установки для формування залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом (рис. 2.2) здійснюють зворотно-поступальний рух.

Цей рух визначається кінематичними характеристиками: переміщеннями, швидкостями та прискореннями центрів мас формувальних візків. Закони зміни цих характеристик визначаються типом механізму приводу формувальних візків, його конструктивними параметрами та законом руху ведучої ланки. В машинах роликівого формування ведучою ланкою, як правило, є вал електродвигуна приводу. При усталеному русі кутову швидкість обер-

тання валу електродвигуна приводу в першому наближенні можна прийняти постійною, тобто $\omega = const$, а кутове прискорення – $\varepsilon = 0$.

Тому можна сказати, що кінематичні характеристики формувальних візків будуть залежати тільки від типу приводу, його конструктивних характеристик та кутової швидкості ведучої ланки, а характер їх зміни буде функцією лише типу механізму та його конструктивних параметрів, оскільки як вже було сказано, що кутова швидкість ведучої ланки не змінюється в процесі руху.

На рис. 2.1 зображено кінематичну схему запропонованої конструкції установки для формування плоских залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом. Для даної схеми потрібно визначити кінематичні характеристики візків 1 та 2, що приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипів 3 і 4 та шатунів 6 і 7, які являють собою два спарених кривошипно-повзунних механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$.

Координати центрів мас візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.9) та (2.10). Для установки з параметрами: радіус кривошипів $r = 0,2\text{м}$; довжина шатунів $l = 0,8\text{м}$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = 10,47\text{рад/с}$ за цими залежностями побудовано графіки зміни переміщень першого та другого візків, які зображено на рис. 2.3.

Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.11) та (2.12), а графіки їх зміни зображено на рис. 2.4.

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас візків 1 та 2 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad (2.29)$$

$$\ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (2.30)$$

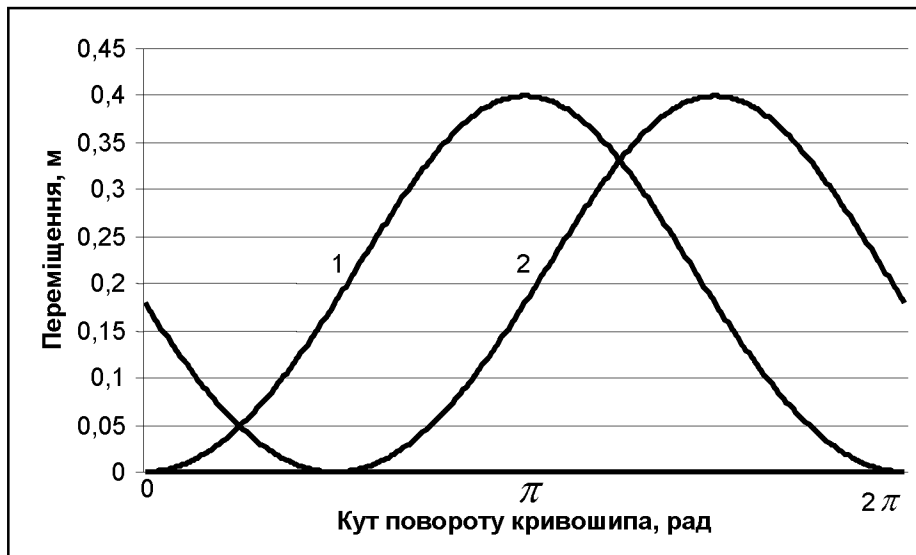


Рис. 2.3. Графіки зміни переміщень першого (1) та другого (2) візків роликів формувальної установки з рекупераційним приводом

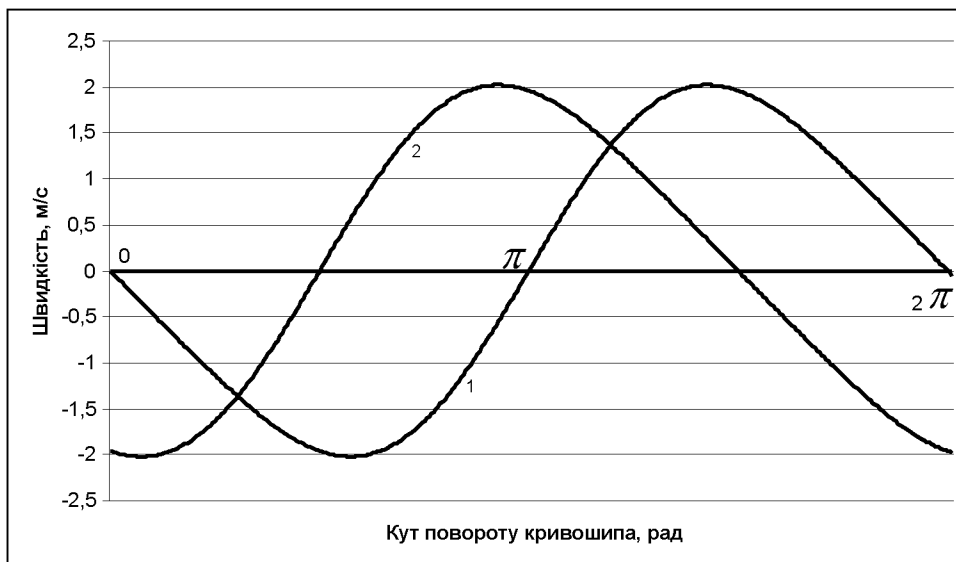


Рис. 2.4. Графіки зміни швидкостей першого (1) та другого (2) візків роликів формувальної установки з рекупераційним приводом

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1 та 2, які ви-

значаються наступним чином:

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}} - 1 \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(\begin{array}{l} -\cos(\varphi - \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{l^2 \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)\right)^{-1}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right) + \\ + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \end{array} \right). \quad (2.32)$$

Графіки зміни прискорень центрів мас першого та другого візків наведені на рис 2.5.

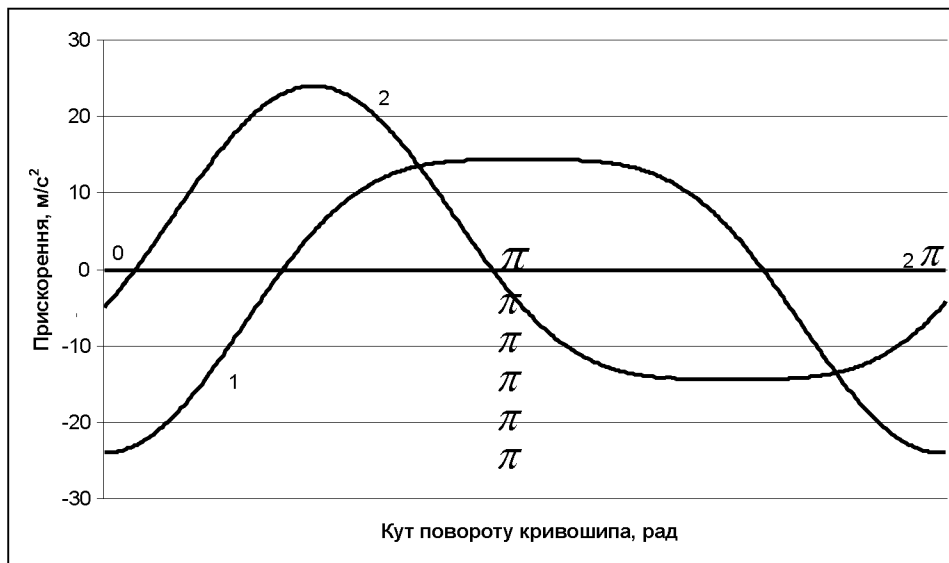


Рис. 2.5. Графіки зміни прискорень першого (1) та другого (2) візків роликів формувальної установки з рекуперативним приводом

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас шатунів 6 та 7 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_{s6} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s6} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2}; \quad (2.33)$$

$$\ddot{x}_{s7} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s7}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s7} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s7}}{\partial \varphi^2}, \quad (2.34)$$

де $\frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_{s7}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s7}}{\partial \varphi^2}$, – другі передаточні функції центрів мас шатунів 6 та 7, які визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2 \varphi}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right)^{-1}}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \right); \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi;$$

$$\frac{\partial^2 x_{s7}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos(\varphi - \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)} \right)^{-1}}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right) \right); \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial^2 y_{s7}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi).$$

Кутові прискорення обертання шатунів 6 і 7 визначаються виразами:

$$\ddot{\gamma} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{\beta} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 \beta}{\partial \varphi^2}, \quad (2.37)$$

де $\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 \beta}{\partial \varphi^2}$ – їхні другі передаточні функції, які визначаються наступним

чином:

$$\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \varphi^2} = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2 \varphi}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right)^{-1} \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial^2 \beta}{\partial \varphi^2} = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)} \right)^{-1} \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}}.$$

2.2. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

Для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії запропоновано конструкцію установки [266, 267] з розташуванням формувальних візків паралельно між собою з одного боку привідного валу з використанням вказаного вище привідного механізму (рис. 2.3).

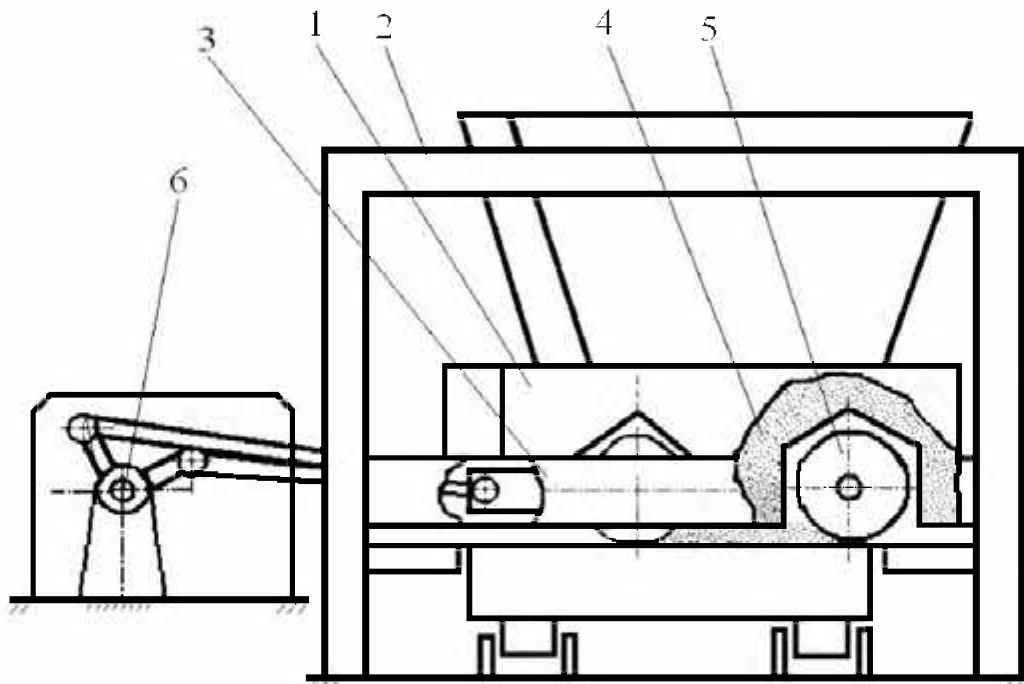


Рис. 2.3. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом для формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії

Установка вміщує в собі два формувальні візки 1, що розташовані паралельно між собою в порталі 2 з одного боку привідного валу, що забезпечує виконання процесу ущільнення на одній технологічній лінії. Кожний з формувальних візків вміщує в собі подавальний бункер 4 та співвісні секції укочувальних роликів 5 з розподільним бункером, встановлених в напрямних руху 3. Зворотно-поступальний рух формувальних візків забезпечується приводом, що складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, в яких кривошипи жорстко закріплені на одному привідному валу 6 і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$.

Виходячи з міркувань, що обидва формувальні візки виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, на початковому етапі синтезу установки значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків було прийнято рівним нулю – $a = 0$.

Однак в деяких технологічних пристроях з міркувань забезпечення підвищення якості готової продукції використовуються привідні механізми з реалізацією поступального переміщення робочого органу з різною швидкістю в кожному з напрямків руху. Це може бути досягнуто шляхом використання кулісних механізмів або зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів. При цьому в установці з рекупераційним приводом оптимальне значення кута зміщення кривошипів може відрізнитися від вказаного вище $\Delta\varphi = \pi/2$.

Тому постає задача визначення оптимального значення зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для привідного механізму зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів [133, 134, 334].

На рис. 2.4 зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; a – зміщення між віссю обертання кривошипів та віссю переміщення візків; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; x_1 та x_2 – координати центрів мас першого та другого візків відповідно; β_1 та β_2 – кутові координати, які визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

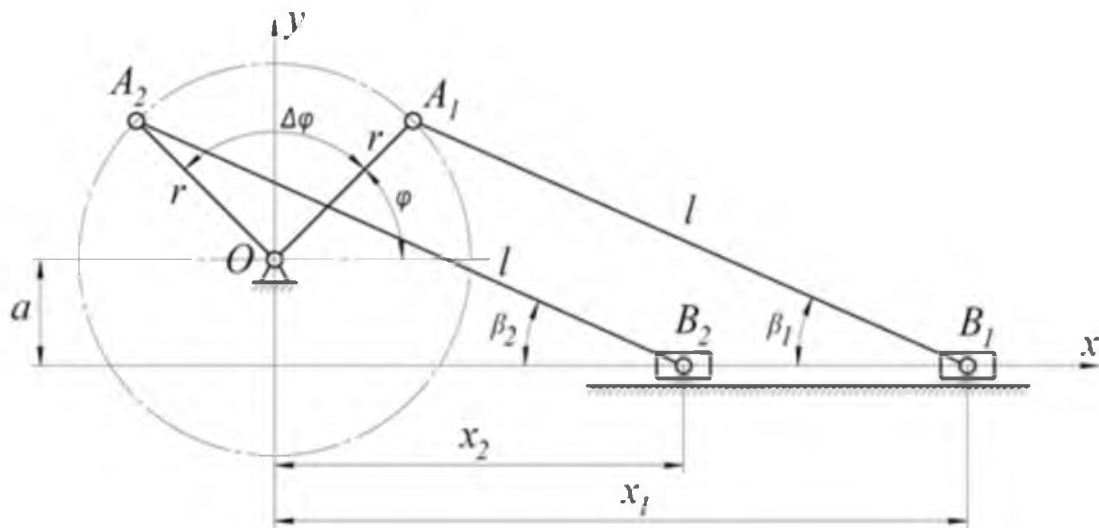


Рис. 2.4. Кінематична схема установки

З рис. 2.4 визначаємо координати центрів мас візків:

– для першого візка

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta_1, \quad (2.39)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; β_1 – кутова координата, яка визначає положення шатуна першого візка відносно горизонталі.

Оскільки кут β_1 невідомий, його можна визначити в залежності від довжини шатуна l , радіуса кривошипа r та кутової координати кривошипа φ :

$$a + r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l},$$

де a – зміщення між віссю обертання кривошипа та віссю переміщення візків.

Звідси

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{(a + r \cdot \sin \varphi)^2}{l^2}}.$$

Тоді

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{(a + r \cdot \sin \varphi)^2}{l^2}}. \quad (2.40)$$

– для другого візка

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2, \quad (2.41)$$

де $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипну відносно іншого; β_2 – кутова координата, яка визначає положення шатуна другого візка відносно горизонталі.

Значення кута β_2 визначаємо по аналогії з першим випадком:

$$a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}.$$

Звідси

$$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{[a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)]^2}{l^2}}.$$

Тоді

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{[a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)]^2}{l^2}}. \quad (2.42)$$

При відношеннях r/l та $a/l < 1$ радикали в (2.40) і (2.42) можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l}\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l}\right)^4 - \dots; \quad (2.43)$$

$$\left\{1 - \left[\frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}\right]^2\right\}^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}\right]^2 - \frac{1}{8} \cdot \left[\frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}\right]^4 - \dots \quad (2.44)$$

Відношення a/l та r/l для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряди (2.43) та (2.44) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (2.43) та (2.44). Тоді залежності (2.40) і (2.42) будуть мати вигляд [133, 334]:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l - \frac{(a + r \cdot \sin \varphi)^2}{2 \cdot l}; \quad (2.45)$$

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l - \frac{[a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)]^2}{2 \cdot l}. \quad (2.46)$$

Знайдемо швидкості центрів мас візків установки шляхом диференціювання залежностей (2.45) та (2.46) за часом, в результаті чого будемо мати:

$$\dot{x}_1 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \left[\sin \varphi - \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l} \cdot \cos \varphi \right]; \quad (2.47)$$

$$\dot{x}_2 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \left[\sin(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) \right]. \quad (2.48)$$

Тепер визначимо кінетичну енергію першого і другого візка:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin \varphi - \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l} \cdot \cos \varphi \right]^2; \quad (2.49)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) \right]^2. \quad (2.50)$$

де m – маса формувальних візків.

Знайдемо положення кривошипа, при якому кінетична енергія першого візка приймає екстремальні значення. Для цього візьмемо похідну за координатою φ від виразу (2.49) і прирівняємо її до нуля, в результаті чого отримаємо [133, 334]:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin \varphi - \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l} \cdot \cos \varphi \right] \cdot \left[\cos \varphi - \frac{r \cdot \cos^2 \varphi}{l} + \frac{r \cdot \sin^2 \varphi}{l} + \frac{a \cdot \sin \varphi}{l} \right] = 0. \quad (2.51)$$

Рівняння (2.51) справедливе, коли один із співмножників дорівнює нулю. Оскільки $m \neq 0$, $r \neq 0$ і $\dot{\varphi} \neq 0$, то умова (2.51) буде виконана, коли вирази в квадратних дужках дорівнюють нулю.

Розглянемо випадок, коли співмножник у першій квадратній дужці дорівнює нулю, тобто:

$$\sin \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi - \frac{a}{l} \cdot \cos \varphi = 0. \quad (2.52)$$

Замінімо в (2.52) $\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$, тоді:

$$\sin \varphi = \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi + \frac{a}{l} \right) \cdot \cos \varphi \rightarrow \sin \varphi = \left(\frac{a}{l} + \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}.$$

Піднесемо до квадрату праву і ліву частини останнього рівняння, після чого отримаємо:

$$\sin^2 \varphi = \left(\frac{a^2}{l^2} + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) \cdot (1 - \sin^2 \varphi).$$

Після розкриття дужок отримаємо:

$$\sin^2 \varphi = \frac{a^2}{l^2} + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{a^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi.$$

Здійснивши деякі перетворення, отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi + \left(1 + \frac{a^2}{l^2} - \frac{r^2}{l^2}\right) \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin \varphi - \frac{a^2}{l^2} = 0. \quad (2.53)$$

Для роликової формувальної установки з геометричними параметрами приводного механізму $r = 0,2\text{ м}$, $a = 0,2\text{ м}$ та $l = 0,8\text{ м}$ рівняння (2.53) буде мати вигляд:

$$\frac{1}{16} \cdot \sin^4 \varphi + \frac{1}{8} \cdot \sin^3 \varphi + \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \cdot \sin \varphi - \frac{1}{16} = 0$$

або

$$\sin^4 \varphi + 2 \cdot \sin^3 \varphi + 16 \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \sin \varphi - 1 = 0. \quad (2.54)$$

В результаті розв'язку рівняння (2.54) отримаємо два дійсних корені:

$$\sin \varphi_{1,1} = -0,1969; \quad \sin \varphi_{1,2} = 0,3116$$

та два комплексних: $\sin \varphi_{1,3,4} = 1,057 \pm 3,8969 \cdot i$.

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\varphi_{1,1} = \arcsin(-0,1969) = 6,086 = 348,7^\circ; \quad \varphi_{1,2} = \arcsin(0,3116) = 2,824 = 161,8^\circ.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа приводного механізму, при яких кінетична енергія першого візка дорівнює нулю, тобто відповідає крайнім положенням першого візка.

Тепер прирівняємо до нуля вираз в другій квадратній дужці рівняння (2.51):

$$\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi + \frac{a}{l} \cdot \sin \varphi = 0. \quad (2.55)$$

Замінімо в (2.55) $\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$, тоді:

$$\sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \frac{r}{l} - 2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{a}{l} \cdot \sin \varphi.$$

Піднесемо до квадрату праву і ліву частини останнього рівняння, в результаті чого будемо мати:

$$1 - \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} + 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi + \frac{a^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin \varphi + 4 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi.$$

Зведемо подібні члени і отримаємо повне алгебраїчне рівняння четвертої степені:

$$4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi + 4 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi + \left(1 + \frac{a^2}{l^2} - 4 \cdot \frac{r^2}{l^2}\right) \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin \varphi - 1 + \frac{r^2}{l^2} = 0. \quad (2.56)$$

Для тих же параметрів привідного механізму першого формувального візка рівняння (2.56) буде мати вигляд:

$$\frac{1}{4} \cdot \sin^4 \varphi + \frac{1}{4} \cdot \sin^3 \varphi + \frac{13}{16} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \cdot \sin \varphi - \frac{15}{16} = 0$$

або

$$4 \cdot \sin^4 \varphi + 4 \cdot \sin^3 \varphi + 13 \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \sin \varphi - 15 = 0. \quad (2.57)$$

В результаті розв'язку рівняння (2.57) отримано два дійсних корені:

$$\sin \varphi_{2,1} = 0,9168; \quad \sin \varphi_{2,2} = -1,0$$

та два комплексних: $\sin \varphi_{2,3,4} = 0,458 \pm 1,97 \cdot i$.

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\varphi_{2,1} = \arcsin(0,9168) = 1,16 = 66,5^0; \quad \varphi_{2,2} = \arcsin(-1,0) = 4,7124 = 270^0.$$

Цим положенням кривошипа відповідають максимальні значення кінетичної енергії першого візка.

Знайдемо положення кривошипа, при якому кінетична енергія другого візка приймає екстремальні значення.

Для цього візьмемо похідну по координаті $\psi = \varphi + \Delta\varphi$ від виразу (2.50):

$$\frac{\partial T_2}{\partial \psi} = m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin \psi - \frac{a+r \cdot \sin \psi}{l} \cdot \cos \psi \right] \cdot \left[\cos \psi - \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \psi + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \psi + \frac{a}{l} \cdot \sin \psi \right] = 0. \quad (2.58)$$

Виходячи з умови, що кривошипи першого та другого візка жорстко закріплені на одному привідному валу, в останньому рівнянні використано кутову швидкість кривошипів $\dot{\varphi}$, яка є спільною для обох кривошипів.

Оскільки рівняння (2.58) повністю ідентичне рівнянню (2.51), то всі подальші розрахунки також будуть ідентичними.

Крайні положення другого візка, при яких його кінетична енергія дорівнює нулю, визначаються з рівняння:

$$\sin^4 \psi + 2 \cdot \sin^3 \psi + 16 \cdot \sin^2 \psi - 2 \cdot \sin \psi - 1 = 0. \quad (2.59)$$

Розв'язок цього рівняння дає:

$$\sin \psi_{1,1} = -0,1969; \quad \sin \psi_{1,2} = 0,3116; \quad \sin \psi_{1,3,4} = 1,057 \pm 3,8969 \cdot i.$$

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\psi_{1,1} = \arcsin(-0,1969) = 6,086 = 348,7^{\circ}; \quad \psi_{1,2} = \arcsin(0,3116) = 2,824 = 161,8^{\circ}.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа, при яких кінетична енергія другого візка дорівнює нулю, тобто відповідає крайнім положенням другого візка.

Положення кривошипа, при яких кінетична енергія другого візка приймає максимальні значення, визначається з рівняння:

$$4 \cdot \sin^4 \psi + 4 \cdot \sin^3 \psi + 13 \cdot \sin^2 \psi - 2 \cdot \sin \psi - 15 = 0. \quad (2.60)$$

Розв'язок цього рівняння дає:

$$\sin \psi_{2,1} = 0,9168; \quad \sin \psi_{2,2} = -1,0; \quad \sin \psi_{2,3,4} = 0,458 \pm 1,97 \cdot i.$$

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\psi_{2,1} = \arcsin(0,9168) = 1,16 = 66,5^{\circ}; \quad \psi_{2,2} = \arcsin(-1,0) = 4,7124 = 270^{\circ}.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два кореня відповідають положенням кривошипа, при яких кінетична енергія другого візка є максимальною.

Виходячи з умови, що сумарна кінетична енергія обох візків повинна бути постійною під час неперервних пускогальмівних режимів руху і дорівнювати максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків, визначимо кут зміщення кривошипів.

Як видно із наведених вище розрахунків значення кутів $\varphi_{1,1}$ та $\psi_{1,1}$ рівні між собою. Така ж рівність спостерігається між значеннями кутів $\varphi_{1,2}$ та $\psi_{1,2}$, $\varphi_{2,1}$ та $\psi_{2,1}$, а також $\varphi_{2,2}$ та $\psi_{2,2}$. Це пояснюється тим, що перший та другий формувальні візки рухаються по одній осі, а розміри кривошипів та шатунів для обох візків однакові. Тому оптимальне значення кутів зміщення кривошипів буде визначатися як різниця між кутами повороту кривошипів, при яких кінетична енергія одного візка матиме максимальне значення, а кінетична енергія іншого візка буде рівною нулю:

$$\Delta\varphi_1 = 360 - \varphi_{1,1} + \psi_{2,1} = 360 - 348,7 + 66,5 = 77,8^{\circ}; \quad (2.61)$$

$$\Delta\varphi_2 = \varphi_{1,2} - \psi_{2,1} = 161,8 - 66,5 = 95,3^{\circ}; \quad (2.62)$$

$$\Delta\varphi_3 = \psi_{2,2} - \varphi_{1,2} = 270 - 161,8 = 108,2^{\circ}; \quad (2.63)$$

$$\Delta\varphi_4 = \varphi_{1,1} - \psi_{2,2} = 348,7 - 270 = 78,7^{\circ}. \quad (2.64)$$

У табл. 2.1 наведено результати розрахунків вказаних вище кутів $\varphi_{1,1}$, $\varphi_{1,2}$, $\varphi_{2,1}$, $\varphi_{2,2}$, $\psi_{1,1}$, $\psi_{1,2}$, $\psi_{2,1}$, $\psi_{2,2}$ та оптимальних значень кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$, $\Delta\varphi_3$, $\Delta\varphi_4$ та їх середньоарифметичне значення $\Delta\varphi_{cp}$ для різних значень зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів a та довжини шатунів l [133, 334].

Таблиця 2.1

Результати розрахунків

$a, м$	$l, м$	$\varphi_{1,1}^{\circ};$ $\psi_{1,1}^{\circ}$	$\varphi_{1,2}^{\circ};$ $\psi_{1,2}^{\circ}$	$\varphi_{2,1}^{\circ};$ $\psi_{2,1}^{\circ}$	$\varphi_{2,2}^{\circ};$ $\psi_{2,2}^{\circ}$	$\Delta\varphi_1,^{\circ}$	$\Delta\varphi_2,^{\circ}$	$\Delta\varphi_3,^{\circ}$	$\Delta\varphi_4,^{\circ}$	$\Delta\varphi_{cp},^{\circ}$
0	0,6	0	180	73,7	286,3	73,7	106,3	106,3	73,7	90
	0,8	0	180	77,0	283	77	103	103	77	90
	1,0	0	180	79,3	280,7	79,3	100,7	100,7	79,3	90
	1,5	0	180	82,6	277,4	82,6	97,4	97,4	82,6	90
	2,0	0	180	84,4	275,6	84,4	95,6	95,6	84,4	90
	2,5	0	180	85,5	274,5	85,5	94,5	94,5	85,5	90
	3,0	0	180	86,2	273,8	86,2	93,8	93,8	86,2	90
	4,0	0	180	87,1	272,9	87,1	92,9	92,9	87,1	90
0,1	0,6	352,9	166,1	67,2	278,9	74,3	98,9	112,8	74	90
	0,8	354,3	170,6	71,5	276,8	77,2	99,1	106,2	77,5	90
	1,0	355,2	172,9	74,5	275,6	79,3	98,4	102,7	79,6	90
	1,5	356,6	175,6	79,1	273,7	82,5	96,5	98,1	82,9	90
	2,0	357,4	176,8	81,7	272,8	84,3	95,1	96	84,6	90
	2,5	357,9	177,5	83,3	272,3	85,4	94,2	94,8	85,6	90
	3,0	358,2	178,0	84,3	271,8	86,1	93,7	93,8	86,4	90
	4,0	358,7	178,5	85,7	271,4	87	92,8	92,9	87,3	90

Закінчення таблиці 2.1

$a, м$	$l, м$	$\varphi_{1,1}^{0,0};$ $\psi_{1,1}^{0,0}$	$\varphi_{1,2}^{0,0};$ $\psi_{1,2}^{0,0}$	$\varphi_{2,1}^{0,0};$ $\psi_{2,1}^{0,0}$	$\varphi_{2,2}^{0,0};$ $\psi_{2,2}^{0,0}$	$\Delta\varphi_1, ^0$	$\Delta\varphi_2, ^0$	$\Delta\varphi_3, ^0$	$\Delta\varphi_4, ^0$	$\Delta\varphi_{cp}, ^0$
0,2	0,6	345,9	154,5	61,6	270	75,7	92,9	115,5	75,9	90
	0,8	348,7	161,8	66,5	270	77,8	95,3	108,2	78,7	90
	1,0	350,5	166,0	70,0	270	79,5	96	104	80,5	90
	1,5	353,3	171,3	75,7	270	82,4	95,6	98,7	83,3	90
	2,0	354,8	173,7	79,0	270	84,2	94,7	96,3	84,8	90
	2,5	355,8	175,0	81,1	270	85,3	93,9	95	85,8	90
	3,0	356,5	175,9	82,5	270	86	93,4	94,1	86,5	90
	4,0	357,3	177,0	84,3	270	87	92,7	93	87,3	90
0,3	0,6	339,1	145,4	56,7	280,4	77,6	88,7	135	58,7	90
	0,8	343,2	154,2	61,9	277,5	78,7	92,3	123,3	65,7	90
	1,0	345,9	159,7	66,0	275,9	80,1	93,7	116,2	70	90
	1,5	350	167,0	72,5	273,9	82,5	94,5	106,9	76,1	90
	2,0	352,2	170,5	76,4	272,9	84,2	94,1	102,4	79,3	90
	2,5	353,7	172,6	78,9	272,3	85,2	93,7	99,7	81,4	90
	3,0	354,6	173,9	80,7	271,8	86,1	93,2	97,9	82,8	90
	4,0	355,9	175,5	82,9	271,4	87	92,6	95,9	84,5	90
0,4	0,6	332,8	138,4	52,3	292,3	79,5	86,1	153,9	40,5	90
	0,8	337,9	147,6	57,9	285,6	80	89,7	138	52,3	90
	1,0	341,4	154,0	62,2	282,1	80,8	91,8	128,1	59,3	90
	1,5	346,7	163,0	69,5	277,8	82,8	93,5	114,8	68,9	90
	2,0	349,7	167,5	73,9	275,8	84,2	93,6	108,3	73,9	90
	2,5	351,6	170,1	76,8	274,6	85,2	93,3	104,5	77	90
	3,0	352,9	171,9	78,9	273,8	86	93	101,9	79,1	90
	4,0	354,6	174,0	81,6	272,9	87	92,4	98,9	81,7	90

На основі даних табл. 2.1 побудовано графіки (рис. 2.4-2.8) зміни оптимальних кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$, $\Delta\varphi_3$, $\Delta\varphi_4$ та їх середньоарифметичне значення при різних значеннях зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів a та довжини шатунів l .

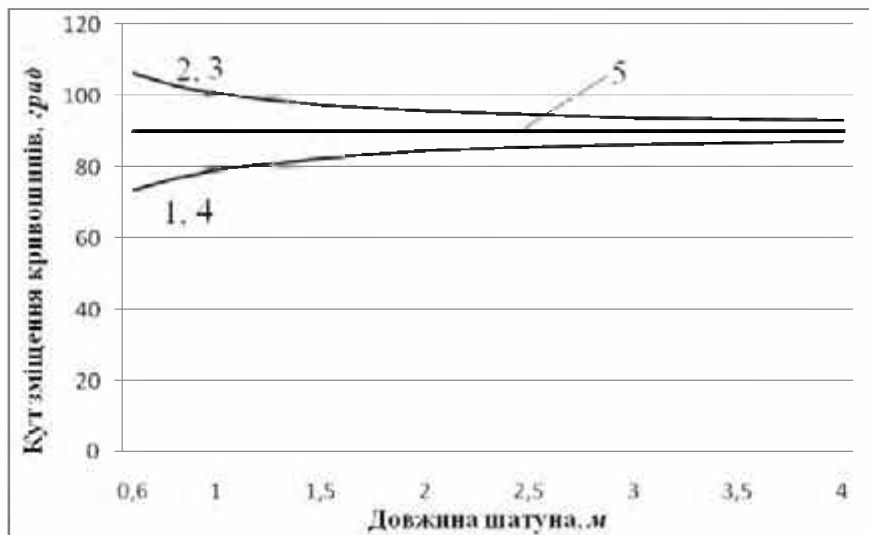


Рис. 2.4. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 - 1$, $\Delta\varphi_2 - 2$, $\Delta\varphi_3 - 3$, $\Delta\varphi_4 - 4$ та $\Delta\varphi_{cp} - 5$ від довжини шатунів l при $\alpha = 0\text{ м}$

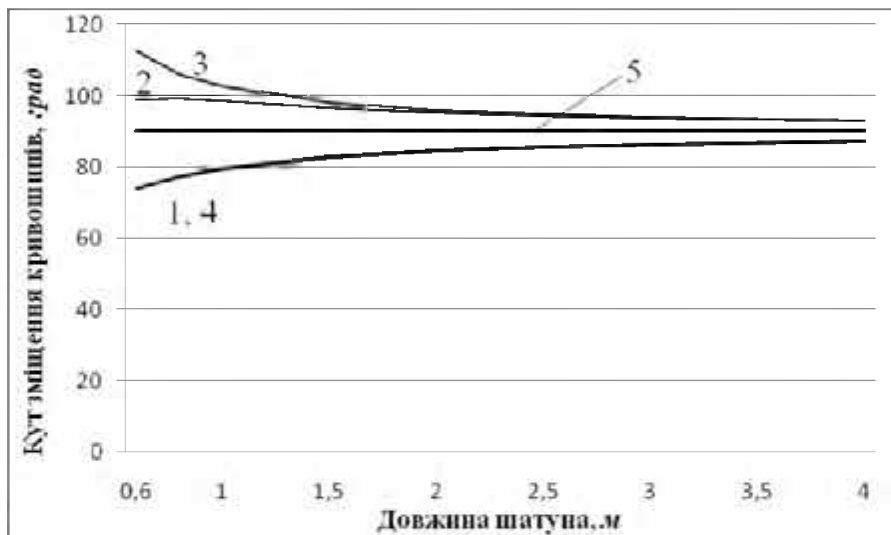


Рис. 2.5. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 - 1$, $\Delta\varphi_2 - 2$, $\Delta\varphi_3 - 3$, $\Delta\varphi_4 - 4$ та $\Delta\varphi_{cp} - 5$ від довжини шатунів l при $\alpha = 0,1\text{ м}$

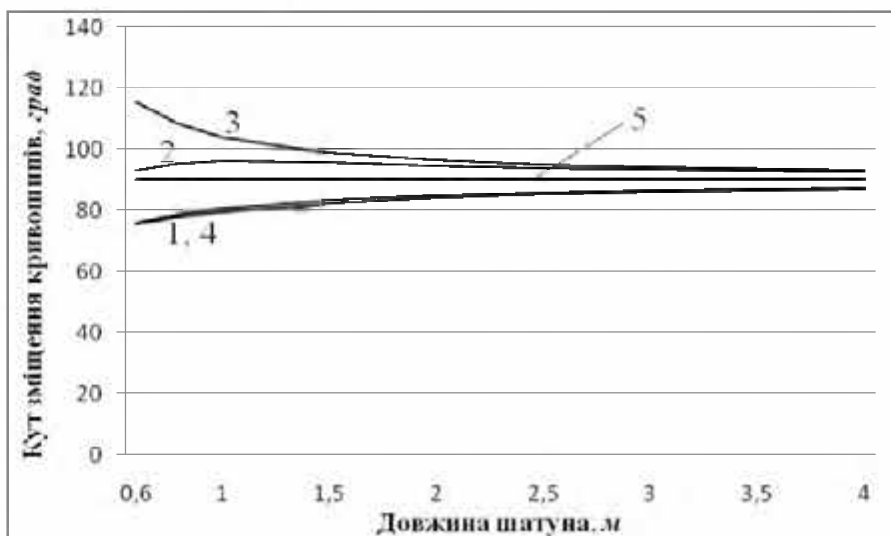


Рис. 2.6. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 - 1$, $\Delta\varphi_2 - 2$, $\Delta\varphi_3 - 3$, $\Delta\varphi_4 - 4$ та $\Delta\varphi_{cp} - 5$ від довжини шатунів l при $\alpha = 0,2\text{ м}$

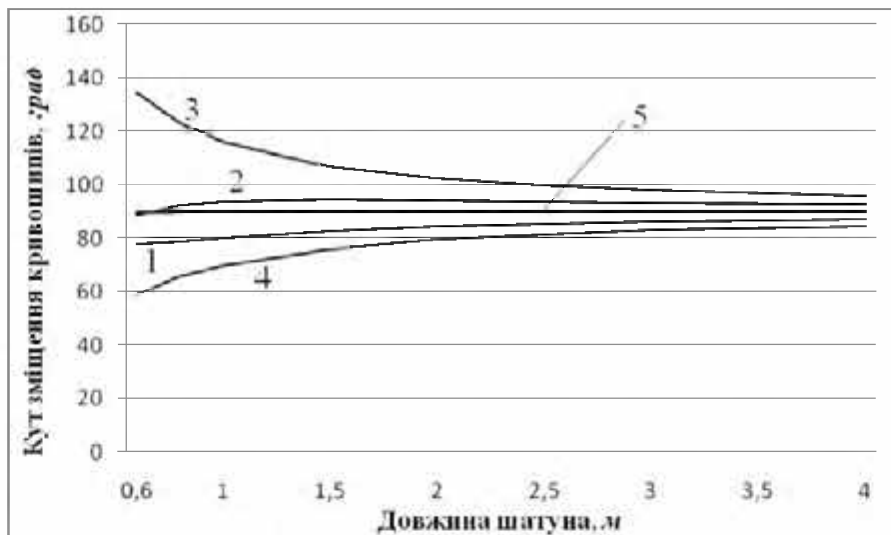


Рис. 2.7. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ – 1, $\Delta\varphi_2$ – 2, $\Delta\varphi_3$ – 3, $\Delta\varphi_4$ – 4 та $\Delta\varphi_{cp}$ – 5 від довжини шатунів l при $a=0,3\text{ м}$

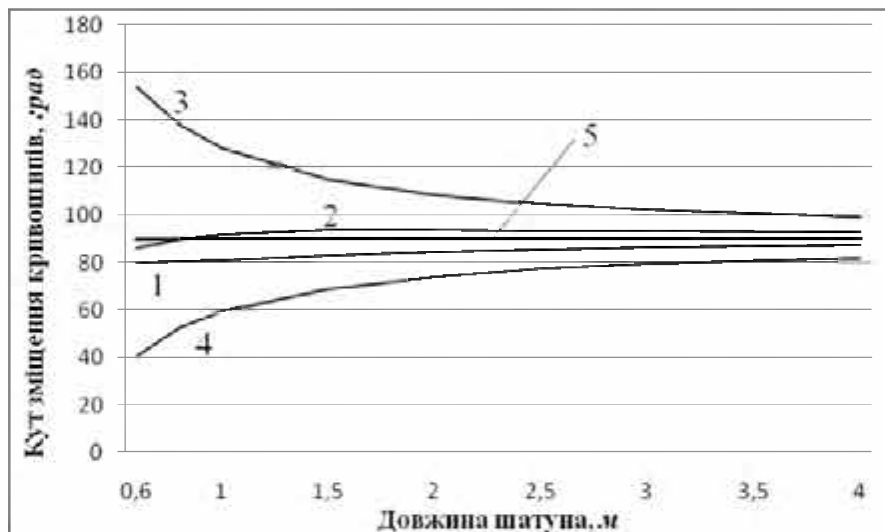


Рис. 2.8. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ – 1, $\Delta\varphi_2$ – 2, $\Delta\varphi_3$ – 3, $\Delta\varphi_4$ – 4 та $\Delta\varphi_{cp}$ – 5 від довжини шатунів l при $a=0,4\text{ м}$

Аналізуючи графіки на рис. 2.4-2.8, можна зробити висновок, що при всіх значеннях зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів a значення кута $\Delta\varphi_1$ змінюється за однаковим законом і при збільшенні довжини шатунів наближається до 87° ; значення кута $\Delta\varphi_2$ при значенні $a=0\text{ м}$ зменшується до значення $92,9^\circ$, при $a=0,1\text{ м}$ та $a=0,2\text{ м}$ спочатку незначно зростає, а потім зменшується до $92,8^\circ$ та $92,7^\circ$ відповідно, при значеннях $a=0,3\text{ м}$ та $a=0,4\text{ м}$ спочатку зростає, перетинаючи відмітку 90° , а потім зменшується до відміток $92,6^\circ$ та $92,4^\circ$ відповідно; значення кута $\Delta\varphi_3$ зменшується до значення $92\dots93^\circ$ при значеннях $a=0\dots0,2\text{ м}$, а при зна-

ченнях $a=0,3$ м та $a=0,4$ м приймає значення $95,9^0$ та $98,9^0$ відповідно; значення кута $\Delta\varphi_4$ збільшується при значеннях $a=0\dots0,2$ м до значення $\sim 87^0$, а при значеннях $a=0,3$ м та $a=0,4$ м приймає значення $84,5^0$ та $81,7^0$ відповідно. При цьому середньоарифметичне значення кутів зміщення кривошипів залишається незмінним і становить $\Delta\varphi_{cp} = 90^0$ [133, 334].

Виходячи з наведеного вище, можна зробити висновок про те, що із збільшенням довжини шатунів при незмінному значенні радіуса кривошипів величина оптимального значення кута зміщення кривошипів наближується до значення 90^0 , при цьому середньоарифметичне значення кутів зміщення кривошипів залишається незмінним і становить $\Delta\varphi_{cp} = 90^0$.

2.3. Синтез роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Як уже було сказано вище недоліком машин роlikового формування з кривошипно-повзунним приводом формувального візка є втрата значної частини кінетичної енергії під час постійних пускогальмівних режимів руху, яка йде на втомне руйнування конструкції.

Тому постає задача створення такого привідного механізму роlikової формувальної установки, в якому при зворотно-поступальному русі формувального візка кінетична енергія одних ланок установки змогла б перетворюватися в кінетичну енергію інших ланок. Тому метою даного дослідження є розробка конструкції роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, у якій при зворотно-поступальному русі формувальних візків кінетична енергія змогла б перерозподілятися між ними [182, 334].

Для вирішення поставленої задачі пропонується схема пристрою (рис. 2.9), в якому при зміні напрямку руху візків відбувається перерозподіл кінетичної енергії між ними. Пристрій складається з трьох однакових візків 1, 2 та 3, кожний з яких приводиться в зворотно-поступальний рух від спіль-

ного приводу, до складу якого входять три кривошипно-повзунні механізми. Вказані кривошипно-повзунні механізми мають візки 1, 2 і 3, шатуни 4, 5 і 6, а також кривошипи 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на одному привідному валу 10 і зміщені один відносно другого на певний кут, причому кут зміщення між кривошипами 7 і 9 позначений $\Delta\varphi_1$, а між шатунами 7 і 8 та 8 і 9 – $\Delta\varphi_2$.

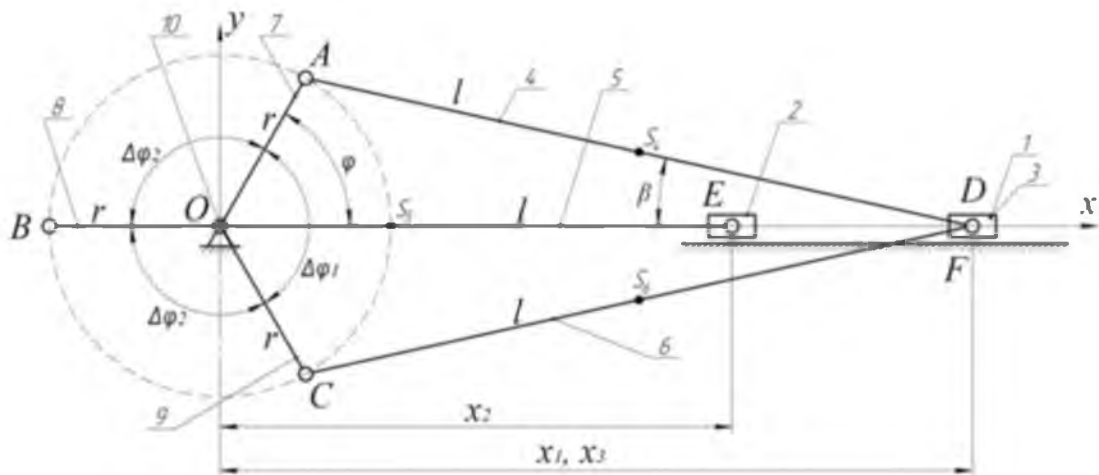


Рис. 2.9. Кінематична схема пристрою, що дозволяє перерозподіл енергії між ланками

Наявність єдиного приводу дозволяє знизити енергетичні затрати за рахунок безпосередньої передачі кінетичної енергії між рухомими ланками при постійних пускогальмівних режимах руху. Для даного пристрою необхідно визначити такі значення кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_2$, при яких відбувалася б максимально можлива передача кінетичної енергії від одного візка до двох інших.

Умовою неспоживання енергії ззовні на пускогальмівні режими руху візків при незначній зміні сил тертя та сукупності всіх дисипативних сил системи є незмінність їх сумарної кінетичної енергії протягом одного циклу руху (один повний оберт кривошипа):

$$T_1 + T_2 + T_3 = \frac{3}{2} \cdot T_m = const, \quad (2.65)$$

де T_1 , T_2 та T_3 – функції зміни кінетичної енергії візків 1, 2 та 3 відповідно; T_m – постійне значення енергії, яке дорівнює максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків при умові, що кожний з візків в деякий момент

часу перебуває в стані нерухомості (при досягненні візками крайніх положень).

У момент, коли кривошип 8 (рис. 2.9) повзуна 2 займає кутову координату $\varphi + \Delta\varphi_2 = \pi$, повзун 2 перебуває у крайньому положенні. Тоді:

$$T_2 = 0; \quad T_1 = T_3 = \frac{3}{4}T_m. \quad (2.66)$$

Кінетична енергія кожного з візків визначається наступним виразом:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2, \quad (2.67)$$

де m_1 – маса формувального візка (маси усіх формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m$); \dot{x}_1 – лінійна швидкість руху центра мас візка 1.

Для визначення лінійної швидкості центра мас візка 1 необхідно спочатку визначити його функцію положення. Для пристрою на рис. 2.9 функція зміни лінійного переміщення центра мас візка 1 матиме вигляд:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta, \quad (2.68)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата повороту кривошипа; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна 4 відносно горизонталі.

Враховуючи, що:

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta \Rightarrow \sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \Rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}, \quad (2.69)$$

функцію зміни лінійного переміщення центра мас візка 1 можна записати у вигляді:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}. \quad (2.70)$$

Диференціюючи за часом вираз (2.68), отримано функцію зміни лінійної швидкості центра мас візка 1 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$):

$$\dot{x}_1 = -r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\beta} \cdot \sin \beta. \quad (2.71)$$

Із виразу (2.69) можна отримати:

$$\dot{\beta} \cdot \cos \beta = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \Rightarrow \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \Rightarrow \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}}. \quad (2.72)$$

Із врахуванням виразів (2.69) та (2.72) функція зміни лінійної швидкості центра мас візка 1 матиме вигляд:

$$\dot{x}_1 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right). \quad (2.73)$$

Підставивши вираз (2.73) у функцію зміни кінетичної енергії (2.67), отримуємо:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2. \quad (2.74)$$

Продиференціювавши вираз (2.74) за координатою φ , отримуємо функцію зміни крутного моменту, що виникає від дії сил інерції:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot & \left[\sin \varphi \cdot \cos \varphi \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r}{l} \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \times \right. \\ & \left. - \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin \varphi \cdot \cos^2 \varphi \right. \\ & \left. \times \frac{1}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = \\ = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin \varphi \cdot & \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{\frac{r}{l} \left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right]. \end{aligned} \quad (2.75)$$

При виконанні умови неспоживання енергії ззовні на пускогальмівні режими руху візків (2.65), тобто при незмінності сумарної кінетичної енергії пристрою протягом одного циклу руху, вираз (2.75) прирівнюємо до нуля:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin \varphi \cdot \left[1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right] \cos \varphi \left[1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right] + \frac{\frac{r}{l} \left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} = 0. \quad (2.76)$$

Вираз (2.76) буде рівний нулю, якщо один із його множників дорівнює нулю. Розглянемо ці випадки.

1. У першому випадку $\sin \varphi = 0$. Тоді: $\varphi = \pi \cdot k$, $k = 0, 1, 2, \dots, n$. Цей розв'язок відповідає мінімальному значенню кінетичної енергії формувального візка ($T_{\min} = 0$), тобто крайньому положенню формувального візка.

2. У другому випадку:

$$1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} = 0. \quad (2.77)$$

При цьому повинна виконуватись умова: $\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) > 0$.

Помноживши праву і ліву частини виразу (2.77) на $\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}$,

отримуємо:

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi = 0 \quad \text{або} \quad \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = -\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi. \quad (2.78)$$

Після піднесення правої та лівої частин виразу (2.78) до квадрату отримаємо:

$$1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi \quad \text{або} \quad 1 = \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} \cdot (\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi) = \frac{r^2}{l^2}. \quad (2.79)$$

При цьому $\frac{r^2}{l^2} = 1$. Цей розв'язок справедливий при $r = l$ для будь-яких значень φ . А для кривошипно-повзунних механізмів це не може бути реалізовано на практиці у зв'язку з можливістю заклинювання такого механізму.

3. У третьому випадку:

$$\left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} = 0. \quad (2.80)$$

Домноживши праву і ліву частини виразу (2.80) на $\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}$,

отримуємо:

$$\left(\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \right) \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0 \quad (2.81)$$

або

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0. \quad (2.82)$$

Помножимо всі члени рівності (2.82) на $\frac{l}{r}$, після чого отримаємо:

$$\frac{l}{r} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi + \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0. \quad (2.83)$$

Враховуючи, що у кривошипно-повзунному механізмі $\frac{r^2}{l^2} \ll 1$, то вираз (2.83) можна записати у вигляді:

$$\frac{l}{r} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi = 0. \quad (2.84)$$

Замінивши у рівності (2.84) $\sin^2 \varphi = 1 - \cos^2 \varphi$, можна отримати:

$$\frac{l}{r} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi - 1 + \cos^2 \varphi = 0 \quad \text{або} \quad 2 \cdot \cos^2 \varphi + \frac{l}{r} \cdot \cos \varphi - 1 = 0. \quad (2.85)$$

Розв'язком рівняння (2.85) є:

$$\cos \varphi = \frac{-\frac{l}{r} \pm \sqrt{\frac{l^2}{r^2} + 8}}{4} = -\frac{l}{4 \cdot r} \pm \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}}. \quad (2.86)$$

Оскільки $|\cos \varphi| \leq 1$, то корінь рівняння (2.85) приймаємо:

$$\cos \varphi = -\frac{l}{4 \cdot r} + \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}}. \quad (2.87)$$

Тоді:

$$\varphi = \varphi_{\max} = \pm \arccos \left(-\frac{l}{4 \cdot r} + \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}} \right) + 2 \cdot k \cdot \pi, \quad k \in \mathbb{Z}. \quad (2.88)$$

Цей розв'язок відповідає максимальному значенню кінетичної енергії формувального візка T_m .

Для роlikової формувальної установки з параметрами привідного механізму [133, 134] $r=0,2M$ та $l=0,8M$ значення кута положення кривошипа, що відповідає максимальному значенню кінетичної енергії формувального візка, становить $\varphi_{\max} = \pm 1,344 \text{ рад} = \pm 77,01^\circ$ [182, 334].

Вираз (2.74) кінетичної енергії формувального візка, що відповідає значенню кута повороту кривошипа φ_{\max} , матиме вигляд:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2. \quad (2.89)$$

Тоді з врахуванням виразів (2.74) та (2.89), прийнявши положення кривошипа 8 кутовою координатою $\varphi + \Delta\varphi_2 = \pi$ та симетричне розташування кривошипів 7 та 9 відносно горизонталі, рівність (2.66) можна представити у вигляді:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2$$

або

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = \frac{3}{4} \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2. \quad (2.90)$$

Підставивши у вираз (2.90) $\varphi_{\max} = 1,344 \text{ рад} = 77,01^\circ$, отримуємо:

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = 0,797. \quad (2.91)$$

Зробимо заміну $\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}$. Тоді:

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = 0,797 \quad \text{або} \quad \frac{r}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} = \frac{0,89275}{\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2}} - 1. \quad (2.92)$$

Піднесемо до квадрату обидві частини другого рівняння (2.92):

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}} = \left(\frac{0,89275}{\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2}} - 1 \right)^2. \quad (2.93)$$

У останньому виразі зробимо заміну $\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2} = a$. Тоді:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - a^2}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2} = \left(\frac{0,89275}{a} - 1 \right)^2 \quad \text{або} \quad \frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - a^2}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2} = \frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1. \quad (2.94)$$

Помножимо ліву та праву частини рівності (2.94) на $\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \right)$. Після чого отримаємо [182, 334]:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot (1 - a^2) = \left(\frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \right). \quad (2.95)$$

Розкриємо дужки у рівності (2.95). Тоді отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 = \frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 - 0,797 \cdot \frac{r^2}{l^2} + 1,7855 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot a - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \quad (2.96)$$

або

$$\frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 - 1,797 \cdot \frac{r^2}{l^2} + 1,7855 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot a = 0. \quad (2.97)$$

Домноживши ліву та праву частини рівняння (2.97) на $a^2 \cdot \frac{l^2}{r^2}$, отримаємо [182, 334]:

$$1,7855 \cdot a^3 + \frac{l^2}{r^2} \cdot a^2 - 1,797 \cdot a^2 - 1,7855 \cdot \frac{l^2}{r^2} \cdot a + 0,797 \cdot \frac{l^2}{r^2} = 0. \quad (2.98)$$

Підставивши у вираз (2.98) значення параметрів привідного механізму $r = 0,2\text{ м}$ та $l = 0,8\text{ м}$, отримаємо:

$$1,7855 \cdot a^3 + 14,203 \cdot a^2 - 28,568 \cdot a + 12,928 = 0. \quad (2.99)$$

В результаті розв'язку кубічного рівняння (2.99) отримаємо три корені [182, 334]:

$$a_1 = 0,8707; \quad a_2 = 0,8587; \quad a_3 = -9,6840. \quad (2.100)$$

Оскільки $|\sin \phi| \leq 1$, то третій корінь (2.100) не приймаємо до уваги. Після цього визначаємо значення кута $\Delta\varphi_1$:

$$\begin{aligned} \sin \frac{\Delta\varphi_{11}}{2} = a_1 &\Rightarrow \frac{\Delta\varphi_{11}}{2} = \arcsin a_1 \Rightarrow \Delta\varphi_{11} = 2 \cdot \arcsin a_1 = 2 \cdot \arcsin 0,8707 = 121,08^\circ; \\ \sin \frac{\Delta\varphi_{12}}{2} = a_2 &\Rightarrow \frac{\Delta\varphi_{12}}{2} = \arcsin a_2 \Rightarrow \Delta\varphi_{12} = 2 \cdot \arcsin a_2 = 2 \cdot \arcsin 0,8587 = 118,34^\circ. \end{aligned} \quad (2.101)$$

Оскільки значення кутів $\Delta\varphi_{11}$ та $\Delta\varphi_{12}$ майже рівні між собою, приймемо їх середнє значення для кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 = 120^\circ = \frac{2}{3} \cdot \pi$. Тоді значення кута $\Delta\varphi_2$ визначатиметься залежністю [182, 334]:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{2 \cdot \pi - \Delta\varphi_1}{2} = \pi - \frac{\Delta\varphi_1}{2} = \pi - \frac{1}{3} \cdot \pi = \frac{2}{3} \cdot \pi = 120^\circ. \quad (2.102)$$

З отриманих результатів видно, що значення кутів $\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_2$ рівні між собою. Тоді можна прийняти $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2 = \Delta\varphi = 120^\circ$.

Згідно результатів проведеного дослідження було розроблено конструкцію роликової формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей [182, 283], що складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріпленні на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку привідного валу для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її привідного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 2.10 зображено загальний вигляд роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків (вигляд з боку) та її кінематичну схему. Установка складається з трьох однакових формувальних візків 1, 2 та 3, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 4, 5 та 6 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипами 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на приводному валу 10 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Формувальні візки 1, 2 та 3 змонтовані на спільному порталі 11, на якому встановлені напрямні руху 12, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 13. Формувальні візки 1, 2 та 3 мають подавальний бункер 14 та укочувальні ролики 15, які встановлені в напрямних руху 12.

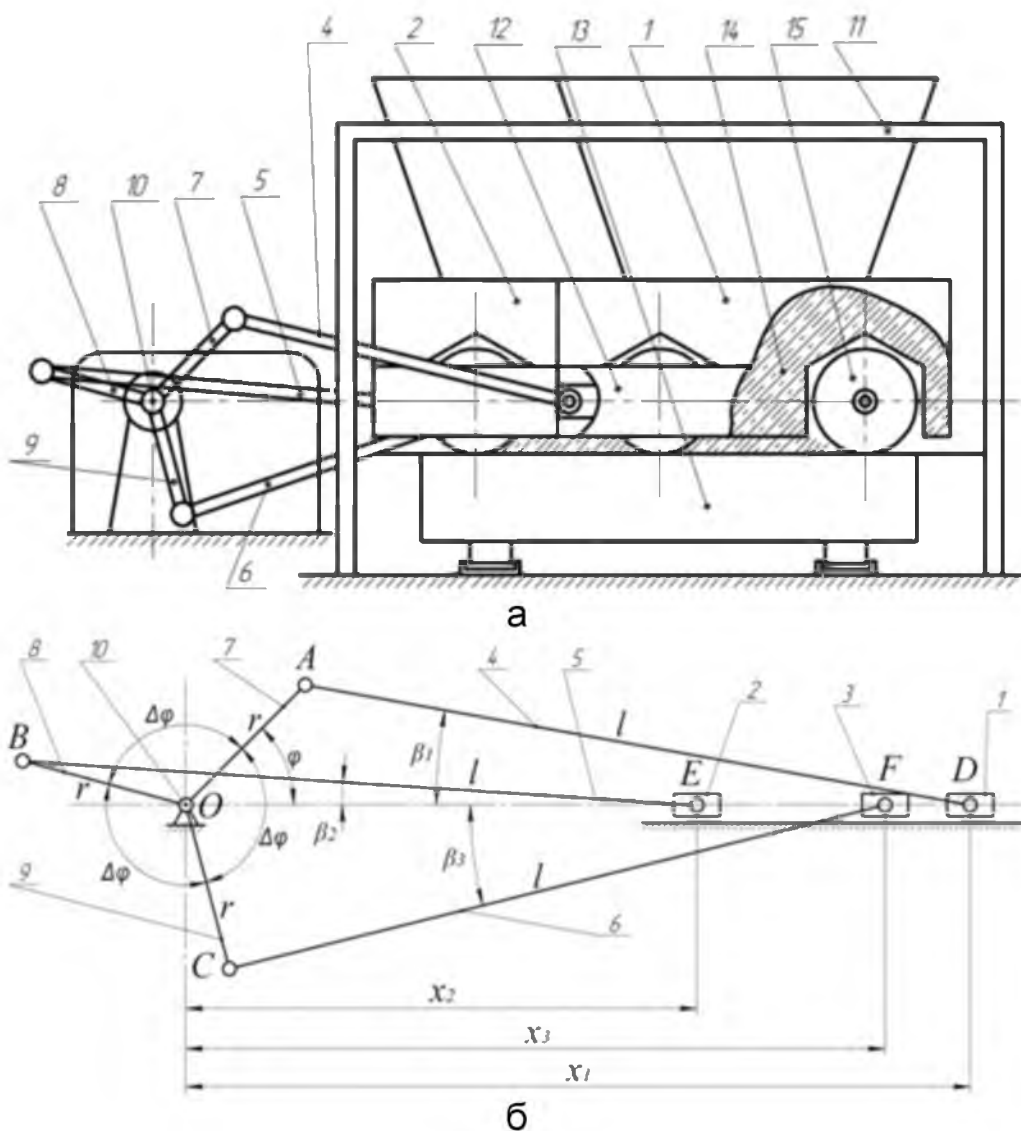


Рис. 2.10. Роликів формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

В результаті проведених досліджень визначено оптимальне значення кута зміщення кривошипів енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки роликової формувальної установки. В якості критерію оптимальності використано функції зміни кінетичної енергії кожного з формувальних візків та сумарної кінетичної енергії всієї установки.

За аналогією з роликовою формувальною установкою з рекуперативним приводом визначено кінематичні характеристики установки з енергетично врівноваженим приводом. Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10) при постійній кутовій швидкості кривошипа ($\dot{\varphi} = \omega = const$) [182, 155, 221]:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (2.103)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2 та 3.

Перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right), \end{aligned} \quad (2.104)$$

де r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 120^\circ$ – кут зміщення кривошипів 7, 8 та 9 між собою.

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}, \quad (2.105)$$

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2 та 3,

які визначаються наступним чином [155, 221]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) \right); \\ \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) \right). \end{aligned} \quad (2.106)$$

2.4. Синтез роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму розроблено конструкцію роликової формувальної установки [270, 281], що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені

на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.
 Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку
 приводного валу для забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на
 одній технологічній лінії [270]. При застосуванні спільного врівноваженого
 приводу на чотири формувальні візки підвищується продуктивність установ-
 ки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механі-
 зму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, від-
 повідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 2.11 зображено загальний вигляд роликової формувальної
 установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків (ви-
 гляд з боку) та наведено її кінематичну схему. Установка складається з чоти-
 рьох однакових формувальних візків 1, 2, 3 та 4, що розміщені з одного боку
 від приводу. Кожний з візків через шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно рухомо
 з'єднано з кривошипам 9, 10, 11 та 12, які жорстко закріплені на приводно-
 му валу 13 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Формувальні ві-
 зки 1, 2, 3 та 4 змонтовані на спільному порталі 14. На порталі 14 є напрямні
 руху 15, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані форму-
 вальні візки над порожниною форми 16. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 мають
 подавальний бункер 17 та укочувальні ролики 18, які встановлені в напрям-
 них руху 15.

За аналогією з попередніми двома установками визначено кінематичні
 характеристики установки з врівноваженим приводом. Функції зміни ліній-
 них швидкостей центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11) при постійній кутो-
 вій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$) [128, 334]:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_4 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (2.107)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 та 4.

Перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та
 4 визначаються наступним чином:

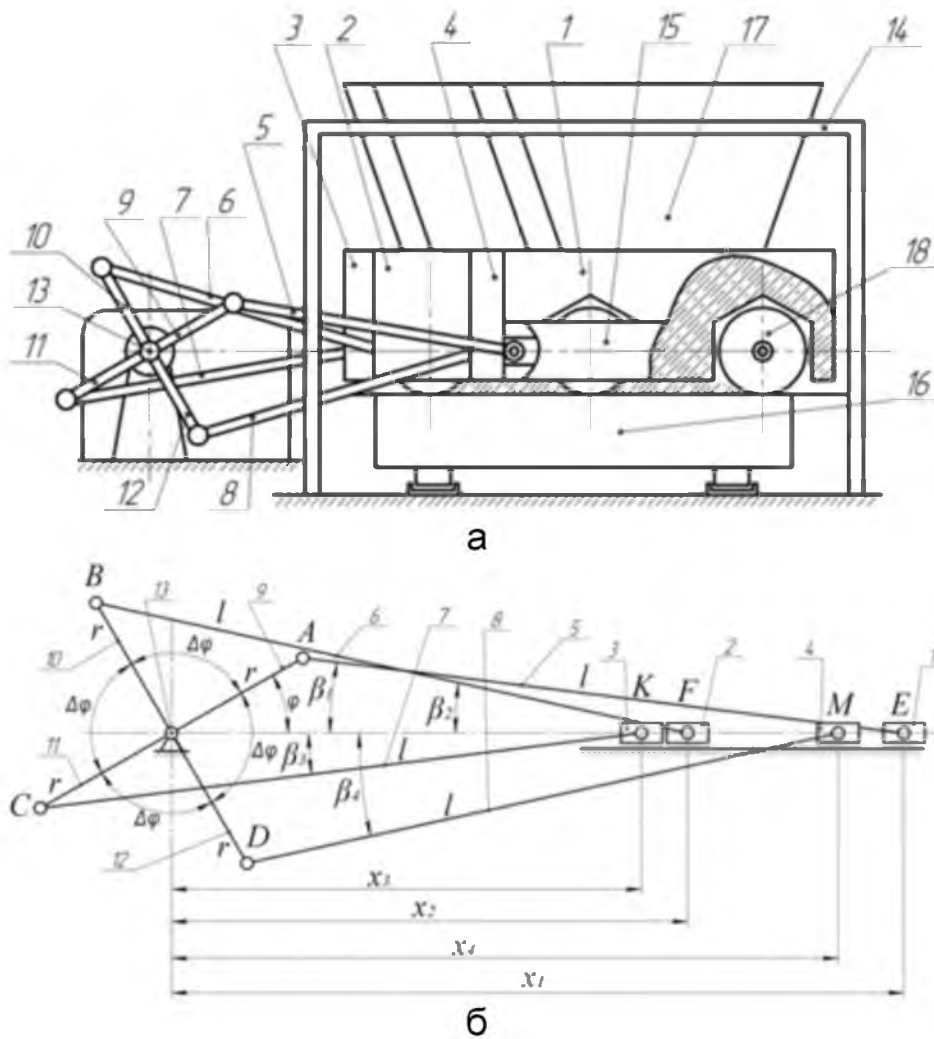


Рис. 2.11. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\
 \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\
 \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\
 \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right),
 \end{aligned}
 \tag{2.108}$$

де r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 90^\circ$ – кут зміщення кривошипів 9, 10, 11 та 12 між собою.

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_4 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}, \quad (2.109)$$

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2,

3 та 4, які визначаються наступним чином [220]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} - 1 \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} - 1 \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} - 1 \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 3\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} - 1 \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right). \end{aligned} \quad (2.110)$$

Таким чином, в результаті проведених досліджень розроблено конструкції роликової формувальної установки з рекуперативним, енергетично зрівноваженим та зрівноваженим приводами, в яких дозволяється здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху.

РОЗДІЛ 3
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ
З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ
ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ

3.1. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

Метою динамічного аналізу роликової формувальної установки з рекупераційним приводом є дослідження її динамічних властивостей та визначення такого значення кута $\Delta\varphi$ зміщення осей кривошипів приводу, при якому енергетичні витрати привідного механізму були б мінімальними.

3.1.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роликової формувальної установки з рекупераційним приводом спочатку було визначено функції зміни кінетичної енергії кожного її елемента [7, 14, 19, 20, 79...81, 86, 154, 233, 239].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.24).

Функції зміни кінетичної енергії шатунів 6 та 7, які визначені як для ланок, що здійснюють плоско-паралельний рух, виражаються залежностями (2.25).

Функція зміни кінетичної енергії привідного механізму визначається залежністю (2.6).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю (2.1).

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипа має вигляд:

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (3.1)$$

де $t_1 = 2\pi/\omega$ – тривалість руху установки за один оберт кривошипа.

Тоді відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення T_{cp} визначається залежністю:

$$\Delta T_{\max} = |T_{ext} - T_{cp}|, \quad (3.2)$$

а відхилення між її максимальним T_{\max} та мінімальним T_{\min} значеннями можна визначити за допомогою виразу:

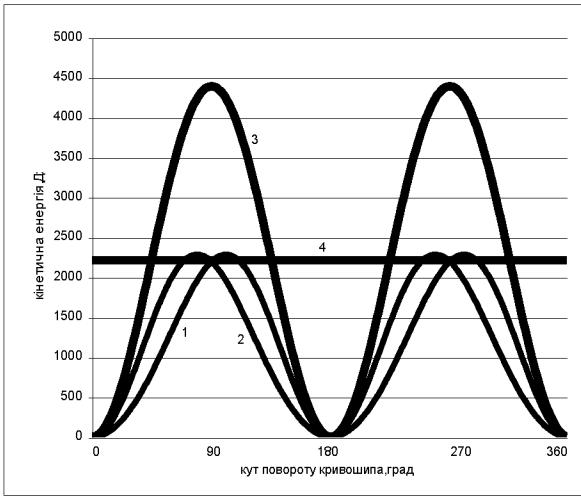
$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min}. \quad (3.3)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

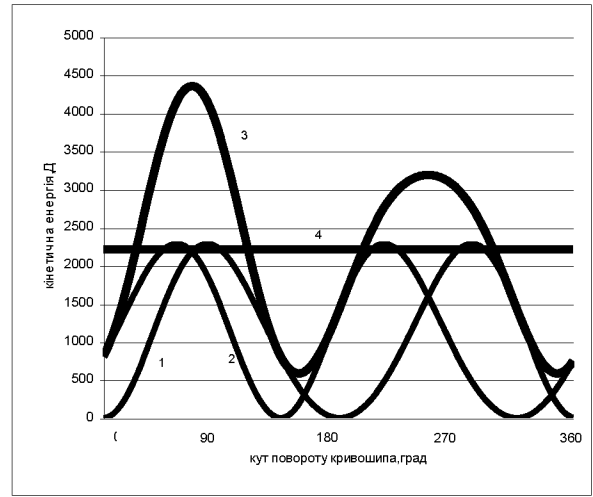
$$\varepsilon_1 = \Delta T / T_{cp}; \quad \varepsilon_2 = \Delta T_{\max} / T_{cp}. \quad (3.4)$$

Вихідними параметрами для визначення кінетичної енергії роликової формувальної установки з рекупераційним приводом були параметри: кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = 10,47 \text{ рад/с}$ (при частоті обертання привідного вала $n = 100 \text{ об/хв}$); радіус кривошипів $r = 0,2 \text{ м}$; довжина шатунів $l = 1,0 \text{ м}$ (обидва шатуни мають однакову довжину); маса формувальних візків $m = 1000 \text{ кг}$; маса одиниці довжини шатуна $q = 80 \text{ кг/м}$. Для даної установки з наведеними параметрами побудовані графіки зміни кінетичної енергії першого візка з шатуном 6 – 1, другого візка з шатуном 7 – 2, їхнього сумарного – 3 та середнього – 4 значень при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис.3.1) [154].

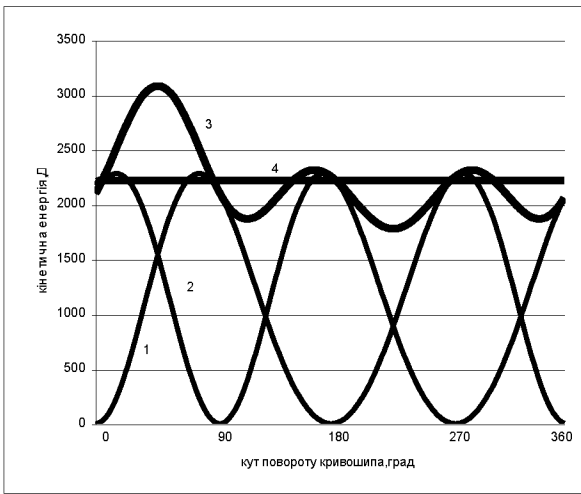
Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення кінетичної енергії від її середнього значення спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. При цьому значенні кута $\Delta\varphi$ середнє значення кінетичної енергії має величину $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$, мінімальне значення дорівнює $T_{\min} = 1612 \text{ Дж}$, а її максимальне значення становить $T_{\max} = 2864 \text{ Дж}$. При цьому відхилення кінетичної енергії мають значення $\Delta T_{\max} = 649 \text{ Дж}$, а $\Delta T = 1252 \text{ Дж}$. Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° [154, 164] і зведені в табл. 3.1.



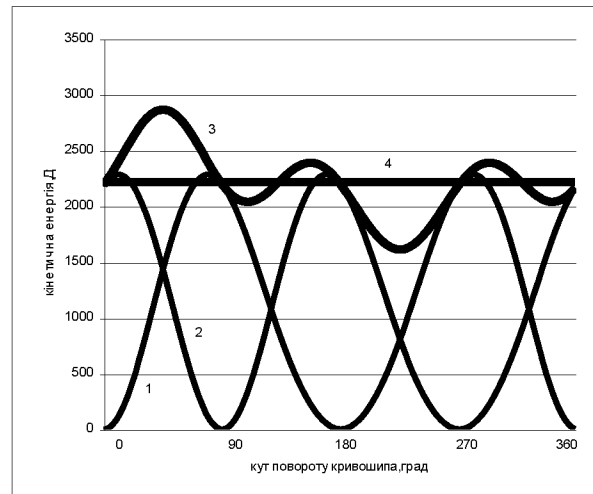
а



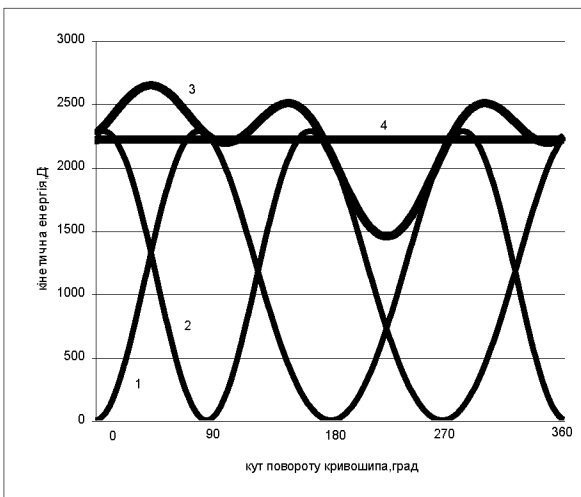
б



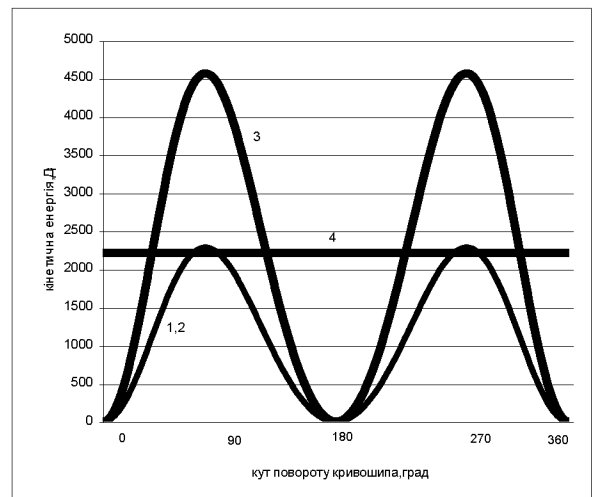
в



г



д



е

Рис. 3.1. Графіки зміни кінетичної енергії установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 85^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$; д – $\Delta\varphi = 95^\circ$; е – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – кінетична енергія першого та другого візків відповідно; 3 – сумарна кінетична енергія; 4 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

Таблиця 3.1

Результати розрахунків кінетичної енергії

$\Delta\varphi, ^\circ$	$T_{\max}, Дж$	$T_{\min}, Дж$	$\Delta T, Дж$	$\Delta T_{\max}, Дж$	ε_1	ε_2
0	4385	0	4385	2215	1,9797	1
30	4536	265	4271	2321	1,9282	1,048
60	3992	1006	2986	1777	1,3481	0,8022
90	2864	1612	1252	649	0,5652	0,293
120	3339	749	2590	1466	1,1693	0,66185
150	4224	192	4032	2023	1,8203	0,9133
180	4562	0	4562	2347	2,0596	1,06

На основі даних табл. 3.1 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} , мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} , відхилень ΔT та ΔT_{\max} (рис. 3.2), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 (рис. 3.3) в залежності від кута зміщення кривошипів.

Аналіз даних табл. 3.1 та графіків на рис. 3.2 та 3.3 показує, що мінімальне значення сумарної кінетичної енергії установки T_{\min} досягає екстремуму типу максимум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$, а максимальне значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} , відхилення ΔT та ΔT_{\max} і відносні коефіцієнти ε_1 та ε_2 набувають екстремуму типу мінімум також при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. При цьому середнє значення сумарної кінетичної енергії залишається незмінним і становить $T_{cp} = 2215 Дж$.

Для більш розширеного аналізу впливу кута зміщення кривошипів на зміну кінетичної енергії установки ці ж параметри визначені для значень кута зміщення в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° і зведені в табл. 3.2.

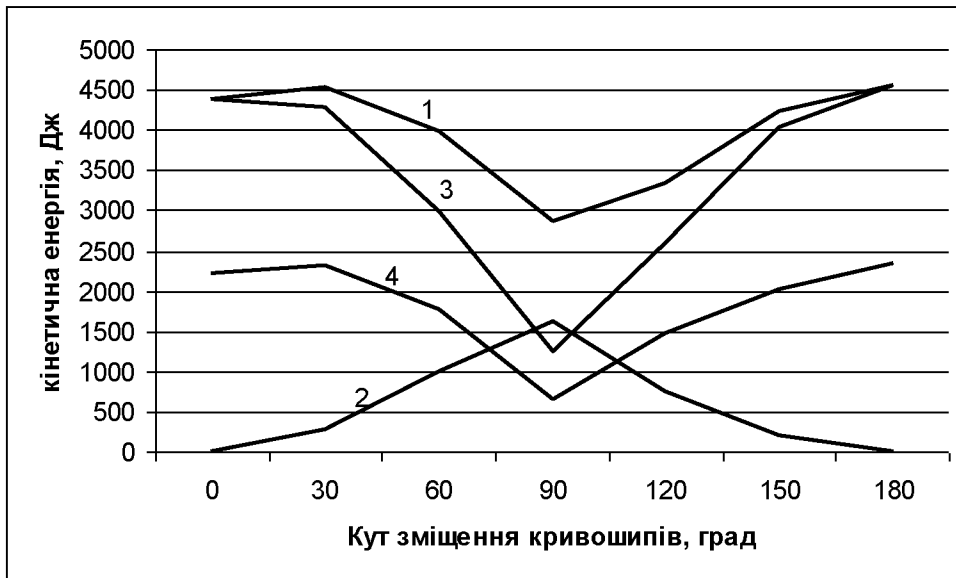


Рис. 3.2. Графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} – 1, мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} – 2, відхилень ΔT – 3 та ΔT_{\max} – 4 в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 3.3. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 в залежності від кута зміщення кривошипів

На основі даних табл. 3.2 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} , мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} , відхилень ΔT та ΔT_{\max} (рис. 3.4), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 (рис. 3.5) в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° .

Таблиця 3.2

Результати розрахунків кінетичної енергії

$\Delta\varphi, ^\circ$	$T_{\max}, Дж$	$T_{\min}, Дж$	$\Delta T, Дж$	$\Delta T_{\max}, Дж$	ε_1	ε_2
81	3246	1725	1521	1031	0,6867	0,4655
82	3205	1760	1445	990	0,6524	0,447
83	3164	1797	1367	949	0,6172	0,4285
84	3122	1812	1310	907	0,5914	0,4095
85	3080	1777	1303	865	0,5883	0,3905
86	3037	1744	1293	822	0,58375	0,371
87	2995	1711	1284	780	0,5797	0,352
88	2952	1677	1275	737	0,5756	0,3327
89	2908	1645	1263	693	0,5702	0,313
90	2864	1612	1252	649	0,5652	0,293
91	2820	1579	1241	636	0,5603	0,287
92	2776	1546	1230	669	0,5553	0,302
93	2732	1514	1218	701	0,5499	0,3165
94	2687	1483	1204	732	0,5436	0,3305
95	2643	1451	1192	764	0,53815	0,345
96	2597	1419	1178	796	0,5318	0,3594
97	2555	1388	1167	827	0,5269	0,3734
98	2584	1357	1227	858	0,55395	0,3873
99	2614	1327	1287	888	0,58104	0,4009
100	2643	1296	1347	919	0,60813	0,4149

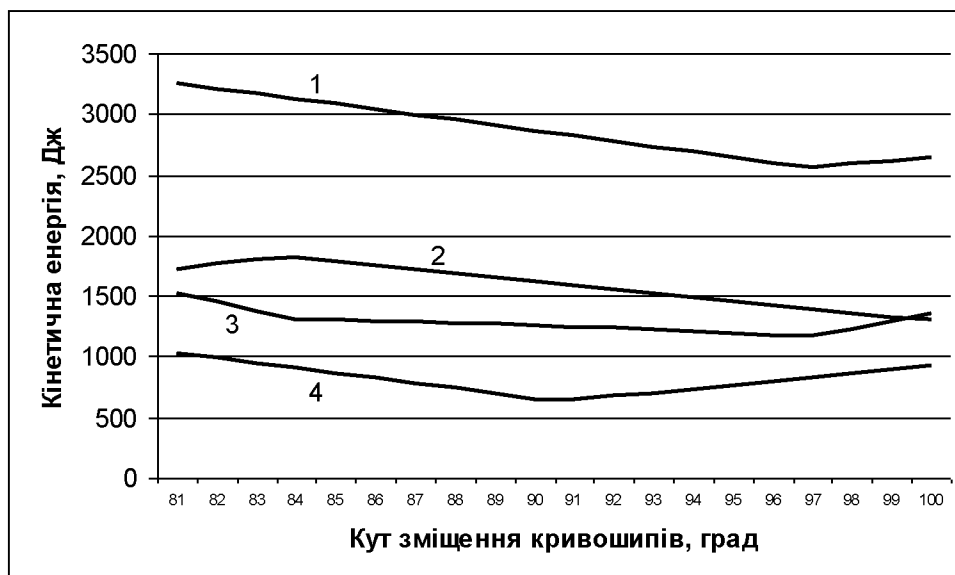


Рис. 3.4. Графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} – 1, мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} – 2, відхилень ΔT – 3 та ΔT_{\max} – 4 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

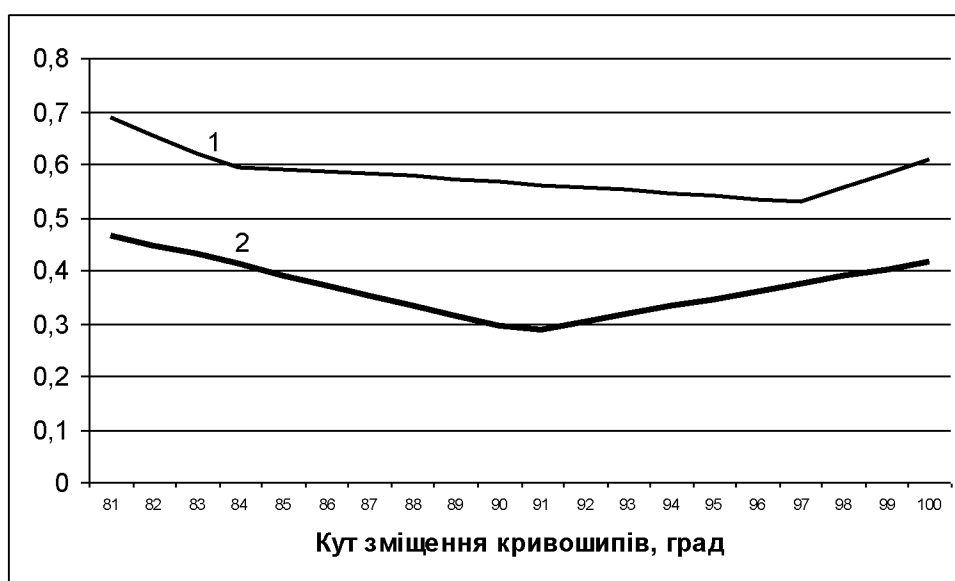


Рис. 3.5. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

Проаналізувавши дані табл. 3.2 та графіки на рис. 3.4 та 3.5, можна зробити висновки: мінімальне значення сумарної кінетичної енергії установки досягає екстремуму типу максимум $T_{\min} = 1812 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 84^\circ$; максимальне значення сумарної кінетичної енергії досягає екстремуму типу мінімуму $T_{\max} = 2555 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут

$\Delta\varphi = 97^\circ$; відхилення між мінімальним та максимальним значеннями сумарної кінетичної енергії досягає екстремуму типу мінімуму $\Delta T = 1167 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 97^\circ$, що в 3,9 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; відхилення між екстремальним та середнім значеннями сумарної кінетичної енергії досягає мінімуму $\Delta T_{\max} = 636 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 91^\circ$, що в 3,7 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; відносні коефіцієнти набувають мінімуму $\varepsilon_1 = 0,5269$ та $\varepsilon_2 = 0,287$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 97^\circ$ та $\Delta\varphi = 91^\circ$ відповідно, що в 3,9 та 3,7 разів відповідно менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$. При цьому середнє значення сумарної кінетичної енергії залишається незмінним і становить $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$.

3.1.2. Визначення моментів сил опору

Для визначення динамічних характеристик роликової установки для формування залізобетонних виробів шляхом інженерного розрахунку, що наведений в [350], визначено зусилля, що необхідне на переміщення формувального візка, яке дорівнює $F_B = 3562 \text{ Н}$ при використанні наступних вихідних даних: розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yuc} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yuc} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $q = 625 \text{ кПа}$.

З умови рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на привідному валу кривошипа отримано залежність для визначення необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипа [222]:

$$M_{кр} = \frac{F_B \cdot V_B}{\omega \cdot \eta} + G_u \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi, \quad (3.5)$$

де V_B – швидкість переміщення формувального візка, яка не є сталою величиною, а залежить від кута повороту кривошипа приводу; η – ККД передавального механізму від кривошипа до формувального візка; ω – кутова швидкість обертання кривошипа; $G_u = l_u \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатуна; l_u – довжина шатуна; g – прискорення вільного падіння.

Отримана залежність (3.5) справедлива при визначенні необхідного крутного моменту для установки з одним формувальним візком. Для побудованої установки при формуванні залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом необхідний крутний момент на привідному валу визначений наступним виразом [222]:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2}, \quad (3.6)$$

де $M_{кр1}$, $M_{кр2}$ – необхідні крутні моменти на привідному валу першого та другого кривошипів відповідно першого та другого візків, які відповідно визначаються залежностями:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_1 + G_6 \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad (3.7)$$

$$M_{кр2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_2 + G_7 \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi). \quad (3.8)$$

Для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами: $F_B = 3562H$ та $\eta = 0,9$ визначені функції зміни моментів статичного опору переміщенню першого – 1 та другого – 2 візків та їхнього зведеного значення – 3 при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (рис. 3.6) [222]. Аналіз цих графіків показує, що найменше значення зведеного моменту статичного опору спостерігається при величині кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ максимальні значення моментів статичного опору переміщенню першого та другого візків відповідно дорівнюють $M_{кр1\max} = 807H \cdot m$ та $M_{кр2\max} = 807H \cdot m$, максимальне значення зведеного моменту становить $M_{кр\max} = 1279H \cdot m$, мінімальне значення – $M_{кр\min} = 791H \cdot m$.

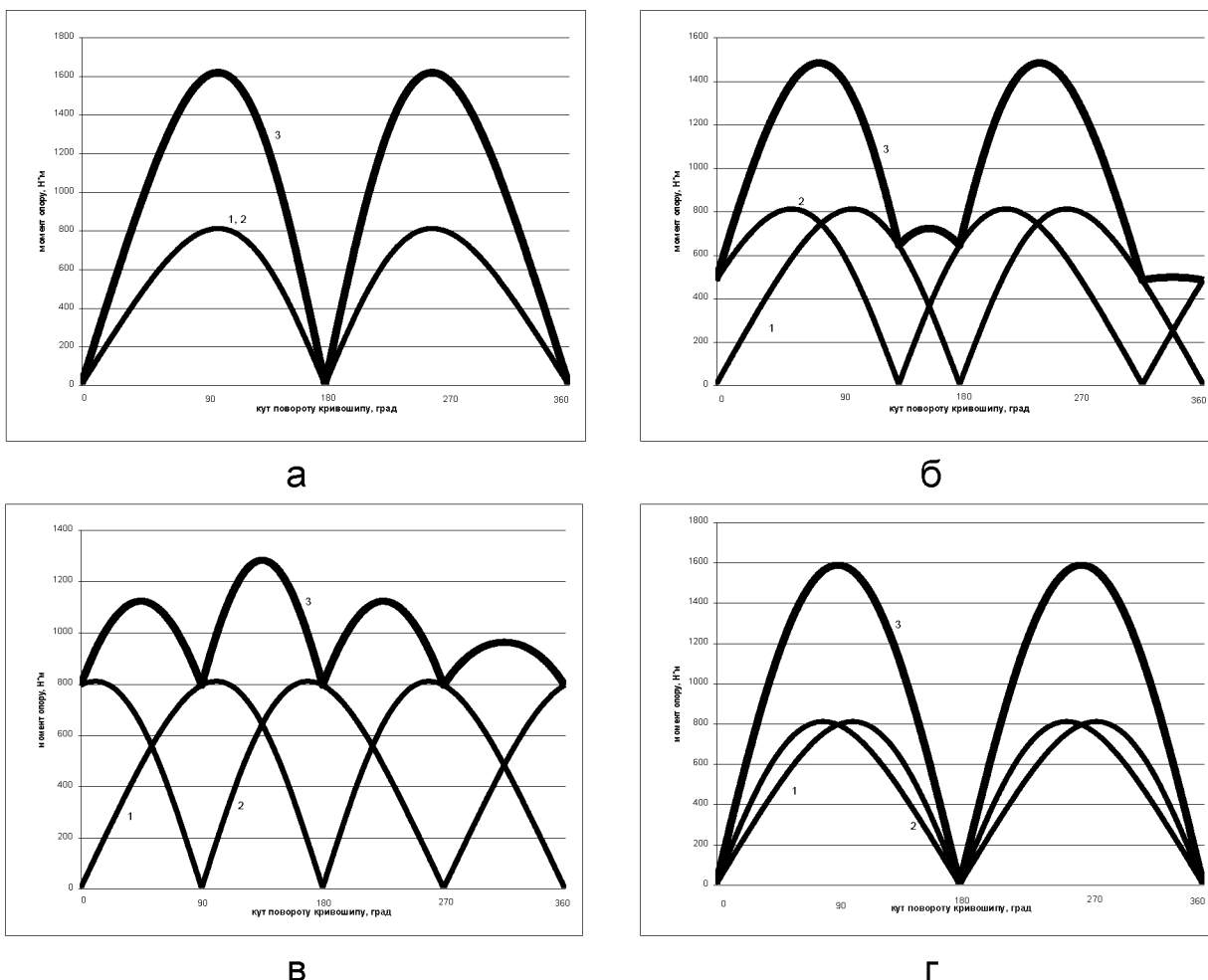


Рис. 3.6. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 90^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – моменти статичного опору першого та другого візків відповідно; 3 – сумарний момент статичного опору

Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведені в табл. 3.3.

На основі даних табл. 3.3 побудовано графіки зміни мінімального – 1 та максимального – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 3.7) [222].

Аналіз даних табл. 3.3 та графіків на рис. 3.7 показує, що мінімальне значення зведеного моменту статичного опору $M_{кр\ min}$ досягає екстремуму типу максимум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$, а максимальне значення зведеного моменту статичного опору $M_{кр\ max}$ набуває екстремуму типу мінімум також при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Таблиця 3.3

Результати розрахунків моментів статичного опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр1max}, H \cdot м$	$M_{кр2max}, H \cdot м$	$M_{кр min}, H \cdot м$	$M_{кр max}, H \cdot м$
0	807	807	0	1614
30	807	807	327	1553
60	807	807	616	1380
90	807	807	791	1279
120	807	807	615	1510
150	807	807	327	1610
180	807	807	0	1583

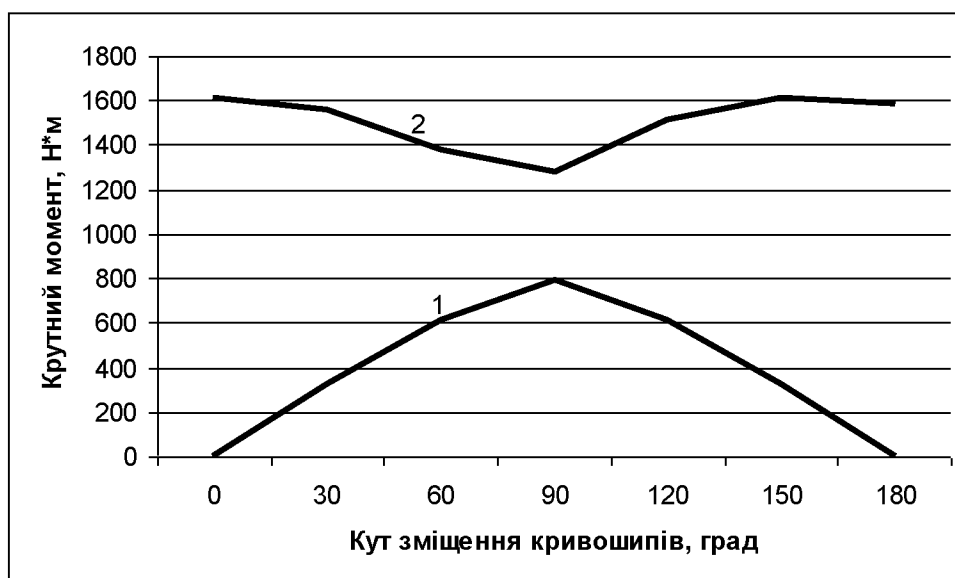


Рис. 3.7. Графіки зміни мінімального – 1 та максимального – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, зведені до осі повороту кривошипа моменти від яких визначаються залежностями:

для першого візка –

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (3.9)$$

для другого візка –

$$M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad (3.10)$$

для шатуна 6 –

$$M_{i6} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s6} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s6} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right); \quad (3.11)$$

для шатуна 7 –

$$M_{i7} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s7} \cdot \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s7} \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right). \quad (3.12)$$

Тоді зведений момент від сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

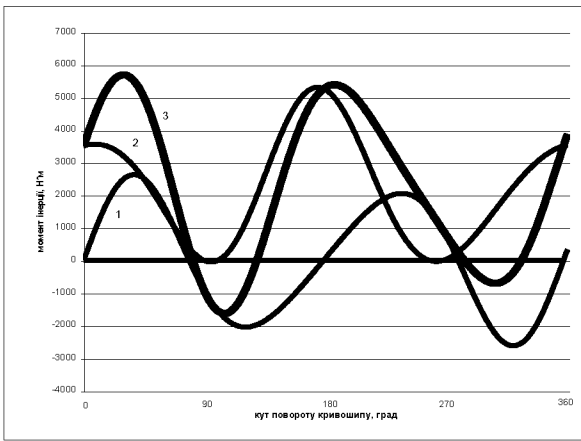
$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i6} + M_{i7}. \quad (3.13)$$

Для формувальної установки з вищенаведеними параметрами визначені функції зміни моментів від сил інерції першого візка з шатуном 6 – 1 та другого візка з шатуном 7 – 2, та їхнього зведеного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 3.8) [222].

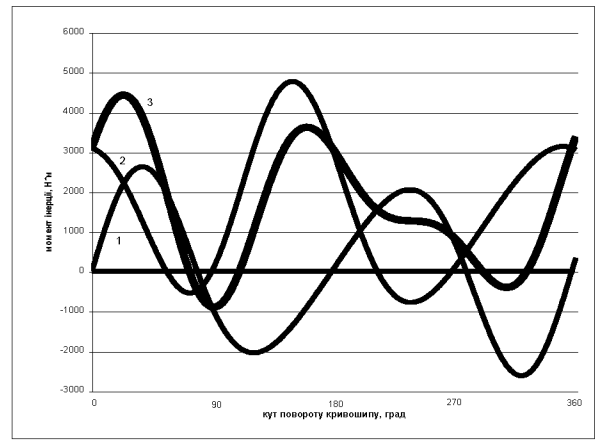
Аналіз графіків на рис. 3.8 показує, що найменше відхилення максимального значення зведеного моменту від сил інерції спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ найбільше відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення дорівнює $\Delta M_{i_{max}} = 1176 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а відхилення між мінімальним та максимальним значеннями становить $\Delta M_i = 2351 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведені в табл. 3.4 [222].

На основі даних табл. 3.4 побудовано графіки зміни найбільшого відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i_{max}}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 3.9).

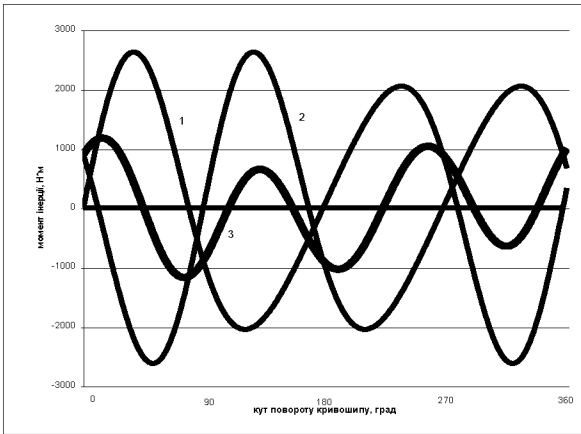
Аналіз даних табл. 3.4 та графіків на рис. 3.9 показує, що екстремум типу мінімум значення відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i_{max}}$ та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями ΔM_i спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.



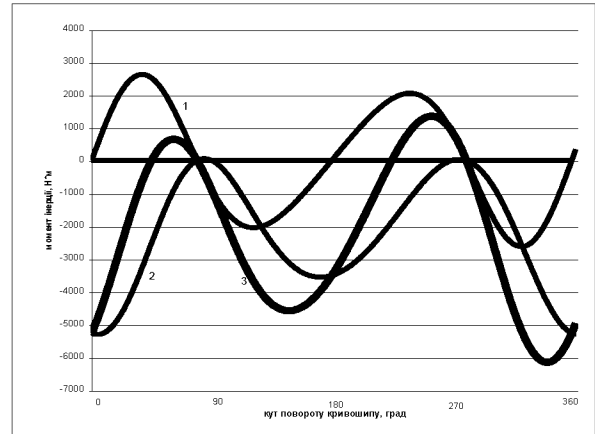
а



б



в



г

Рис. 3.8. Графіки зміни моментів сил інерції установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 90^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – моменти від сил інерції першого та другого візків відповідно; 3 – зведений момент від сил інерції

Таблиця 3.4

Результати розрахунків моментів від сил інерції

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{i\min}, H \cdot m$	$M_{i\max}, H \cdot m$	$\Delta M_{i\max}, H \cdot m$	$\Delta M_i, H \cdot m$
0	-1627	5683	5683	7310
30	-1008	5042	5042	6050
60	-921	3561	3561	4482
90	-1176	1175	1176	2351
120	-2713	1041	2713	3754
150	-4417	1113	4417	5530
180	-6157	1346	6157	7503



Рис. 3.9. Графіки зміни відхилень зведеного моменту від сил інерції ΔM_{max} – 1 та ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів

Під час процесу формування загальний момент сил опору переміщенню формувального візка визначається за залежністю [222]:

для першого візка –

$$M_{on1} = M_{kp1} + M_{i1} + M_{i6}; \quad (3.14)$$

для другого візка –

$$M_{on2} = M_{kp2} + M_{i2} + M_{i7}. \quad (3.15)$$

Тоді загальний зведений момент сил опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування буде визначатися як сума двох попередніх виразів [222]:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2}. \quad (3.16)$$

Для формувальної установки з вищенаведеними параметрами, а також із врахуванням виразів (3.7)...(3.12) визначені функції зміни зведених моментів сил опору переміщенню першого – 1 та другого – 2 формувальних візків та їхнього сумарного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ зміщення кривошипів (рис. 3.10).

Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення зведеного загального моменту сил опору переміщенню формувальних візків установки спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

При цьому значенні кута $\Delta\varphi$ значення зведеного загального моменту сил опору переміщенню формувальних візків установки становить $M_{on} = 2153H \cdot m$, найбільше відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення дорівнює $\Delta M_{з.он.max} = 2153H \cdot m$, а відхилення між мінімальним та максимальним значеннями становить $\Delta M_{з.он} = 2386H \cdot m$. Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 180^{\circ}$ з кроком 30° і зведені в табл. 3.5 [222].

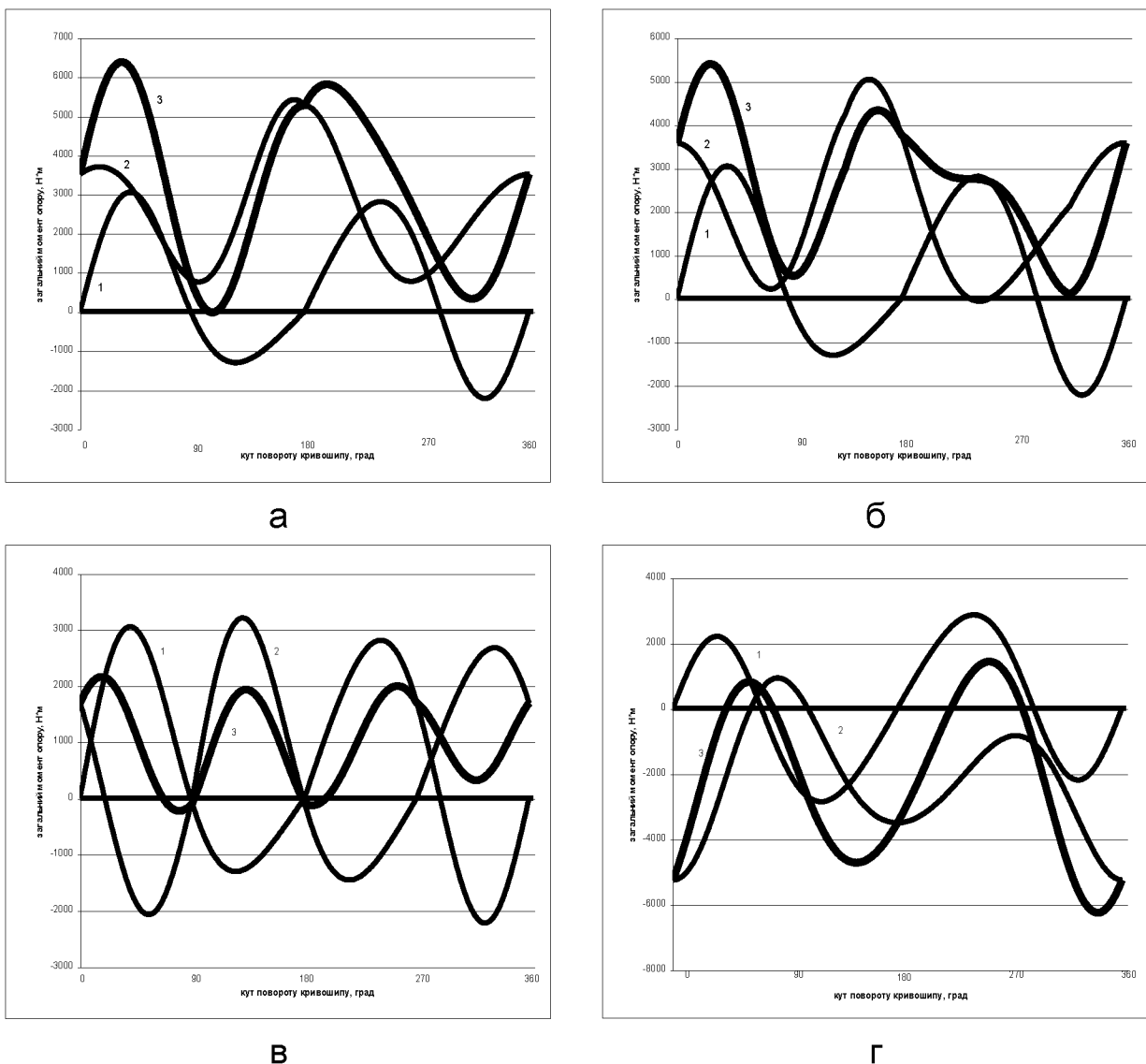


Рис. 3.10. Графіки зміни загального моменту опору установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^{\circ}$; б – $\Delta\varphi = 45^{\circ}$; в – $\Delta\varphi = 90^{\circ}$; г – $\Delta\varphi = 180^{\circ}$; 1, 2 – загальні моменти опору першого та другого візків відповідно; 3 – зведений загальний момент опору

Таблиця 3.5

Результати розрахунків загальних моментів сил опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{з.оп.min}, H \cdot м$	$M_{з.оп.max}, H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.max}, H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.}, H \cdot м$
0	-23	6373	6373	6396
30	237	5946	5946	5709
60	221	4567	4567	4346
90	-233	2153	2153	2386
120	-2016	2081	2081	4097
150	-3790	2443	3790	6233
180	-5718	2883	5718	8601

На основі даних табл. 3.5 побудовано графіки зміни найбільшого відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп.max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 3.11).



Рис. 3.11. Графіки зміни відхилень зведеного моменту сил опору $\Delta M_{з.оп.max}$ – 1 та $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз даних табл. 3.5 та графіків на рис. 3.11 показує, що відхилення зведеного моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп.макс}$ набуває екстремуму типу мінімум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$, хоча в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ та від $\Delta\varphi = 120^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ його зміна іде різко, а в межах від $\Delta\varphi = 90^\circ$ до $\Delta\varphi = 120^\circ$ його значення майже не змінюється; відхилення між мінімальним та максимальним значеннями $\Delta M_{з.оп.}$ зведеного моменту сил опору набуває екстремуму типу мінімум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ [222].

Для більш розширеного аналізу впливу кута зміщення кривошипів на зміну моментів статичного опору, моментів сил інерції та загального моменту сил опору установки ці параметри визначені для значень кута зміщення в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° і зведені в табл. 3.6 [222].

Таблиця 3.6

Результати розрахунків моментів опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр.мін},$ $H \cdot м$	$M_{кр.макс},$ $H \cdot м$	$M_{і.мін},$ $H \cdot м$	$M_{і.макс},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{і.макс},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{і},$ $H \cdot м$	$M_{з.оп.мін},$ $H \cdot м$	$M_{з.оп.макс},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.макс},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot м$
81	757	1205	-1087	1969	1969	3056	-38	2970	2970	3008
82	762	1196	-1097	1885	1885	2982	-60	2880	2880	2940
83	766	1207	-1107	1798	1798	2905	-81	2795	2795	2876
84	770	1218	-1117	1711	1711	2828	-102	2705	2705	2807
85	775	1229	-1127	1623	1623	2750	-124	2615	2615	2739
86	778	1239	-1136	1534	1534	2670	-146	2523	2523	2669
87	782	1249	-1146	1444	1444	2590	-168	2433	2433	2601
88	785	1259	-1156	1354	1354	2510	-189	2340	2340	2529
89	788	1269	-1166	1266	1266	2432	-211	2244	2244	2455
90	791	1279	-1176	1175	1176	2351	-233	2153	2153	2386

Закінчення таблиці 3.6

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр\ min},$ $H \cdot M$	$M_{кр\ max},$ $H \cdot M$	$M_{i\ min},$ $H \cdot M$	$M_{i\ max},$ $H \cdot M$	$\Delta M_{i\ max},$ $H \cdot M$	$\Delta M_i,$ $H \cdot M$	$M_{з.оп.\ min},$ $H \cdot M$	$M_{з.оп.\ max},$ $H \cdot M$	$\Delta M_{з.оп.\ max},$ $H \cdot M$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot M$
91	788	1289	-1185	1084	1185	2269	-253	2058	2058	2311
92	785	1298	-1195	1033	1195	2228	-279	1964	1964	2243
93	782	1308	-1213	1034	1213	2247	-351	1952	1952	2303
94	778	1317	-1271	1034	1271	2305	-422	1942	1942	2364
95	774	1326	-1330	1034	1330	2364	-494	1931	1931	2425
96	770	1335	-1388	1032	1388	2420	-566	1917	1917	2483
97	766	1344	-1448	1032	1448	2480	-636	1906	1906	2542
98	761	1353	-1506	1032	1506	2538	-708	1896	1896	2604
99	757	1362	-1564	1032	1564	2596	-780	1883	1883	2663
100	752	1370	-1622	1032	1622	2654	-847	1872	1872	2719

На основі даних табл. 3.6 побудовано графіки зміни мінімального $M_{кр\ min}$ – 1 та максимального $M_{кр\ max}$ – 2 значень зведеного моменту статичного опору (рис. 3.12), найбільшого відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i\ max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним його значеннями ΔM_i – 2 (рис. 3.13), найбільшого відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп.\ max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 (рис. 3.14) в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° [222].

Проаналізувавши дані табл. 3.6 графіки на рис. 3.12-3.14 можна зробити висновки: мінімальне значення зведеного моменту статичного опору набуває екстремуму типу максимум $M_{кр\ min} = 791H \cdot M$ при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$; максимальне значення зведеного моменту стати-

чного опору набуває екстремуму типу мінімум $M_{кр\max} = 1196H \cdot м$ при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 82^\circ$; мінімальне значення відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i\max} = 1176H \cdot м$ спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$, що в 5,2 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; екстремум типу мінімум відхилення між мінімальним та максимальним значеннями зведеного моменту від сил інерції $\Delta M_i = 2228H \cdot м$

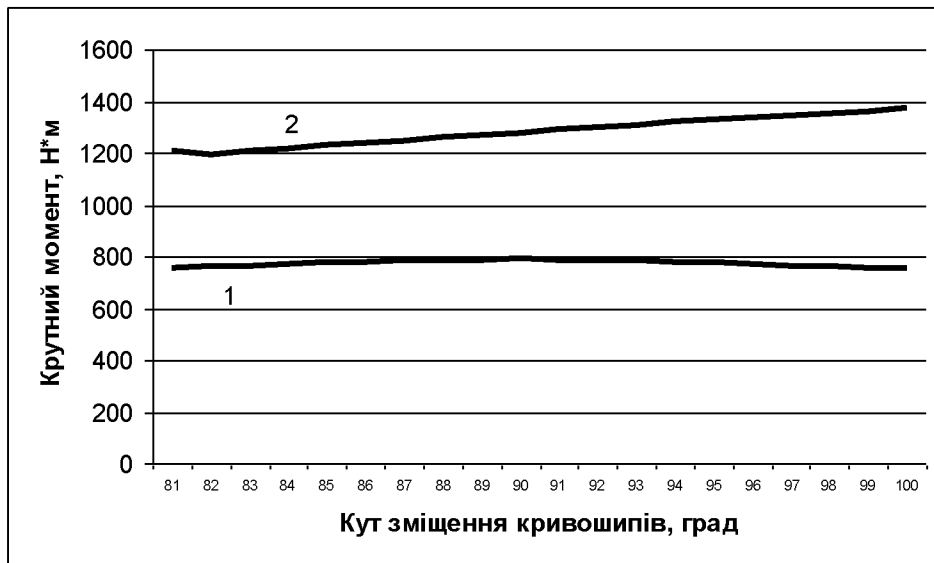


Рис. 3.12. Графіки зміни мінімального $M_{кр\min}$ – 1 та максимального $M_{кр\max}$ – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

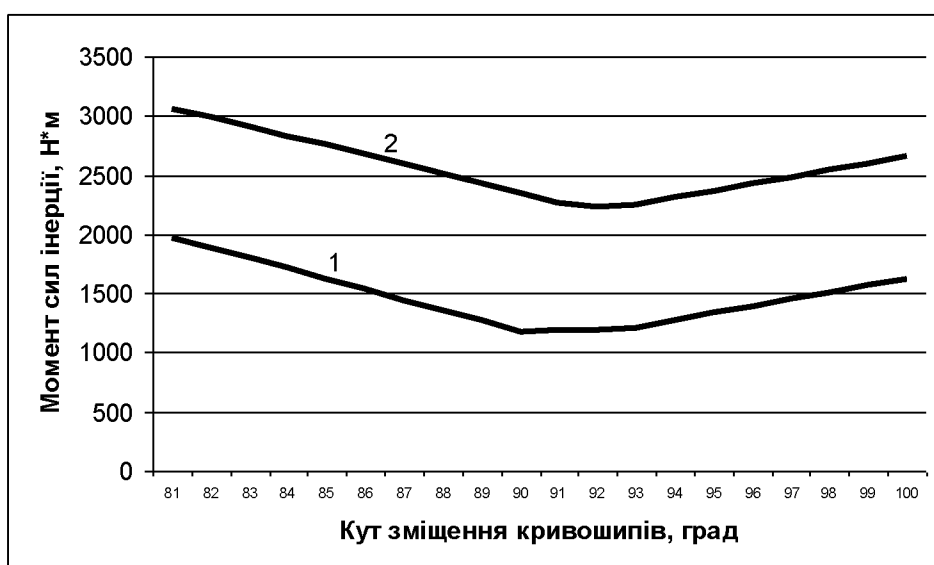


Рис. 3.13. Графіки зміни відхилень $\Delta M_{i\max}$ – 1 та ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$



Рис. 3.14. Графіки зміни відхилень $\Delta M_{з.оп.макс}$ – 1 та $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від від $\Delta\varphi = 81^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 100^{\circ}$

спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 92^{\circ}$, що майже в 3,4 разів менше ніж при $\Delta\varphi = 180^{\circ}$; максимальне відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення набуває екстремуму типу мінімум і становить $\Delta M_{з.оп.макс} = 1872 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 100^{\circ}$, що в 3,4 разів менше ніж при $\Delta\varphi = 0^{\circ}$, хоча в межах від $\Delta\varphi = 81^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 92^{\circ}$ його зміна іде різко, а в межах від $\Delta\varphi = 92^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 100^{\circ}$ це значення майже не змінюється; відхилення між мінімальним та максимальним значеннями зведеного загального моменту сил опору набуває екстремуму типу мінімум і становить $\Delta M_{з.оп.} = 2243 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 92^{\circ}$, що в 3,8 разів менше ніж при $\Delta\varphi = 180^{\circ}$.

3.2. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

3.2.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом спочатку було

визначено функції зміни кінетичної енергії кожного з її формувальних візків [6, 7, 14, 19, 20, 86, 155].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{x}_3^2, \quad (3.17)$$

де $m_1 = m_2 = m_3 = m$ – маса кожного формувального візка; $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3$ – функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10) при постійній кутовій швидкості кривошипа, що визначаються виразами (2.103).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю [155]:

$$T = T_1 + T_2 + T_3. \quad (3.18)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу визначається виразом (3.1), відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення T_{cp} визначається залежністю (3.2), а відхилення між її максимальним T_{max} та мінімальним T_{min} значеннями можна визначити за допомогою виразу (3.3)

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,467 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 1,0 \text{ м}$; $m = 1000 \text{ кг}$ визначені функції зміни кінетичної енергії кожного формувального візка, їхнє сумарне значення та середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ [155]. На рис. 3.15 зображено графіки зміни кінетичної енергії кожного із трьох формувальних візків – 1, 2 та 3, сумарне значення кінетичної енергії всієї установки – 4 та її середнє значення – 5.

Проаналізувавши графіки на рис. 3.15, можна зробити висновок, що при значенні кута зміщення кривошипів приводного механізму $\Delta\varphi = 120^\circ$ кінетична енергія кожного з формувальних візків змінюється в межах від 0 до 2458,4 Дж, а сумарне значення кінетичної енергії всієї установки змінюється в межах від $T_{min} = 2982,2 \text{ Дж}$ до $T_{max} = 4370,2 \text{ Дж}$, причому її середнє значення

становить $T_{сеп} = 3675 \text{ Дж}$. Відхилення екстремального значення кінетичної енергії від її середнього значення становить $\Delta T_{\max} = 695,2 \text{ Дж}$, а відхилення між її мінімальним та максимальним значеннями – $\Delta T = 1388 \text{ Дж}$. При цьому відносні значення відхилень кінетичної енергії, розраховані за виразами (3.4), мають значення $\varepsilon_1 = 0,378$ та $\varepsilon_2 = 0,189$. Отримані дані показують що кінетична енергія всієї установки в цілому не втрачається, а передається між всіма формувальними візками без значних втрат.

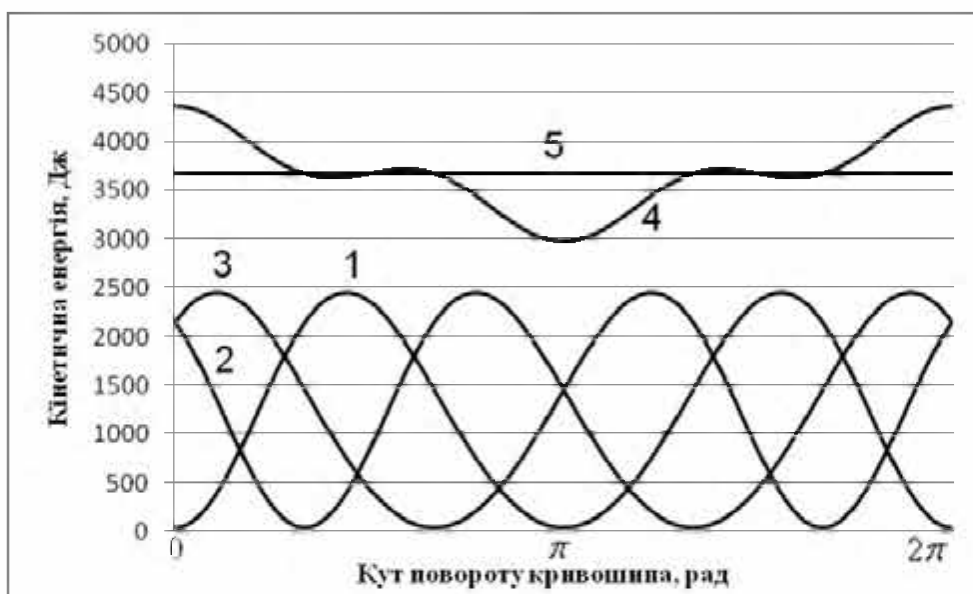


Рис. 3.15. Графіки зміни кінетичної енергії роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом: 1, 2, 3 – кінетична енергія першого, другого та третього візків; 4 – сумарна кінетична енергія установки; 5 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

3.2.2. Визначення моментів сил опору

Для роликів формувальної установки з єдиним енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків необхідний крутний момент на приводному валу визначається наступним виразом [221, 334]:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3}, \quad (3.19)$$

де $M_{кр1}$, $M_{кр2}$, $M_{кр3}$ – необхідні крутні моменти на приводному валу кривошипів 7, 8 та 9 (рис. 2.10) відповідно першого, другого та третього візків, які в свою чергу визначаються виразами:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{кр2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{кр3} = \frac{F_R}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (3.20)$$

де F_B – зусилля, необхідне на переміщення формувального візка; η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10), що визначаються виразами (2.104).

Для формувальної установки з параметрами: $r=0,2\text{ м}$; $l=1,0\text{ м}$; $\omega=10,5\text{ рад/с}$; $\eta=0,9$; $F_B=3562\text{ Н}$ визначено функції та побудовано графіки зміни моментів статичного опору першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та їхнього сумарного значення – 4 при значенні кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi=120^\circ$ (рис. 3.16). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту статичного опору переміщенню кожного з трьох візків змінюється в межах від 0 до $726,4\text{ Н}\cdot\text{м}$, а значення сумарного моменту статичного опору – в межах від $M_{кр\text{ min}}=1108,63\text{ Н}\cdot\text{м}$ до $M_{кр\text{ max}}=1453,05\text{ Н}\cdot\text{м}$ [221, 334]. При цьому середнє значення сумарного моменту статичного опору становить $M_{кр\text{ сер}}=1360,55\text{ Н}\cdot\text{м}$.

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються відповідними залежностями для кожного з трьох візків [221, 334]:

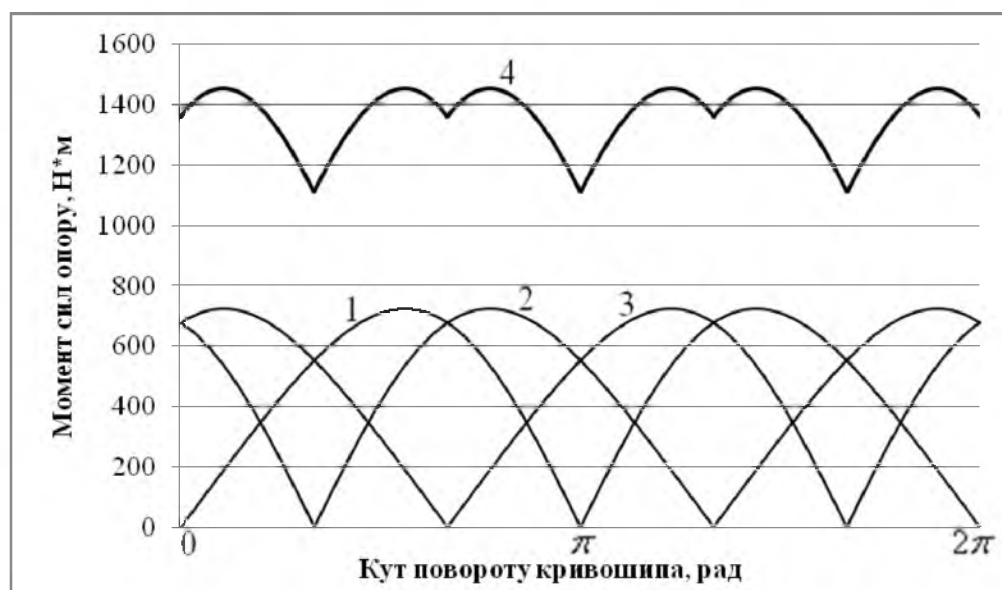


Рис. 3.16. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу установки: 1, 2, 3 – моменти статичного опору першого, другого та третього візків відповідно; 5 – сумарний момент статичного опору

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (3.21)$$

де $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3$ – функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10), що визначаються залежностями (2.105).

Тоді сумарний момент сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю [221, 334]:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3}. \quad (3.22)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції та побудовано графіки зміни моментів від сил інерції першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та їхнього сумарного значення – 4 при значенні кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ (рис. 3.17). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту від сил інерції кожного з трьох візків змінюється в межах від $-2577,3H \cdot m$ до $2577,3H \cdot m$, а значення сумарного моменту від сил інерції – в межах від $M_{i\min} = -681,64H \cdot m$ до $M_{i\max} = 681,64H \cdot m$ [221, 334]. При цьому середнє значення сумарного моменту від сил інерції протягом циклу роботи установки становить $M_{i\text{ср}} = 0H \cdot m$. Це явище дає змогу значно розвантажити приводний вал кривошипів установки і покращити роботу установки в цілому.



Рис. 3.17. Графіки зміни моментів сил інерції установки: 1, 2, 3 – моменти від сил інерції першого, другого та третього візків відповідно; 4 – сумарний момент сил інерції

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувального візка визначається відповідною залежністю для кожного з трьох візків:

$$M_{on1} = M_{кр1} + M_{л1}; \quad M_{on2} = M_{кр2} + M_{л2}; \quad M_{on3} = M_{кр3} + M_{л3}. \quad (3.23)$$

Тоді загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування визначатися залежністю:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} + M_{on3}. \quad (3.24)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції зміни та побудовано графіки зміни загальних моментів опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3 формувальних візків та їхнього сумарного значення – 4 при значенні кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ (рис. 3.18). Аналіз цих графіків показує, що значення загального моменту опору переміщенню кожного з трьох візків змінюється в межах від $-1950H \cdot m$ до $3222,8H \cdot m$, а значення сумарного загального моменту опору – в межах від $M_{onmin} = 735,2H \cdot m$ до $M_{onmax} = 2112,4H \cdot m$. При цьому середнє значення сумарного загального моменту опору становить $M_{onср} = 1360,55H \cdot m$, тобто таке значення, як і моменту статичного опору [221, 334].



Рис. 3.18. Графіки зміни загального моменту опору установки: 1, 2, 3 – загальні моменти опору першого, другого та третього візків відповідно; 4 – сумарний момент загального опору

3.3. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

3.3.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роликової формувальної установки з врівноваженим приводом спочатку було знайдено функції зміни кінетичної енергії кожного з її формувальних візків [128].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11) визначаються залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{x}_3^2; \quad T_4 = \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{x}_4^2, \quad (3.25)$$

де $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$ – маса кожного формувального візка; $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4$ – функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11), що визначаються виразами (2.107).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4. \quad (3.26)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу визначається виразом (3.1), відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення T_{cp} визначається залежністю (3.2), а відхилення між її максимальним T_{max} та мінімальним T_{min} значеннями можна визначити за допомогою виразу (3.3).

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,467 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 1,0 \text{ м}$; $m = 1000 \text{ кг}$ визначені функції зміни кінетичної енергії кожного формувального візка, їхнє сумарне значення та середнє значення сумарної кінетичної енергії. На рис. 3.19 зображено графіки зміни кінетичної енергії кожного із чотирьох формувальних візків – 1, 2, 3 та 4, сумарне значення кінетичної енергії всієї установки – 5 та її середнє значення – 6.

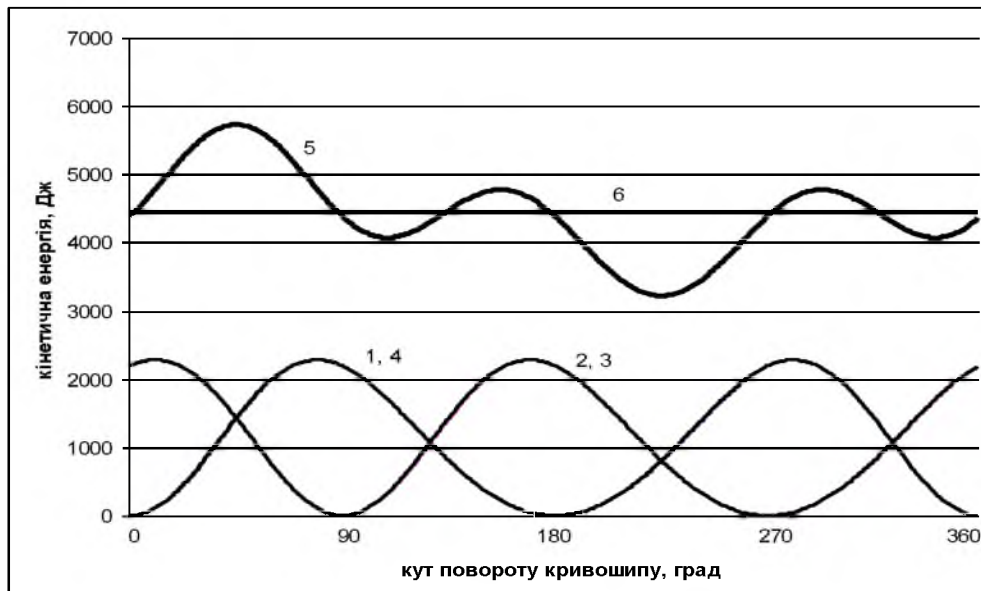


Рис. 3.19. Графіки зміни кінетичної енергії установки:
 1, 2, 3, 4 – кінетична енергія першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарна кінетична енергія;
 6 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

Проаналізувавши графіки на рис. 3.19, можна зробити висновок, що кінетична енергія кожного з формувальних візків змінюється в межах від 0 до 2281 Дж, а сумарне значення кінетична енергія всієї установки змінюється в межах від $T_{\min} = 3224 \text{ Дж}$ до $T_{\max} = 5729 \text{ Дж}$, причому її середнє значення становить $T_{\text{сер}} = 4443 \text{ Дж}$. Відхилення екстремального значення кінетичної енергії від її середнього значення становить $\Delta T_{\max} = 1286 \text{ Дж}$, а відхилення між її мінімальним та максимальним значеннями – $\Delta T = 2505 \text{ Дж}$. При цьому відносні значення відхилень кінетичної енергії, розраховані за виразами (3.4), мають значення $\varepsilon_1 = 0,564$ та $\varepsilon_2 = 0,289$ [128, 334]. Отримані дані показують, що кінетична енергія всієї установки в цілому не втрачається, а передається між всіма формувальними візками без значних втрат.

3.3.2. Визначення моментів сил опору

Для роlikової формувальної установки з єдиним врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків необхідний крутний момент на приводному валу буде визначатися за наступним виразом [220]:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3} + M_{кр4}, \quad (3.27)$$

де $M_{кр1}$, $M_{кр2}$, $M_{кр3}$, $M_{кр4}$ – необхідні крутні моменти на привідному валу кривошипів 9, 10, 11 та 12 (рис. 2.11) відповідно першого, другого, третього та четвертого візків, які в свою чергу визначаються виразами:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{кр2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{кр3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{кр4} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (3.28)$$

де F_B – зусилля, необхідне на переміщення формувального візка; η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11), що визначаються виразами (2.108).

Для формувальної установки з параметрами: $r = 0,2 м$; $l = 1,0 м$; $\omega = 10,5 рад/с$; $\eta = 0,9$; $F_B = 3562 Н$ визначено функції та побудовано графіки зміни моментів статичного опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 візків та їхнього сумарного значення – 5 (рис. 3.20). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту статичного опору переміщенню кожного з чотирьох візків змінюється в межах від 0 до $726,4 Н \cdot м$, а значення сумарного моменту статичного опору – в межах від $M_{кр\min} = 1583 Н \cdot м$ до $M_{кр\max} = 2558 Н \cdot м$ [220, 334]. При цьому середнє значення сумарного моменту статичного опору становить $M_{кр\text{сер}} = 1814,1 Н \cdot м$.

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються відповідними залежностями для кожного з чотирьох візків:

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{i4} = m \cdot \ddot{x}_4 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (3.29)$$

де \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 , \ddot{x}_3 , \ddot{x}_4 – функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11), що визначаються залежностями (2.109).

Тоді сумарний момент від сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

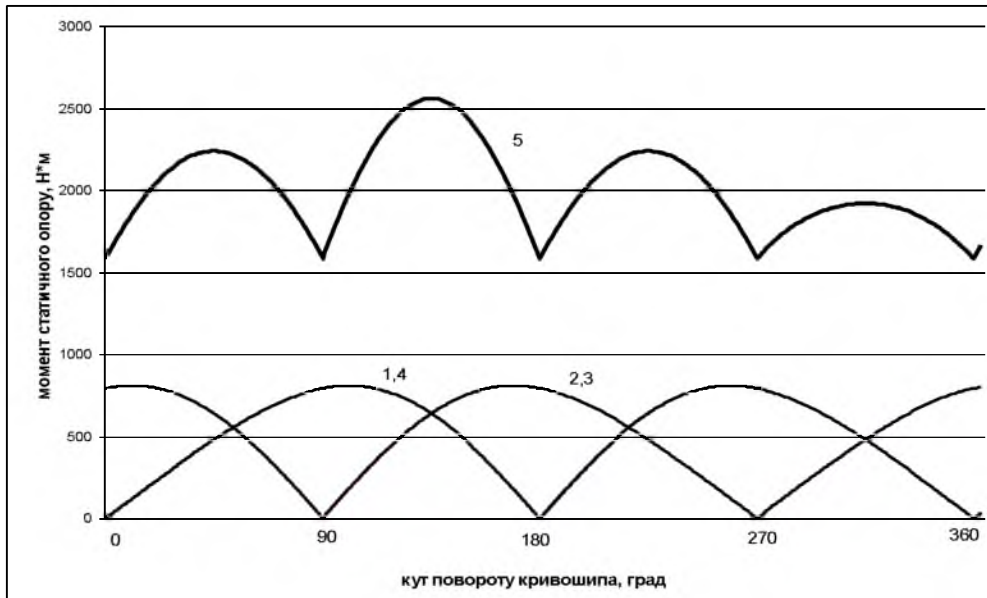


Рис. 3.20. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – моменти статичного опору першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент статичного опору

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (3.30)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції та побудовано графіки зміни моментів від сил інерції першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 візків та їхнього сумарного значення – 5 (рис. 3.21). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту від сил інерції кожного з чотирьох візків змінюється в межах від $-2624H \cdot m$ до $2624H \cdot m$, причому в кожний момент часу значення моменту від сил інерції першого візка та четвертого візка рівні за абсолютною величиною, але протилежні за знаком, а отже їх сума рівна нулю в кожний момент часу. Така ж ситуація відбувається і з другим та третім візками [148, 220, 334]. Це явище дає змогу значно розвантажити приводний вал кривошипів установки і покращити роботу установки в цілому.

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувального візка визначається відповідною залежністю для кожного з чотирьох візків:

$$M_{он1} = M_{кр1} + M_{i1}; \quad M_{он2} = M_{кр2} + M_{i2}; \quad M_{он3} = M_{кр3} + M_{i3}; \quad M_{он4} = M_{кр4} + M_{i4}. \quad (3.31)$$

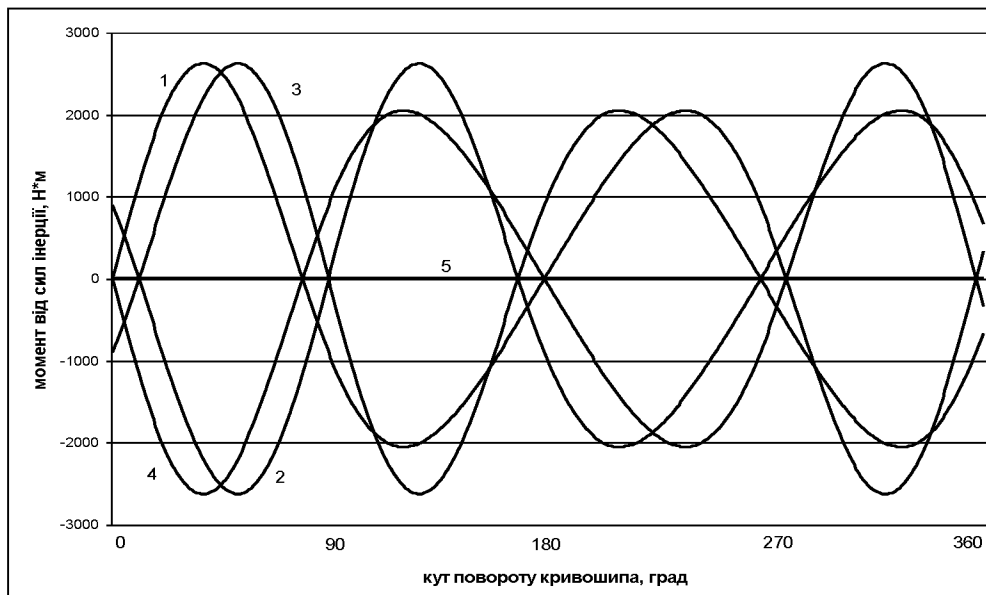


Рис. 3.21. Графіки зміни моментів від сил інерції роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – моменти сил інерції першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент сил інерції

Тоді загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування визначатися залежністю:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} + M_{on3} + M_{on4}. \quad (3.32)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції зміни та побудовано графіки зміни загальних моментів опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 формувальних візків та їхнього сумарного значення – 5 (рис. 3.22). Аналіз цих графіків показує, що значення сумарного загального моменту опору переміщенню формувальних візків установки змінюється в межах від $M_{onmin} = 1583H \cdot m$ до $M_{onmax} = 2558H \cdot m$ [148, 220, 334]. При цьому середнє значення сумарного загального моменту опору становить $M_{onсер} = 1814,1H \cdot m$, тобто таке значення, як і моменту статичного опору. З наведеного вище можна зробити ще один висновок – значення моментів від сил інерції кожного з чотирьох візків впливають лише на рух відповідного візка, а на роботу установки в цілому впливають лише моменти статичного опору переміщенню формувальних візків.

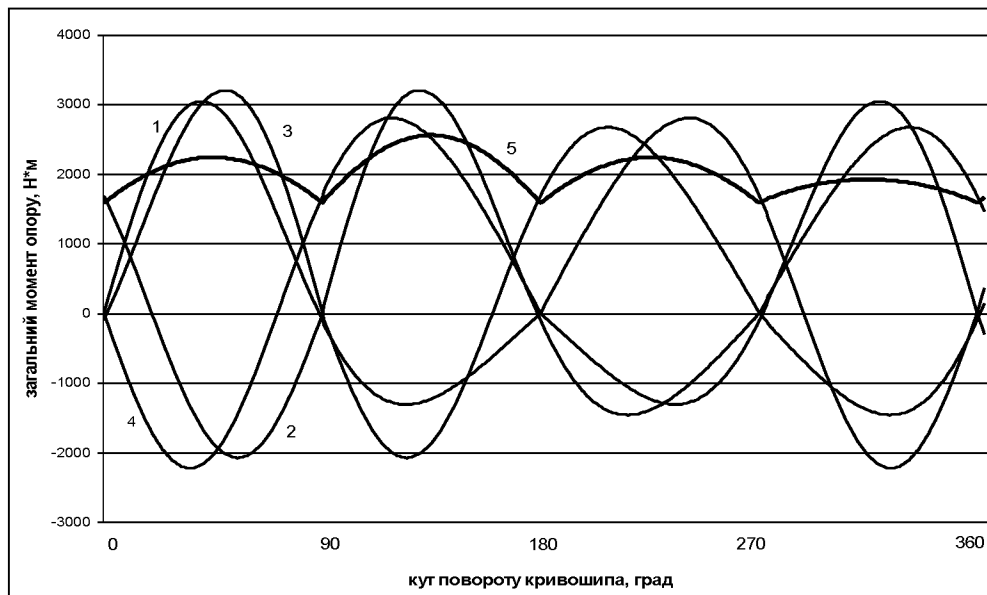


Рис. 3.22. Графіки зміни загального моменту сил опору роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – загальні моменти сил опору першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент загального опору

3.4. Порівняльний аналіз динаміки роликів формувальної установки з рекуперативним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Як уже було встановлено у підрозділах 3.1 та 3.2 та в роботах [146, 148, 154] оптимальне значення кута зміщення кривошипів в установці з рекуперативним приводом на два формувальні візки становить $\Delta\varphi = \pi/2$. Тому саме результати розрахунків установки з таким значенням кута зміщення кривошипів і будуть використані в порівняльному аналізі динаміки роликів формувальної установки.

Для узагальнення порівняльного аналізу динаміки установки з різними приводами пропонується здійснювати його за відносними показниками. Такими показниками є відносні значення відхилень кінетичної енергії ε_1 та ε_2 , розраховані за виразами (3.4).

Для більш ґрунтовного аналізу пропонується ввести ще декілька показників, які містили б у собі характеристику приводу:

– відношення максимального значення сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків, що входять до установки:

$$T_{i\max} = T_{\max} / k, \quad (3.33)$$

де k – кількість формувальних візків в установці (вид приводу);

– відношення середнього значення сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків:

$$T_{icc} = T_{cp} / k; \quad (3.34)$$

– відношення відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії установки від її середнього значення T_{cp} до кількості формувальних візків:

$$\Delta T_{i\max} = \Delta T_{\max} / k; \quad (3.35)$$

– відношення відхилення між максимальним T_{\max} та мінімальним T_{\min} значеннями сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків:

$$\Delta T_i = \Delta T / k. \quad (3.36)$$

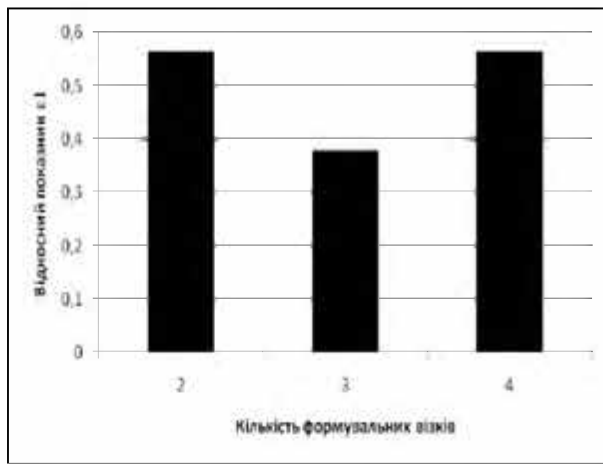
За виразами (3.4) та (3.33)-(3.36) розраховано відносні показники ε_1 і ε_2 та параметри $T_{i\max}$, T_{icc} , $\Delta T_{i\max}$ і ΔT_i для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Результати розрахунків зведено до табл. 3.7.

Таблиця 3.7

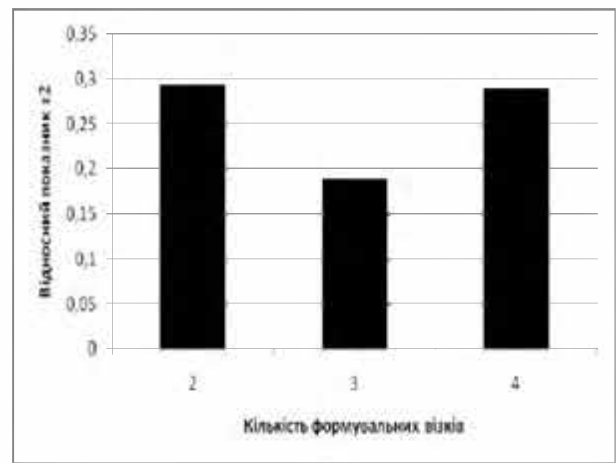
Результати розрахунків

k	ε_1	ε_2	$T_{i\max}$, Дж	T_{icc} , Дж	$\Delta T_{i\max}$, Дж	ΔT_i , Дж
2	0,5652	0,293	1432	1107,5	324,5	626
3	0,378	0,189	1456,73	1225	231,73	462,67
4	0,564	0,289	1432,25	1110,75	321,5	626,25

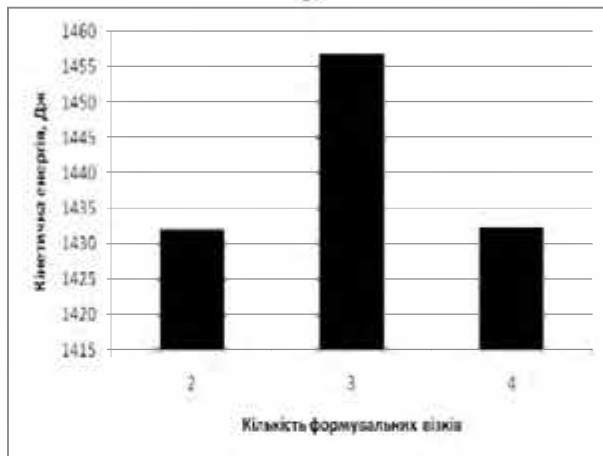
На основі даних табл. 3.7 побудовано гістограми зміни відносних показників ε_1 і ε_2 та параметрів $T_{i\max}$, T_{icc} , $\Delta T_{i\max}$ і ΔT_i (рис. 3.23) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу).



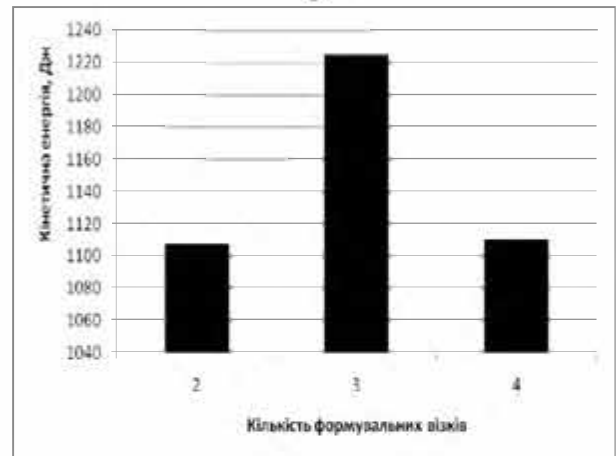
а



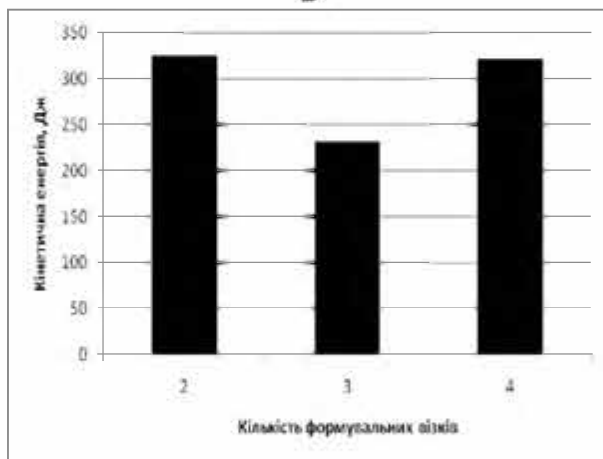
б



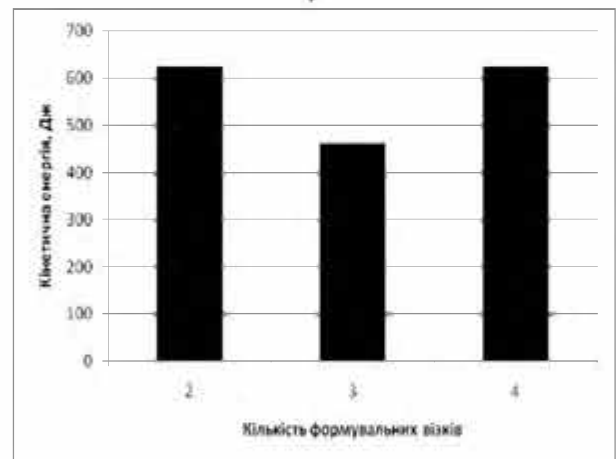
в



г



д



е

Рис. 3.23. Гістограми зміни відносних показників ε_1 (а) і ε_2 (б) та параметрів $T_{i\max}$ (в), $T_{i\text{сс}}$ (г), $\Delta T_{i\max}$ (д) і ΔT_i (е) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу)

Аналізуючи дані табл. 3.7 та гістограми на рис. 3.23, можна зробити висновки: відносні показники ε_1 і ε_2 мають мінімальні значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому вони майже рівні для установки з рекупераційним приводом на два

формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки; параметри $T_{i\max}$ та T_{icc} мають максимальні значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому вони майже рівні для установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки; параметри $\Delta T_{i\max}$ та ΔT_i мають мінімальні значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому вони, як і в попередніх двох випадках, майже рівні для установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки [148, 334].

Для аналізу моментів сил опору пропонується ввести показники, які містили б у собі характеристику приводу:

– відношення максимального значення необхідного сумарного крутного моменту на приводному валу до кількості формувальних візків, що входять до установки:

$$M_{j\text{кр max}} = M_{\text{кр max}} / k ; \quad (3.37)$$

– відношення середнього значення необхідного сумарного крутного моменту на приводному валу до кількості формувальних візків:

$$M_{j\text{кр сеп}} = M_{\text{кр сеп}} / k ; \quad (3.38)$$

– відношення екстремального значення моменту від сил інерції установки $M_{in\text{ ext}}$ до кількості формувальних візків:

$$M_{j\text{ in ext}} = M_{in\text{ ext}} / k ; \quad (3.39)$$

– відношення відхилення між максимальним та мінімальним значеннями моменту від сил інерції установки до кількості формувальних візків:

$$\Delta M_{j\text{ in}} = \Delta M_{in} / k ; \quad (3.40)$$

– відношення максимального значення загального моменту сил опору на приводному валу до кількості формувальних візків:

$$M_{j\text{ on max}} = M_{on\text{ max}} / k ; \quad (3.41)$$

– відношення середнього значення загального моменту сил опору на приводному валу до кількості формувальних візків:

$$M_{j \text{ on сер}} = \frac{M_{\text{on сер}}}{k}. \quad (3.42)$$

За виразами (3.37)-(3.42) розраховано параметри $M_{j \text{ кр max}}$, $M_{j \text{ кр сер}}$, $M_{j \text{ in ext}}$, $\Delta M_{j \text{ in}}$, $M_{j \text{ on max}}$ та $M_{j \text{ on сер}}$ для установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Результати розрахунків зведено до табл. 3.8.

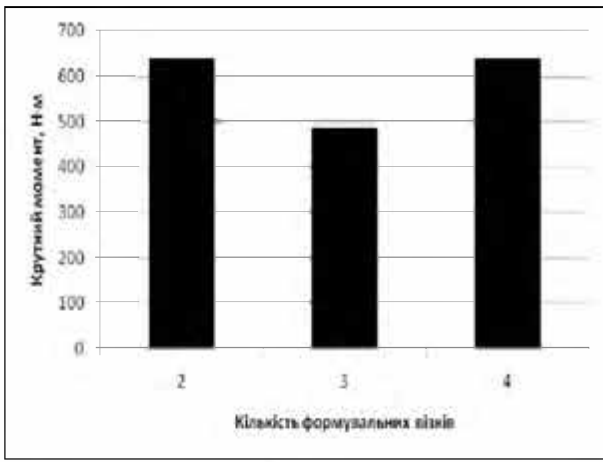
Таблиця 3.8

Результати розрахунків

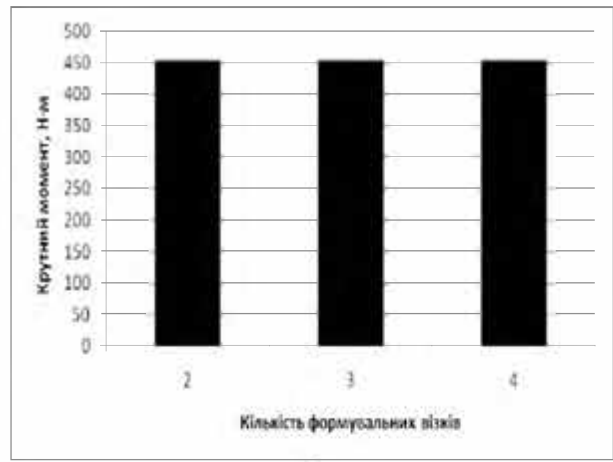
k	$M_{j \text{ кр max}}, H \cdot M$	$M_{j \text{ кр сер}}, H \cdot M$	$M_{j \text{ in ext}}, H \cdot M$	$\Delta M_{j \text{ in}}, H \cdot M$	$M_{j \text{ on max}}, H \cdot M$	$M_{j \text{ on сер}}, H \cdot M$
2	639,5	453,5	588	1175,5	1076,5	453,5
3	484,4	453,5	227,2	454,4	704,1	453,5
4	639,5	453,5	0	0	639,5	453,5

На основі даних табл. 3.8 побудовано гістограми зміни параметрів $M_{j \text{ кр max}}$, $M_{j \text{ кр сер}}$, $M_{j \text{ in ext}}$, $\Delta M_{j \text{ in}}$, $M_{j \text{ on max}}$ та $M_{j \text{ on сер}}$ (рис. 3.24) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу).

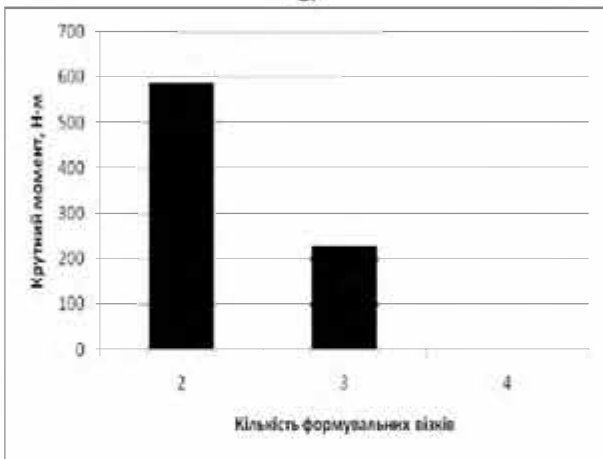
Аналізуючи дані табл. 3.8 та гістограми на рис. 3.24, можна зробити висновки: параметр $M_{j \text{ кр max}}$ має мінімальне значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому він абсолютно рівний для установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки; параметри $M_{j \text{ кр сер}}$ та $M_{j \text{ on сер}}$ рівні між собою і мають однакові значення у всіх трьох установках; параметри $M_{j \text{ in ext}}$, $\Delta M_{j \text{ in}}$ та $M_{j \text{ on max}}$ мають мінімальні значення для установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки, а максимальні значення – для установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки, причому параметри $M_{j \text{ in ext}}$ та $\Delta M_{j \text{ in}}$ для установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки взагалі рівні нулю.



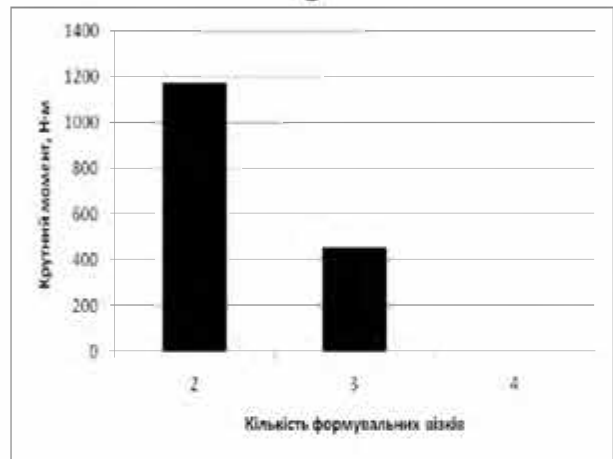
а



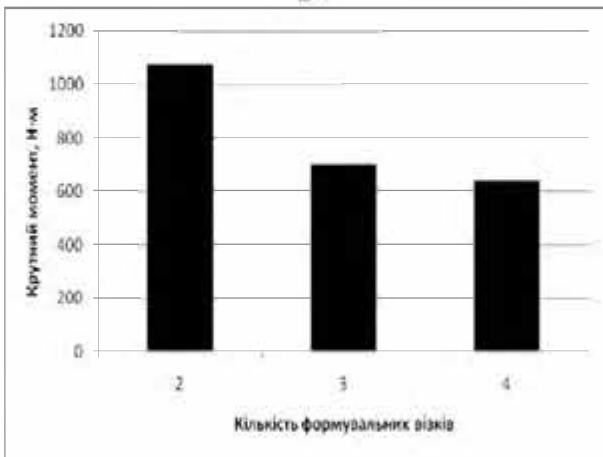
б



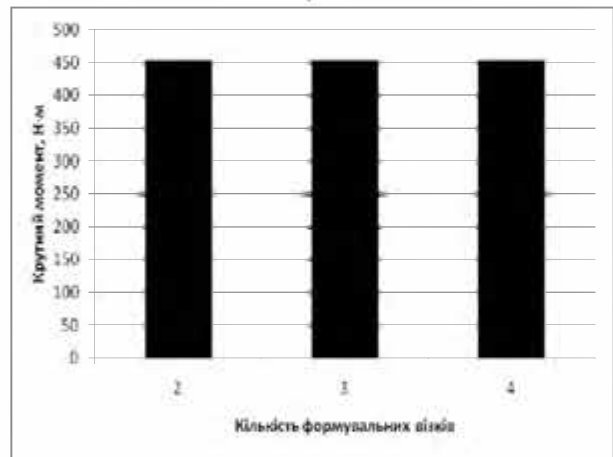
в



г



д



е

Рис. 3.24. Гістограми зміни параметрів $M_{j\text{кр max}}$ (а), $M_{j\text{кр ср}}$ (б), $M_{j\text{ін ext}}$ (в), $\Delta M_{j\text{ін}}$ (г), $M_{j\text{оп max}}$ (д) та $M_{j\text{оп ср}}$ (е) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу)

РОЗДІЛ 4

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

4.1. Оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму роликів формувальної установки з рекупераційним приводом

В багатьох випадках для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Так, для роликів формувальної установки з рекупераційним приводом, кінематична схема якої показана на рис. 2.1, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна l та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків a [109, 111, 115, 148, 334, 362].

Оскільки візки 1 та 2 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то прийнято значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків рівним нулю, тобто $a = 0$.

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази для обчислення сумарної кінетичної енергії установки (2.1) та для визначення її середнього значення (3.1).

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде дорівнювати [189]:

$$T_{\min 1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (4.1)$$

де $V_{cp} = \frac{S}{t_1/2}$ – середнє значення швидкості візка за один оберт кривошипа,

$S = 2 \cdot r$ – відстань від одного крайнього положення візка до іншого.

Підставивши всі значення, отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 2 \cdot T_{\min 1} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 4 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (4.2)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

$$k_1 = \frac{T_{\text{ext}}}{T_{cp}}; \quad k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{\min}}; \quad k_3 = \frac{T_{\text{ext}}}{T_{\min}}, \quad (4.3)$$

де T_{ext} – екстремальне значення сумарної кінетичної енергії.

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (3.6), (3.13) та (3.16) для обчислення моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків.

Для роlikової формувальної установки з уже наведеними параметрами, а також із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$ визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{\min} = 1777,8 \text{ Дж}$; визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l в межах від $l = 0,5 \text{ м}$ до $l = 1,5 \text{ м}$ [189]. Ці характеристики зведені в табл. 4.1.

На основі даних табл. 4.1 побудовано графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки T_{\max} (рис. 4.1) та її середнього значення T_{cp} (рис. 4.2), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4.3), k_2 (рис. 4.4) та k_3 (рис. 4.5), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{\text{заг.макс}}$ (рис. 4.6) в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи дані табл. 4.1 та графіки на рис. 4.1-4.6, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від $l = 0,5 \text{ м}$ до $l = 0,8 \text{ м}$ різко спадає, а потім наступає його плавна стабілізація; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l = 0,6 \text{ м}$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання. Показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 та k_3 спа-

дають при всіх значеннях довжини шатуна. Показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l = 0,6\text{ м}$, а потім починає зростати. Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору можна прослідкувати його різкий спад на відрізок від $l = 0,5\text{ м}$ до $l = 0,9\text{ м}$ з подальшою стабілізацією.

Таблиця 4.1

Результати розрахунків

$l, \text{ м}$	$T_{\text{max}}, \text{ Дж}$	$T_{\text{cp}}, \text{ Дж}$	k_1	k_2	k_3	$M_{\text{заг. max}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$
0,5	3568,9	2178,8	1,5857	1,3532	2,14585	4054,3
0,6	3298,82	2169,64	1,4791	1,3481	1,9939	3356,5
0,7	3125,6	2173,63	1,4044	1,3503	1,8965	2897
0,8	3006,94	2184,24	1,349	1,3563	1,8297	2573,53
0,9	2924,23	2198,55	1,307	1,3643	1,7832	2334,6
1,0	2864	2215,1	1,2734	1,3737	1,7493	2152,9
1,1	2819,86	2233,1	1,2462	1,3838	1,7245	2011,23
1,2	2787,6	2252,1	1,2237	1,3945	1,7064	1896
1,3	2764,3	2271,73	1,2047	1,4055	1,6933	1803,5
1,4	2747,86	2291,87	1,1886	1,4168	1,684	1725,62
1,5	2736,83	2312,37	1,1746	1,4284	1,6778	1661



Рис. 4.1. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії T_{max} в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.2. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.3. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.4. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.5. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.6. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{заг. max}^*$ в залежності від довжини шатуна

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликової формувальної установки з рекуперативним приводом рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,6\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$. Така оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

4.2. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки були використані вирази для обчислення сумарної кінетичної енергії установки (2.65) та для визначення її середнього значення (3.1).

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде визначатися виразом (4.1) [189, 191].

Підставивши всі значення у рівність (2.65), отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 3 \cdot T_{\min 1} = 3 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 6 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (4.4)$$

Відносні значення відхилень кінетичної енергії для даної установки визначаються виразами (4.3).

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (3.19), (3.22) та (3.24) для обчислення моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків.

Для роликової формувальної установки з уже наведеними параметрами визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{\min} = 2666,7 \text{ Дж}$; визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l в межах від $l = 0,5 \text{ м}$ до $l = 1,5 \text{ м}$ [148, 191, 192, 334]. Ці характеристики зведені в табл. 4.2.

На основі даних табл. 4.2 побудовано графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки T_{\max} (рис. 4.7) та її середнього значення

T_{cp} (рис. 4.8), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4.9), k_2 (рис. 4.10) та k_3 (рис. 4.11), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{заг.макс}$ (рис. 4.12) в залежності від довжини шатуна.

Таблиця 4.2

Результати розрахунків

$l, м$	$T_{max}, Дж$	$T_{cp}, Дж$	k_1	k_2	k_3	$M_{заг.макс}, Н \cdot м$
0,5	5058,2	3621,0	1,397	1,3579	1,8968	2970,7
0,6	4782,9	3607,2	1,326	1,3527	1,7936	2651,4
0,7	4611,9	3613,1	1,276	1,3549	1,7294	2446,4
0,8	4499,2	3628,9	1,2398	1,3608	1,6872	2302,4
0,9	4422,6	3650,3	1,2116	1,3688	1,6584	2195,1
1,0	4370,2	3675,0	1,1892	1,3781	1,6387	2112,4
1,1	4334,5	3701,9	1,171	1,3882	1,6254	2045,9
1,2	4311,2	3730,3	1,1557	1,3988	1,6167	1991,4
1,3	4297,1	3759,7	1,1429	1,4099	1,6114	1945,9
1,4	4290,1	3789,8	1,132	1,4212	1,6088	1906,4
1,5	4288,6	3820,5	1,1225	1,4327	1,6082	1873,6

Аналізуючи дані табл. 4.2 та графіки на рис. 4.7-4.12, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від $l=0,5м$ до $l=0,8м$ різко спадає, а потім настає його плавна стабілізація; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l=0,6м$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання. Показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 та k_3 спадають при всіх значеннях довжини шатуна. Показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l=0,6м$, а потім починає зростати. Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору, можна прослідкувати його різкий спад на відріжку від $l=0,5м$ до $l=0,9м$ з подальшою стабілізацією [148, 191, 192, 334].

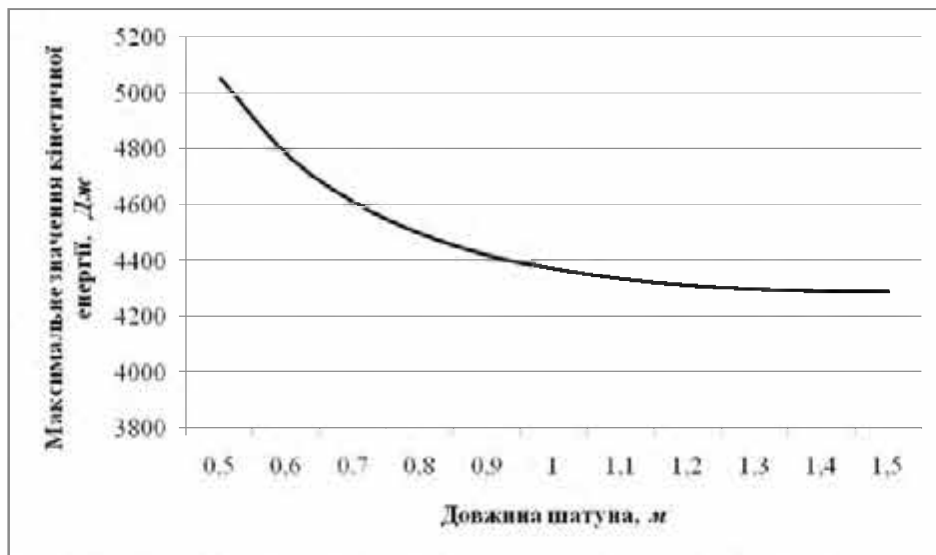


Рис. 4.7. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії T_{\max} в залежності від довжини шатуна

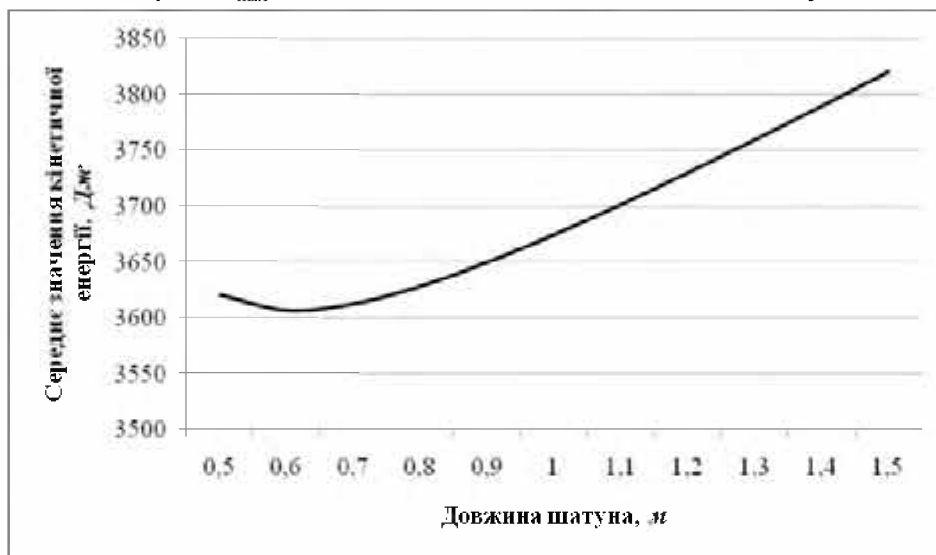


Рис. 4.8. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна

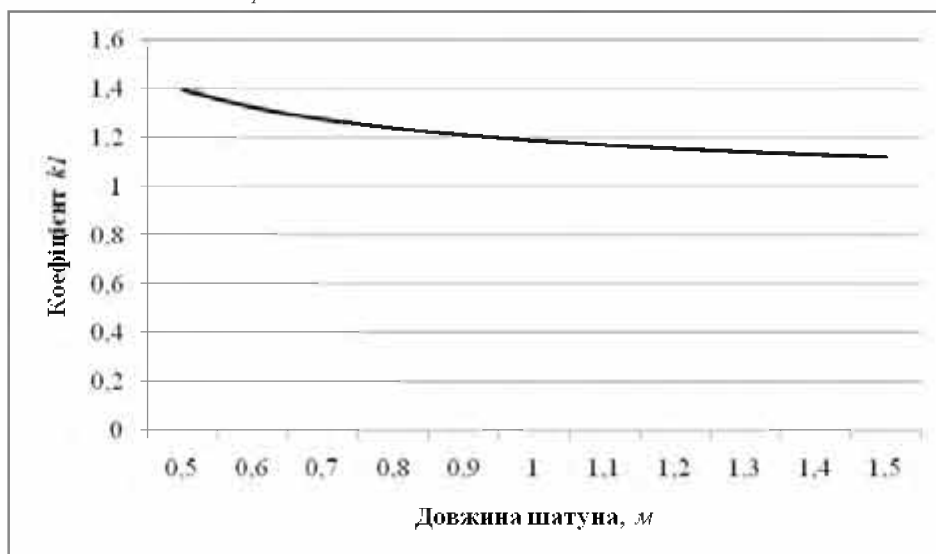


Рис. 4.9. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна

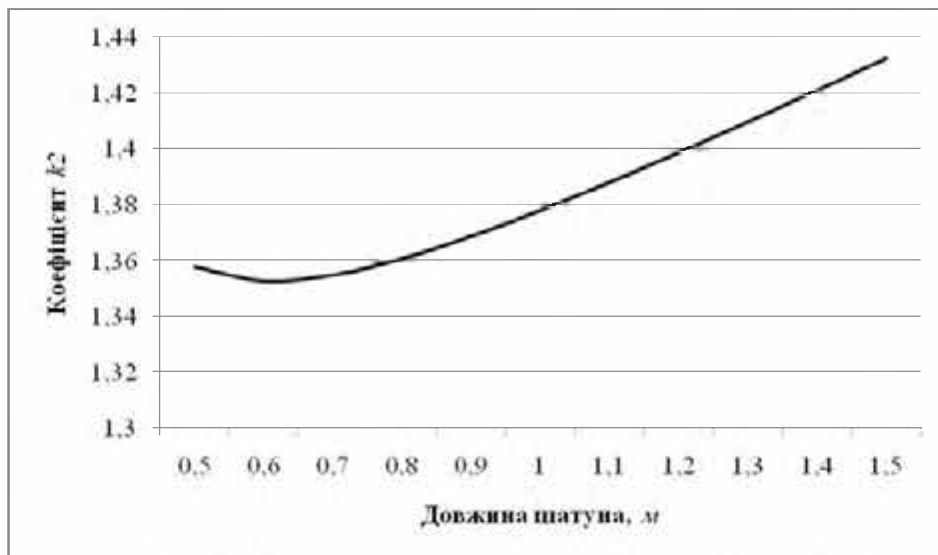


Рис. 4.10. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна

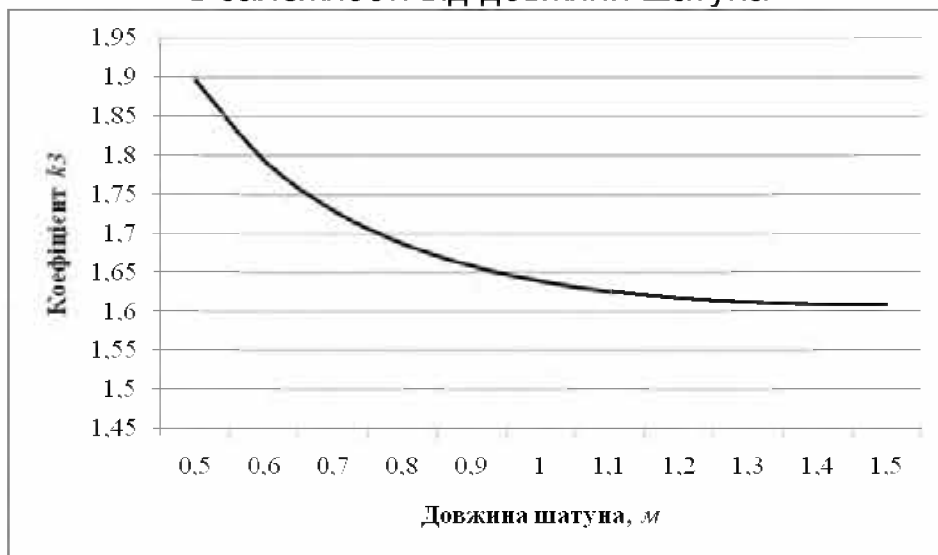


Рис. 4.11. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна

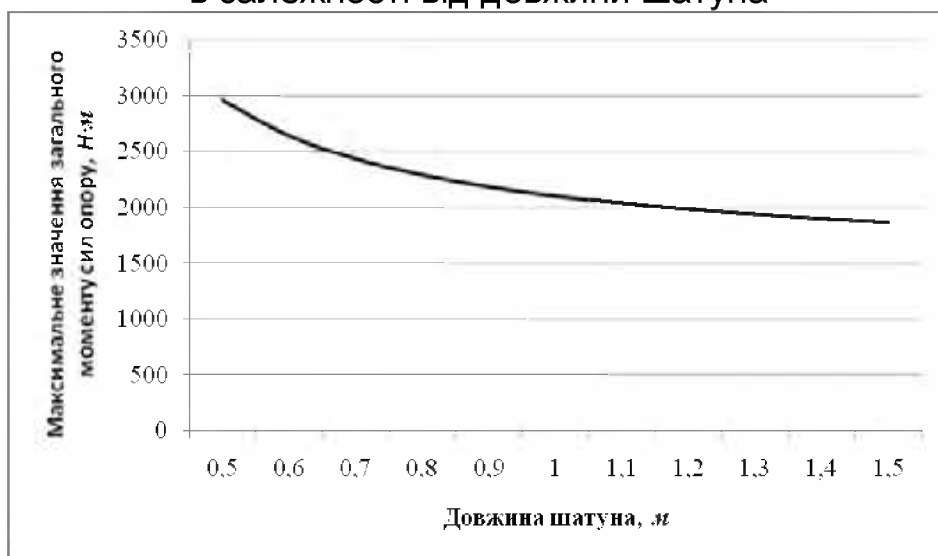


Рис. 4.12. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{zag\ max}$ в залежності від довжини шатуна

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l=0,6\text{ м}$ до $l=0,8\text{ м}$. Така оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

4.3. Оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки були використані вирази для обчислення сумарної кінетичної енергії установки (3.26) та для визначення її середнього значення (3.1).

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки визначається виразом (4.1) [189, 190].

Підставивши всі значення у рівність (3.26), отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 4 \cdot T_{\min 1} = 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 8 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (4.5)$$

Відносні значення відхилень кінетичної енергії для даної установки визначаються виразами (4.3).

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (3.27), (3.30) та (3.32) для обчислення моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків.

Для роликової формувальної установки з уже наведеними параметрами визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{\min} = 3555,6 \text{ Дж}$; визначені відносні значення

відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l в межах від $l=0,5м$ до $l=1,5м$ [148, 190, 334, 383]. Ці характеристики зведені в табл. 4.3.

На основі даних табл. 4.3 побудовано графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки T_{\max} (рис. 4.13) та її середнього значення T_{cp} (рис. 4.14), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4.15), k_2 (рис. 4.16) та k_3 (рис. 4.17), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{заг.\max}$ (рис. 4.18) в залежності від довжини шатуна.

Таблица 4.3

Результати розрахунків

$l, м$	$T_{\max}, Дж$	$T_{cp}, Дж$	k_1	k_2	k_3	$M_{заг.\max}, Н \cdot м$
0,5	7374,4	4377,7	1,6845	1,2312	2,074	2926,7
0,6	6790,2	4361,1	1,557	1,2265	1,9097	2799,7
0,7	6399,8	4368,2	1,4651	1,2285	1,7999	2711,8
0,8	6103,7	4387,3	1,39121	1,2339	1,7166	2647,1
0,9	5909,1	4413,1	1,339	1,2412	1,6619	2597,4
1,0	5729,0	4443,0	1,2894	1,2496	1,6113	2558,0
1,1	5612,4	4475,5	1,254	1,2587	1,5785	2525,9
1,2	5504,0	4509,9	1,2204	1,2684	1,548	2499,4
1,3	5413,4	4545,4	1,1909	1,2784	1,5225	2476,9
1,4	5336,6	4581,8	1,1647	1,2886	1,5009	2457,8
1,5	5270,6	4618,9	1,1411	1,299	1,4823	2441,2

Аналізуючи дані табл. 4.3 та графіки на рис. 4.13-4.18, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки спадає при всіх значеннях довжини шатуна; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l=0,6м$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання. Показники відносного відхилення кінетичної енергії

тичної енергії k_1 та k_3 спадають при всіх значеннях довжини шатуна. Показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l = 0,6\text{ м}$, а потім починає зростати. Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору можна прослідкувати його спадання при всіх значеннях довжини шатуна.

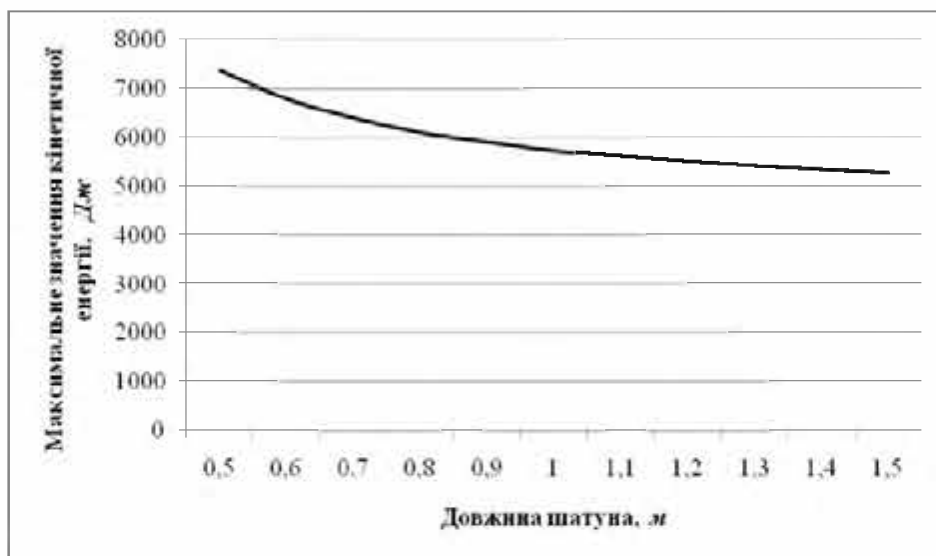


Рис. 4.13. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії T_{\max} в залежності від довжини шатуна

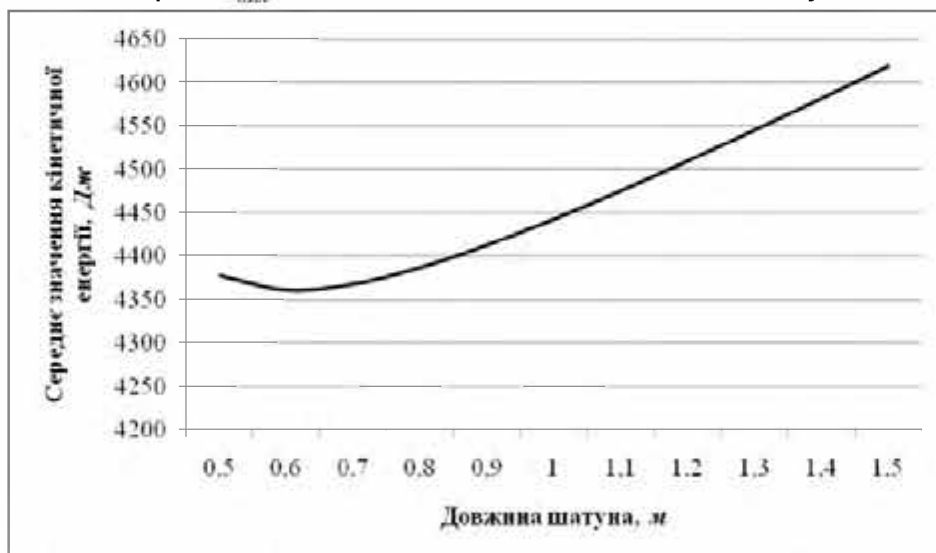


Рис. 4.14. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,6\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$.

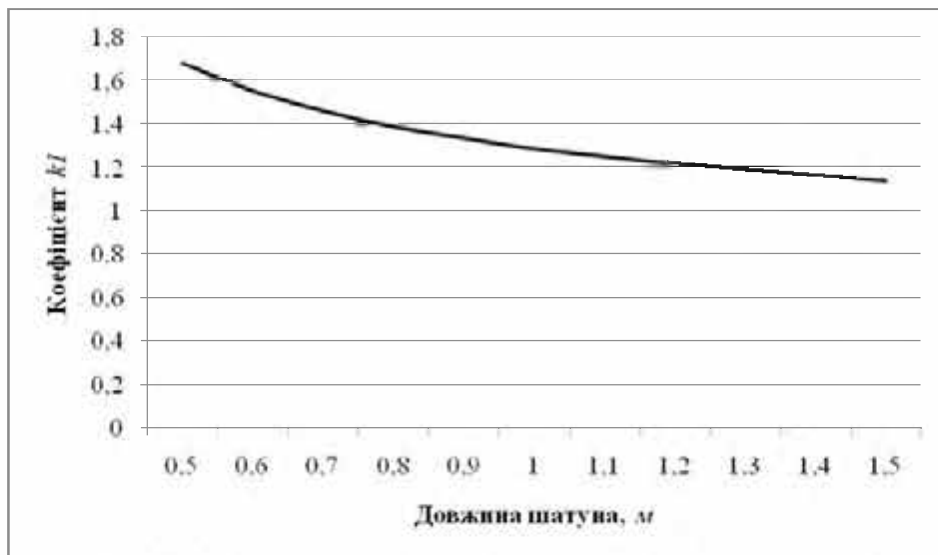


Рис. 4.15. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна

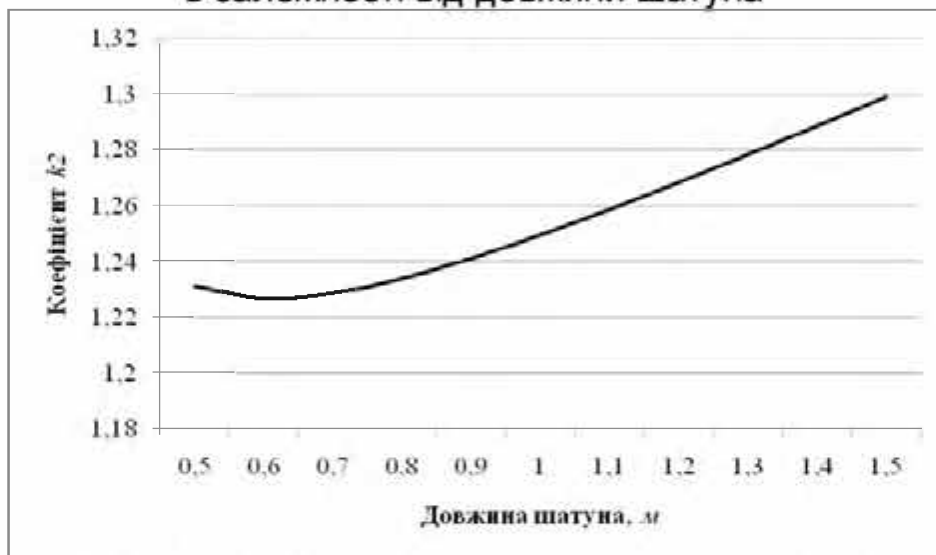


Рис. 4.16. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна

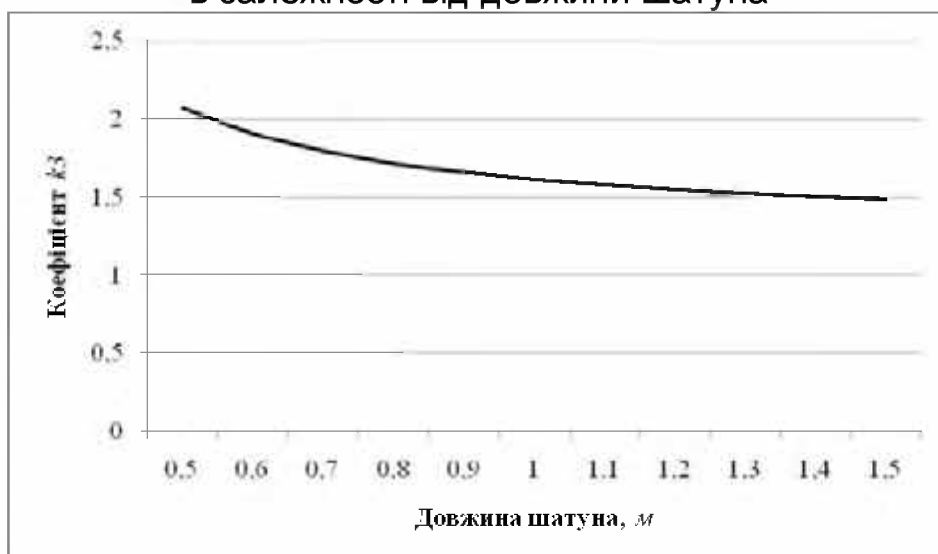


Рис. 4.17. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна

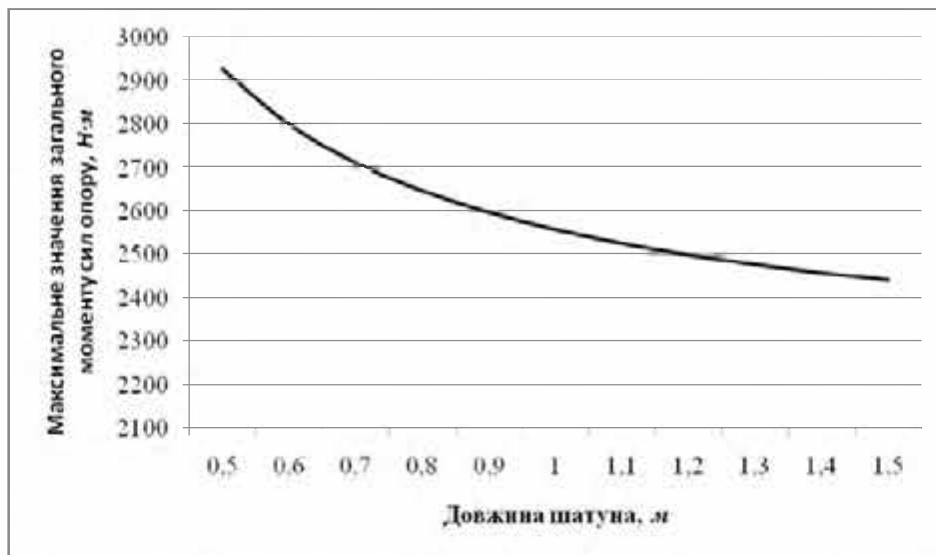


Рис. 4.18. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{заг, max}$ в залежності від довжини шатуна

Проведена оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

В результаті проведених досліджень встановлено, що для всіх установок (з рекупераційним приводом на два формувальні візки, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки) при незмінному значенні радіуса кривошипів $r = 0,2\text{ м}$ рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,6\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$, тобто рекомендоване співвідношення довжин шатунів і кривошипів має бути в межах від 3-ох до 4-ох [146, 148, 189...192, 334].

РОЗДІЛ 5
ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ
МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

5.1. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

В роликовій формувальній установці з рекупераційним приводом під час її роботи виникають навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка. Для даної установки (рис. 2.3) складено розрахункову схему навантажень на один із формувальних візків (рис. 5.1, а) та на привідний механізм (рис. 5.1, б), визначено геометричні параметри та місця прикладання відповідних навантажень [131, 165]. На інший формувальний візок діють аналогічні навантаження, що відповідають його положенню.

На розрахунковій схемі навантажень на формувальний візок (рис. 5.1, а) 1 – шатун, 2 – формувальний візок, 3 – укочувальчі ролики, 4 – напрямні ролики та 5 – напрямні руху формувального візка [131, 132, 148, 165].

Для установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1 та 2. Спроекувавши всі сили на осі x і y та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{i1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (5.1)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0, \end{cases} \quad (5.2)$$

мних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{i1} та F_{i2} – сили інерції формувальних візків; G_1 та G_2 – сили тяжіння формувальних візків; a , b , c , d , e , z – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувальних роликів; D_1 – діаметр напрямних роликів.

Розв'язавши складені системи рівнянь (5.1) та (5.2) відносно F_1 , F_2 , N_{11} , N_{12} , N_{21} та N_{22} , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12};$$

$$N_{12} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + \\ + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.3)$$

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + \\ + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.4)$$

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}}. \quad (5.5)$$

Користуючись геометричними характеристиками привідного механізму (рис. 2.3) отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right), \quad (5.6)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа першого формувального візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [6, 7, 88]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2, \quad (5.7)$$

де m_1 та m_2 – маси першого та другого формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m$); \ddot{x}_1 та \ddot{x}_2 – функції зміни лінійних прискорень формувальних візків, що визначаються залежностями (2.29) та (2.30).

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами: радіус кривошипа – $r = 0,2\text{ м}$; довжина шатуна – $l = 0,8\text{ м}$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = \dot{\varphi} = 10,5 \text{ рад/с}$; сила опору – $F_0 = 3562\text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома уковувальними роliками радіусом $R = 0,11\text{ м}$ для формування виробів висотою – $h_0 = 0,22\text{ м}$; шириною – $B = 1,164\text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники: $D = 0,22\text{ м}$; $D_1 = 0,046\text{ м}$; $f_{\text{np}} = 0,008$; $G_1 = G_2 = 10000\text{ Н}$; $F_{o11} = F_{o12} = F_{o21} = F_{o22} = 7962\text{ Н}$; $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = 9740\text{ Н}$; $m_1 = m_2 = m = 1000\text{ кг}$; $a = 0,27\text{ м}$; $b = 0,27\text{ м}$; $c = 0,37\text{ м}$; $d = 0,37\text{ м}$; $e = 0,1\text{ м}$ та $z = 0,65\text{ м}$ [3, 350].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (5.3)-(5.5), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1 та F_2 (рис. 5.2) і нормальних реакцій N_{11} , N_{12} , N_{21} та N_{22} (рис. 5.3) напрямних руху формувальних візків на напрямні роliки в залежності від кута повороту кривошипа роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом.

Аналізуючи графіки на рис. 5.2 та 5.3 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні роliки сприймають навантаження від напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу навантаження на перший напрямний ролик значно більше ніж на другий, а під час другої частини циклу – навпаки. Ця нерівномірність спричинена значною величиною зусилля взаємодії робочого органу з бетонною сумішшю.

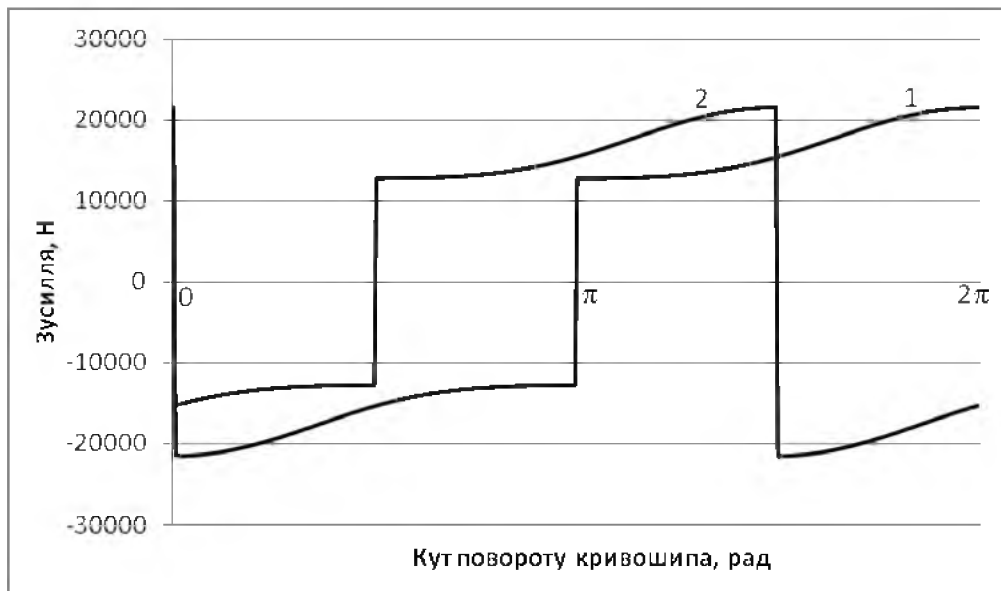


Рис. 5.2. Графіки зміни зусиль в шатунах $F_1 - 1$ та $F_2 - 2$ в залежності від кута повороту кривошипа

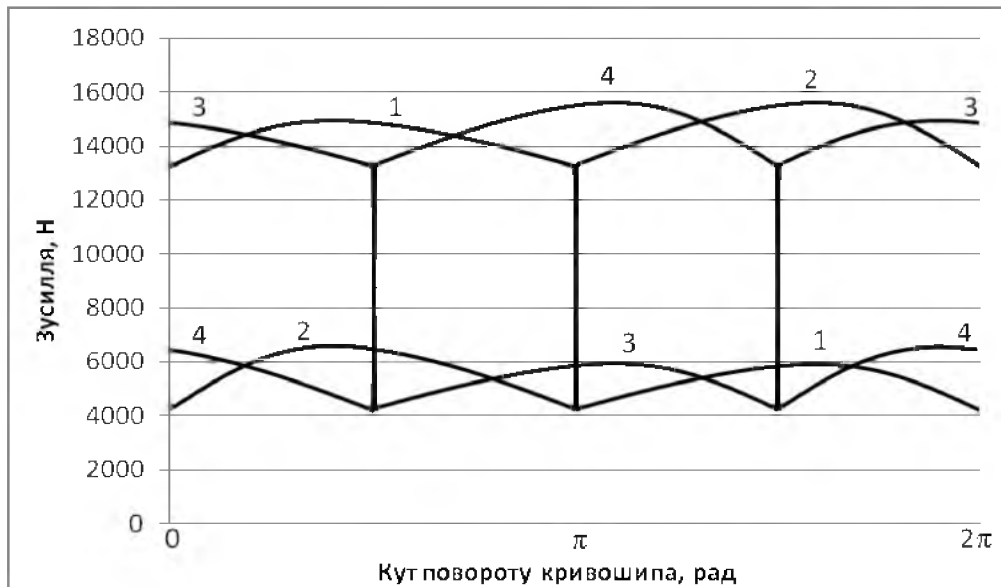


Рис. 5.3. Графіки зміни зусиль $N_{11} - 1$, $N_{12} - 2$, $N_{21} - 3$ та $N_{22} - 4$ в залежності від кута повороту кривошипа

Використавши функції зміни зусиль в шатунах, отримано залежності для визначення необхідного крутного моменту на привідному валу для кожного з візків:

$$M_{\varphi 1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); \quad M_{\varphi 2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right). \quad (5.8)$$

Значення крутного моменту на привідному валу дало змогу визначити функцію зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування для кожного з візків:

$$P_1 = M_{\text{кр}1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{\text{кр}2} \cdot \omega \quad (5.9)$$

та її сумарного значення:

$$P_{\text{сум}} = P_1 + P_2. \quad (5.10)$$

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, та її сумарного значення – 3 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5.4).

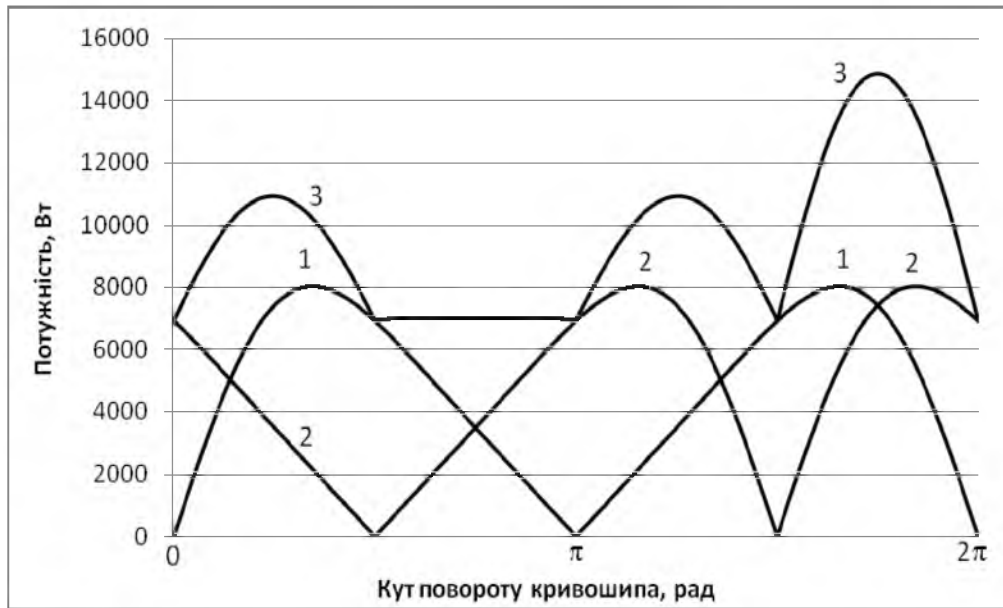


Рис. 5.4. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2 візків та сумарної потужності – 3 установки з рекупераційним приводом в залежності від кута повороту кривошипа

Аналіз графіків на рис. 5.4 показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить $P_{1\text{max}} = 8045,6 \text{ Вт}$. При цьому середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення $P_{1\text{сер}} = 4738,8 \text{ Вт}$. Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить $P_{\text{сум max}} = 14873,2 \text{ Вт}$, а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки має значення $P_{\text{сум сер}} = 9496,9 \text{ Вт}$. З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні рекупераційного приводу на два формувальні візки середнє зна-

чення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $P_{к\text{сер}} = 4748,45 \text{ Вт}$, що майже рівне значенню $P_{1\text{сер}}$, а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $P_{к\text{макс}} = 7436,6 \text{ Вт}$, що в 1,082 рази менше у порівнянні з $P_{1\text{макс}}$.

5.2. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом (рис. 2.10) розрахункова схема навантажень на один із формувальних візків аналогічна тій, що наведена на рис. 5.1, а. На інші два формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням. Розрахункова схема навантажень на привідний механізм даної установки наведена на рис. 5.5 [148, 167, 334].

Для установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1, 2 та 3. Спроекувавши всі сили на осі x і y та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

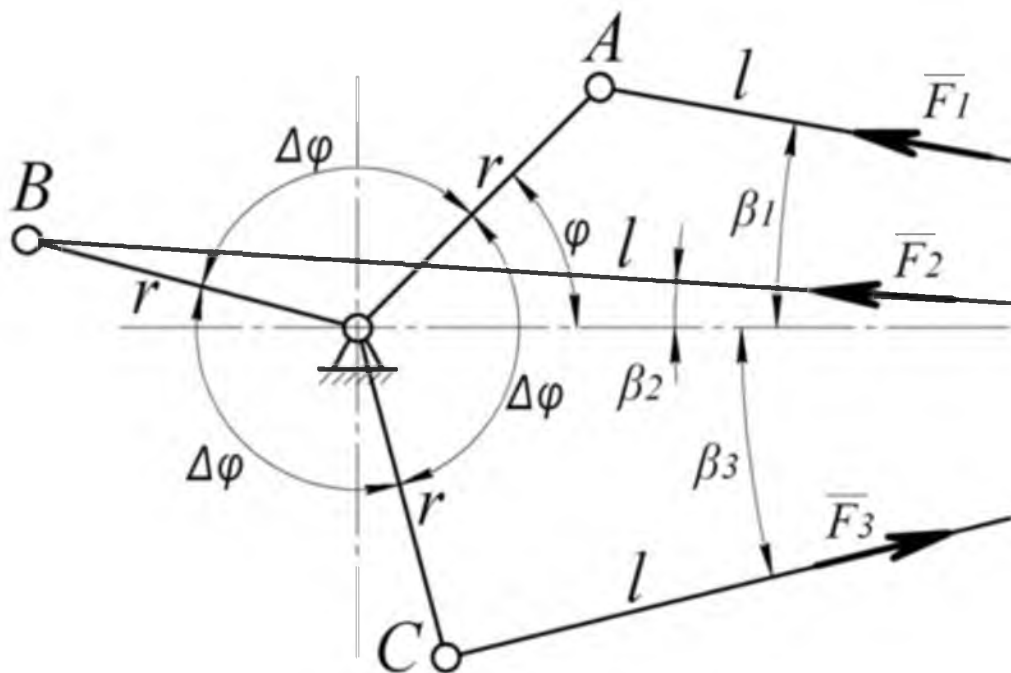


Рис. 5.5. Розрахункова схема навантажень на привідний механізм установки з енергетично врівноваженим приводом

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{i1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (5.11)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0; \end{cases} \quad (5.12)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + F_{O31} + F_{O32} + F_{f31} + F_{f32} + F_{i3} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{31} - N_{32} = 0; \\ \sum M_{S3} = -R_{31} \cdot a + F_{O31} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{32} \cdot b + F_{O32} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{31} \cdot c - F_{f31} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{32} \cdot d - F_{f32} \cdot \frac{D_1}{2} - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 = 0, \end{cases} \quad (5.13)$$

де F_1 , F_2 та F_3 – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків; β_1 , β_2 та β_3 – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі; F_{O11} , F_{O12} , F_{O21} , F_{O22} , F_{O31} та F_{O32} – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю; R_{11} , R_{12} , R_{21} , R_{22} , R_{31} та R_{32} – вертикальні сили взаємодії ролика з бетонною сумішшю; N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} та N_{32} – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$, $F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}$, $F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$, $F_{f31} = N_{31} \cdot f_{np}$, $F_{f32} = N_{32} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; f_{np} – коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{i1} , F_{i2} та F_{i3} – сили інерції формувальних візків; G_1 , G_2 та G_3 – сили тяжіння формувальних візків; a , b , c , d , e , z –

геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувальних роликів; D_1 – діаметр напрямних роликів.

Розв'язавши складені системи рівнянь (5.11)-(5.13) відносно $F_1, F_2, F_3, N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}$ та N_{32} , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12};$$

$$N_{12} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + \\ + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 \end{array} \right)}{(d + c)};$$
(5.14)

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + \\ + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 \end{array} \right)}{(d + c)};$$
(5.15)

$$N_{31} = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{32};$$

$$N_{32} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{31} \cdot a + (F_{O31} + F_{O32}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + \\ + (F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 \end{array} \right)}{(d + c)};$$
(5.16)

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}};$$

$$F_3 = \frac{F_{O31} + F_{O32} + (R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot f_{np} + F_{i3}}{\cos \beta_3 - \sin \beta_3 \cdot f_{np}}.$$
(5.17)

Користуючись геометричними характеристиками приводного механізму (рис. 2.10), отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right); \quad \beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)\right), \quad (5.18)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа першого формувального візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [7]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2; \quad F_{i3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3, \quad (5.19)$$

де m_1 , m_2 та m_3 – маси першого, другого та третього формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m$); \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 та \ddot{x}_3 – функції зміни лінійних прискорень формувальних візків, що визначаються залежностями (2.105).

Для роlikової формувальної установки з параметрами: радіус кривошипа – $r = 0,2\text{ м}$; довжина шатуна – $l = 0,8\text{ м}$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = \dot{\varphi} = 10,5\text{ рад/с}$; сила опору – $F_0 = 3562\text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роliками радіусом $R = 0,11\text{ м}$ для формування виробів висотою – $h_0 = 0,22\text{ м}$; шириною – $B = 1,164\text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{вир}} = 0,98$; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники: $D = 0,22\text{ м}$; $D_1 = 0,046\text{ м}$; $f_{\text{np}} = 0,008$; $F_{O11} = F_{O12} = F_{O21} = F_{O22} = F_{O31} = F_{O32} = 7962\text{ Н}$; $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = R_{31} = R_{32} = 9740\text{ Н}$; $a = 0,27\text{ м}$; $b = 0,27\text{ м}$; $c = 0,37\text{ м}$; $d = 0,37\text{ м}$; $e = 0,1\text{ м}$; $z = 0,65\text{ м}$; $G_1 = G_2 = G_3 = 10000\text{ Н}$ та $m_1 = m_2 = m_3 = m = 1000\text{ кг}$ [3, 350].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (5.14)-(5.17), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1 , F_2 та F_3 (рис. 5.6) та нормальних реакцій N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} та N_{32} (рис. 5.7) напрямних руху формувальних візків на напрямні роliки в залежності від кута повороту кривошипа.

Аналізуючи графіки на рис. 5.6 та 5.7 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні роliки сприймають навантаження від напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу наванта-

ження на перший напрямний ролик значно більше ніж на другий, а під час другої частини циклу – навпаки. Ця нерівномірність спричинена значною величиною зусилля взаємодії робочого органу з бетонною сумішшю.

Використавши функції зміни зусиль в шатунах, отримано залежності для визначення необхідного крутного моменту на приводному валу для кожного з візків:

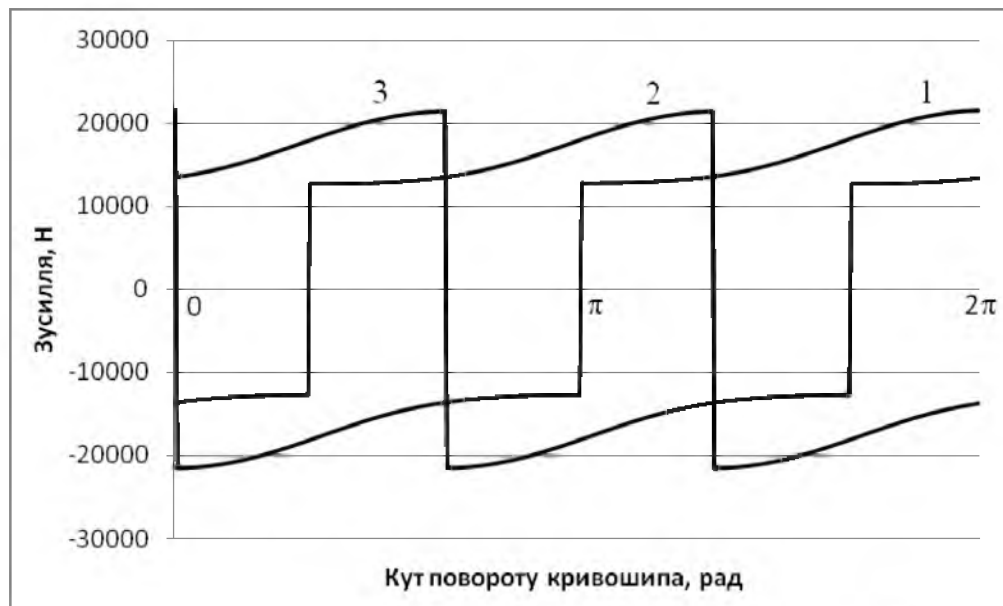


Рис. 5.6. Графіки зміни зусиль в шатунах F_1 – 1, F_2 – 2 та F_3 – 3 в залежності від кута повороту кривошипа

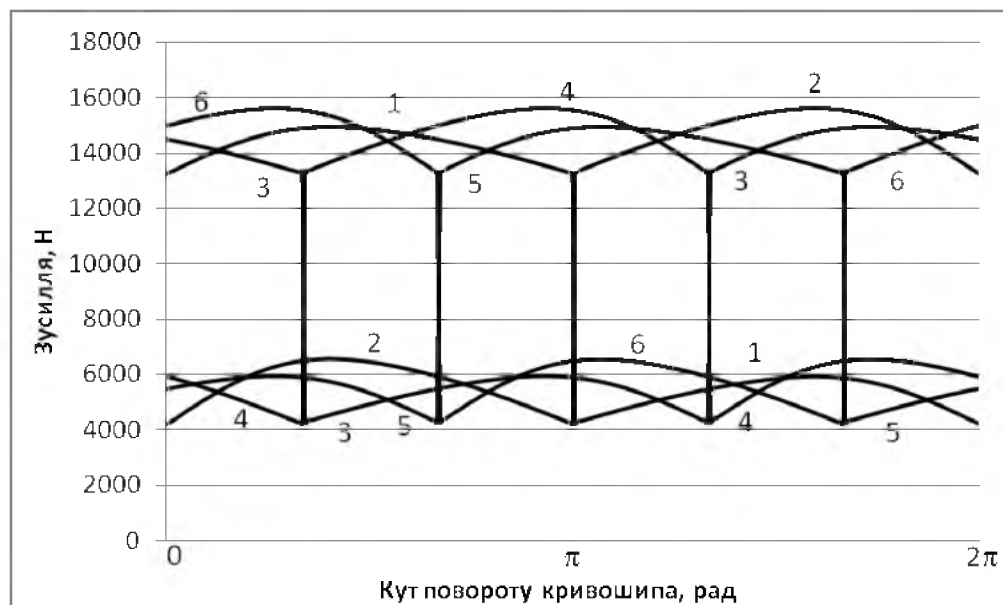


Рис. 5.7. Графіки зміни зусиль N_{11} – 1, N_{12} – 2, N_{21} – 3, N_{22} – 4, N_{31} – 5 та N_{32} – 6 в залежності від кута повороту кривошипа

$$M_{кр1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); \quad M_{кр2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right);$$

$$M_{кр3} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi + \beta_3)\right).$$
(5.20)

Значення крутного моменту на привідному валу дало змогу визначити функцію зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування для кожного з візків:

$$P_1 = M_{кр1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{кр2} \cdot \omega; \quad P_3 = M_{кр3} \cdot \omega$$
(5.21)

та її сумарного значення:

$$P_{сум} = P_1 + P_2 + P_3.$$
(5.22)

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, третього візка – 3 та її сумарного значення – 4 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5.8).

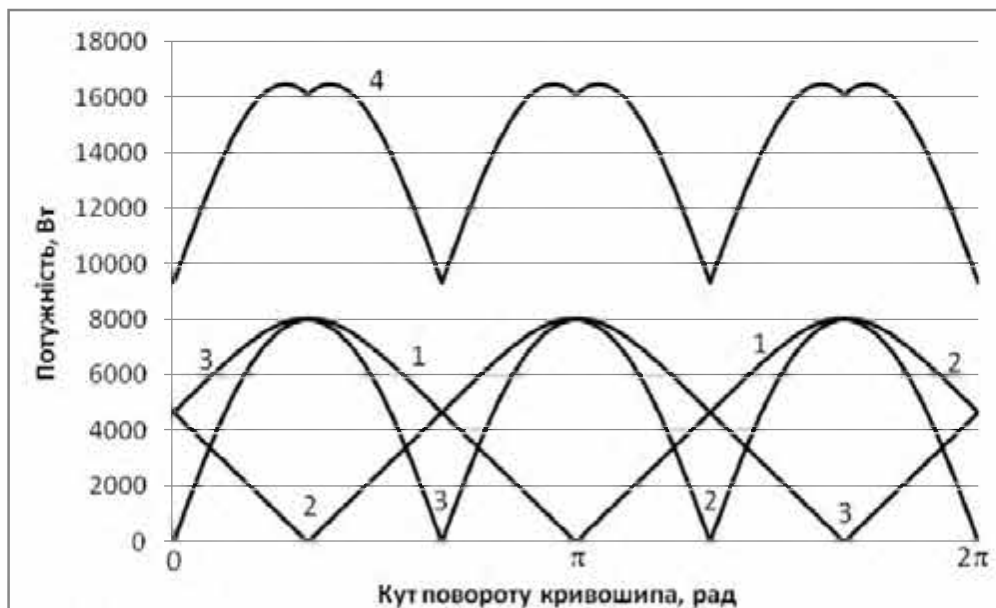


Рис. 5.8. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та сумарної потужності – 4 установки з енергетично врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа

Аналіз графіків на рис. 5.8 показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить $P_{1,2,3 \max} = 8045,6 \text{ Вт}$. При цьому середнє значення цієї по-

тужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення $P_{1,2,3 \text{ сеп}} = 4738,8 \text{ Вт}$. Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить $P_{\text{сум max}} = 16462,1 \text{ Вт}$, а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки має значення $P_{\text{сум сеп}} = 14242,4 \text{ Вт}$. З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки середнє значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $4747,5 \text{ Вт}$, що майже рівне значенню $P_{1,2,3 \text{ сеп}}$, а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $5487,4 \text{ Вт}$, що в 1,466 разів менше у порівнянні з $P_{1,2,3 \text{ max}}$.

5.3. Визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки з врівноваженим приводом

Для роликів формувальної установки з врівноваженим приводом (рис. 2.11) розрахункова схема навантажень на один із формувальних візків аналогічна тій, що наведена на рис. 5.1, а. На інші три формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням. Розрахункова схема навантажень на приводний механізм даної установки наведена на рис. 5.9 [148, 166, 334].

Для установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1, 2, 3 та 4. Спроектувавши всі сили на осі x і y та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{f1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (5.23)$$

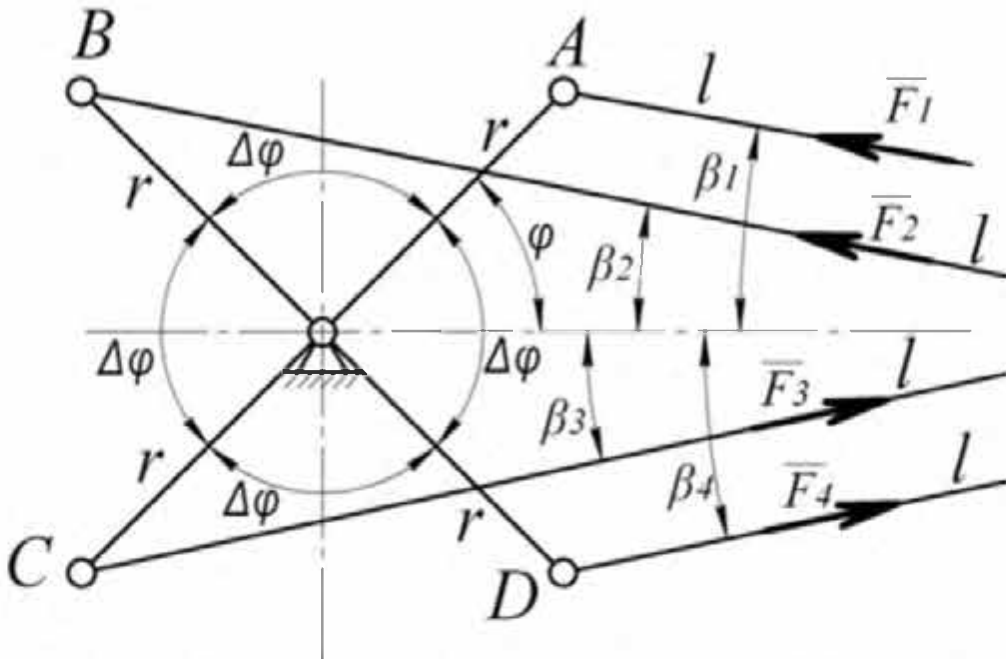


Рис. 5.9. Розрахункова схема навантажень на приводний механізм установки з врівноваженим приводом

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0; \end{cases} \quad (5.24)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + F_{O31} + F_{O32} + F_{f31} + F_{f32} + F_{i3} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{31} - N_{32} = 0; \\ \sum M_{S3} = -R_{31} \cdot a + F_{O31} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + F_{O32} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{31} \cdot c - F_{f31} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{32} \cdot d - F_{f32} \cdot \frac{D_1}{2} - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 = 0, \end{cases} \quad (5.25)$$

– для четвертого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_4 \cdot \cos \beta_4 + F_{O41} + F_{O42} + F_{f41} + F_{f42} + F_{i4} = 0; \\ \sum Y = F_4 \cdot \sin \beta_4 + R_{41} + R_{42} - G_4 - N_{41} - N_{42} = 0; \\ \sum M_{S4} = -R_{41} \cdot a + F_{O41} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{42} \cdot b + F_{O42} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{41} \cdot c - F_{f41} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{42} \cdot d - F_{f42} \cdot \frac{D_1}{2} - F_4 \cdot z \cdot \sin \beta_4 = 0, \end{cases} \quad (5.26)$$

де F_1, F_2, F_3 та F_4 – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотньо-поступальний рух формувальних візків; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ та β_4 – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі; $F_{O11}, F_{O12}, F_{O21}, F_{O22}, F_{O31}, F_{O32}, F_{O41}$ та F_{O42} – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю; $R_{11}, R_{12}, R_{21}, R_{22}, R_{31}, R_{32}, R_{41}$ та R_{42} – вертикальні сили взаємодії ролика з бетонною сумішшю; $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ та N_{42} – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$, $F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}$, $F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$, $F_{f31} = N_{31} \cdot f_{np}$, $F_{f32} = N_{32} \cdot f_{np}$, $F_{f41} = N_{41} \cdot f_{np}$, $F_{f42} = N_{42} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; f_{np} – коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{i1}, F_{i2}, F_{i3} та F_{i4} – сили інерції формувальних візків; G_1, G_2, G_3 та G_4 – сили тяжіння формувальних візків; a, b, c, d, e, z – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувальних роликів; D_1 – діаметр напрямних роликів.

Розв'язавши складені системи рівнянь (5.23)-(5.26) відносно $F_1, F_2, F_3, F_4, N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ та N_{42} , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12};$$

$$N_{12} = \frac{\left(-R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + \right.}{(d + c)} \cdot \left. + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 \right); \quad (5.27)$$

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{\left(-R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + \right.}{(d + c)} \cdot \left. + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 \right); \quad (5.28)$$

$$N_{31} = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{32};$$

$$N_{32} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{31} \cdot a + (F_{O31} + F_{O32}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + \\ + (F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.29)$$

$$N_{41} = F_4 \cdot \sin \beta_4 + R_{41} + R_{42} - G_4 - N_{42};$$

$$N_{42} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{41} \cdot a + (F_{O41} + F_{O42}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{42} \cdot b + \\ + (F_4 \cdot \sin \beta_4 + R_{41} + R_{42} - G_4) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_4 \cdot z \cdot \sin \beta_4 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.30)$$

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}};$$

$$F_3 = \frac{F_{O31} + F_{O32} + (R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot f_{np} + F_{i3}}{\cos \beta_3 - \sin \beta_3 \cdot f_{np}};$$

$$F_4 = \frac{F_{O41} + F_{O42} + (R_{41} + R_{42} - G_4) \cdot f_{np} + F_{i4}}{\cos \beta_4 - \sin \beta_4 \cdot f_{np}}. \quad (5.31)$$

Користуючись геометричними характеристиками приводного механізму (рис. 2.11) отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right);$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)\right); \quad \beta_4 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)\right), \quad (5.32)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа першого формувального візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [7]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2; \quad F_{i3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3; \quad F_{i4} = -m_4 \cdot \ddot{x}_4, \quad (5.33)$$

де m_1 , m_2 , m_3 та m_4 – маси першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$);

\ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 , \ddot{x}_3 та \ddot{x}_4 – функції зміни лінійних прискорень формувальних візків, що визначаються залежностями (2.109).

Для роликової формувальної установки з параметрами: радіус кривошипа – $r = 0,2 м$; довжина шатуна – $l = 0,8 м$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = \dot{\varphi} = 10,5 рад/с$; сила опору – $F_0 = 3562 Н$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11 м$ для формування виробів висотою – $h_0 = 0,22 м$; шириною – $B = 1,164 м$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{ущ} = 0,98$; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники: $F_{O11} = F_{O12} = F_{O21} = F_{O22} = F_{O31} = F_{O32} = F_{O41} = F_{O42} = 7962 Н$; $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = R_{31} = R_{32} = R_{41} = R_{42} = 9740 Н$; $G_1 = G_2 = G_3 = G_4 = 10000 Н$; $f_{np} = 0,008$; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m = 1000 кг$; $D = 0,22 м$; $D_1 = 0,046 м$; $a = 0,27 м$; $b = 0,27 м$; $c = 0,37 м$; $d = 0,37 м$; $e = 0,1 м$ та $z = 0,65 м$ [3, 350].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (5.27)-(5.31), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1 , F_2 , F_3 та F_4 (рис. 5.10) та нормальних реакцій N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} та N_{42} (рис. 5.11) напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа.

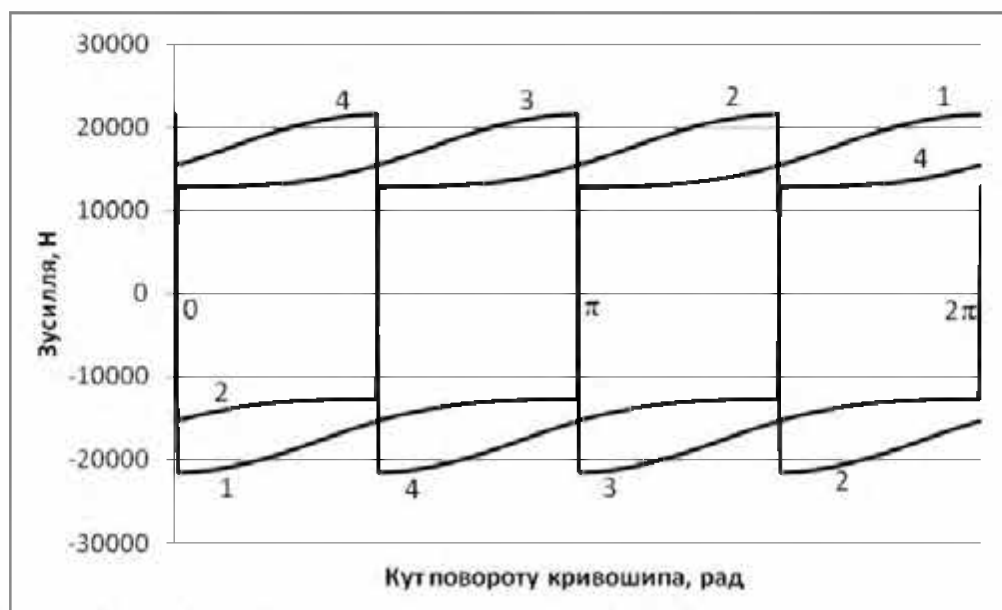


Рис. 5.10. Графіки зміни зусиль в шатунах F_1 – 1, F_2 – 2, F_3 – 3 та F_4 – 4 в залежності від кута повороту кривошипа

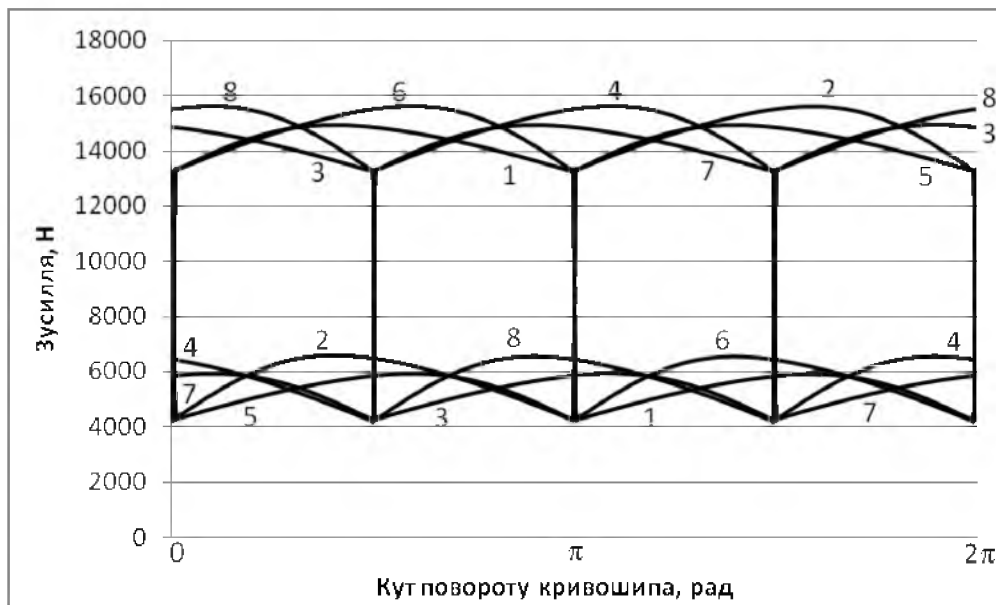


Рис. 5.11. Графіки зміни зусиль $N_{11} - 1$, $N_{12} - 2$, $N_{21} - 3$, $N_{22} - 4$, $N_{31} - 5$, $N_{32} - 6$, $N_{41} - 7$ та $N_{42} - 8$ в залежності від кута повороту кривошипа

Аналізуючи графіки на рис. 5.10 та 5.11 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні ролики сприймають навантаження від напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу навантаження на перший напрямний ролик значно більше ніж на другий, а під час другої частини циклу – навпаки. Ця нерівномірність спричинена значною величиною зусилля взаємодії робочого органу з бетонною сумішшю.

Використавши функції зміни зусиль в шатунах, отримано залежності для визначення необхідного крутного моменту на приводному валу для кожного з візків:

$$\begin{aligned}
 M_{кр1} &= F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); & M_{кр2} &= F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right); \\
 M_{кр3} &= F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi + \beta_3)\right); & M_{кр4} &= F_4 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi + \beta_4)\right).
 \end{aligned}
 \tag{5.34}$$

Значення крутного моменту на приводному валу дало змогу визначити функцію зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування для кожного з візків:

$$P_1 = M_{кр1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{кр2} \cdot \omega; \quad P_3 = M_{кр3} \cdot \omega; \quad P_4 = M_{кр4} \cdot \omega
 \tag{5.35}$$

та її сумарного значення:

$$P_{\text{сум}} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4. \quad (5.36)$$

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, третього візка – 3, четвертого візка – 4 та її сумарного значення – 5 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5.12).

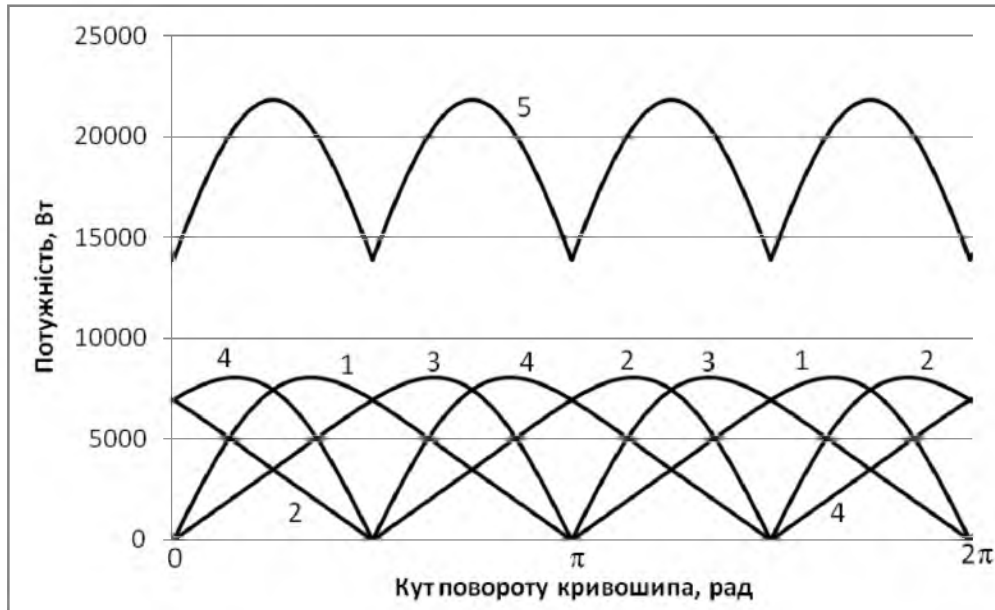


Рис. 5.12. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 візків та сумарної потужності – 5 установки з врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа

Аналіз цих графіків показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить $P_{1,2,3,4 \text{ max}} = 8045,6 \text{ Вт}$. При цьому середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення $P_{1,2,3,4 \text{ сер}} = 4738,8 \text{ Вт}$. Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить $P_{\text{сум max}} = 21872,2 \text{ Вт}$, а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки має значення $P_{\text{сум сер}} = 18993,8 \text{ Вт}$. З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні врівноваженого приводу на чотири формувальні візки середнє значення сумарної потужності на кожний формувальний

візок становить $4748,45 \text{ Вт}$, що майже рівне значенню $P_{1,2,3,4 \text{ сер}}$, а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $5468,05 \text{ Вт}$, що в 1,471 рази менше у порівнянні з $P_{1,2,3,4 \text{ max}}$.

5.4. Порівняльний аналіз визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Отримані у підрозділах 5.1-5.3 результати розрахунків середнього $P_{к \text{ сер}}$ та максимального $P_{к \text{ max}}$ значень сумарної потужності на кожний формувальний візок установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два візки, енергетично врівноваженим приводом на три візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки представлені в табл. 5.1 [119, 148, 334].

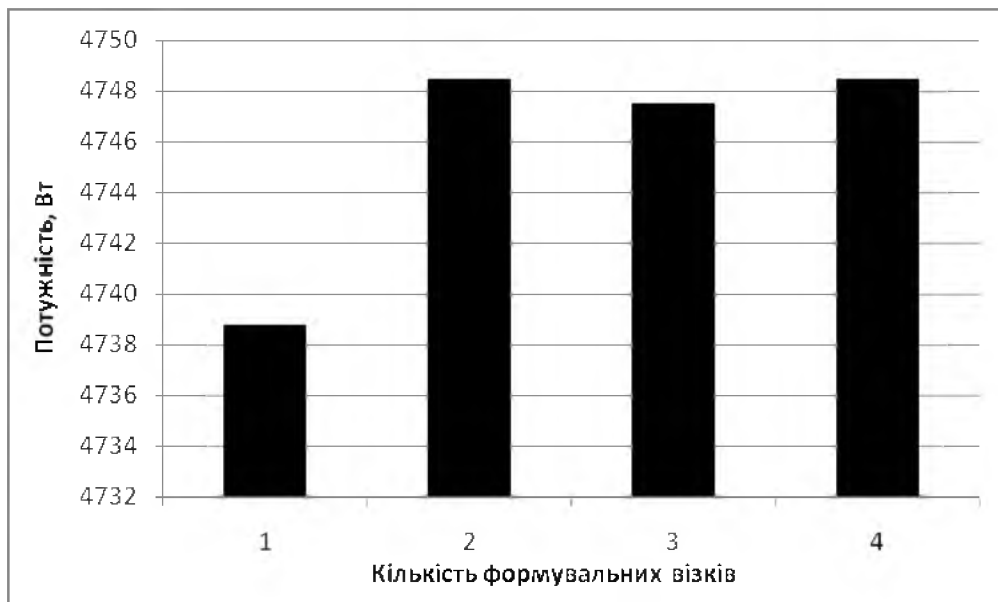
На основі даних табл. 5.1 побудовано гістограми зміни середнього та максимального значень сумарної потужності на кожний формувальний візок в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду привідного механізму (рис. 5.13).

Таблиця 5.1

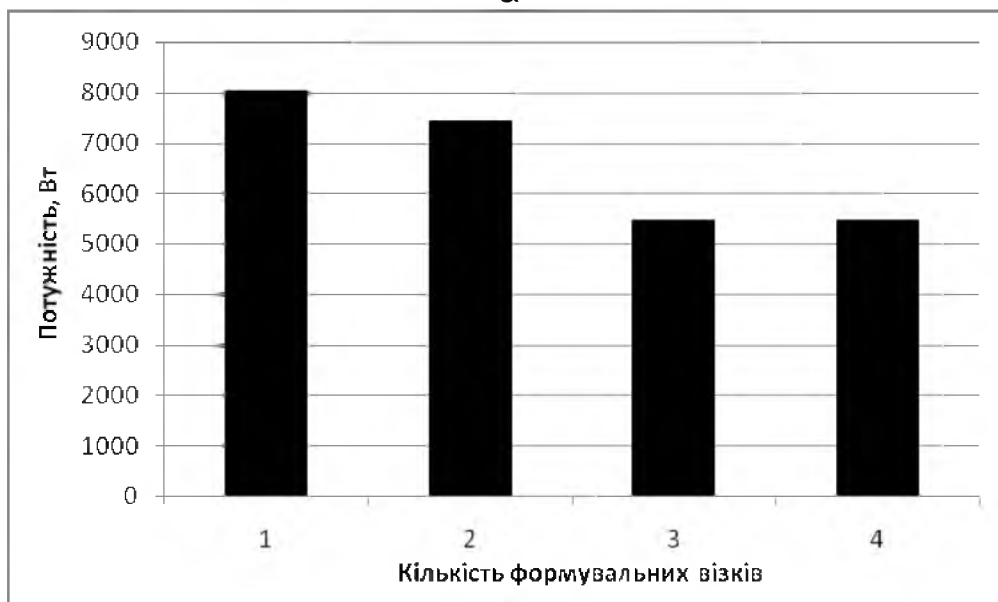
Результати розрахунків

Значення потужності	Установка з кількістю візків *			
	1	2	3	4
$P_{к \text{ сер}}, \text{Вт}$	4738,8	4748,45	4747,5	4748,45
$P_{к \text{ max}}, \text{Вт}$	8045,6	7436,6	5487,4	5468,05

* Примітка. Кількість візків в установці: 1 – установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.



а



б

Рис. 5.13. Гістограми зміни середнього (а) та максимального (б) значень сумарної потужності на кожний формувальний візок в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

Аналіз даних табл. 5.1 та гістограм на рис. 5.13 показує, що мінімум середнього значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок (при цьому всі значення майже рівні між собою), а мінімум максимального значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

РОЗДІЛ 6

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

6.1. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом

В роликових формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші [125, 126, 127, 148, 334, 341], що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки [154]. Тому було прослідковано зміну кутової швидкості кривошипу установки з моменту пуску і при усталеному режимі руху, а також визначено коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності.

Нерівномірність руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок (рис. 1.3) в першому наближенні може бути визначена представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу.

Для такої моделі записано диференційне рівняння руху [125, 148]:

$$J_{36}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{36}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (6.1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $J_{36}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, включаючи силу опору переміщенню формувального візка та силу тяжіння шатуна.

Рівняння (6.1) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку [88, 93]. Тому для його розв'язку використано чисельний метод, запропонований професором Г.Г. Барановим [7, 88, 91, 148, 334, 341]. Згідно з цим методом рівняння (6.1) представлено у вигляді:

$$2 \cdot J_{z\phi}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dJ_{z\phi}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (6.2)$$

Виходячи з умови відсутності сингулярності особливих точок та розривів, замінивши в рівнянні (6.2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dJ_{z\phi} \approx J_{z\phi(i+1)} - J_{z\phi(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано:

$$2 \cdot J_{z\phi(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (J_{z\phi(i+1)} - J_{z\phi(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i} \cdot \Delta\varphi, \quad (6.3)$$

де φ_i , ω_i , $J_{z\phi(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i=0,1,2,\dots,n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $J_{z\phi(i+1)}$ – відповідно кутова координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (6.3) відносно ω_{i+1} , отримано функцію зміни кутової швидкості в кожній наступний момент часу:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)]}{J_{z\phi(i)} \cdot \omega_i} \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot J_{z\phi(i)} - J_{z\phi(i+1)})}{2 \cdot J_{z\phi(i)}} \cdot \omega_i. \quad (6.4)$$

Для розв'язку рівняння (6.4) знайдено всі необхідні характеристики установки при вище наведених її параметрах.

За виразом (3.5) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$, який зображено на рис. 6.1 в залежності від кута повороту кривошипу.

З графіка на рис. 6.1 визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа:

$$M_{op} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 453,5 H \cdot m \quad (6.5)$$

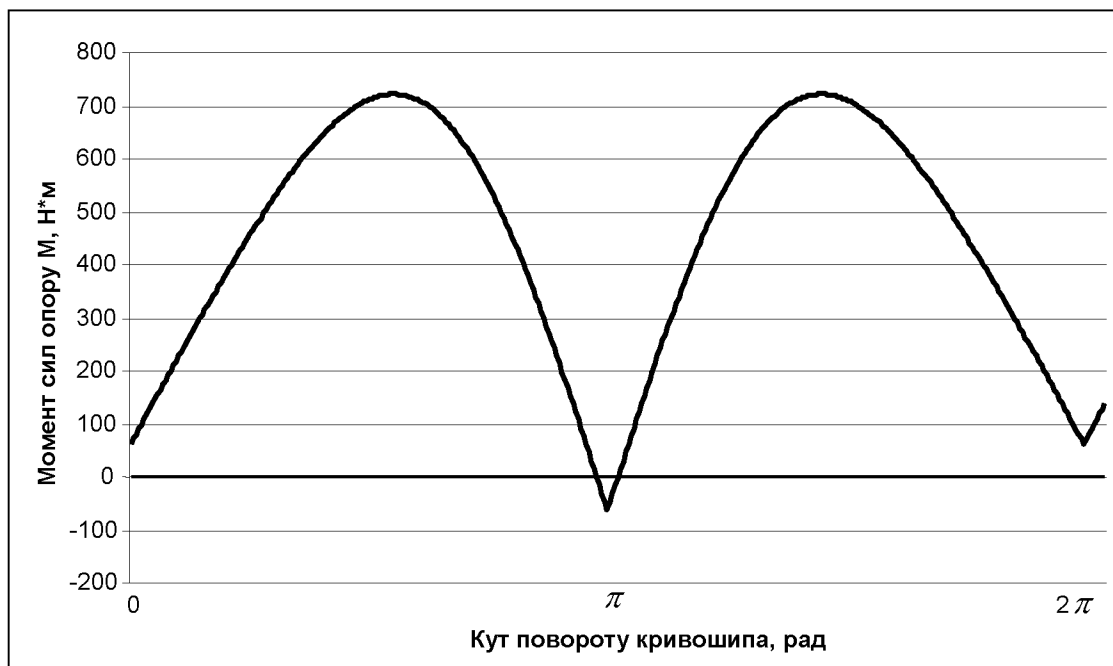


Рис. 6.1. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

і знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна:

$$P_n = \frac{M_{\text{оср}} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{453,5 \cdot 10,467}{10^3 \cdot 0,9} = 5,29 \text{ кВт}, \quad (6.6)$$

де $\omega_1 = 10,47 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість кривошипа; $\eta = 0,9$ – ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [376] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 101,05 \text{ рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 87,16 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{\text{ос}} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна відносно осі його обертання; $M_n = 97,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 54,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{\text{кр}} = 136,075 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_n} = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним передавальним моментом $M_{\text{ном}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{\text{пр}} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $J_{\text{ред}} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за нижченаведеною формулою Клосса [376] побудована механічна характеристика (рис. 6.2):

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[\frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{(\omega_o - \omega_{кр})} \right]^2} \quad (6.7)$$

Виходячи із залежності (6.7), визначено рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta. \quad (6.8)$$

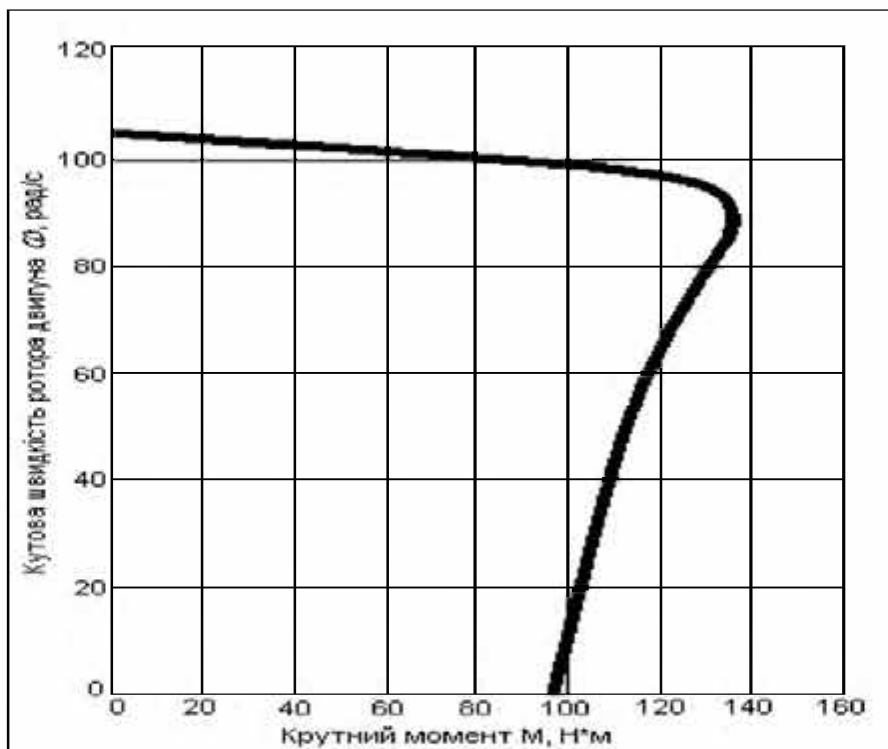


Рис. 6.2. Механічна характеристика двигуна

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції рухомих ланок усієї установки:

$$J_{зв} = J_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + J_{шм} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right], \quad (6.9)$$

де $J_o = (J_{об} + J_m + J_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту електродвигуна; m_1 – маса формувального візка; $J_{су} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатуна відносно його центра мас.

На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипу моменту інерції установки від кута його повороту за цикл руху (рис. 6.3).



Рис. 6.3. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.4).

Час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю:

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (6.10)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипу:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (6.11)$$

де t_i, t_{i+1} – відповідно значення часу руху в положеннях кривошипу i та $i+1$.

За допомогою залежності (6.11) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 6.5).

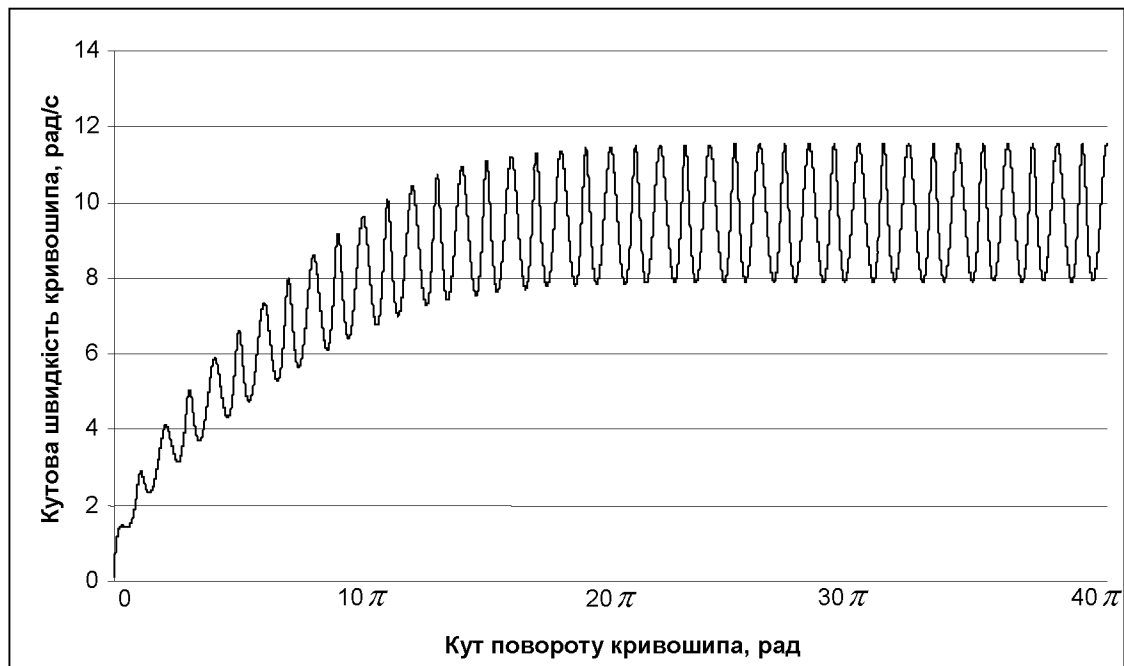


Рис. 6.4. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

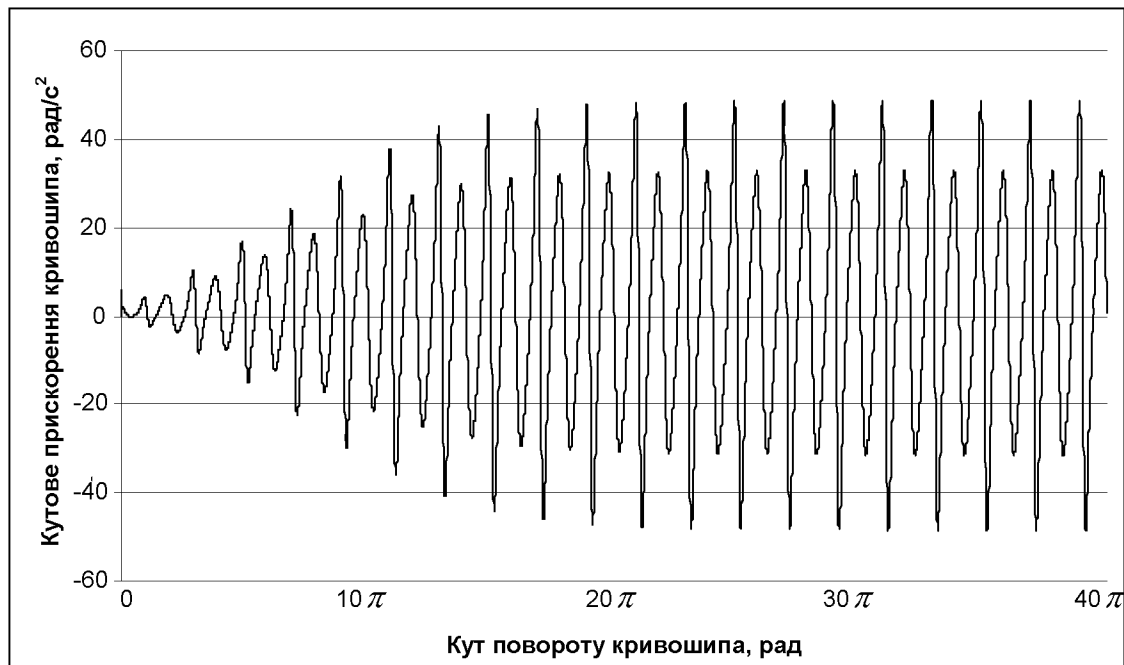


Рис. 6.5. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 6.4 та 6.5, можна побачити, що протягом 10 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а ку-

тове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 10 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 10 обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 7,898 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,5612 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,7296 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [5...7, 125, 148]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,5612 - 7,898}{9,7296} = 0,3765. \quad (6.12)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -48,67 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 48,67 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [6, 7]:

$$\chi = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,51412. \quad (6.13)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формуальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [109]:

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,5612 - 7,898)^2}{9,7296^2} + \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,656. \quad (6.14)$$

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик [337] з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розраховано кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа з застосуванням відповідного маховика (рис. 6.6, 6.7).

Проаналізувавши графіки на рис. 6.6 та 6.7, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху в порівнянні з установкою без маховика ($\delta = 0,071$), але тривалість пуску значно зростає з 10 обертів (без маховика) до 62 обертів (з маховиком з моментом інерції $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на

усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($\chi = 0,0851$, $k_p = 0,0902$).

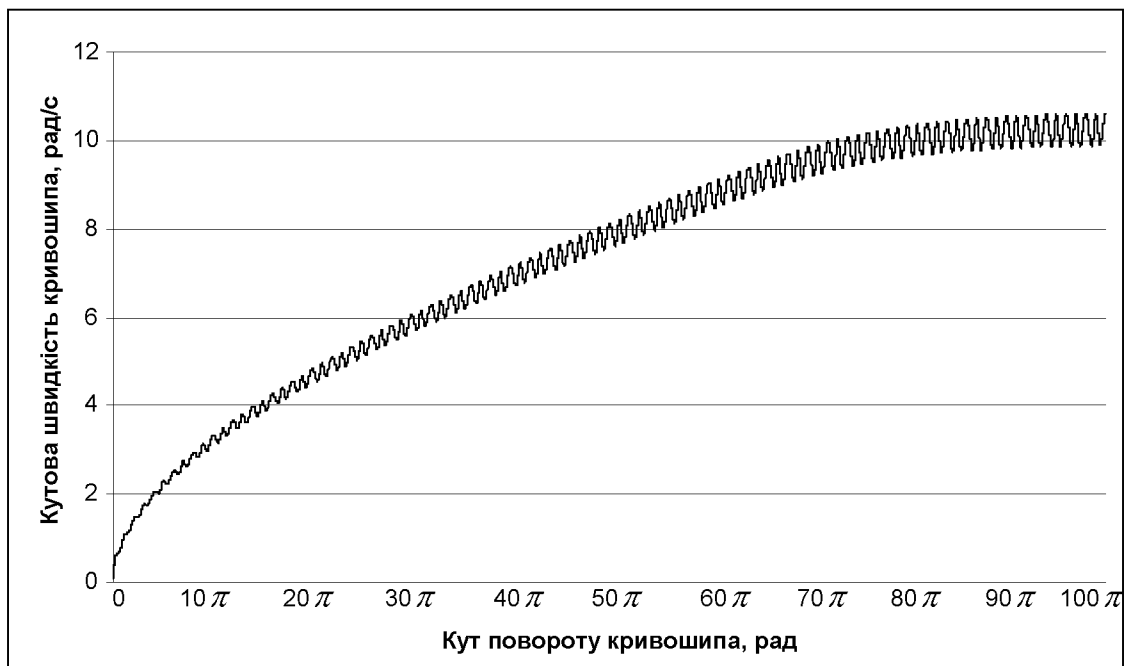


Рис. 6.6. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

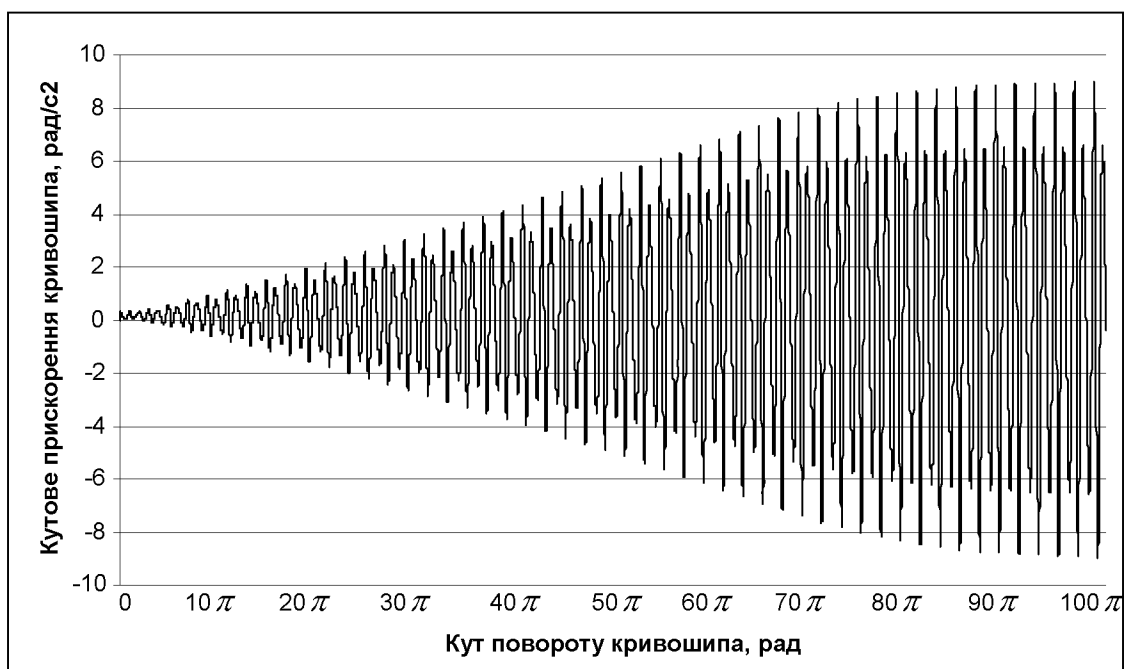


Рис. 6.7. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху,

динамічності, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (табл. 6.1).

Таблиця 6.1

Результати розрахунків

J_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\max} , рад/с ²	χ	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	7,898	11,561	9,729	0,376	48,67	0,51412	0,656	10
50	9,093	11,138	10,115	0,202	26,38	0,25783	0,2987	26
100	9,504	10,918	10,211	0,139	17,517	0,168	0,1872	35
150	9,71	10,792	10,251	0,106	13,436	0,12786	0,139	43
200	9,872	10,751	10,312	0,085	10,81	0,10172	0,109	50
250	9,947	10,685	10,316	0,071	9,06	0,0851	0,0902	62
300	10,002	10,637	10,319	0,061	7,794	0,0732	0,077	75
350	10,043	10,601	10,322	0,054	6,841	0,0642	0,0671	86
400	10,076	10,572	10,324	0,048	6,096	0,0572	0,0595	95
450	10,102	10,551	10,326	0,043	5,497	0,05155	0,0534	102
500	10,122	10,531	10,327	0,0396	5,005	0,04694	0,0485	109
550	10,143	10,516	10,329	0,036	4,595	0,04306	0,0444	122
600	10,157	10,503	10,33	0,033	4,246	0,0398	0,0409	134
650	10,169	10,492	10,331	0,0312	3,948	0,037	0,038	146
700	10,181	10,483	10,332	0,029	3,688	0,03455	0,0354	158
750	10,191	10,476	10,332	0,027	3,461	0,03242	0,0332	169
800	10,2	10,466	10,333	0,026	3,26	0,03053	0,0312	183
850	10,208	10,459	10,334	0,0243	3,081	0,02885	0,0294	197
900	10,214	10,453	10,336	0,0231	2,92	0,02735	0,0279	214
950	10,221	10,448	10,335	0,0219	2,775	0,026	0,0265	228
1000	10,228	10,443	10,335	0,021	2,645	0,02476	0,0252	242

На основі даних табл. 6.1 побудовані графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.8-6.10).

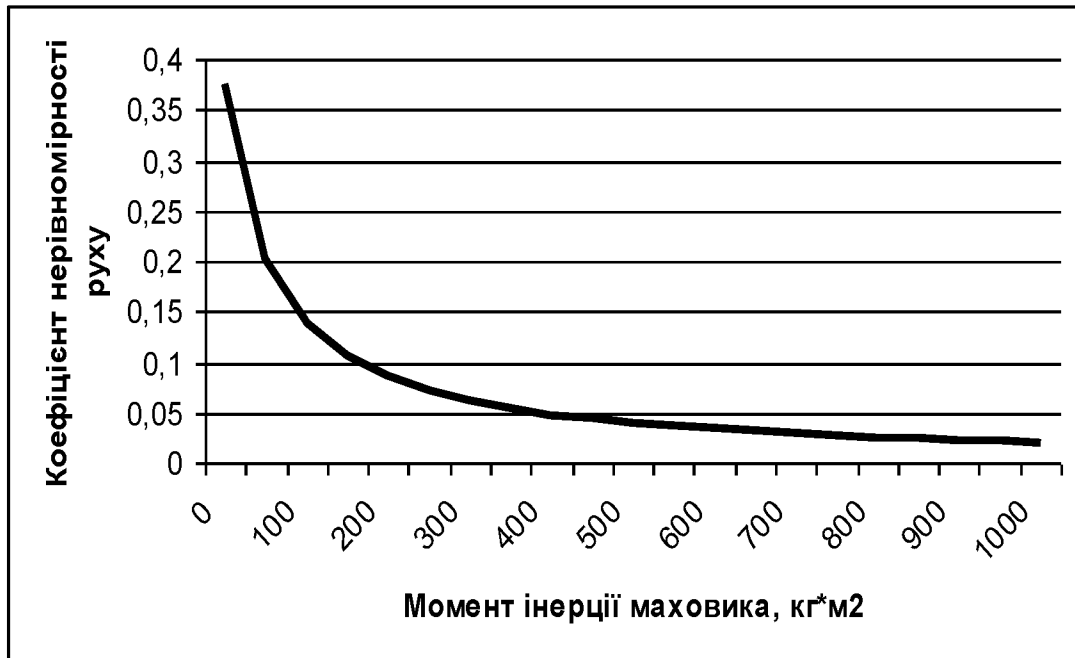


Рис. 6.8. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

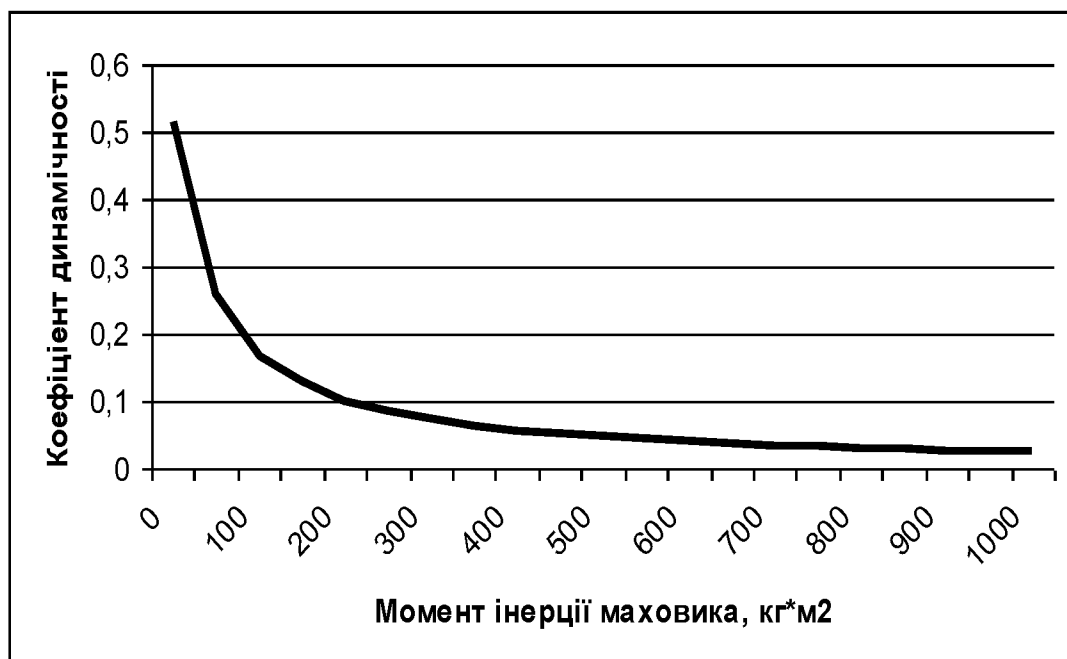


Рис. 6.9. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

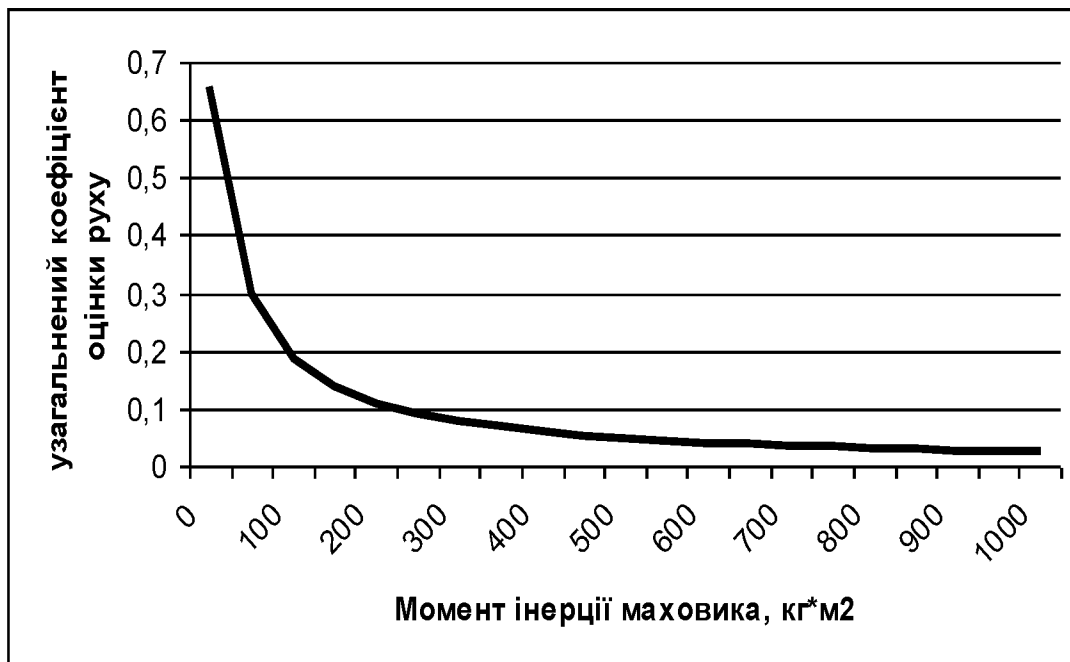


Рис. 6.10. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.

6.2. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом

За виразом (3.6) із врахуванням залежностей (3.7) та (3.8) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, який зображено на рис. 6.11 в залежності від кута повороту кривошипу.

З графіка на рис. 6.11 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{\text{ср}} = 907,03 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 10,58 \text{ кВт}$ [126, 148, 341].



Рис. 6.11. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [376] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{\text{де}} = 0,138 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 129,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 107,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним передавальним моментом $M_{\text{юм}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передавальним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $J_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки:

$$\begin{aligned}
J_{s6} = & J_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + J_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
& + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
& + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right)^2 + J_{s7} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
& + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi - \Delta\varphi) \right],
\end{aligned} \tag{6.15}$$

де $J_o = (J_{o6} + J_m + J_{ped}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2$ – маса формувальних візків 1 та 2; $J_{s6} = J_{s7} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 6 та 7 відносно їх центрів мас.

На основі залежності (6.15) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6.12).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.13).

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 6.14.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.13 та 6.14, можна побачити, що протягом 16 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 16 обертів кривошипу кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних

межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 16 повних обертів кривошипа.



Рис. 6.12. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

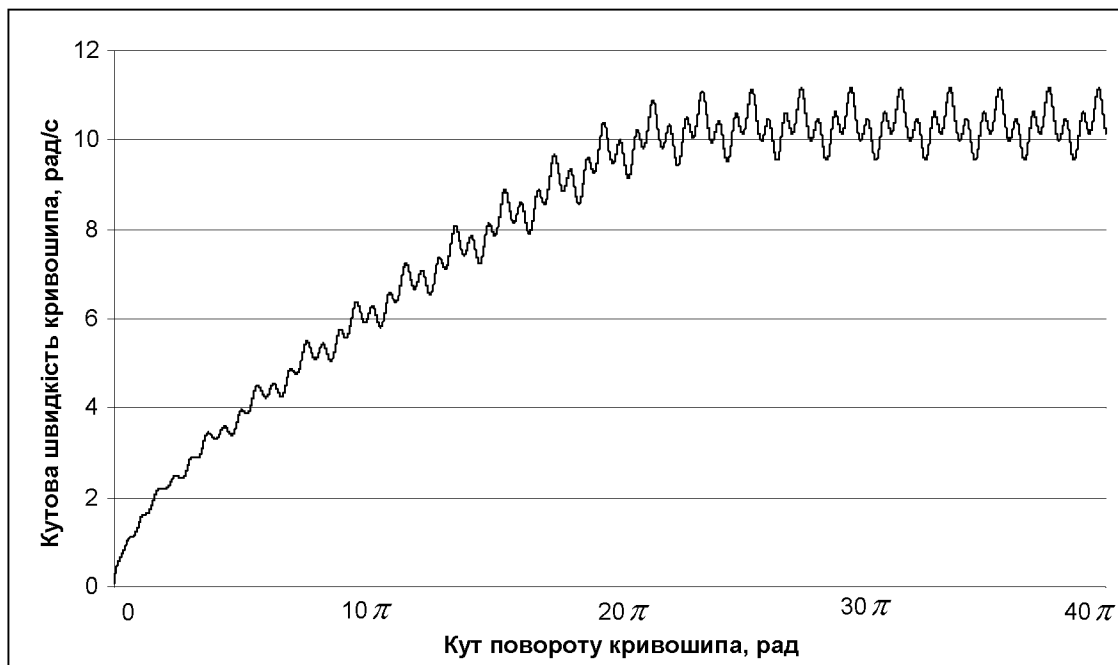


Рис. 6.13. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,546 \text{ рад/с}$ до

$\omega_{\max} = 11,166 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,356 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), становить $\delta = 0,156$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -15,583 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 15,583 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $\chi = 0,1453$ та $k_p = 0,1696$.

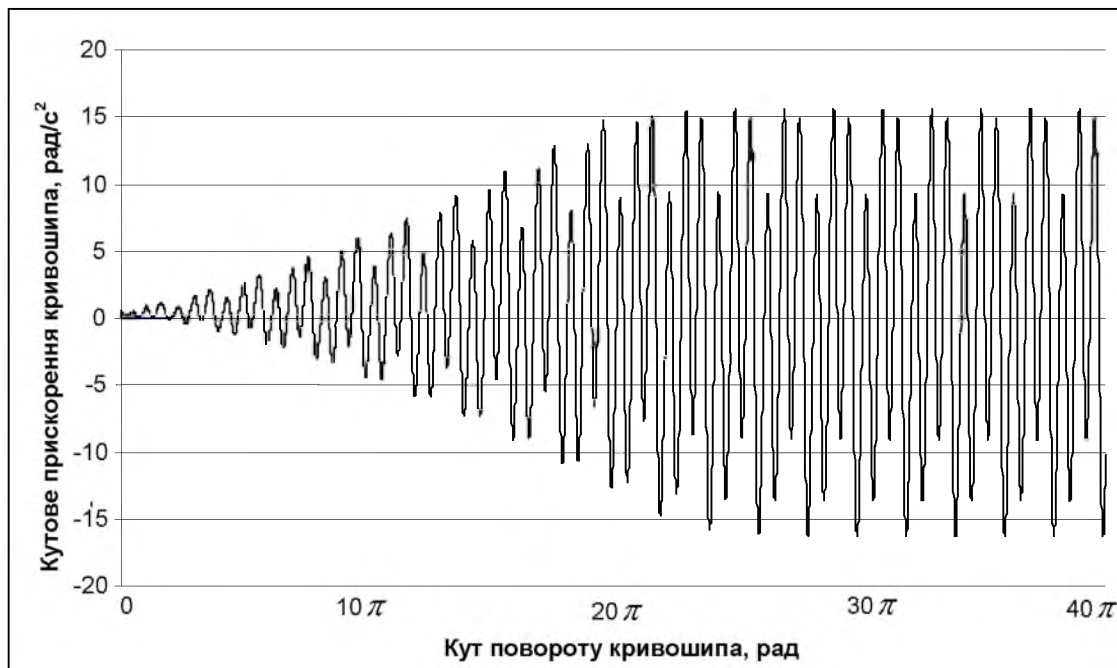


Рис. 6.14. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик [337] з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розраховано кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа з застосуванням відповідного маховика (рис. 6.15, 6.16).

Проаналізувавши графіки на рис. 6.15 та 6.16, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху в порівнянні з установкою без маховика ($\delta = 0,0432$), але тривалість пуску значно зростає з 16 обертів (без маховика) до 49 обертів (з маховиком з моментом інерції $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на

усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($\chi = 0,0408$, $k_p = 0,0427$).

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика, отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (табл. 6.2).

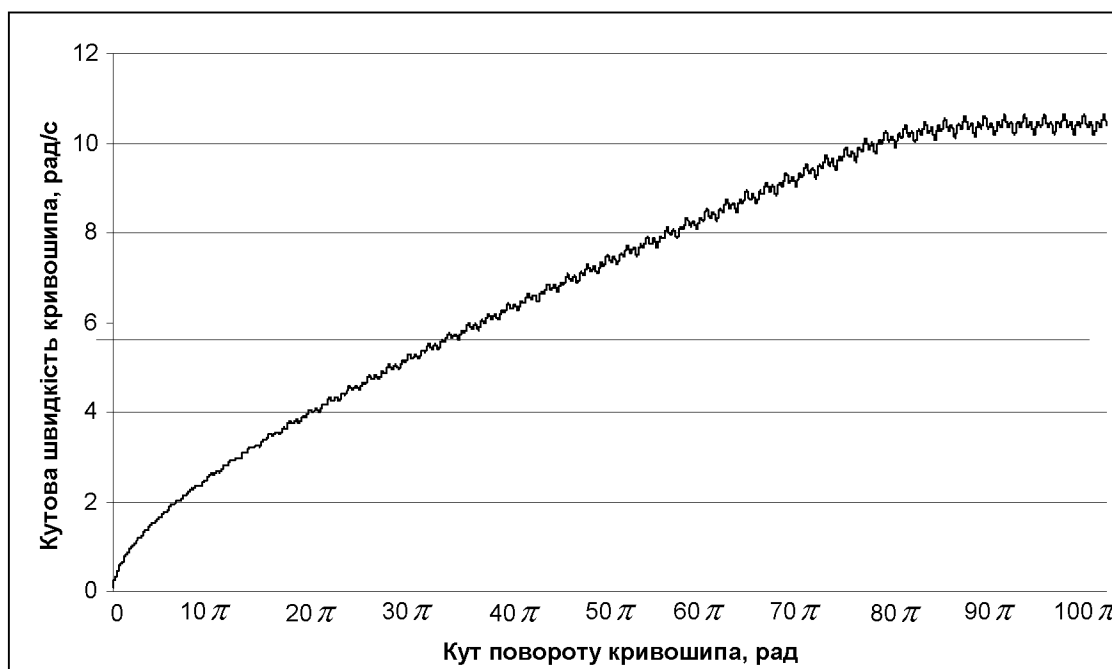


Рис. 6.15. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

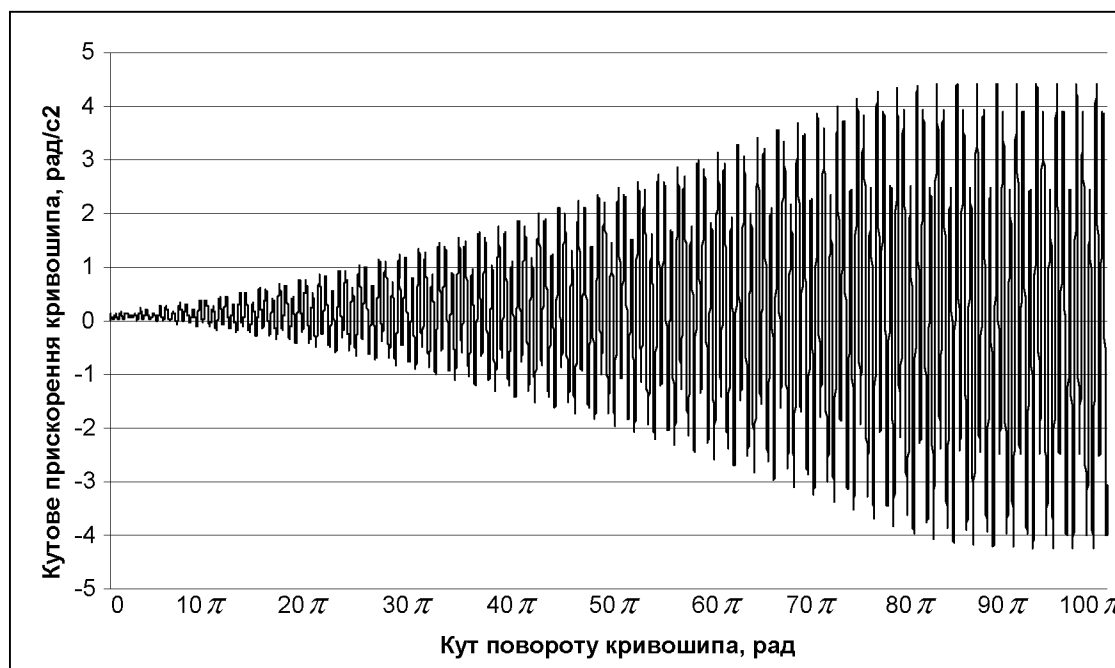


Рис. 6.16. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Таблиця 6.2

Результати розрахунків

$J_M \text{ ,}$ кг·м ²	$\omega_{\min} \text{ ,}$ рад/с	$\omega_{\max} \text{ ,}$ рад/с	$\omega_{\text{сер}} \text{ ,}$ рад/с	δ	$\varepsilon_{\max} \text{ ,}$ рад/с ²	χ	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	9,546	11,166	10,356	0,156	15,583	0,1453	0,1696	16
50	9,853	10,916	10,385	0,1024	10,378	0,096	0,1067	22
100	10,0	10,794	10,397	0,0764	7,77	0,0718	0,0777	28
150	10,092	10,722	10,407	0,0605	6,207	0,573	0,06097	35
200	10,15	10,675	10,413	0,0504	5,17	0,0477	0,0502	42
250	10,19	10,64	10,415	0,0432	4,428	0,0408	0,0427	49
300	10,243	10,636	10,439	0,0376	3,897	0,0357	0,03717	56
350	10,266	10,614	10,44	0,0333	3,46	0,0317	0,03285	63
400	10,284	10,597	10,441	0,0299	3,112	0,0285	0,02945	69
450	10,298	10,583	10,441	0,0273	2,827	0,026	0,0267	76
500	10,311	10,571	10,441	0,0249	2,59	0,0238	0,02438	82
550	10,321	10,561	10,441	0,0229	2,39	0,0219	0,02245	88
600	10,33	10,552	10,441	0,0212	2,218	0,0203	0,0208	94
650	10,338	10,546	10,442	0,0199	2,07	0,01898	0,0194	101
700	10,344	10,54	10,442	0,0188	1,94	0,0178	0,01815	108
750	10,35	10,534	10,442	0,0176	1,825	0,0167	0,01705	115
800	10,356	10,528	10,442	0,0165	1,723	0,0158	0,01607	121
850	10,36	10,524	10,442	0,0157	1,632	0,0149	0,0152	127
900	10,365	10,52	10,442	0,0148	1,55	0,0142	0,0144	133
950	10,368	10,517	10,443	0,0143	1,476	0,0135	0,01374	139
1000	10,372	10,514	10,443	0,0136	1,409	0,0129	0,0131	147

На основі даних табл. 6.2 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.17-6.19).

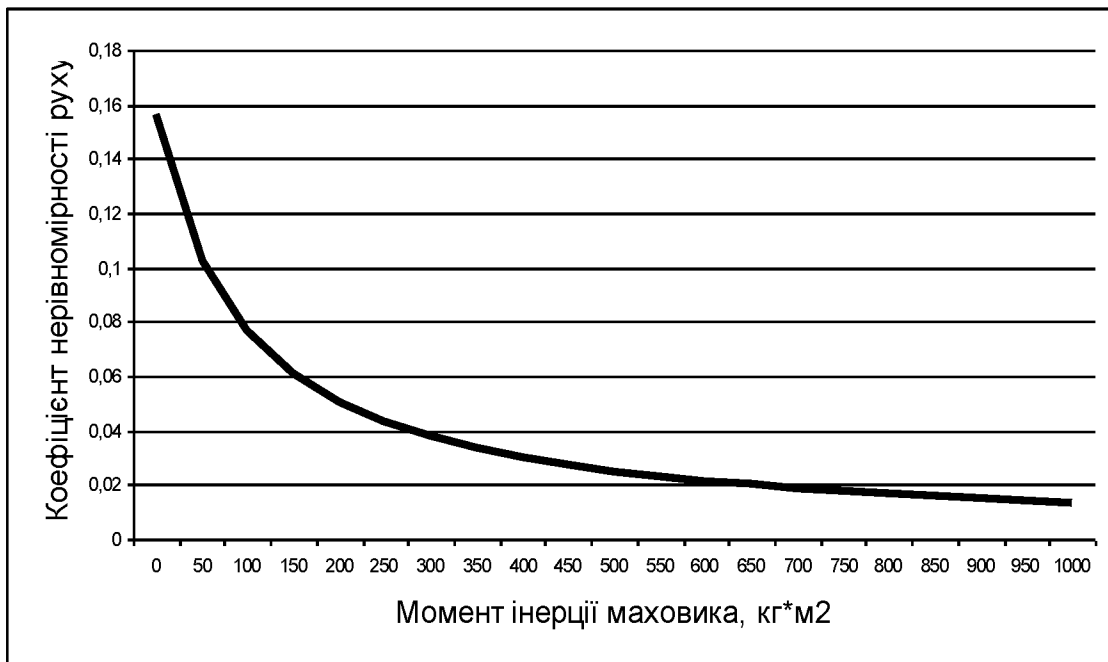


Рис. 6.17. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

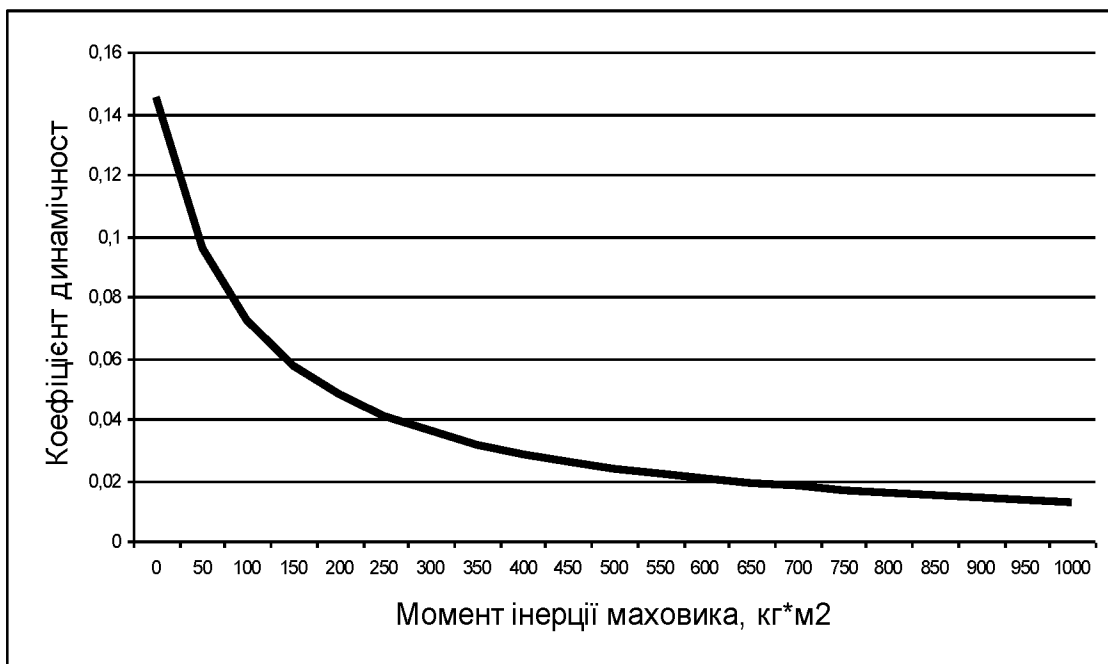


Рис. 6.18. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції ма-

ховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є не-доцільним.

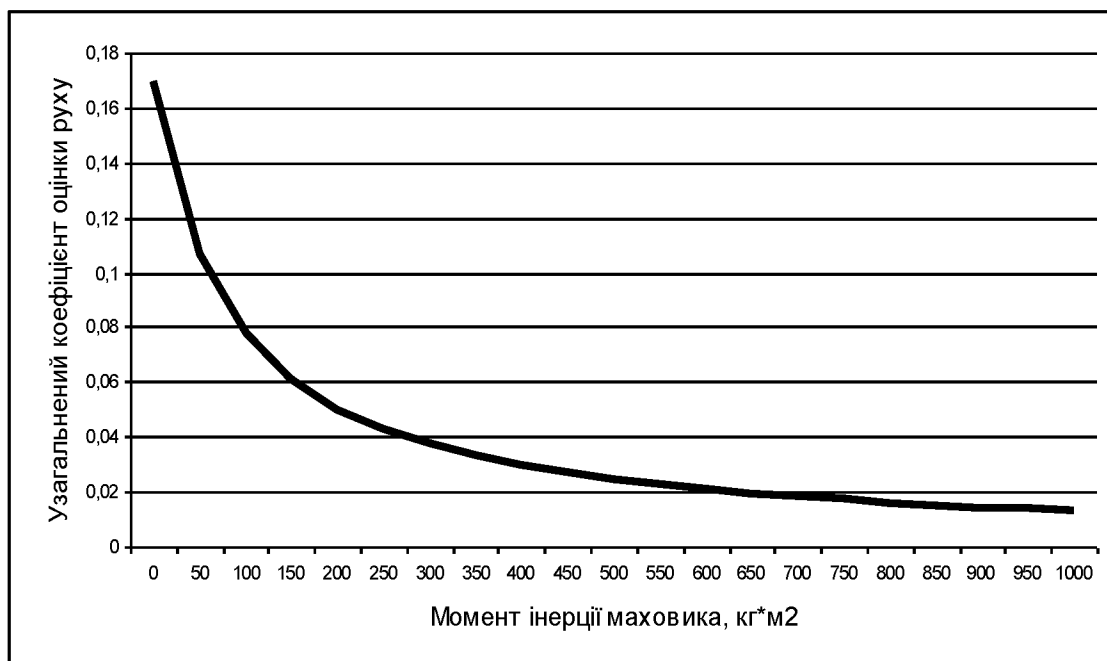


Рис. 6.19. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом відповідають значенню зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$. Для того, щоб встановити як впливає кут зміщення кривошипів на рівномірність руху установки в залежності для визначення моменту сил опору та зведеного моменту інерції установки приведених до осі повороту кривошипа підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$. При цих значеннях моменту сил опору та моменту інерції побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту [135, 141, 148, 206, 334, 341]. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 10° . Результати розрахунків наведено в табл. 6.3.

На основі даних табл. 6.3 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 6.20), коефіцієнта динамічності руху (рис. 6.21) та

узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 6.22) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.20-6.22, можна побачити, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Таблиця 6.3

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	χ	k_p
0	7,91	13,19	10,55	0,5	86,9	0,78	1,03
10	7,95	13,09	10,52	0,4888	83,3	0,7527	0,9916
20	8,07	13,05	10,56	0,4716	73,6	0,66	0,8824
30	8,26	12,97	10,615	0,4437	60,1	0,5334	0,7302
40	8,51	12,84	10,675	0,4056	46,7	0,4098	0,5743
50	8,8	12,64	10,72	0,3582	42	0,3655	0,4938
60	9,13	12,38	10,755	0,3022	36,4	0,3147	0,406
70	9,47	12,05	10,76	0,2398	30,2	0,2608	0,3183
80	9,8	11,67	10,735	0,1742	23,5	0,2039	0,2342
90	9,67	11,25	10,46	0,151	16,76	0,1532	0,176
100	9,29	11,17	10,23	0,1838	25,4	0,2427	0,2765
110	8,95	11,56	10,255	0,2545	34,34	0,3265	0,3913
120	8,66	11,94	10,3	0,3184	42,58	0,4014	0,5027
130	8,43	12,3	10,365	0,3734	50,75	0,4724	0,6118
140	8,25	12,62	10,435	0,4188	59,1	0,5427	0,7181
150	8,14	12,9	10,52	0,4525	66,1	0,5973	0,802
160	8,09	13,11	10,6	0,4736	71,1	0,6328	0,8571
170	8,1	13,25	10,675	0,4824	73,5	0,645	0,8777
180	8,12	13,34	10,73	0,4865	75,25	0,6536	0,8903



Рис. 6.20. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 6.21. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

Для більш точного аналізу визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 80^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° . Результати розрахунків зведено в табл. 6.4.

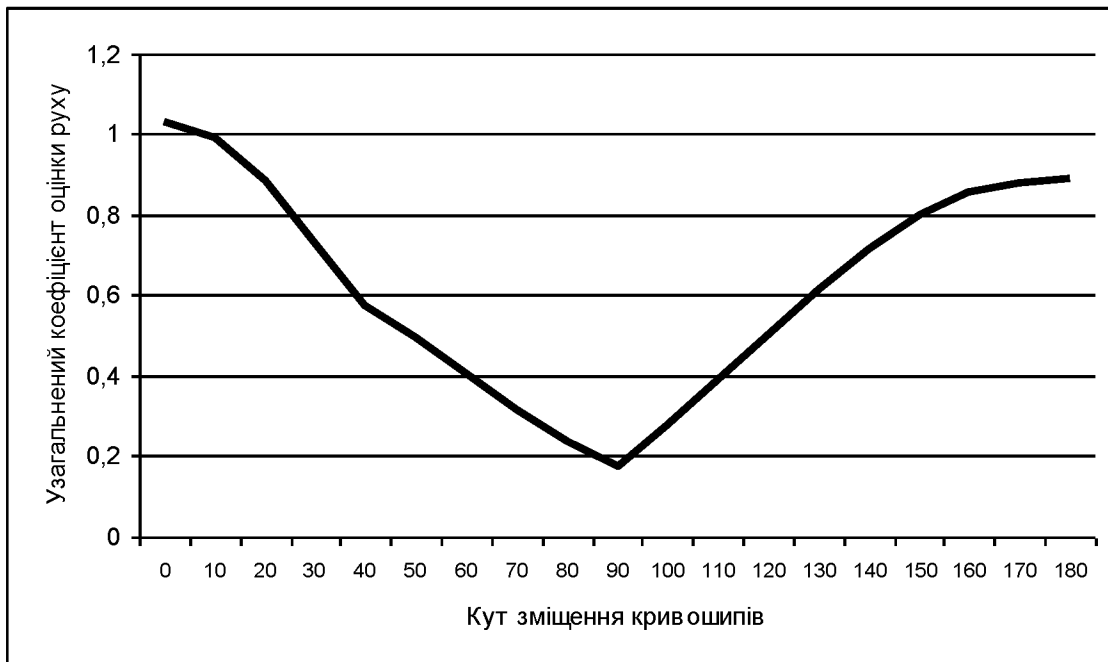


Рис. 6.22. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху від кута зміщення кривошипів

Таблиця 6.4

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	χ	k_p
80	9,8	11,67	10,735	0,1742	23,5	0,2039	0,2342
81	9,82	11,63	10,725	0,1688	22,83	0,1985	0,227
82	9,85	11,59	10,72	0,1623	22,14	0,1926	0,219
83	9,88	11,55	10,715	0,1558	21,48	0,1871	0,2114
84	9,9	11,5	10,7	0,1495	20,8	0,1816	0,204
85	9,88	11,47	10,675	0,1489	20,12	0,1765	0,1987
86	9,84	11,42	10,63	0,1486	19,45	0,1721	0,1942
87	9,79	11,38	10,585	0,1502	18,77	0,1675	0,1901
88	9,75	11,34	10,545	0,1508	18,1	0,1628	0,1855
89	9,71	11,3	10,505	0,151	17,43	0,1579	0,1807
90	9,67	11,25	10,46	0,1512	16,76	0,1532	0,176
91	9,63	11,21	10,42	0,1516	16,9	0,1556	0,1786
92	9,59	11,17	10,38	0,1522	17,88	0,1659	0,1891

Закінчення таблиці 6.4

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{ рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{ рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{ рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\max}, \text{ рад/с}^2$	χ	k_p
93	9,55	11,12	10,335	0,1523	18,84	0,1764	0,1996
94	9,51	11,08	10,295	0,1525	19,8	0,1868	0,2101
95	9,47	11,04	10,255	0,1531	20,75	0,1973	0,2207
96	9,43	11,02	10,225	0,1555	21,7	0,2075	0,2317
97	9,4	11,06	10,23	0,1623	22,64	0,2163	0,2427
98	9,36	11,1	10,23	0,1701	23,57	0,2252	0,2541
99	9,33	11,13	10,23	0,1759	24,5	0,2341	0,265
100	9,29	11,17	10,23	0,1818	25,4	0,2427	0,2765

На основі даних табл. 6.4 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 6.23), коефіцієнта динамічності руху (рис. 6.24) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 6.25) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.



Рис. 6.23. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

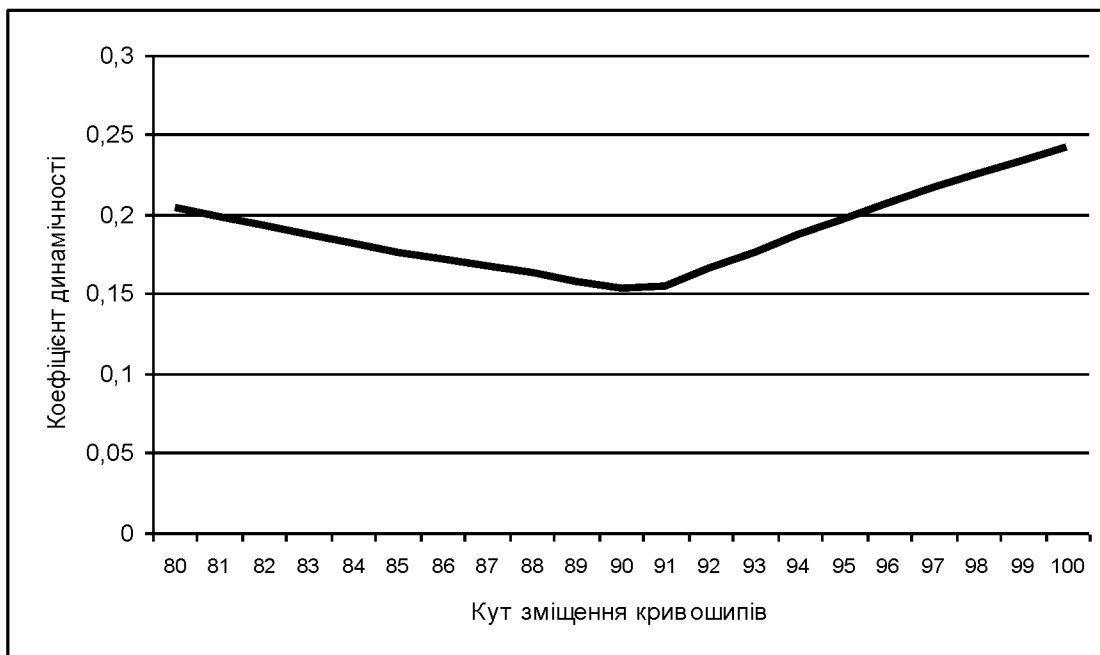


Рис. 6.24. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

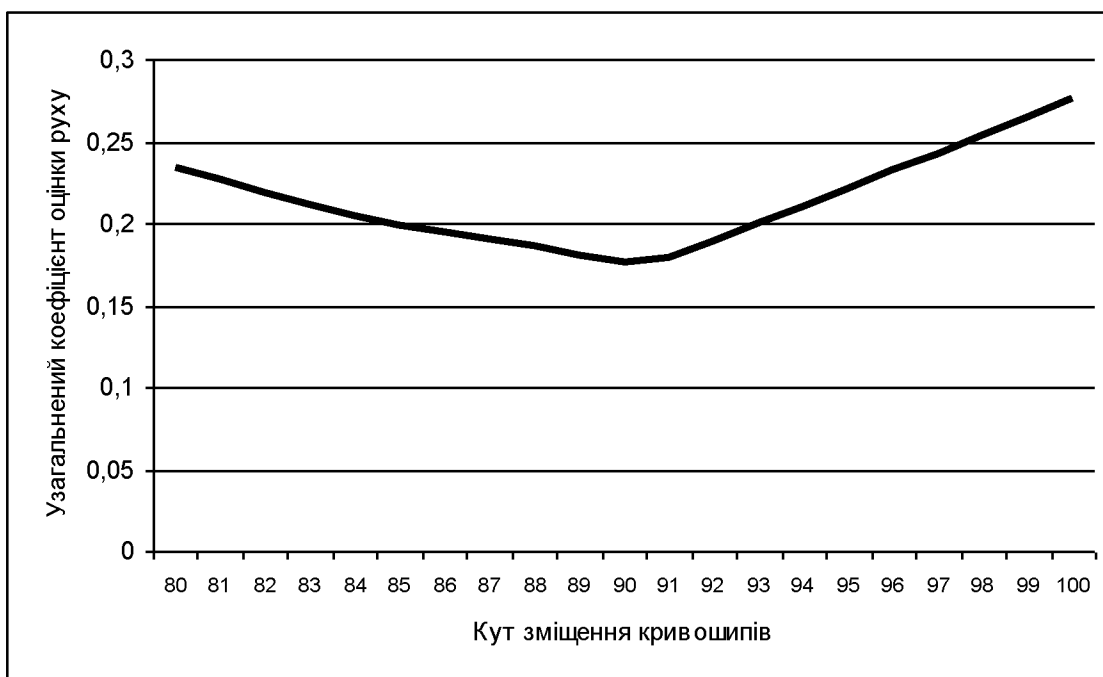


Рис. 6.25. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз графіків на рис. 6.23-6.25 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху на проміжку від $\Delta\varphi = 84^\circ$ до $\Delta\varphi = 95^\circ$ майже не змінюється, але своє мінімальне значення $\delta = 0,1486$ приймає при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 86^\circ$; коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху спадають до значення $\Delta\varphi = 90^\circ$, а потім іде їхнє зростання.

6.3. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

За виразом (3.19) із врахуванням залежностей (3.20) визначено зведено-ний до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, який зображено на рис. 6.26 в залежності від кута повороту кривошипа.

З графіка на рис. 6.26 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{о\text{ср}} = 1360,55 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 15,04 \text{ кВт}$ [124, 148].

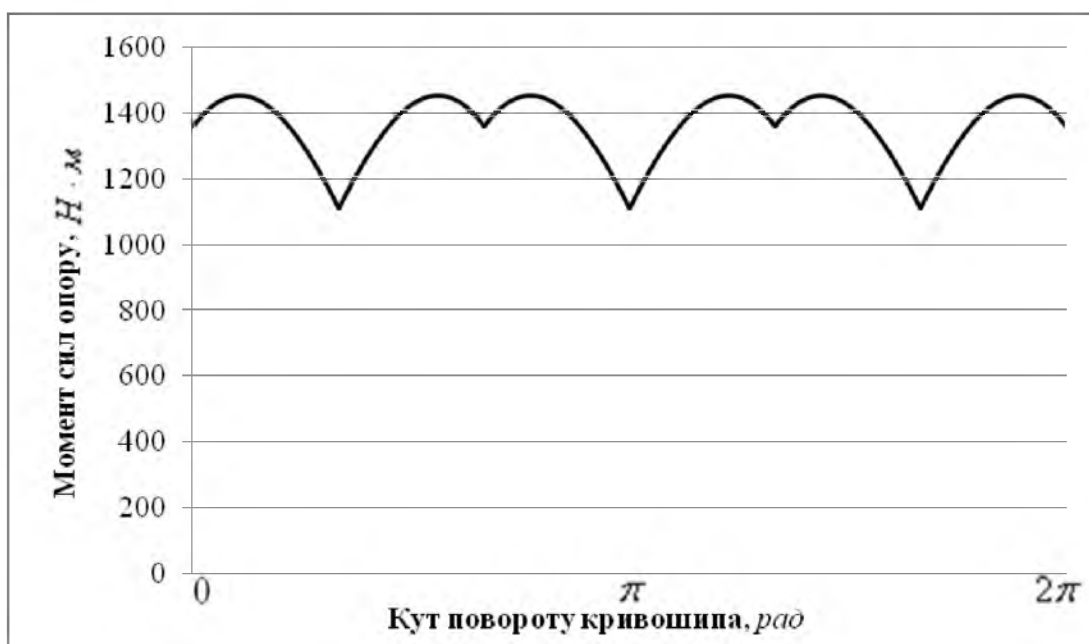


Рис. 6.26. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А160М6УЗ** [376] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{oe} = 0,183 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 176,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 146,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ –

номінальний момент; $M_{кр} = 293,8H \cdot м$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_H} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підбрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним передавальним моментом $M_{ном} = 500H \cdot м$ і моментом інерції $J_M = 0,32кг \cdot м^2$ та редуктор Ц2-400 з передавальним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $J_{ред} = 0,036кг \cdot м^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки:

$$\begin{aligned}
 J_{36} = & J_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + J_{s4} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
 & + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + J_{s5} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) \right] + \\
 & + m_3 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + J_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right],
 \end{aligned} \tag{6.16}$$

де $J_o = (J_{o6} + J_m + J_{ped}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = m_3$ – маса формувальних візків 1, 2 та 3; $J_{s4} = J_{s5} = J_{s6} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 4, 5 та 6 відносно їх центрів мас (рис. 2.10).

На основі залежності (6.16) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6.27).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.28).

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипа, графік зміни якого зображено на рис. 6.29.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.28 та 6.29, можна побачити, що протягом 13 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 13 обертів кривошипу кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 13 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,714 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,845 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,263 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), становить $\delta = 0,11$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -17,307 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,778 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $\chi = 0,169$ та $k_p = 0,181$.

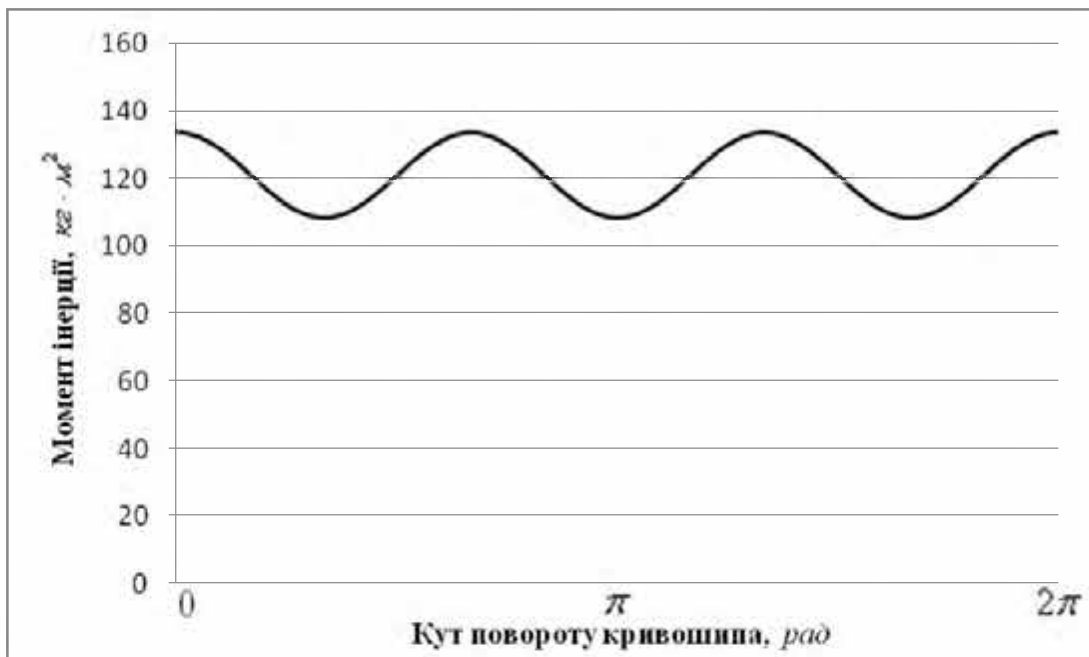


Рис. 6.27. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

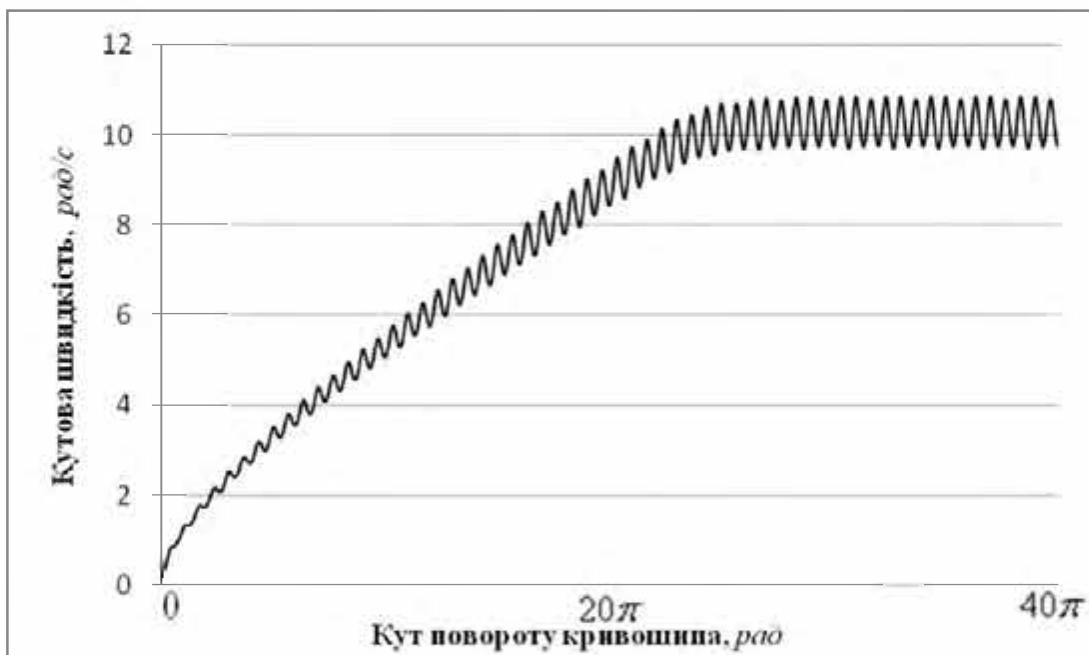


Рис. 6.28. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

Одним із методів зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху є встановлення на вал двигуна або на привідний вал кривошипів установки маховика. Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на усталеному режимі руху (табл. 6.5).

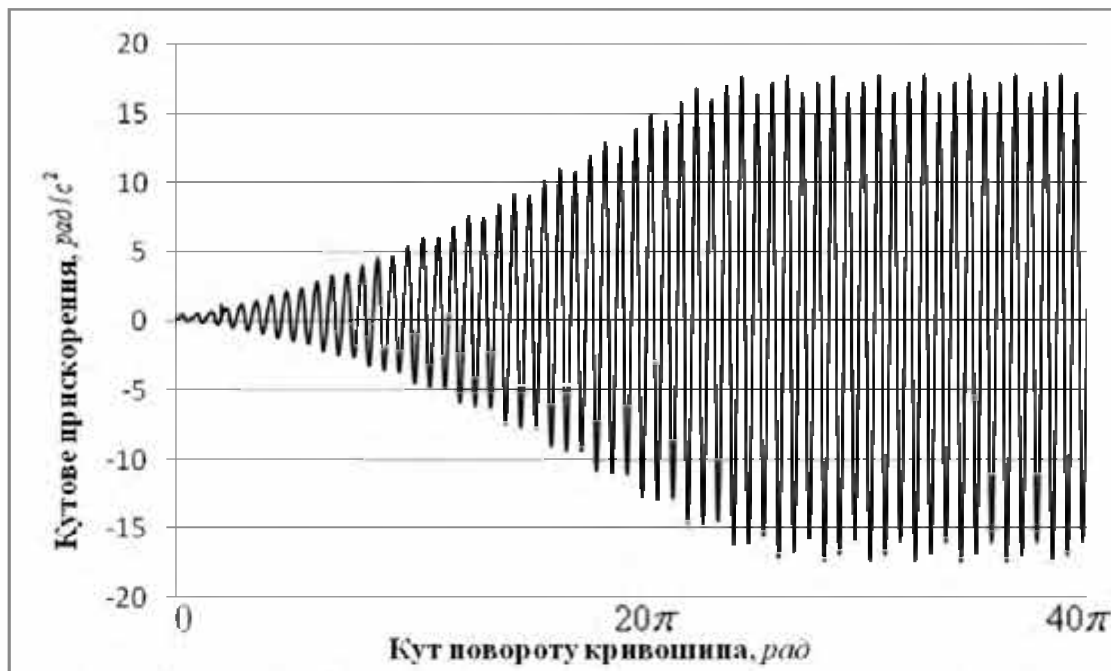


Рис. 6.29. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Таблиця 6.5

Результати розрахунків

J_m , $кг \cdot м^2$	ω_{min} , $рад/с$	ω_{max} , $рад/с$	$\omega_{сер}$, $рад/с$	δ	ϵ_{min} , $рад/с^2$	ϵ_{max} , $рад/с^2$	χ	k_p
0	9,714	10,845	10,263	0,11	-17,307	17,778	0,169	0,181
50	9,937	10,738	10,331	0,0775	-12,383	12,510	0,117	0,123
100	10,051	10,673	10,359	0,06	-9,626	9,673	0,09	0,0937
150	10,122	10,627	10,373	0,0487	-7,847	7,884	0,0733	0,0756
200	10,168	10,595	10,381	0,0411	-6,648	6,637	0,0616	0,0633
250	10,2	10,571	10,386	0,0357	-5,751	5,743	0,0532	0,0545
300	10,226	10,553	10,389	0,0315	-5,064	5,066	0,0469	0,0479
350	10,246	10,537	10,392	0,028	-4,523	4,531	0,0419	0,0427
400	10,262	10,525	10,394	0,0253	-4,096	4,091	0,0378	0,0385
450	10,274	10,515	10,395	0,0232	-3,748	3,737	0,0346	0,0351
500	10,285	10,506	10,396	0,0213	-3,388	3,432	0,0317	0,0322
550	10,294	10,499	10,397	0,0197	-3,121	3,161	0,0292	0,0296
600	10,302	10,492	10,397	0,0183	-2,889	2,955	0,0273	0,0277

Закінчення таблиці 6.5

$J_M,$ $кг \cdot м^2$	$\omega_{min},$ $рад/с$	$\omega_{max},$ $рад/с$	$\omega_{сep},$ $рад/с$	δ	$\varepsilon_{min},$ $рад/с^2$	$\varepsilon_{max},$ $рад/с^2$	χ	k_p
650	10,308	10,487	10,398	0,0172	-2,687	2,762	0,0255	0,0258
700	10,314	10,481	10,398	0,0161	-2,601	2,585	0,0239	0,0242
750	10,32	10,477	10,399	0,0151	-2,451	2,448	0,0226	0,0228
800	10,324	10,473	10,399	0,0143	-2,316	2,313	0,0214	0,0216
850	10,328	10,469	10,399	0,0136	-2,196	2,194	0,0203	0,0205
900	10,332	10,467	10,4	0,013	-2,087	2,087	0,0193	0,0195
950	10,335	10,464	10,4	0,0124	-1,989	1,982	0,0183	0,0185
1000	10,339	10,461	10,4	0,0117	-1,899	1,894	0,0175	0,0176

На основі даних табл. 6.5 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.30-6.32).

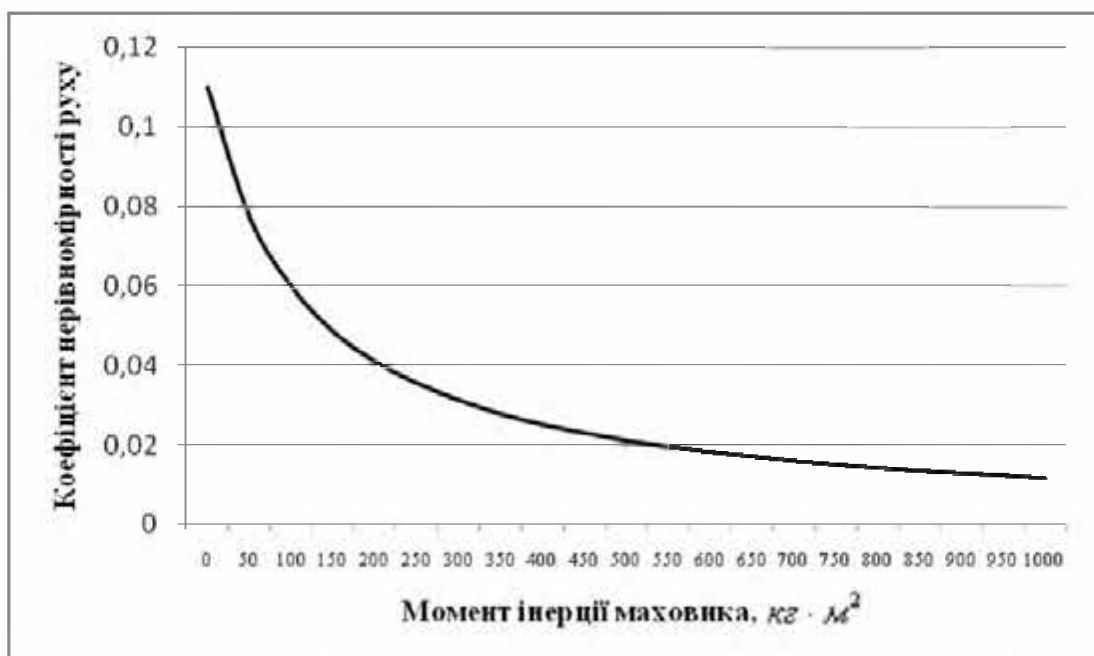


Рис. 6.30. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до

значення моменту інерції маховика $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.

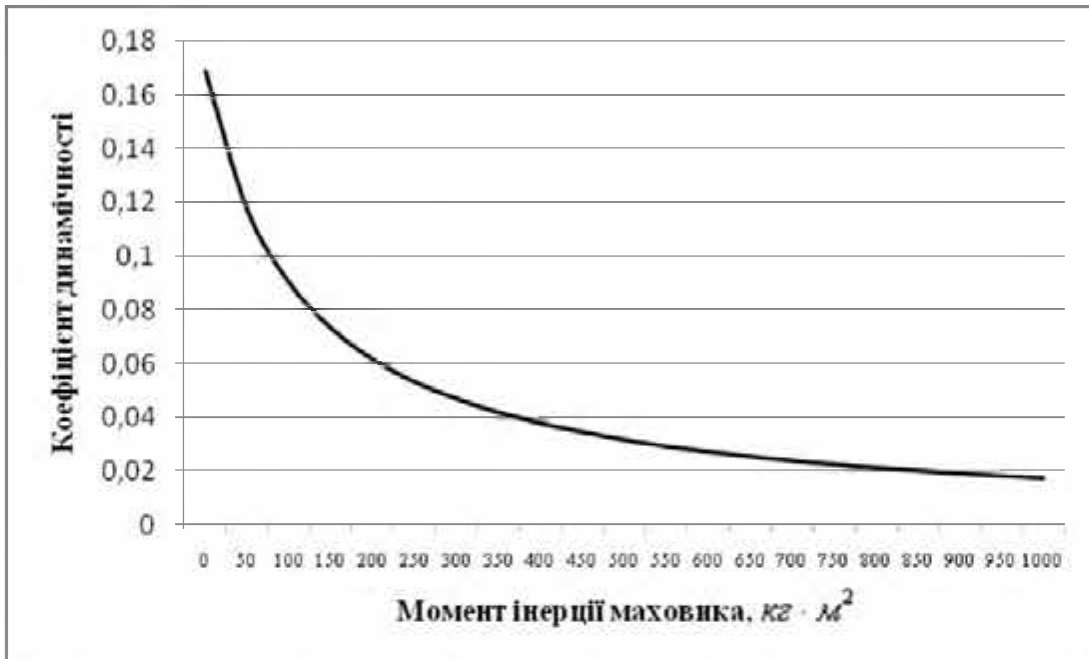


Рис. 6.31. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

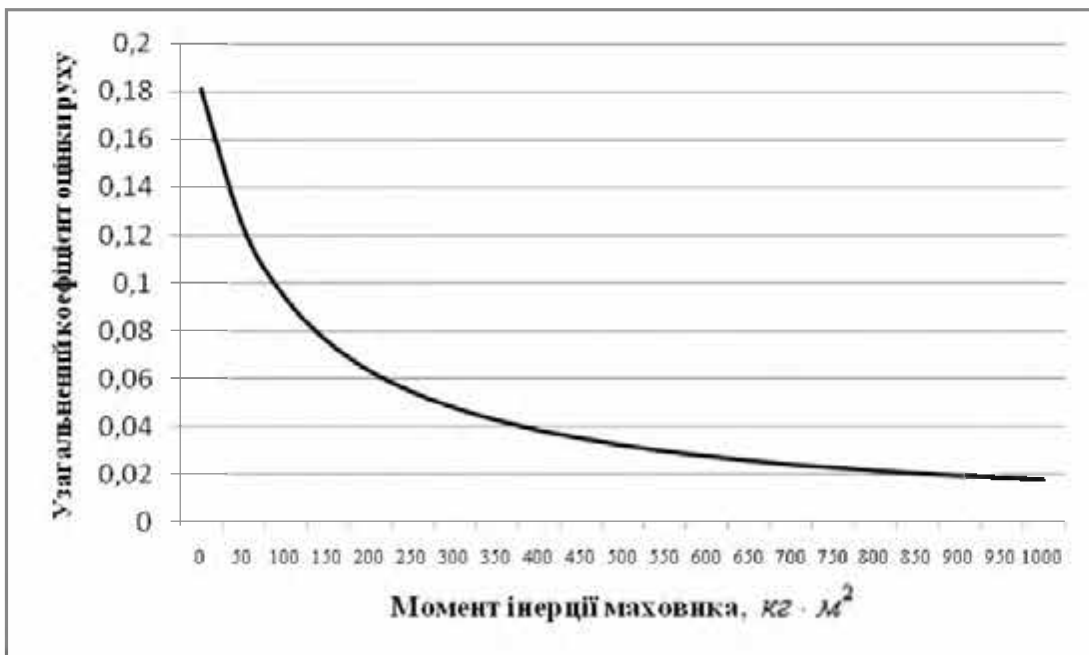


Рис. 6.32. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідають роликівій формувальній установці з енергетично врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi=120^\circ$. Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки у залежності для визначення зведеного моменту сил опору та зведеного моменту інерції установки приведених до осі повороту кривошипа підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi=0^\circ$ до $\Delta\varphi=120^\circ$ з кроком 10° . При цих значеннях моменту сил опору та зведеного моменту інерції побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту [163, 381]. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху. Результати розрахунків наведено в табл. 6.6 [381].

Таблиця 6.6

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\min}, \text{рад/с}^2$	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	χ	k_p
0	5,688	10,486	7,6767	0,625	-60,9412	62,4776	1,060169	1,450804
10	5,921	10,6648	7,68	0,6177	-56,1148	57,6416	0,977268	1,358799
20	6,3252	10,7094	8,0571	0,5441	-41,7004	42,3337	0,652122	0,948211
30	7,203	11,1871	8,7296	0,4564	-35,0305	38,6718	0,507465	0,715756
40	8,461	11,7789	9,6724	0,343	-34,4285	33,5395	0,368002	0,485669
50	9,5214	11,7132	10,2357	0,2141	-25,7271	22,4492	0,245559	0,291412
60	9,6998	11,0392	10,311	0,1299	-11,8928	10,3499	0,111862	0,128736
70	9,368	10,7795	10,2584	0,1376	-13,705	15,5615	0,147874	0,166806
80	9,1653	10,9716	10,1092	0,1787	-17,5584	18,7243	0,18322	0,215146
90	9,1906	11,0884	9,9874	0,19002	-22,3837	23,0898	0,231481	0,267588
100	9,0535	11,1918	10,0084	0,2136	-27,1379	27,2824	0,272366	0,318013
110	9,2219	11,1994	10,1349	0,1951	-27,4193	26,8982	0,266942	0,305013
120	9,5087	10,9078	10,1752	0,1375	-21,3797	22,0726	0,21319	0,232097

На основі даних табл. 6.6 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 6.33), коефіцієнта динамічності руху (рис. 6.34) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 6.35) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

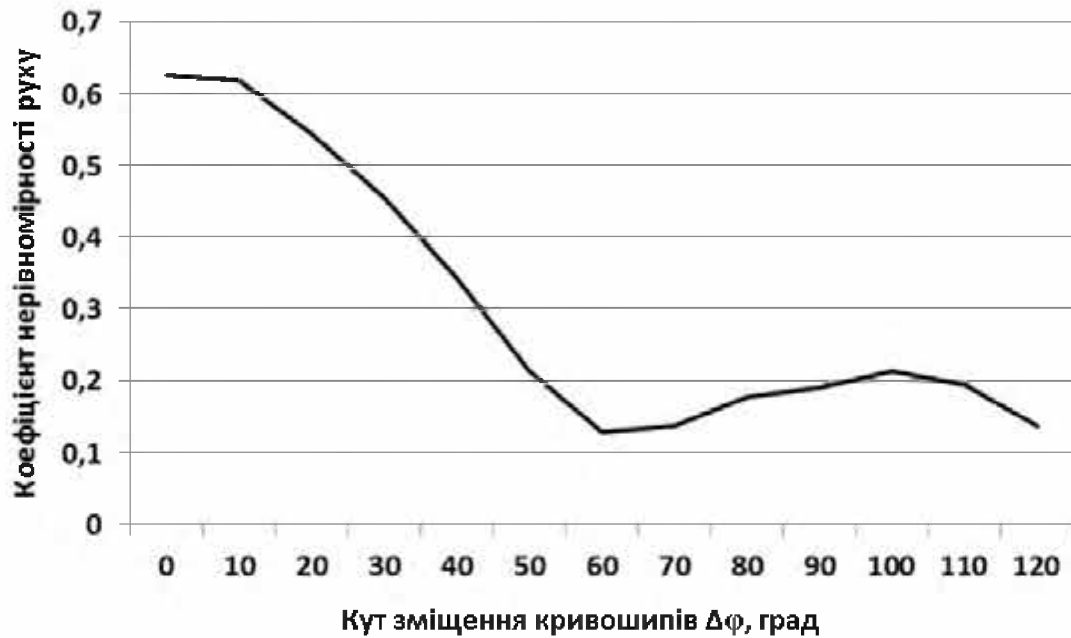


Рис. 6.33. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

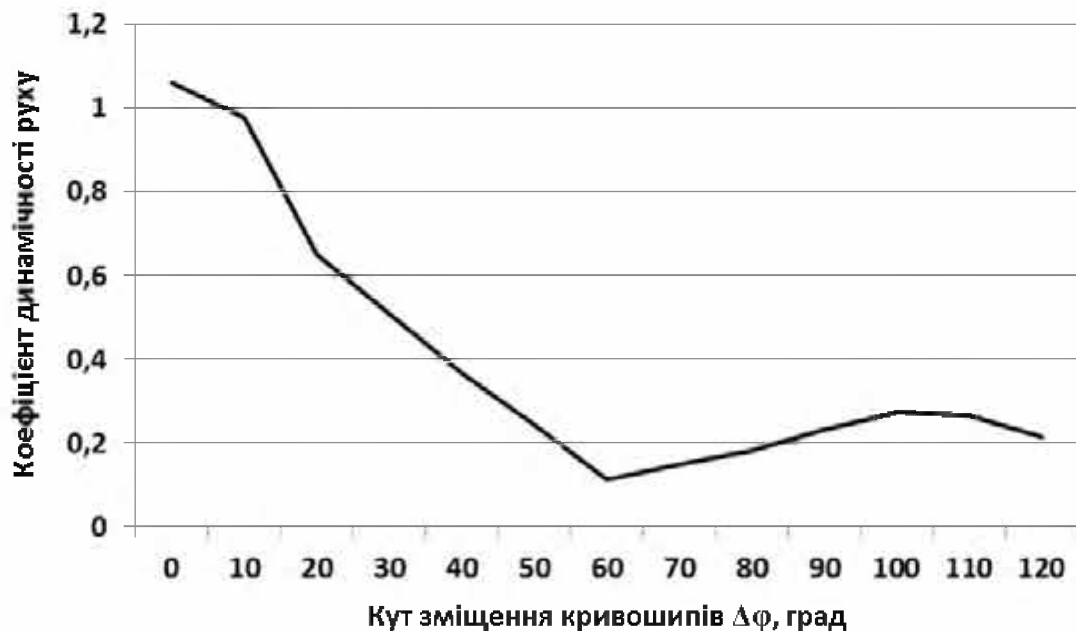


Рис. 6.34. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

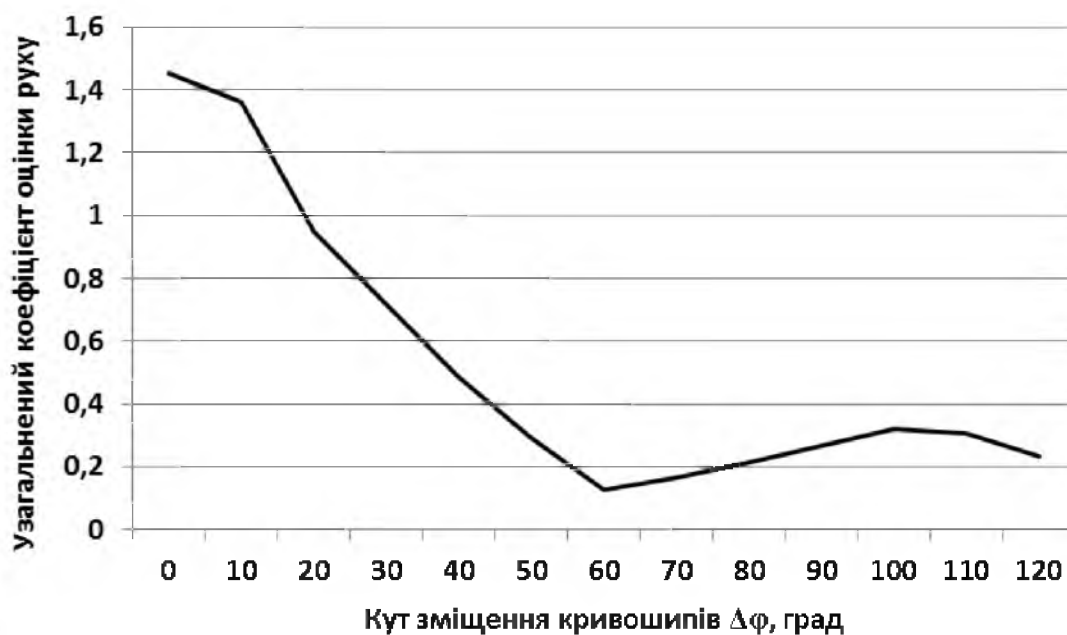


Рис. 6.35. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху від кута зміщення кривошипів

Аналіз даних табл. 6.6 та графіків на рис. 6.33-6.35 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху мінімальне значення $\delta = 0,1299$ набуває при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 60^\circ$, що на 5,8% менше ніж при $\Delta\varphi = 120^\circ$; коефіцієнт динамічності руху має мінімум $\chi = 0,111862$ при $\Delta\varphi = 60^\circ$, що в 1,906 разів менше ніж при $\Delta\varphi = 120^\circ$; узагальнений коефіцієнт оцінки руху своє мінімальне значення $k_p = 0,128736$ має при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$, що в 1,802 разів менше ніж при $\Delta\varphi = 120^\circ$.

6.4. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом

За виразом (3.27) із врахуванням залежностей (3.28) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на чотири формувальні візки, який зображено на рис. 6.36 в залежності від кута повороту кривошипа.

З графіка на рис. 6.36 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{\text{ср}} = 1814 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 20,05 \text{ кВт}$ [102, 148, 168].

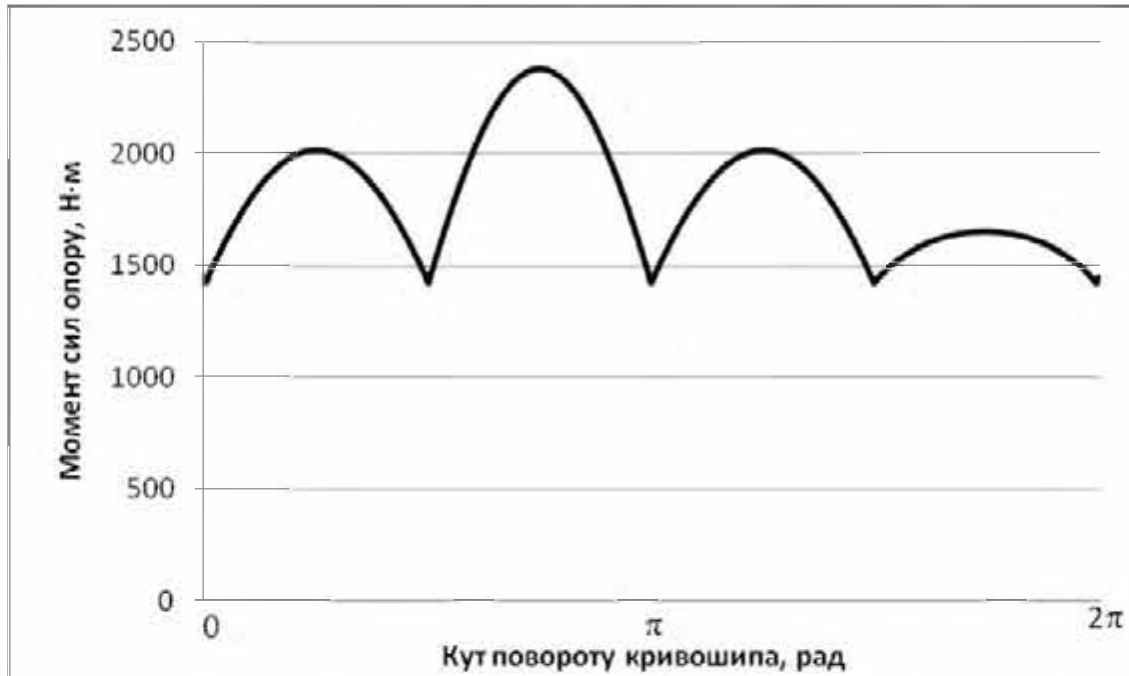


Рис. 6.36. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А200М6У3** [376] з параметрами: $\omega_0 = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{\text{сп}} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{\text{о6}} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{\text{сп}} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{сп}}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним передавальним моментом $M_{\text{ном}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{\text{np}} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $J_{\text{ред}} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формульної установки з врівноваженим приводом на чотири формульні візки:

$$\begin{aligned}
 J_{36} = & J_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + J_{s5} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
 & + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + J_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) \right] + \\
 & + m_3 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + J_{s7} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right] + \\
 & + m_4 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + J_{s8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right],
 \end{aligned} \tag{6.17}$$

де $J_o = (J_{об} + J_m + J_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4$ – маса формувальних візків 1, 2, 3 та 4; $J_{s5} = J_{s6} = J_{s7} = J_{s8} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 5, 6, 7 та 8 відносно їх центрів мас (рис. 2.11).

На основі залежності (6.17) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6.37).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.38).

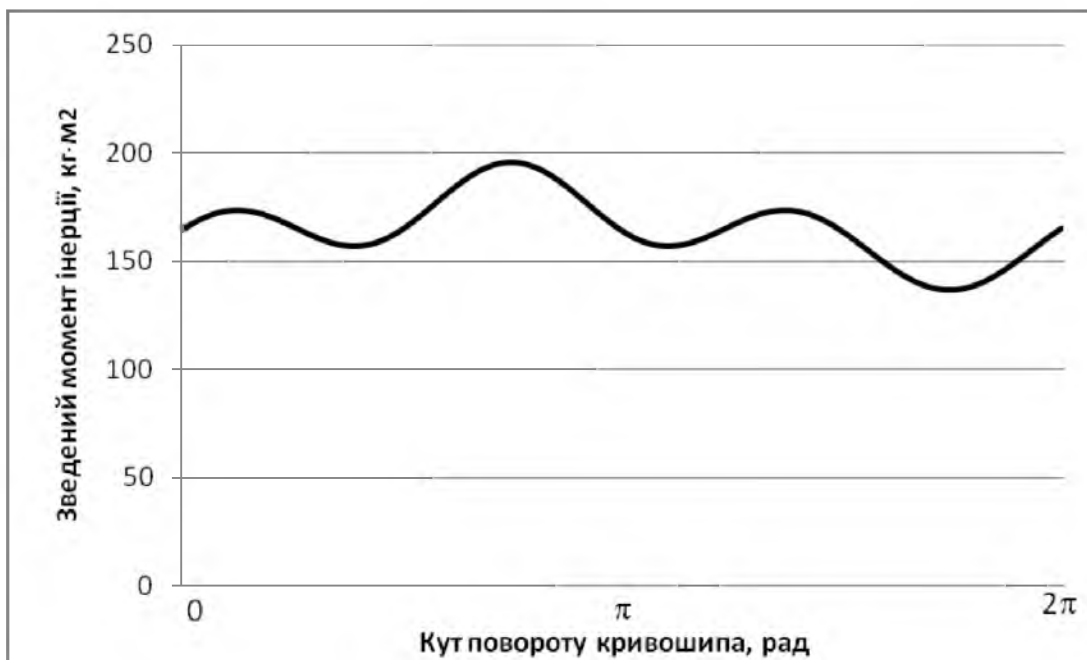


Рис. 6.37. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипа, графік зміни якого зображено на рис. 6.39.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.38 та 6.39, можна побачити, що протягом 8 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 8 обертів кри-

вошипу кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 8 повних обертів кривошипа [102, 148].

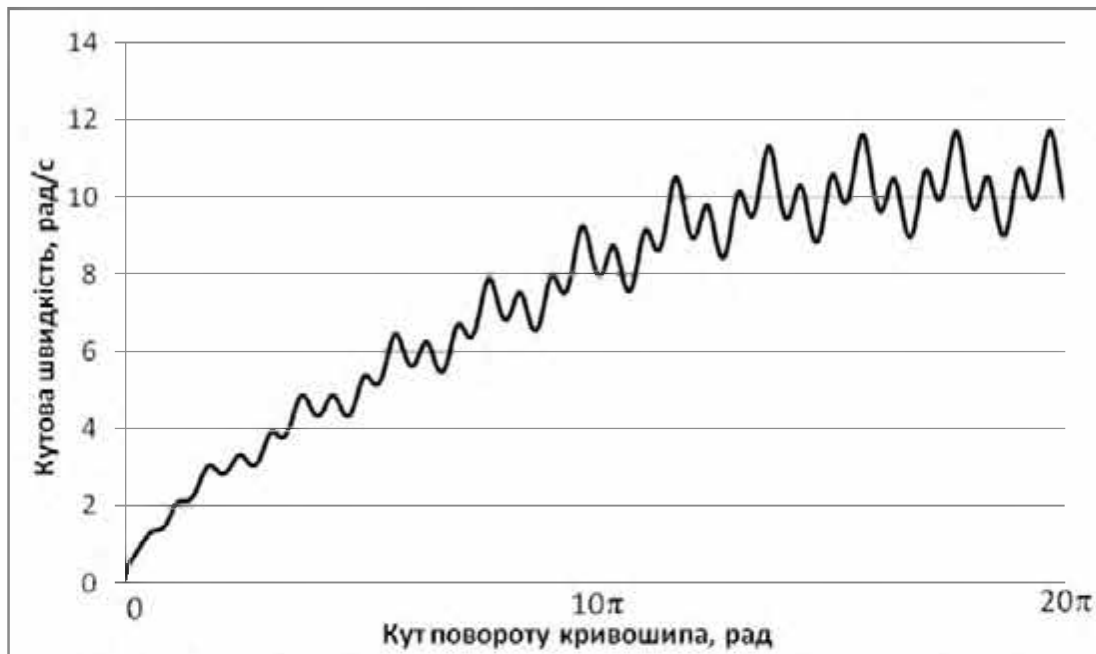


Рис. 6.38. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

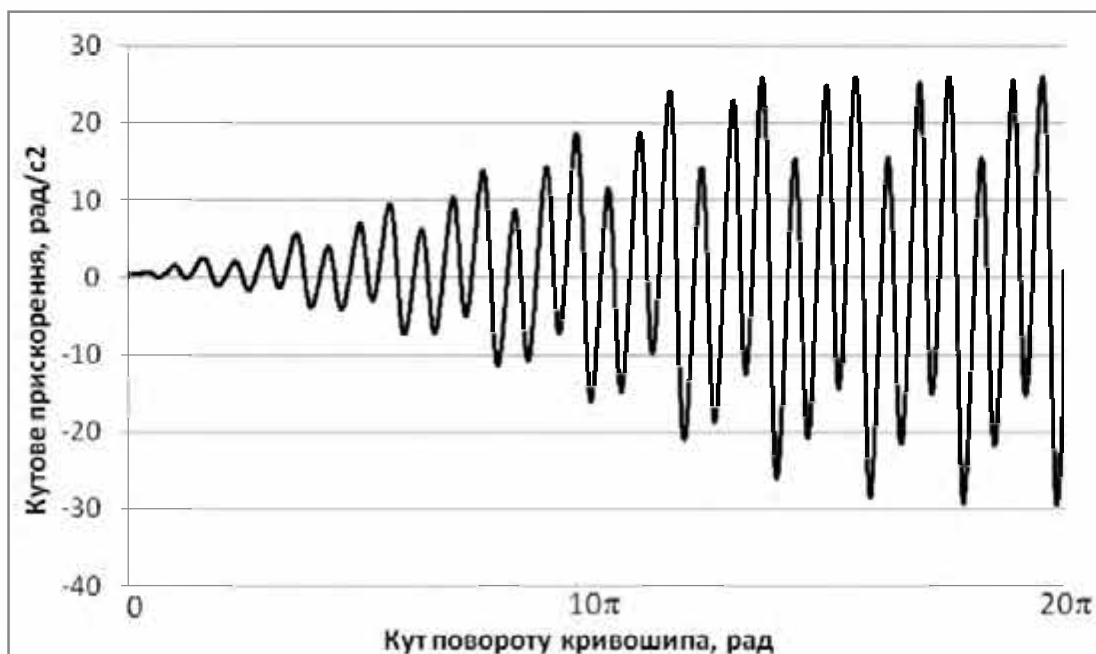


Рис. 6.39. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,02 \text{ рад/с}$ до

$\omega_{\max} = 17,752 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,288 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), становить $\delta = 0,265$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -29,55 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 26,031 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $\chi = 0,2792$ та $k_p = 0,3497$.

Одним із методів зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху є встановлення на вал двигуна або на привідний вал кривошипів установки маховика. Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на усталеному режимі руху (табл. 6.7).

Таблица 6.7

Результати розрахунків

J_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\min} , рад/с ²	ε_{\max} , рад/с ²	χ	k_p
0	9,02	11,752	10,288	0,265	-29,55	26,031	0,2792	0,3497
50	9,324	11,43	10,33	0,204	-21,427	19,97	0,2008	0,2424
100	9,523	11,238	10,357	0,166	-16,86	16,434	0,157	0,1846
150	9,663	11,111	10,375	0,139	-13,914	13,954	0,129	0,1491
200	9,765	11,02	10,387	0,121	-11,847	12,13	0,112	0,127
250	9,84	10,95	10,396	0,107	-10,31	10,725	0,099	0,1106
300	9,906	10,895	10,402	0,095	-9,13	9,61	0,0888	0,0978
350	9,957	10,85	10,407	0,086	-8,22	8,71	0,0804	0,0878
400	9,998	10,81	10,41	0,078	-7,54	7,95	0,0734	0,0794
450	10,03	10,78	10,412	0,072	-6,98	7,33	0,0676	0,0728
500	10,06	10,756	10,414	0,067	-6,49	6,79	0,0626	0,067

Закінчення таблиці 6.7

J_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\min} , рад/с ²	ε_{\max} , рад/с ²	χ	k_p
600	10,11	10,71	10,416	0,058	-5,68	5,92	0,0546	0,0579
650	10,13	10,69	10,417	0,054	-5,35	5,56	0,0512	0,0541
700	10,14	10,68	10,417	0,052	-5,06	5,25	0,0484	0,0511
750	10,16	10,665	10,417	0,048	-4,79	4,96	0,0457	0,0481
800	10,17	10,65	10,417	0,046	-4,56	4,71	0,0434	0,0455
850	10,18	10,64	10,417	0,044	-4,33	4,48	0,0413	0,0432
900	10,19	10,63	10,417	0,042	-4,14	4,27	0,0393	0,0411
950	10,2	10,62	10,416	0,04	-3,96	4,08	0,0376	0,0392
1000	10,21	10,61	10,416	0,038	-3,79	3,91	0,036	0,0375

На основі даних табл. 6.7 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.40-6.42).

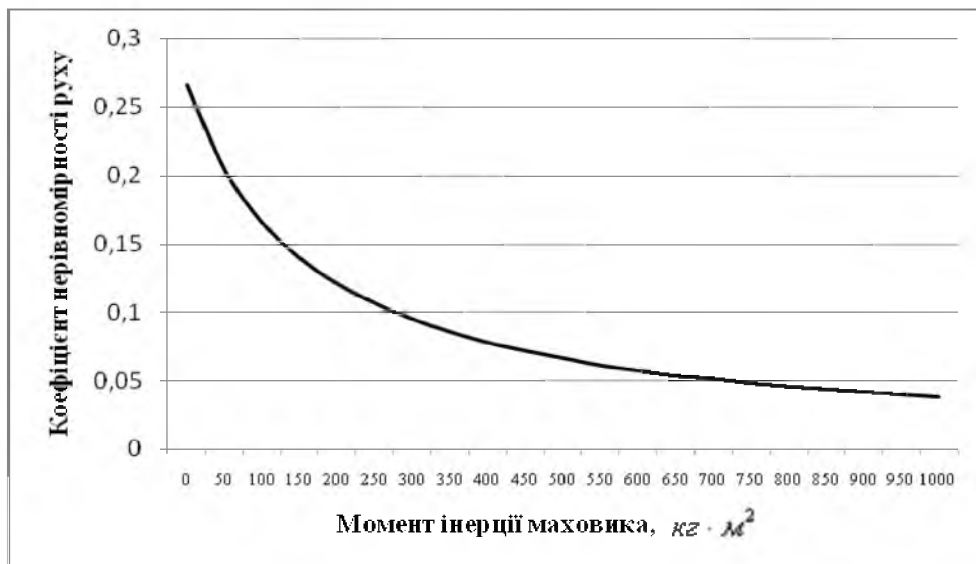


Рис. 6.40. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак три-

валість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним [102, 148].

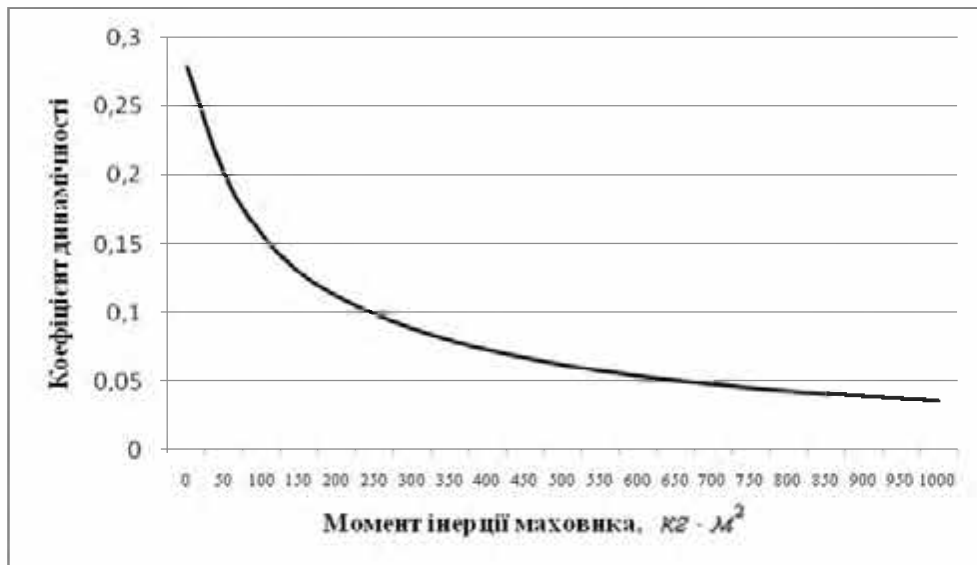


Рис. 6.41. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

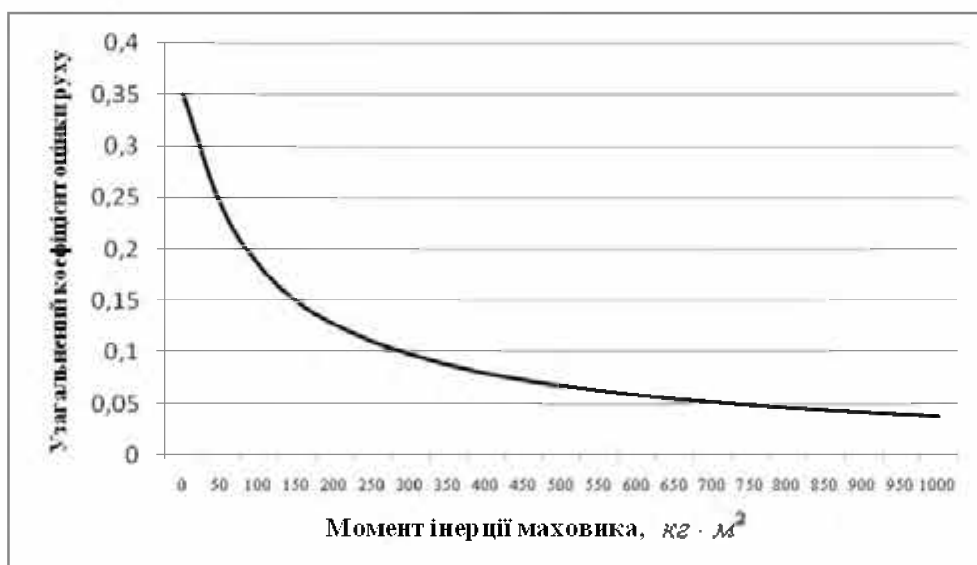


Рис. 6.42. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідають роликівій формувальній установці з врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки у залежності для визначення зведеного моменту

сил опору та зведеного моменту інерції установки приведених до осі повороту кривошипа підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ з кроком 10° . При цих значеннях моменту сил опору та зведеного моменту інерції побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту [142, 162]. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху. Результати розрахунків наведено в табл. 6.8.

Таблиця 6.8

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\min}, \text{рад/с}^2$	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	χ	k_p
0	6,3398	11,1846	8,3766	0,578373	-63,2436	68,2487	0,972655	1,30717
10	6,407	11,2266	8,4306	0,571679	-61,1654	66,069	0,929567	1,256384
20	6,6103	11,3669	8,5916	0,553634	-55,436	60,143	0,814774	1,121284
30	6,9534	11,586	8,8565	0,523073	-47,37	51,7498	0,659758	0,933363
40	7,4395	11,863	9,2181	0,479871	-40,88	43,2476	0,508955	0,739231
50	8,0537	12,1458	9,6475	0,424162	-41,8637	40,2775	0,449788	0,629701
60	8,7246	12,3168	10,0607	0,357053	-40,3346	35,9	0,398494	0,52598
70	9,3078	12,2212	10,325	0,282169	-35,4463	30,3676	0,332499	0,412119
80	9,7025	11,8318	10,3885	0,204967	-27,855	23,5752	0,258106	0,300117
90	9,5009	11,3015	10,3376	0,17418	-19,38	17,1	0,181349	0,211687

На основі даних табл. 6.8 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 6.43), коефіцієнта динамічності руху (рис. 6.44) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 6.45) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

Аналіз даних табл. 6.8 та графіків на рис. 6.43-6.45 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$

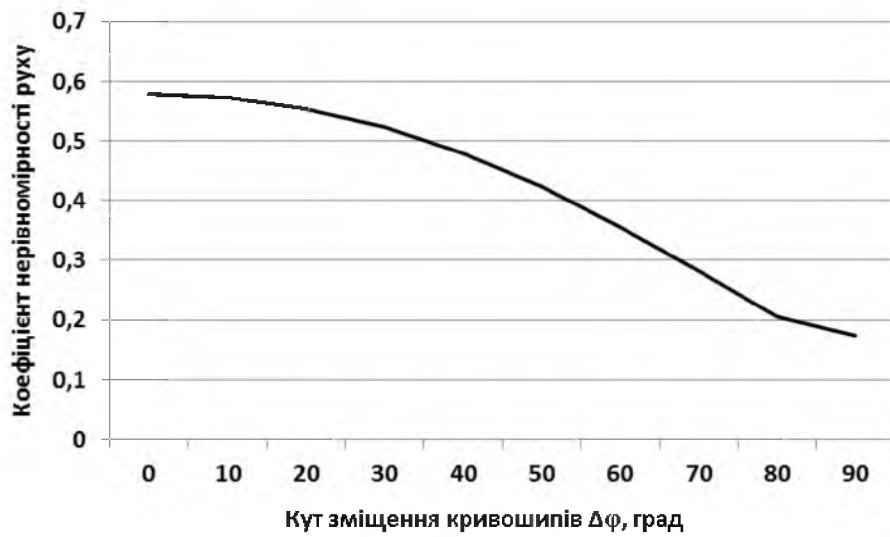


Рис. 6.43. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

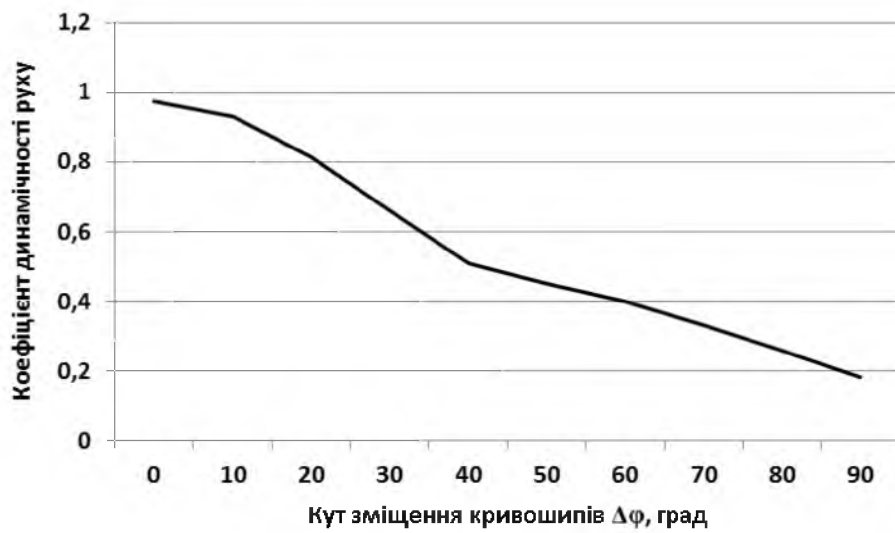


Рис. 6.44. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

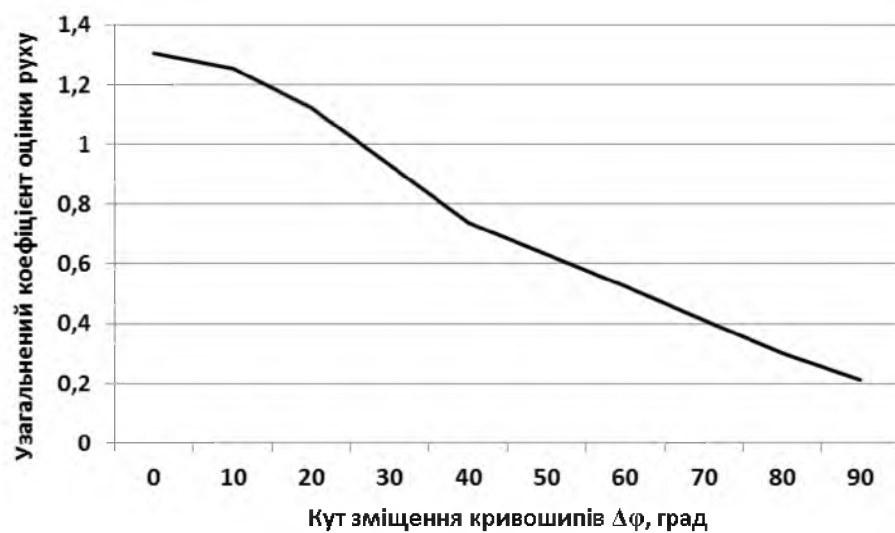


Рис. 6.45. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху від кута зміщення кривошипів

6.5. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з кривошипно-повзунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Отримані у підрозділах 6.1-6.4 результати аналізу нерівномірності руху роликів формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два візки, енергетично врівноваженим приводом на три візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки представлені в табл. 6.9 [122, 148, 205, 334].

На основі даних табл. 6.9 побудовано гістограми зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ (рис. 6.46), коефіцієнта динамічності χ (рис. 6.47) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p (рис. 6.48) в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду привідного механізму.

Аналіз даних табл. 6.9 та гістограм на рис. 6.46-6.48 показує, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Таблиця 6.9

Результати розрахунків

Показник	Установка з кількістю візків*			
	1	2	3	4
δ	0,3765	0,156	0,11	0,265
χ	0,51412	0,1453	0,169	0,2792
k_p	0,656	0,1696	0,181	0,3497

*Примітка. Кількість візків в установці: 1 – установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

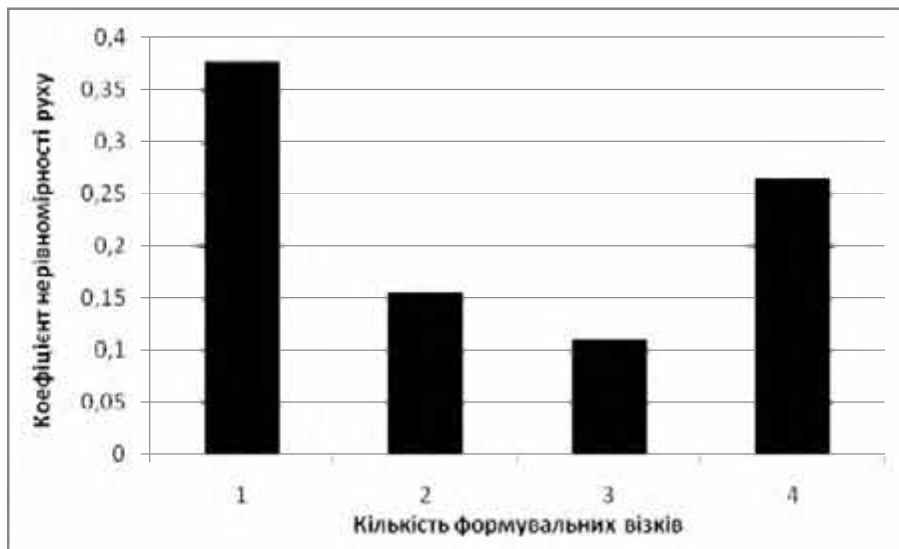


Рис. 6.46. Гістограми зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

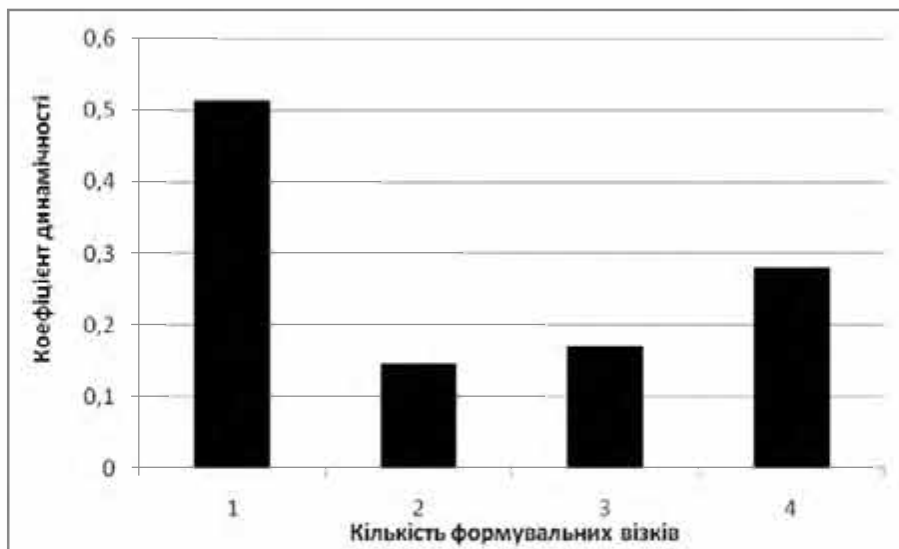


Рис. 6.47. Гістограми зміни коефіцієнта динамічності χ в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

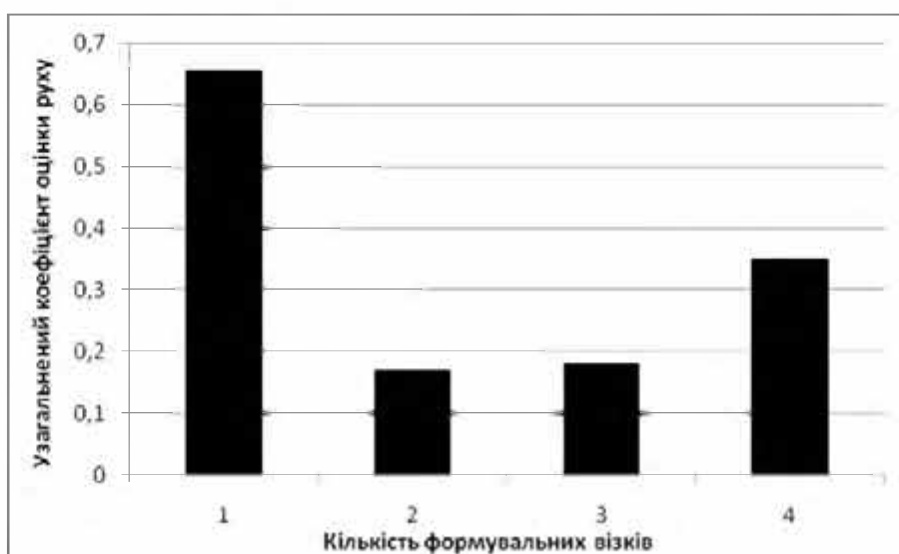


Рис. 6.48. Гістограми зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

6.6. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення

Для зменшення нерівномірності руху роликів формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом у її конструкції можна застосувати передавальний механізм від двигуна до приводного вала із змінним передаточним відношенням.

На рис. 6.49 зображено роликову формувальну установку з використанням еліптичної зубчастої передачі між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа [278].

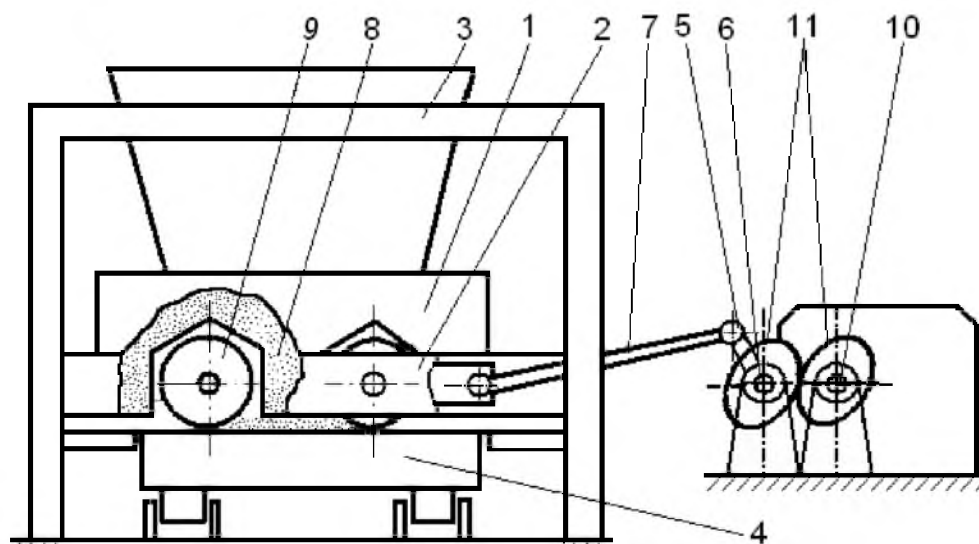


Рис. 6.49. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням передавального механізму, що має змінне передаточне відношення

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-повзунний привід вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Між вихідним валом редуктора 10 та приводним валом кривошипа 6

встановлено еліптичну зубчасту передачу 11. Причому цю передачу встановлено таким чином, щоб передаточне відношення від вихідного валу редуктора до привідного валу кривошипа приймало своє мінімальне значення при досягненні формувальним візком крайніх положень.

Для такої установки запропоновано функцію зміни передаточного відношення еліптичної передачі передавального механізму протягом циклу руху, графік якої зображено на рис. 6.50 [127, 148].

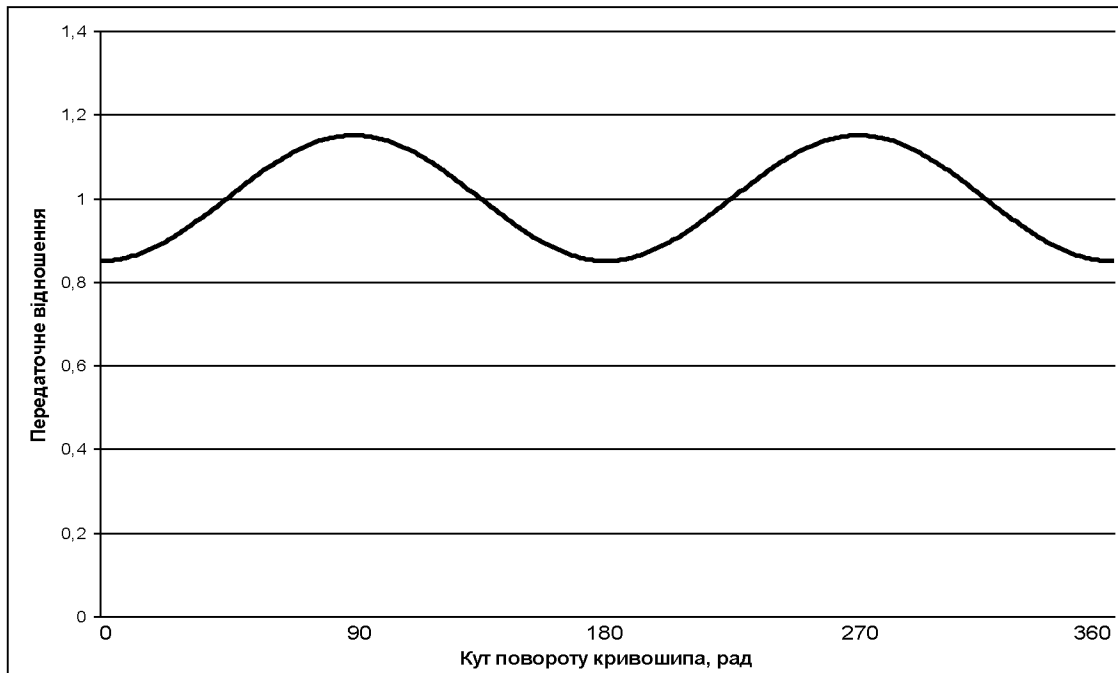


Рис. 6.50. Графік зміни передаточного відношення передавального механізму

Наклавши функцію зміни передаточного відношення передавального механізму на функцію зміни кутової швидкості та кутового прискорення привідного валу установки (рис. 6.4 та 6.5), отримано функції зміни цих параметрів з використанням вказаного передавального механізму, графіки яких зображено на рис. 6.51 та 6.52.

При застосуванні такого передавального механізму кутова швидкість привідного валу на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,91 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,29 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 9,6 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,144$, що у

2,62 рази менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -44,54 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 44,54 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності становить $\chi = 0,423$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – $k_p = 0,443$, що, відповідно, у 1,22 та 1,47 разів менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму [127, 148].

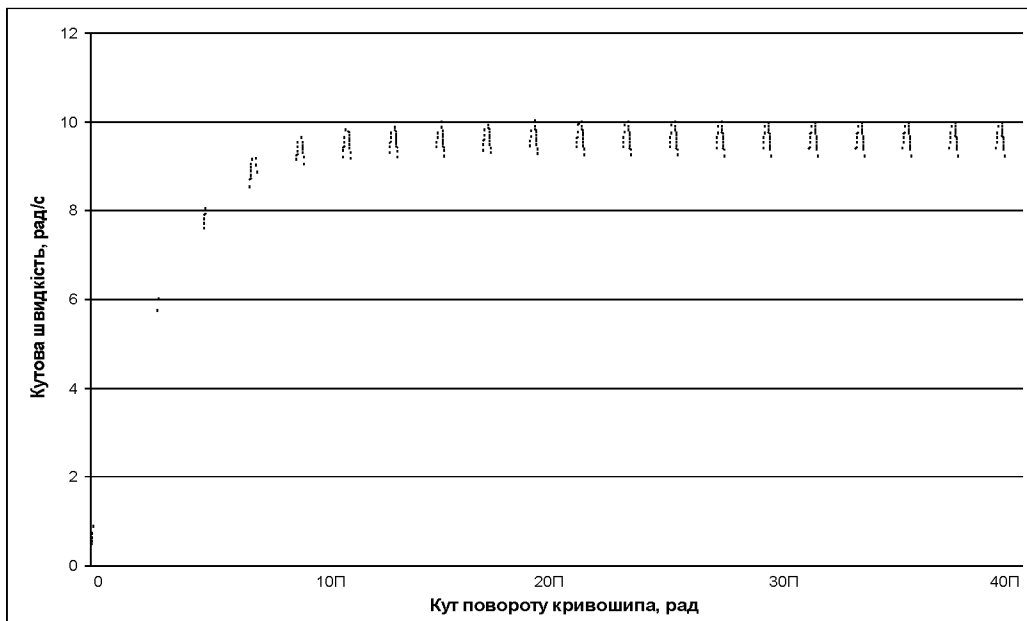


Рис. 6.51. Графік зміни кутової швидкості привідного вала установки

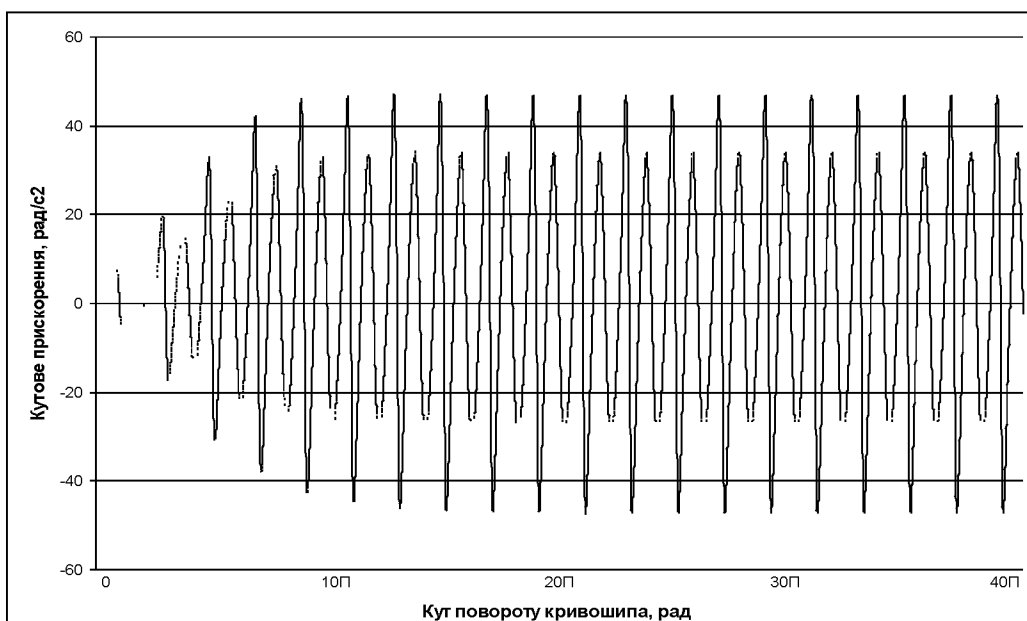


Рис. 6.52. Графік зміни кутового прискорення привідного вала установки

6.7. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з гідромеханічним приводом

З метою удосконалення привідного механізму роликів формувальної установки та його розвантаження запропонована ідея поєднання гідравлічного та механічного приводу зворотно-поступального руху формувального візка з уковувальними роликами [273]. На рис. 6.53 зображена установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 3 на нерухомому порталі 2 та форми 10, яка в свою чергу рухається в напрямку V_ϕ , що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка (V_B). Привід вміщує в собі гідроциліндри 4, 5 та 6, гідропроводи 7 та 8, приводний вал 9 з двома кривошипами, що жорстко закріплені на цьому валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = \pi$, електродвигун 11, пружні муфти 12 та 14 та багатоступінчастий редуктор 13. Формувальний візок 1 приводиться в зворотно-поступальний рух від штоку головного гідроциліндра 4 гідравлічної частини приводу, рух якого забезпечується за допомогою двох допоміжних гідроциліндрів 5, 6 та ведучого вала 9. Гідроциліндри 5 та 6 мають різні діаметри, оскільки вони з'єднані гідропроводами з різними порожнинами гідроциліндра 4. Різниця між площами поперечних перерізів гідроциліндрів 6 та 5 дорівнює величині площі поперечного перерізу штока гідроциліндра 4.

На рис. 6.54 зображена кінематична схема привідного механізму для визначення переміщення, швидкості та прискорення формувального візка в залежності від кута повороту кривошипа φ [123, 148].

Для проведення аналізу запропонованої формувальної установки визначено за якими законами змінюються переміщення, перша та друга передачі функції формувального візка при постійній кутовій швидкості кривошипа ($\dot{\varphi} = \omega = const$):

$$x = r \cdot \left(1 - \frac{c}{r} + \sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi} \right); \quad (6.18)$$

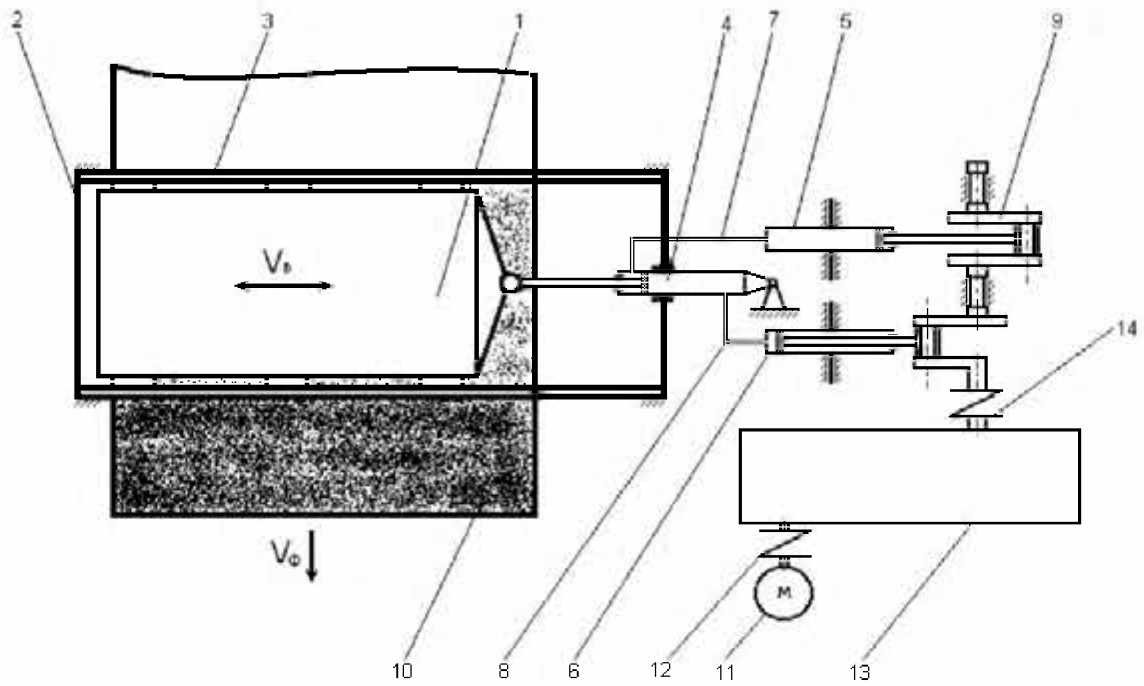


Рис. 6.53. Роликова формувальна установка з гідромеханічним приводом

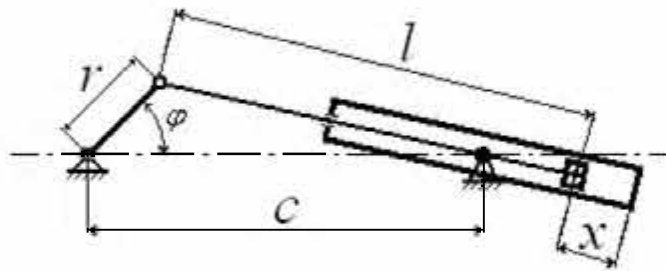


Рис. 6.54. Кінематична схема привідного механізму

$$\frac{\partial x}{\partial \varphi} = r \cdot \frac{\sin \varphi}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi}}; \quad (6.19)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \varphi^2} = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi}} \cdot \left(\cos \varphi - \frac{\frac{c}{r} \cdot \sin^2 \varphi}{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi} \right); \quad (6.20)$$

де r – довжина кривошипа; l – довжина штоку гідроциліндрів 5 та 6; c – відстань між віссю кривошипа та віссю обертання гідроциліндрів 5 та 6.

За виразом (3.7) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роликової формувальної установки з гідромеханічним приводом, який зображено на рис. 6.55 в залежності від кута повороту кривошипа [123, 148].

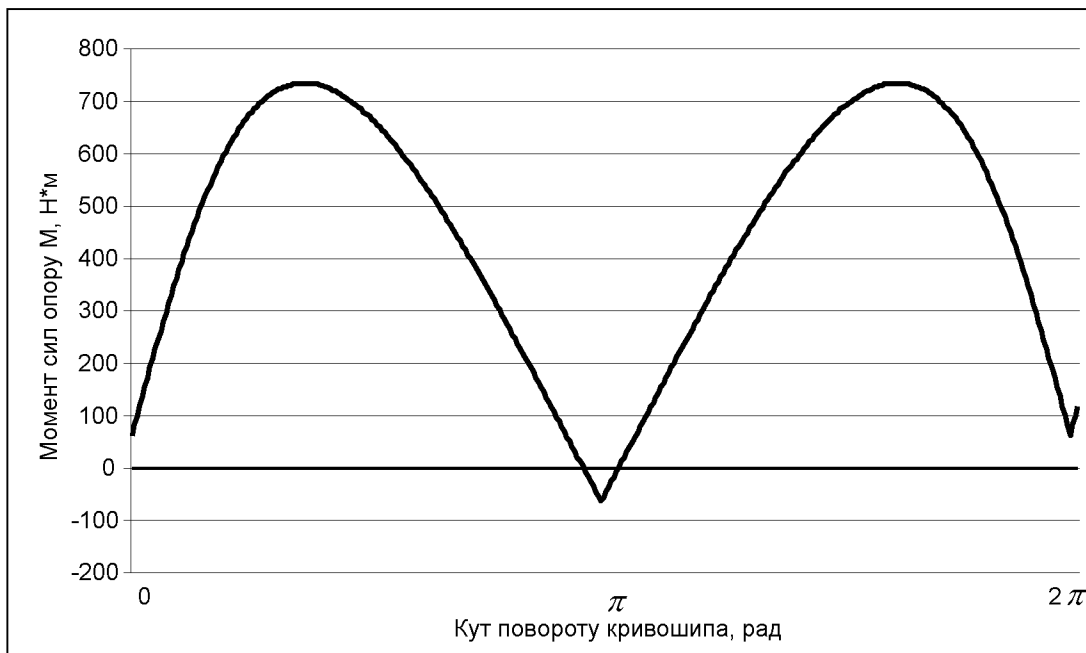


Рис. 6.55. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

З графіка на рис. 6.55 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{ср} = 453,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 4,94 \text{ кВт}$.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [376] 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; $J_{oe} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – 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 [374] з номінальним передавальним моментом $M_{мюм} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передавальним числом $i_{np} = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

За допомогою залежності (6.9) визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликівальної установки з гідромеханічним приводом і побудовано його графік в залежності від кута повороту кривошипа за цикл (рис. 6.56).

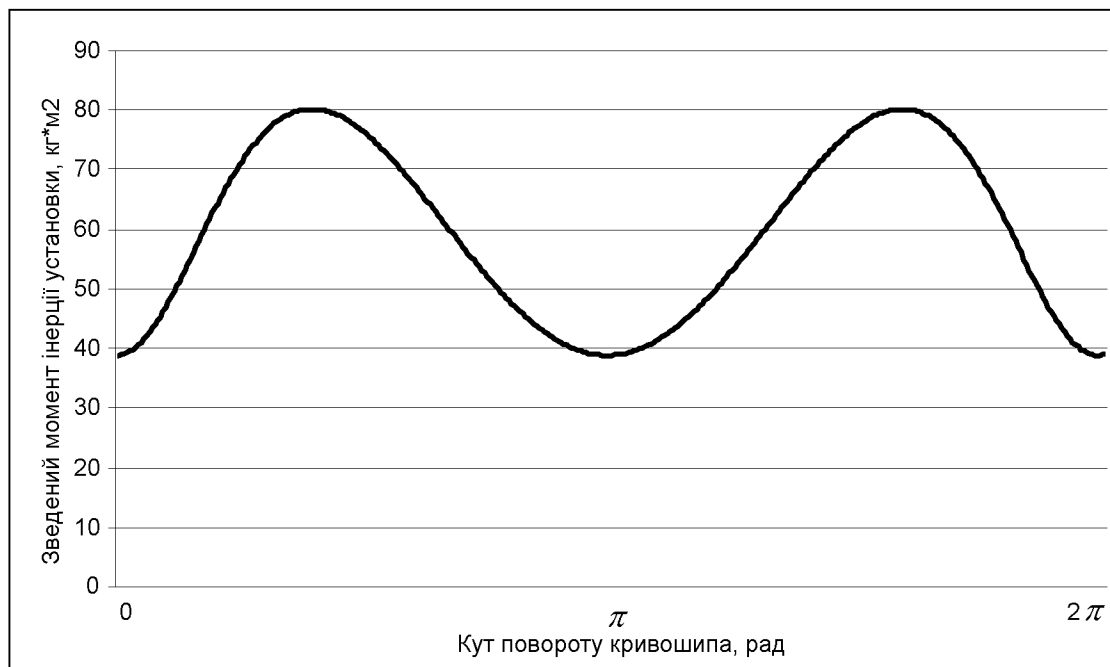


Рис. 6.56. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.57).

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 6.58.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.57 та 6.58, можна побачити, що протягом 14 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 14 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипа досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 14 повних обертів кривошипа.

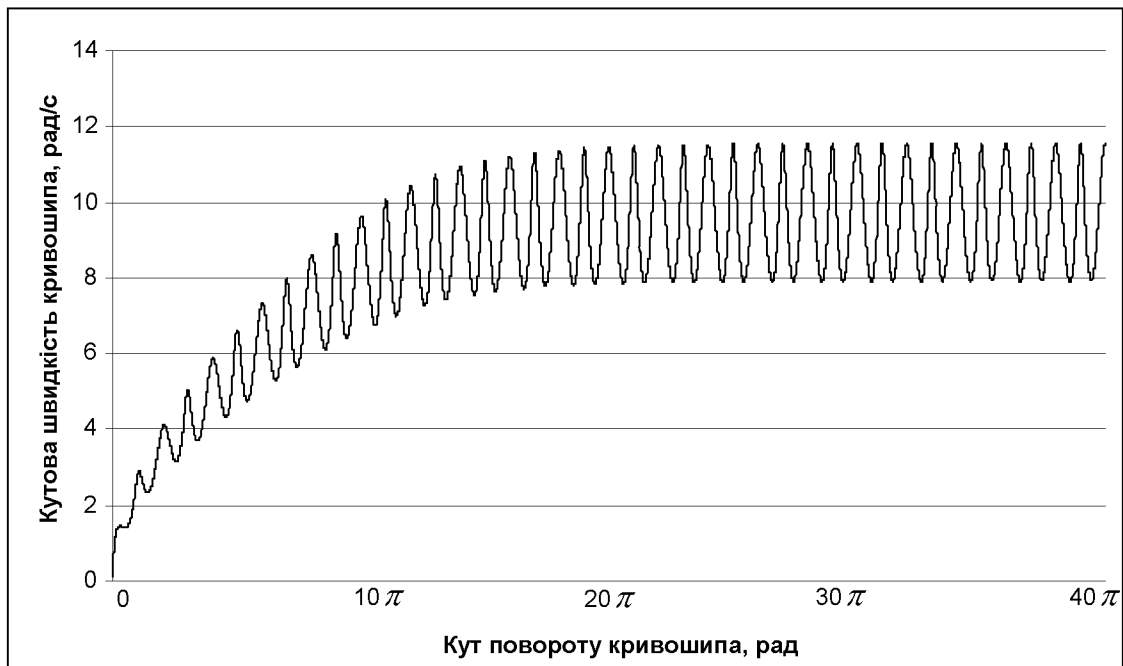


Рис. 6.57. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

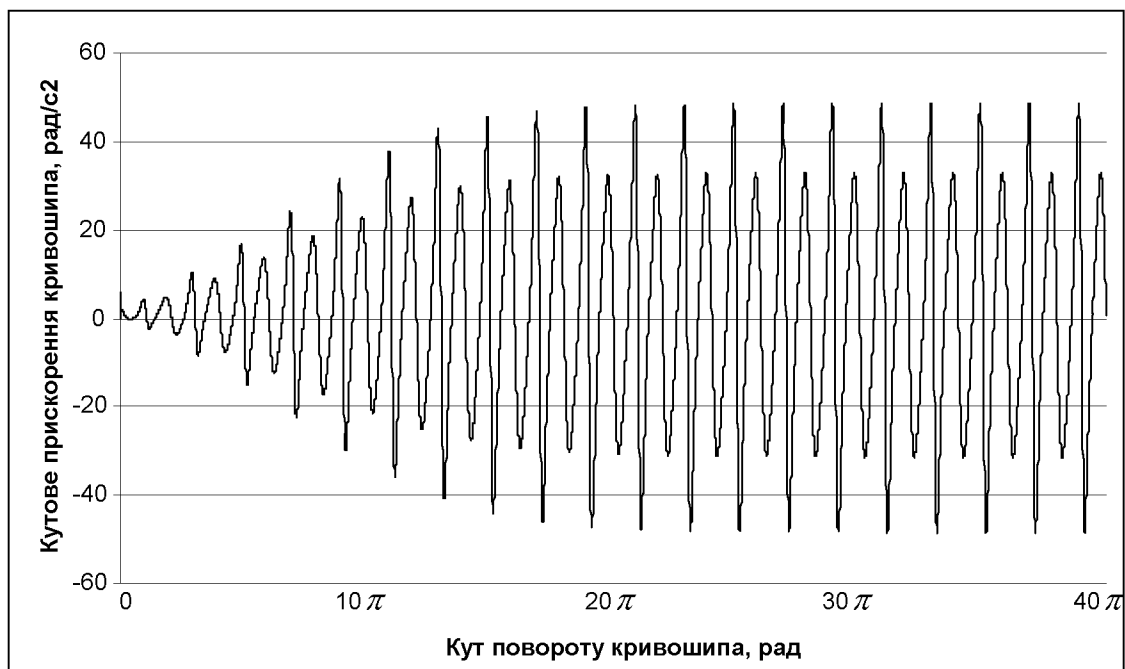


Рис. 6.58. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,109 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,663 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,886 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності

(6.12), становить $\delta = 0,3595$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -55,037 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 55,037 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $\chi = 0,563$ та $k_p = 0,6856$.

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розраховано кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа з застосуванням відповідного маховика (рис. 6.59, 6.60).



Рис. 6.59. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 6.59 та 6.60, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху в порівнянні з установкою без маховика ($\delta = 0,067$), але тривалість пуску значно зростає з 14 обертів (без маховика) до 65 обертів (з маховиком з моментом інерції $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($\chi = 0,0895$, $k_p = 0,0939$).

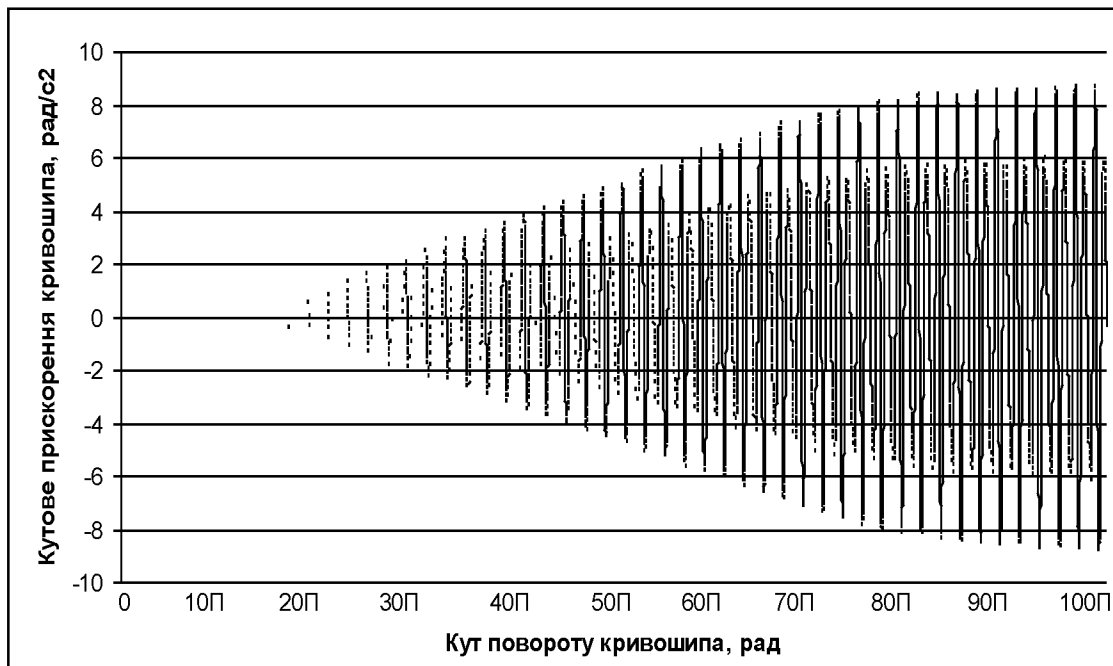


Рис. 6.60. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримуємо зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (табл. 6.10) [123, 148].

На основі даних табл. 6.10 побудовано графіки зміни коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.61-6.63).

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $J_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним [123, 148].

Таким чином, встановлено, що роликові формувальні установки з гідромеханічним приводом мають значну нерівномірність руху в процесі формування залізобетонних виробів. Для зменшення цієї нерівномірності руху до раціональних меж запропонована методика вибору параметрів маховика.

Таблица 6.10

Результати розрахунків

J_M , $кг \cdot м^2$	ω_{\min} , $рад/с$	ω_{\max} , $рад/с$	$\omega_{\text{ср}}$, $рад/с$	δ	ε_{\max} , $рад/с^2$	χ	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	8,109	11,663	9,886	0,3595	55,037	0,563	0,6856	14
50	9,222	11,166	10,194	0,1907	27,995	0,2694	0,3057	23
100	9,592	10,929	10,261	0,1304	18,8	0,1786	0,1955	36
150	9,776	10,796	10,286	0,099	14,184	0,134	0,1438	45
200	9,922	10,749	10,336	0,08	11,45	0,1072	0,1136	56
250	9,989	10,682	10,336	0,067	9,557	0,0895	0,0939	65
300	10,038	10,635	10,336	0,058	8,202	0,0767	0,0801	76
350	10,075	10,599	10,337	0,0507	7,1836	0,0672	0,0698	86
400	10,104	10,571	10,338	0,0452	6,39	0,0598	0,062	94
450	10,128	10,549	10,338	0,0407	5,754	0,0538	0,0555	102
500	10,147	10,53	10,338	0,037	5,236	0,0489	0,0503	112
550	10,163	10,515	10,339	0,034	4,8	0,0449	0,0461	123
600	10,177	10,502	10,339	0,0314	4,435	0,0415	0,0425	133
650	10,188	10,49	10,339	0,0292	4,1205	0,0385	0,0394	143
700	10,199	10,481	10,334	0,0273	3,847	0,0359	0,0367	152
750	10,207	10,472	10,334	0,0256	3,608	0,0338	0,0344	161
800	10,215	10,465	10,34	0,0241	3,397	0,0318	0,0324	170
850	10,222	10,458	10,34	0,0228	3,209	0,03	0,0305	179
900	10,228	10,452	10,34	0,0216	3,04	0,0284	0,0289	187
950	10,234	10,446	10,34	0,0205	2,89	0,027	0,0275	196
1000	10,239	10,442	10,34	0,0196	2,752	0,0258	0,0261	205

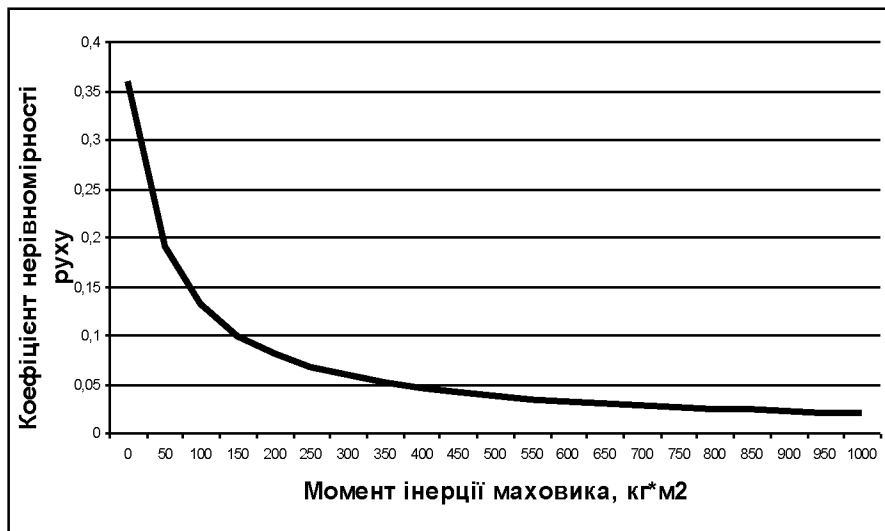


Рис. 6.61. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

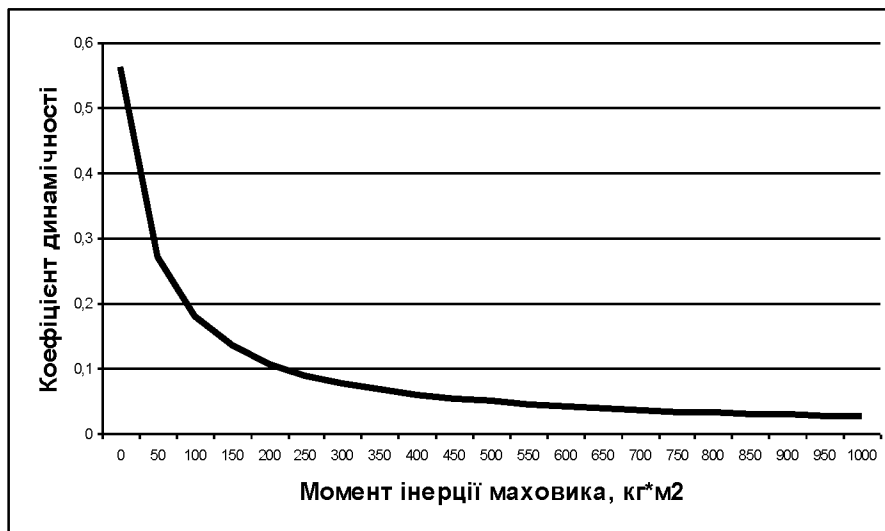


Рис. 6.62. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

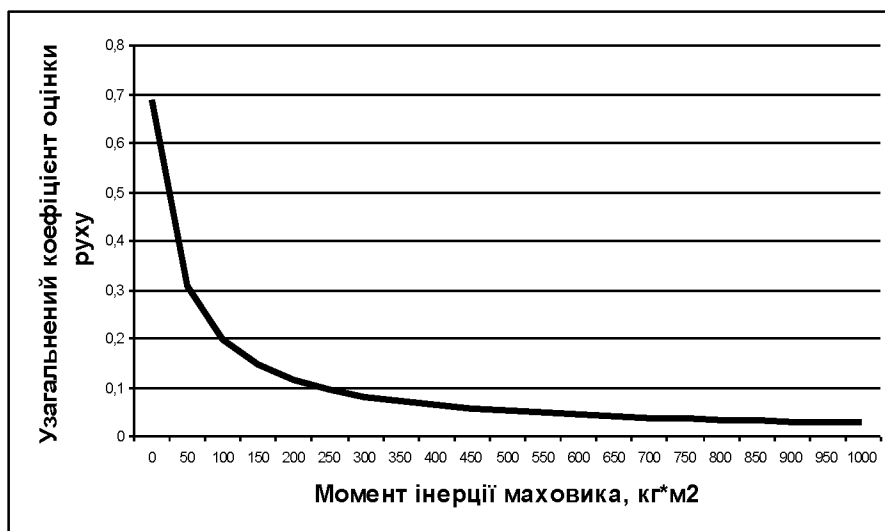


Рис. 6.63. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

РОЗДІЛ 7

ДИНАМІКА МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРИВІДНИХ МЕХАНІЗМІВ

7.1. Динаміка роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей кривошипно-шатунного приводу

В роботах [119, 131, 132, 146, 148, 165...167, 341, 342] та підрозділах 5.1-5.3 визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, однак при цьому не було враховано коефіцієнт дисипації привідного механізму. Тому актуальною є задача визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом із врахуванням коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Під час роботи роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом (рис. 1.3) в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипа виникають значні динамічні навантаження, які приводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використано двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 7.1).

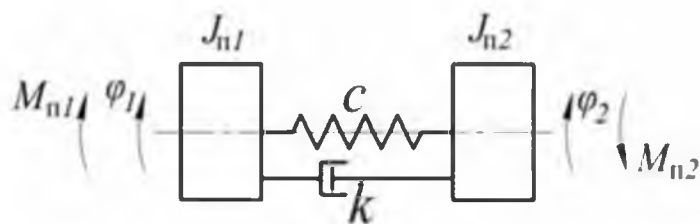


Рис. 7.1. Динамічна модель роликової формувальної установки

В цій моделі прийняті такі позначення: M_{n1} – рушійний момент на валу привідного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа; M_{n2} – момент від сил опору переміщенню формувального візка з укочувальними роликами зведений до осі повороту кривошипа; J_{n1} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції ротора електродвигуна та елементів привідного механізму; J_{n2} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції форму-

вального візка та кривошипно-шатунного механізму; c , k – коефіцієнти жорсткості та дисипації привідного механізму зведені до осі повороту кривошипа; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас $J_{п1}$ та $J_{п2}$ відповідно [157, 159, 334, 336].

Зведений момент інерції привідного механізму можна визначити наступною залежністю [157, 159, 334, 336]:

$$J_{п1} = (J_p + J_m) \cdot \delta \cdot u^2, \quad (7.1)$$

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 $J_{п2}$ визначено з другої частини механізму (рис. 7.2), яка включає в себе кривошипно-шатунний механізм з формувальним візком. Причому масу шатуна m_u порівно розділено в точках A та B . Тоді момент інерції кривошипа буде визначатися залежністю:

$$J_{\kappa} = J'_{\kappa} + \frac{m_u}{2} \cdot r^2, \quad (7.2)$$

а маса візка буде мати вигляд:

$$m_B = m'_B + \frac{m_w}{2}. \quad (7.3)$$

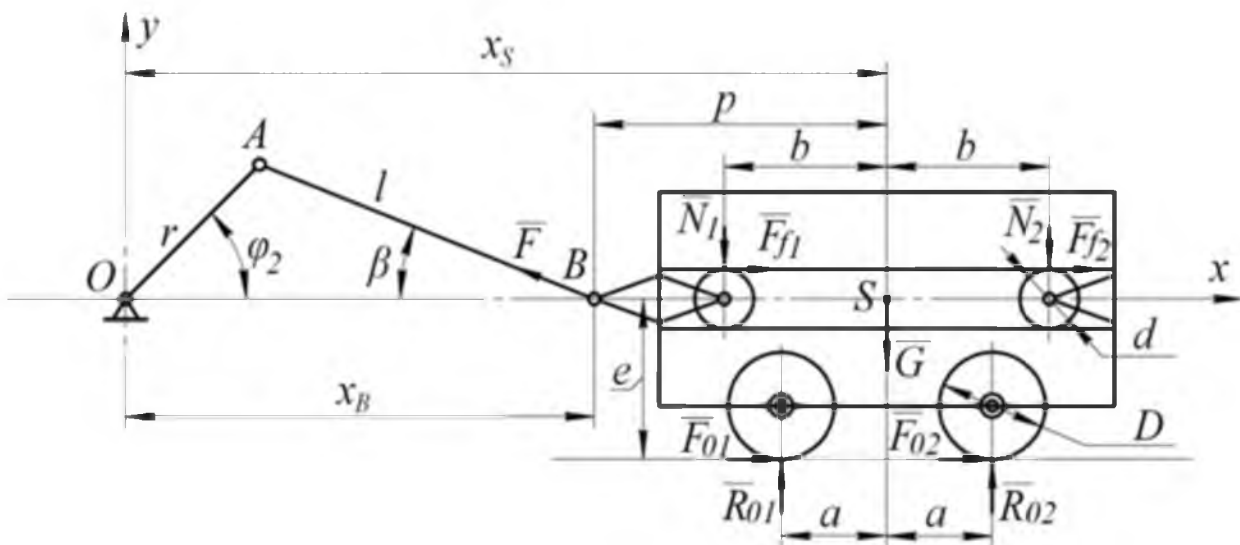


Рис. 7.2. Розрахункова схема роликової формувальної установки

Тут m_u – маса шатуна; m'_B – маса формувального візка; J'_κ – 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 $J_{п2}$ визначено з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунного механізму з візком T_p (рис. 7.2) та другого диска динамічної моделі (рис. 7.1) T_m , тобто $T_p = T_m$ [157, 159].

Знайдено кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму з візком:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_\kappa \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \dot{x}_s^2, \quad (7.4)$$

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

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

$$\dot{x}_B = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2}. \quad (7.5)$$

Тоді залежність (7.4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (7.6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 7.1 виражається залежністю:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.7)$$

Прирівнюючи залежності (7.6) та (7.7), отримано:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.8)$$

З рівняння (7.8) отримано:

$$J_{п2} = J_\kappa + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (7.9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору M_{n2} використано рис. 7.2, 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 уковувальних роликів з будівельною сумішшю; R_{01}, R_{02} – вертикальні сили взаємодії уковувальних роликів з будівельною 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 уковувального ролика; d – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 , а також зусилля в шатуні F розглянуто статичну рівновагу формувального візка. Всі сили, що діють на візок спроектовано на координатні осі x і y та складено суму моментів цих сил відносно точки B (рис. 7.2) в результаті чого отримано [157, 159, 334]:

$$\begin{cases} \sum X = -F \cdot \cos \beta + N_1 \cdot f_{np} + N_2 \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} = 0; \\ \sum Y = F \cdot \sin \beta - N_1 - N_2 - G + R_{01} + R_{02} = 0; \\ \sum M_B = -N_1 \cdot (p - b) - N_2 \cdot (p + b) - G \cdot p - \\ - (N_1 + N_2) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + (F_{01} + F_{02}) \cdot e + R_{01} \cdot (p - a) + R_{02} \cdot (p + a) = 0. \end{cases} \quad (7.10)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7.10), знайдено:

$$F = \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \cdot [(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02}]; \quad (7.11)$$

$$N_2 = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[R_{01} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{02} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \right. \\ \left. - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F \cdot \sin \beta \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \right]; \quad (7.12)$$

$$N_1 = R_{01} + R_{02} + F \cdot \sin \beta - N_2 - G. \quad (7.13)$$

На основі залежності (7.11) знайдено момент сил опору, зведений до осі повороту кривошипа [157, 159, 334]:

$$M_{n2} = F \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta\right) = F \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta). \quad (7.14)$$

Величина кута β може бути визначена зі співвідношення:

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta. \quad (7.15)$$

Звідки:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right). \quad (7.16)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складено диференціальні рівняння руху роликів формувальної установки, представлені двомасовою динамічною моделлю [20...22, 43, 87, 89, 92, 157, 159, 333, 334, 336]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= Q_{\varphi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2}, \end{aligned} \quad (7.17)$$

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:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (7.18)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.19)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\varphi_1} = M_{n1}; \quad Q_{\varphi_2} = M_{n2}, \quad (7.20)$$

де M_{n1} – рушійний момент на валу привідного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса [157, 376]:

$$M_{n1} = \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot u \cdot \eta_n}{\frac{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}}. \quad (7.21)$$

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

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

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_n – номінальна кутова швидкість ротора привідного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримано:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= 0; & \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= m_B \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2}; & \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; & \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \ddot{\varphi}_1} &= J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + 2 \cdot m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \end{aligned} \quad (7.22)$$

Після підстановки виразів (7.18), (7.20), (7.21), (7.11) та (7.14) в систему рівнянь (7.17) отримано [157, 159, 334]:

$$\left\{ \begin{aligned} J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{kp}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 &= \\ &= c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \cdot [(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta). \end{aligned} \right. \quad (7.23)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [157, 334, 350]: $r = 0,2\text{ м}$; $l = 0,8\text{ м}$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю $F_{01} = F_{02} = 7962\text{ Н}$ 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 – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625\text{ кПа}$; $R_{01} = R_{02} = 9740\text{ Н}$; $m_{\text{ш}} = 64\text{ кг}$; $m'_B = 1000\text{ кг}$; $f_{\text{нр}} = 0,008$; $D = 0,22\text{ м}$; $d = 0,046\text{ м}$; $a = 0,27\text{ м}$; $b = 0,37\text{ м}$; $p = 0,52\text{ м}$; $e = 0,21\text{ м}$; маса візка з половиною маси шатуна $m_B = 1032\text{ кг}$; $G = 10124,9\text{ Н}$ за виразами (7.11)-(7.14) визначено функції зміни реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 (рис. 7.3), зусилля в шатуні F (рис. 7.4) та моменту сил опору $M_{\text{п2}}$ (рис. 7.5).

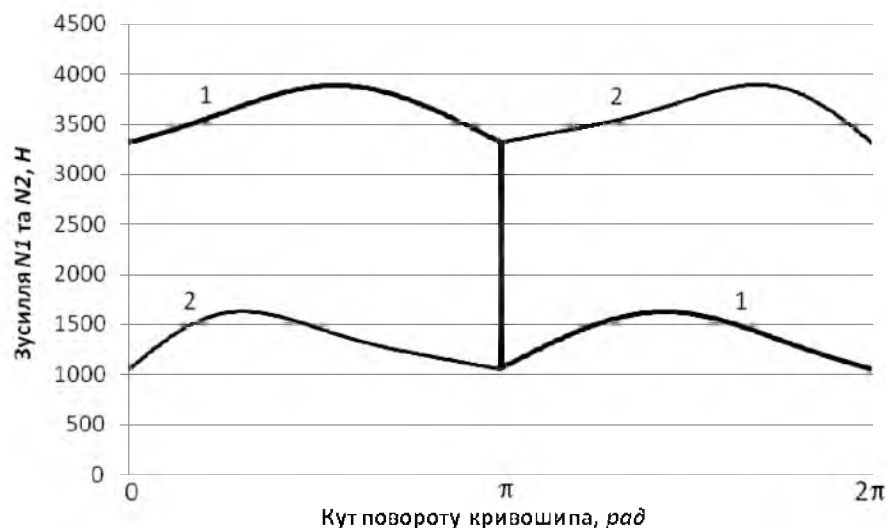


Рис. 7.3. Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 (1) та N_2 (2) в залежності від кута повороту кривошипа

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [125]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А132S6У3 [376] 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 [374] з номінальним моментом, що передається, $M_{мюм} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передачним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.



Рис. 7.4. Графік зміни зусилля в шатуні F в залежності від кута повороту кривошипа



Рис. 7.5. 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. 7.2) [154]:

$$x_B = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta. \quad (7.24)$$

З рівності (7.15) можна отримати:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.25)$$

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

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^4 - \dots \quad (7.26)$$

Відношення r/l для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряд (7.26) досить швидко сходиться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени ряду (7.26). Тоді залежність (7.24) буде мати вигляд [157, 159, 334]:

$$x_B = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]. \quad (7.27)$$

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка матимуть вигляд [157, 159, 334]:

$$\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right); \quad (7.28)$$

$$\frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right). \quad (7.29)$$

В результаті чисельного експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипа, становить $c = 70000 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [56, 344]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаженні у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості викори-

стано в наступних розрахунках. Оптимальне значення жорсткості приводу досягається шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувального візка систему рівнянь (3.23) було доповнено величиною коефіцієнта дисипації приводу k [157, 159, 334]:

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{кр}}{s_{кр} + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ \left[J_{к} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 = \\ = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \times \\ \times \left[(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta). \end{cases} \quad (7.30)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7.30) визначено та побудовано графічні залежності зміни максимального $M_{муфт \max}$ та середньоквадратичного $\tilde{M}_{муфт}$ моментів у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації (рис. 7.6).

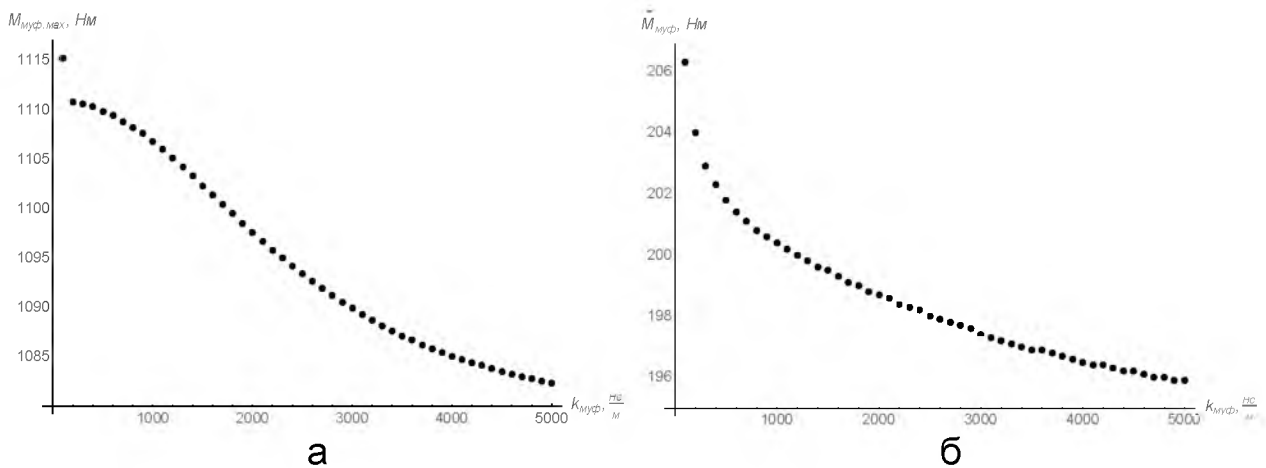


Рис. 7.6. Графіки зміни максимального $M_{муфт \max}$ (а) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{муфт}$ (б) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{H \cdot m}{рад/c}$ до $k = 5000 \frac{H \cdot m}{рад/c}$ відбувається зменшення

максимального та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 100 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ до $k = 4000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ іде різка зміна, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки [159, 334].

Виходячи із системи рівнянь (7.30) розраховано та побудовано графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ (рис. 7.7) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (сірий колір) та $k = 4000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф min}} = -1450 H \cdot m$ до $M_{\text{муф max}} = 2530 H \cdot m$. При цьому амплітуда відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 3980 H \cdot m$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 4000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф min}} = -680 H \cdot m$ до $M_{\text{муф max}} = 1440 H \cdot m$. При цьому амплітуда відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 2120 H \cdot m$, що на 87,7 % менше у порівнянні з аналогічним параметром при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ [159, 334].

На рис. 7.8 наведено графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (сірий колір) та $k = 4000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ їх амплітуда по осі абсцис та по осі ординат має більше значення ніж при $k = 4000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ [159, 334].

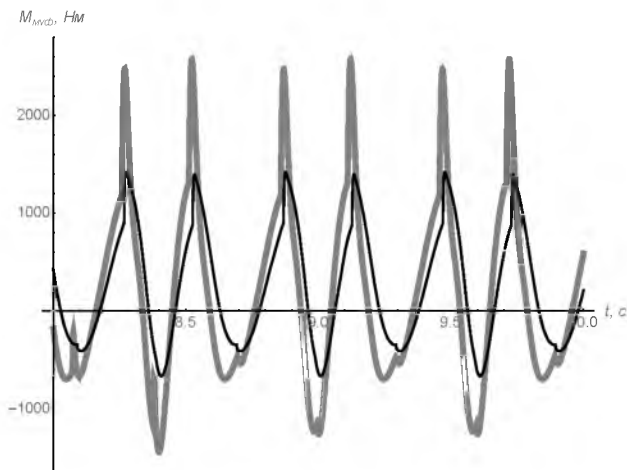


Рис. 7.7. Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{мхф}$ в залежності від часу

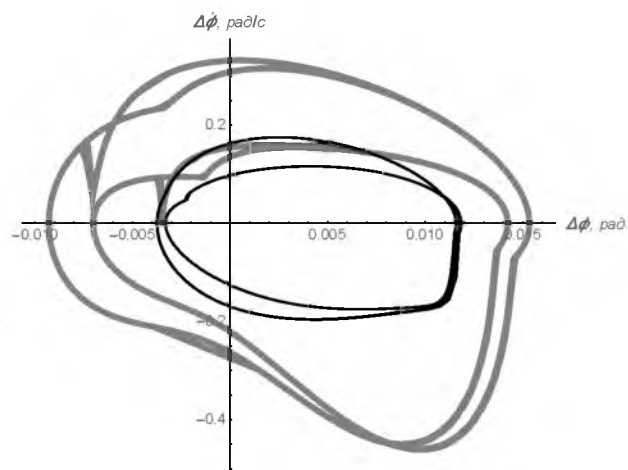


Рис. 7.8. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

Із графіка зміни динамічної складової пружного моменту у муфті в залежності від часу (рис. 7.7) та із класичного фазового портрету (рис. 7.8) видно, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 4000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$ в муфті спостерігаються значно менші енергетичні витрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 1000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$. Величина коефіцієнта дисипації приводу регулюється шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

7.2. Динаміка роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей рекупераційного приводу

Для дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекупераційним приводом (рис. 2.3) використано двомасову динамічну модель (рис. 7.1). Зведений момент інерції привідного механізму даної установки визначається виразом (7.1).

Зведений момент інерції $J_{н2}$ визначено з другої частини механізму (рис. 7.9), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів першого та другого візків m_u порівно розділено в точках A_1 і B_1 та A_2 і B_2 . Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю [158, 334]:

$$J_{\kappa} = 2 \cdot J'_{\kappa} + 2 \cdot \frac{m_{ш}}{2} \cdot r^2 = 2 \cdot J'_{\kappa} + m_{ш} \cdot r^2, \quad (7.31)$$

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_{ш}}{2}. \quad (7.32)$$

Тут $m_{ш}$ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} – маса першого та другого формувальних візків відповідно; J'_{κ} – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; J_{κ} – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} – маса першого та другого візків відповідно з половиною маси шатуна.

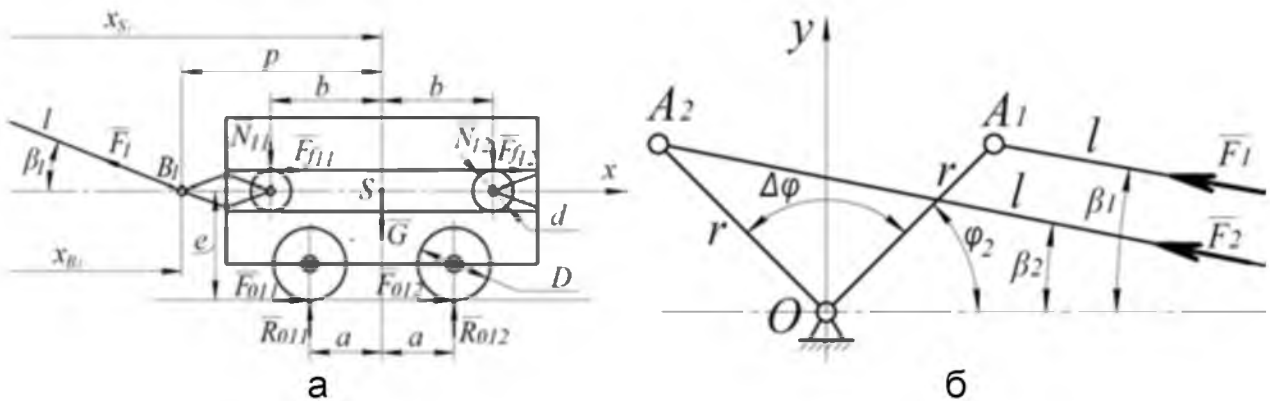


Рис. 7.9. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на приводний механізм (б) установки з рекупераційним приводом

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначено з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками T_p (рис. 7.9) та другого диска динамічної моделі (рис. 7.1) T_m , тобто $T_p = T_m$ [158, 334].

Знайдено кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками [158, 334]:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_{\kappa} \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2, \quad (7.33)$$

де \dot{x}_{S_1} , \dot{x}_{S_2} – швидкості центрів мас першого та другого формувальних візків відповідно.

Оскільки обидва візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$ та $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$. Швидкості

ті точок B_1 та B_2 виражено через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього використано залежності [158, 334]:

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}. \quad (7.34)$$

Тоді залежність (7.33) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (7.35)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 7.1 виражається залежністю (7.7) [158, 334].

Прирівнюючи залежності (7.35) та (7.7), отримано:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{\pi_2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.36)$$

З рівняння (7.36) отримано [158, 334]:

$$J_{\pi_2} = J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (7.37)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору M_{π_2} використано рис. 7.9, на якому прийняті такі позначення: F_1 та F_2 – зусилля в шатунах, необхідне для подолання сил опору, що діють на візки; β_1 та β_2 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі; для першого формувального візка F_{011} , F_{012} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю; R_{011} , R_{012} – вертикальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю; N_{11} , N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ – 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 кожного із шатунів. Для другого формувального візка силові параметри F_{021} ,

F_{022} , R_{021} , R_{022} , N_{21} , N_{22} , F_{f21} , F_{f22} , f_{np} , G та геометричні характеристики a , b , p , e , D , d , l будуть ідентичні.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} та N_{22} , а також зусиль в шатунах F_1 та F_2 розглянуто статичну рівновагу першого та другого формувальних візків. Спроековано всі сили, що діють на кожний з візків на координатні осі x і y та складено суму моментів цих сил відносно точок B_1 та B_2 (рис. 7.9) в результаті чого отримано [158, 334]:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + N_{11} \cdot f_{np} + N_{12} \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{11} - N_{12} - G + R_{011} + R_{012} = 0; \\ \sum M_{B_1} = -N_{11} \cdot (p-b) - N_{12} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{11} + N_{12}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{011} + F_{012}) \cdot e + R_{011} \cdot (p-a) + R_{012} \cdot (p+a) = 0. \end{cases} \quad (7.38)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + N_{21} \cdot f_{np} + N_{22} \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{21} - N_{22} - G + R_{021} + R_{022} = 0; \\ \sum M_{B_2} = -N_{21} \cdot (p-b) - N_{22} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{21} + N_{22}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{021} + F_{022}) \cdot e + R_{021} \cdot (p-a) + R_{022} \cdot (p+a) = 0. \end{cases} \quad (7.39)$$

Розв'язавши системи рівнянь (7.38) та (7.39), знайдено:

$$F_1 = \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012}]; \quad (7.40)$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022}]; \quad (7.41)$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[R_{011} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{012} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \right. \\ \left. - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \right]; \quad (7.42)$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[R_{021} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{022} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \right. \\ \left. - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \right]; \quad (7.43)$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{12} - G; \quad (7.44)$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{22} - G. \quad (7.45)$$

На основі залежностей (7.40) та (7.41) знайдено моменти сил опору M_{o1} і M_{o2} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору M_{n2} , зведений до осі повороту кривошипів [158, 334]:

$$M_{o1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1); \quad (7.46)$$

$$M_{o2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2); \quad (7.47)$$

$$M_{n2} = M_{o1} + M_{o2} = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) + F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2). \quad (7.48)$$

Величина кутів β_1 та β_2 може бути визначена зі співвідношень:

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta_1; \quad r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2. \quad (7.49)$$

Звідки:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right). \quad (7.50)$$

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом, представленої двомасовою динамічною моделлю на рис. 7.1, диференціальні рівняння руху будуть виражатися залежностями (7.17).

Потенціальна енергія системи Π та узагальнені сили Q_{φ_1} і Q_{φ_2} , що входять до складу диференціальних рівнянь руху (7.17), визначаються залежностями (7.18) та (7.20) відповідно.

В свою чергу узагальнена сила $Q_{\varphi_1} = M_{n1}$ визначається за формулою Клосса (7.21).

Кінетична енергія системи виражається залежністю [158, 334]:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.51)$$

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримано [158, 334]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= 0; & \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1; & \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \end{aligned} \quad (7.52)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} \right]. \quad (7.52)$$

Після підстановки виразів (7.18), (7.20), (7.21), (7.40), (7.41) та (7.48) в систему рівнянь (7.17) отримано [158, 334]:

$$\left\{ \begin{aligned} J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{kp}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \ddot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} \right] &= c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2). \end{aligned} \right. \quad (7.53)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [158, 334, 350]:
 $r = 0,2m$; $l = 0,8m$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = 7962H$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11m$ будівельної суміші з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22m$, ширина виробу – $B = 1,164m$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yuc} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yuc} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625kPa$; $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = 9740H$; $m_u = 64kg$; $m'_{B_1} = m'_{B_2} = 1000kg$; $f_{np} = 0,008$; $D = 0,22m$; $d = 0,046m$; $a = 0,27m$; $b = 0,37m$; $p = 0,52m$; $e = 0,21m$; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = 1032kg$; $G = 10124,9H$ за виразами (7.40)-(7.48) визначено

функції зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} і N_{22} , зусиль в шатунах F_1 і F_2 та моментів сил опору M_{o1} , M_{o2} та $M_{п2}$.

Функції зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} і N_{22} та зусиль в шатунах F_1 і F_2 будуть ідентичні функціям, що наведені на рис. 5.2 та 5.3 [158, 334].

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа $M_{п2}$ визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [126, 141, 158, 334]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А160S6У3 [376] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,138 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 129,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_H = 107,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_H} = 2,0$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_H = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,0933$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним моментом, що передається, $M_{мюм} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,046 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Значення першої та другої передаточних функцій візків по аналогії з залежністю (7.24) визначаються з виразів функцій зміни координат першого та другого формувальних візків відповідно [158, 334]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta_1; \quad (7.54)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2. \quad (7.55)$$

З рівностей (7.49) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta_1 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.56)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7.57)$$

Вирази $\cos \beta_1$ та $\cos \beta_2$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^4 - \dots; \quad (7.58)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^4 - \dots \quad (7.59)$$

Після цього вирази (7.54) та (7.55) по аналогії з виразом (7.27) будуть визначатися залежностями [158, 334]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]; \quad (7.60)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]. \quad (7.61)$$

Значення першої та другої передаточних функцій обох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \quad (7.62)$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]. \quad (7.63)$$

В результаті чисельного експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, установки з рекуперативним приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 110000 \frac{H \cdot m}{rad}$ [158, 334]. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [56, 344]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках. Оптимальне значення жорсткості приводу досягається шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

Для дослідження динаміки руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (7.53) було доповнено величиною коефіцієнта дисипації приводу k [158, 334]:

$$\left\{ \begin{aligned} J_{\text{шп}} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ \left[J_{\text{к}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} \right] &= c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2). \end{aligned} \right. \quad (7.64)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7.64) визначено та побудовано графічні залежності зміни максимального $M_{\text{мвф max}}$ та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{мвф}}$ моментів у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації (рис. 7.10).

Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 200 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ до $k = 10000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ відбувається зменшення максимального та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 200 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ до $k = 6000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ іде різка зміна, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. З цього можна зробити висновок: рекомендована величина коефіцієнта дисипації для даної установки має значення в межах від $k = 6000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$. Більше значення коефіцієнта дисипації на динаміку установки впливатиме не значно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму [158, 334].

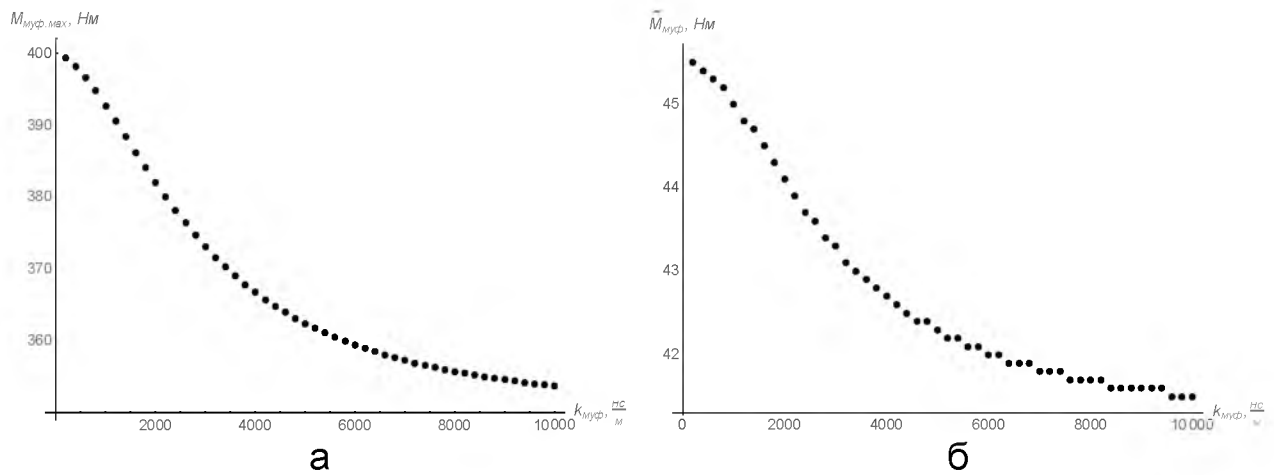


Рис. 7.10. Графіки зміни максимального $M_{\text{муф}} \max$ (а) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муф}}$ (б) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

Виходячи із системи рівнянь (7.64) розраховано та побудовано графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ (рис. 7.11) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -374,45 H \cdot m$ до $M_{\text{муф}} \max = 367,59 H \cdot m$, при цьому зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 742,04 H \cdot m$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -348,57 H \cdot m$ до $M_{\text{муф}} \max = 348,67 H \cdot m$, а зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 697,24 H \cdot m$, що на 6,4 % менше у порівнянні з аналогічним параметром при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{\text{рад}/c}$ [158, 334].

На рис. 7.12-7.14 наведено графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$, $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації

$k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0059 rad$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,1704 rad/c$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 5,7096 rad/c^2$ відповідно, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ ці відхилення мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0029 rad$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,0773 rad/c$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 2,381 rad/c^2$, що у 2,03, 2,2 та 2,4 разів менше у порівнянні з відповідними параметрами при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ [158, 334].

Із класичного (рис. 3.12) та некласичних (рис. 3.13 та 3.14) фазових портретів видно, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ в муфті спостерігаються більше ніж у двічі менші енергетичні витрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$. Величина коефіцієнта дисипації приводу регулюється шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

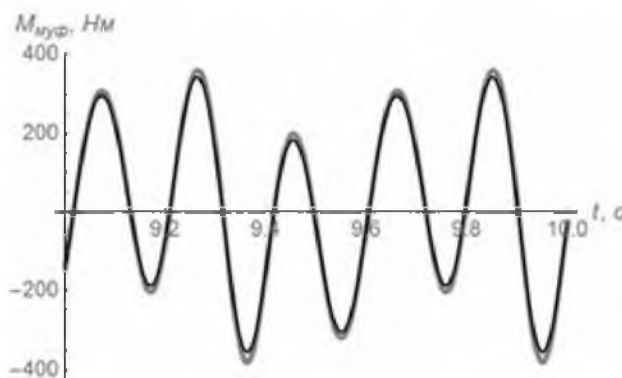


Рис. 7.11. Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{мвф}$ в залежності від часу

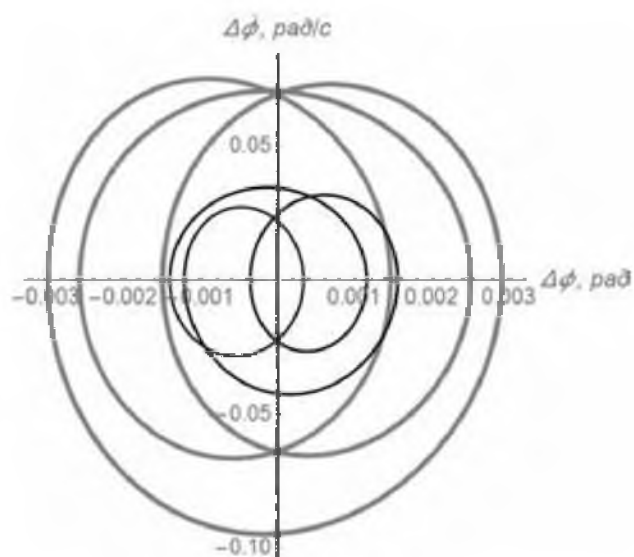


Рис. 7.12. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

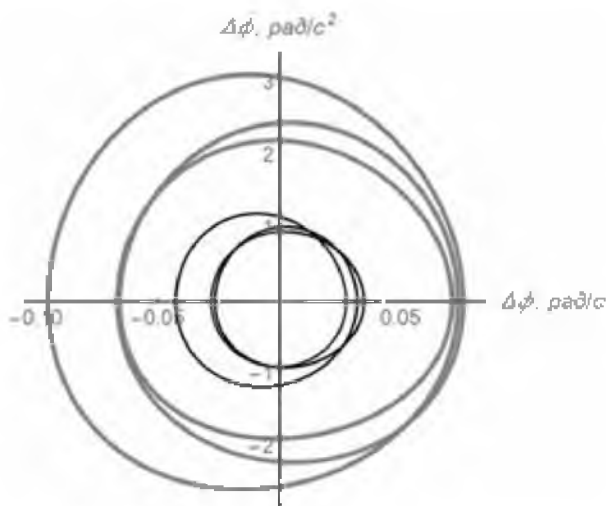


Рис. 7.13. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

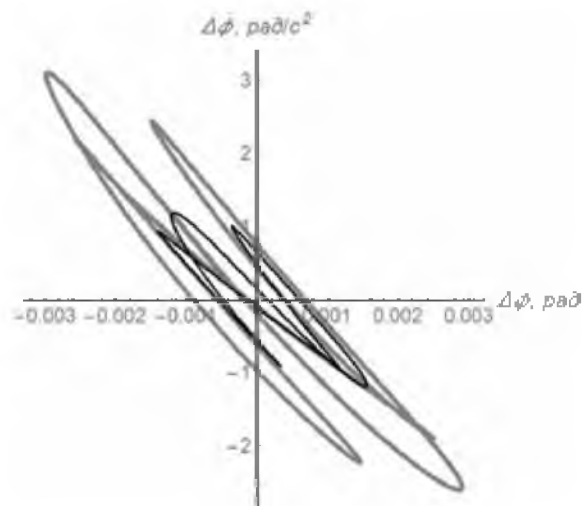


Рис. 7.14. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

Визначені відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень відповідають роликовій формувальній установці з рекупераційним приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = \pi/2$. Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на вказані параметри в попередніх розрахунках було підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 10° при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$. Результати розрахунків наведено в табл. 7.1 [140, 334]. Також наведено графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\mu\varphi}$ (рис. 7.15), графічних залежностей $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.16), $((\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.17) та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 7.18) для значень коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (чорний колір) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [140, 161].

Із графіків зміни динамічної складової пружного моменту у муфті в залежності від часу (рис. 7.15), класичних (рис. 7.16) та неklasичних (рис. 7.17 та 7.18) фазових портретів видно, що при всіх значеннях кута зміщення кривошипів за значення коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ в муфті спостерігаються значно менші енергетичні витрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$.

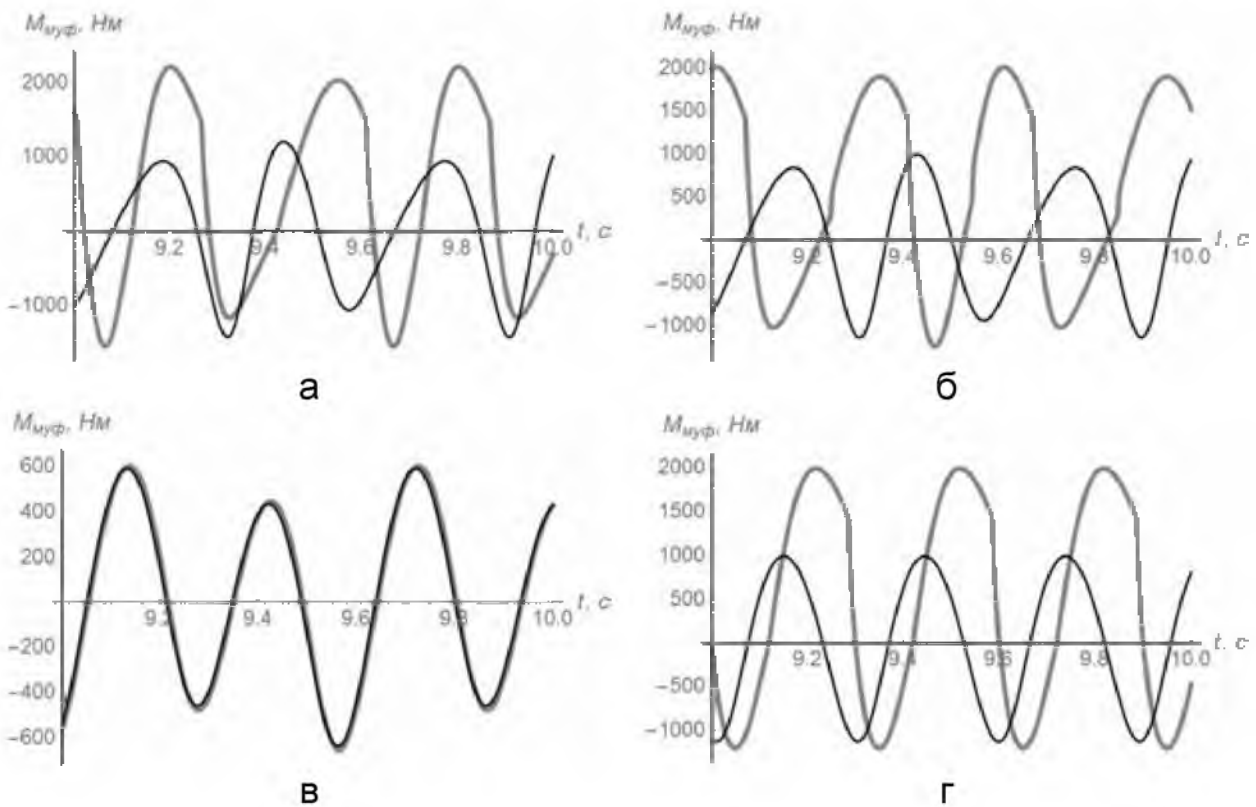


Рис. 7.15. Графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$

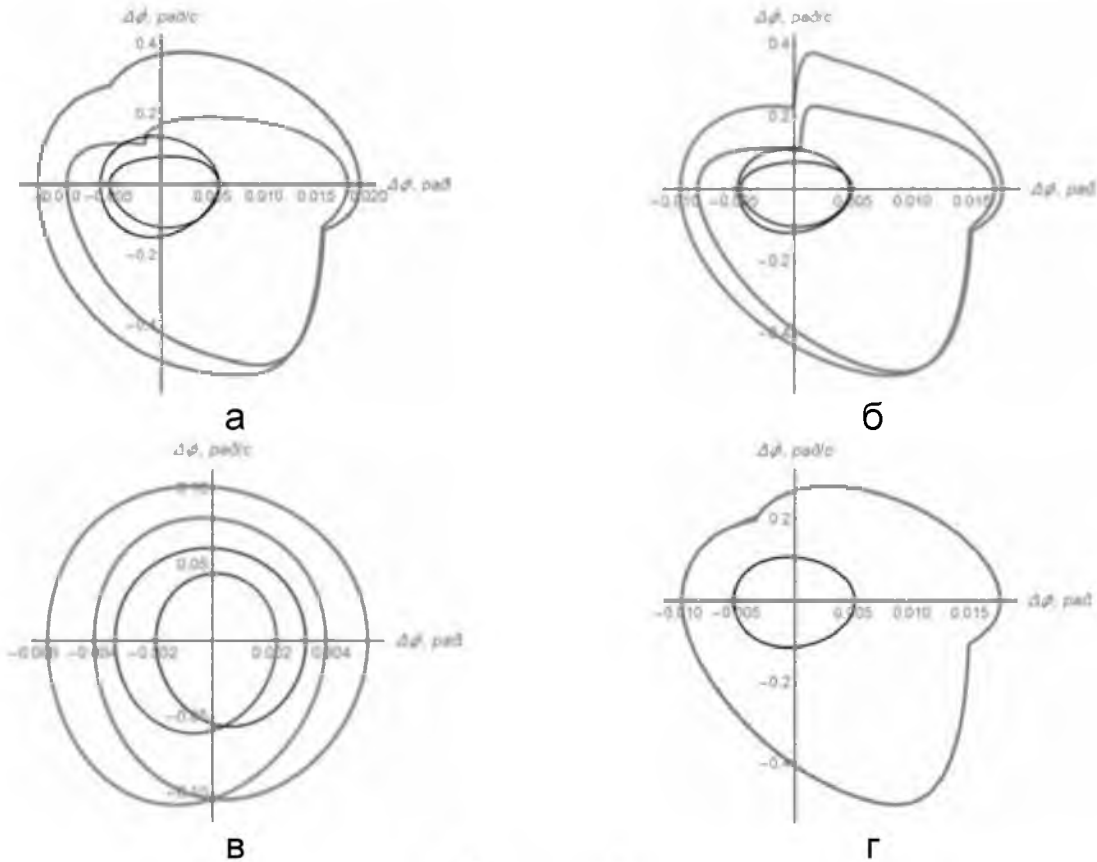


Рис. 7.16. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$

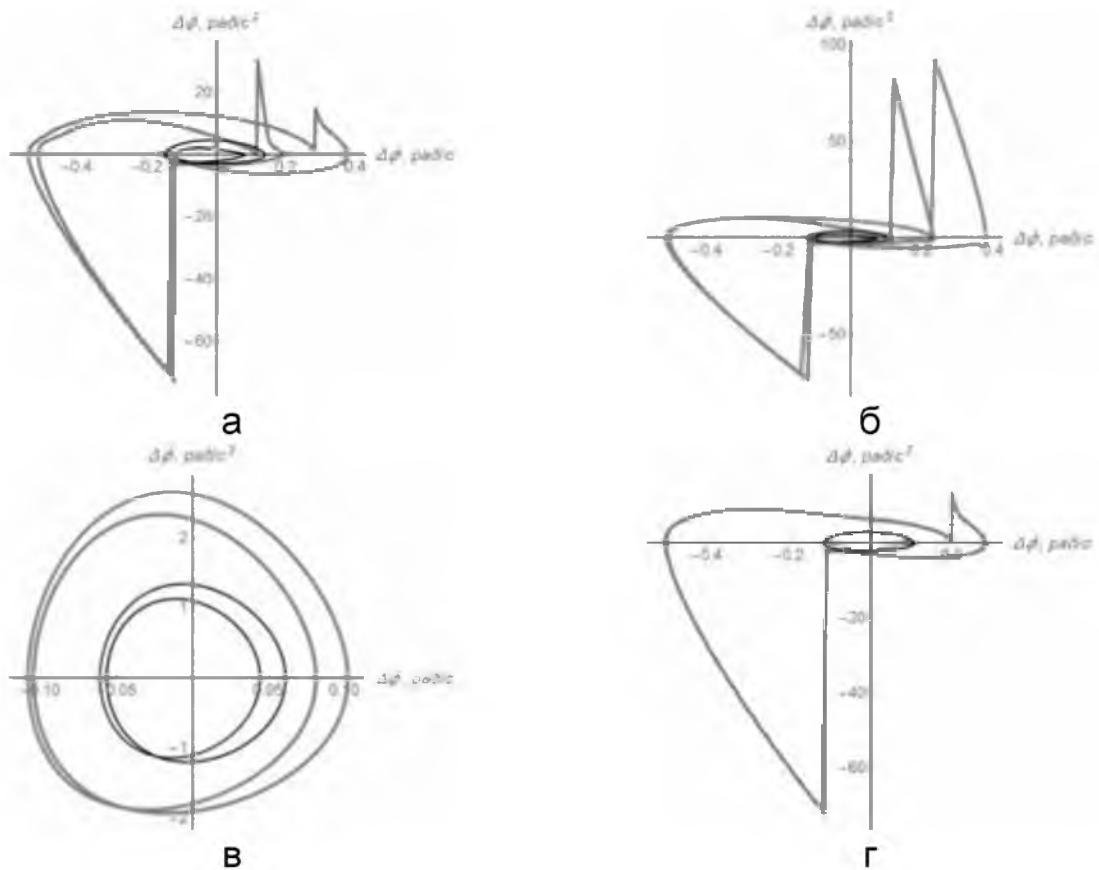


Рис. 7.17. Графічні залежності $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$

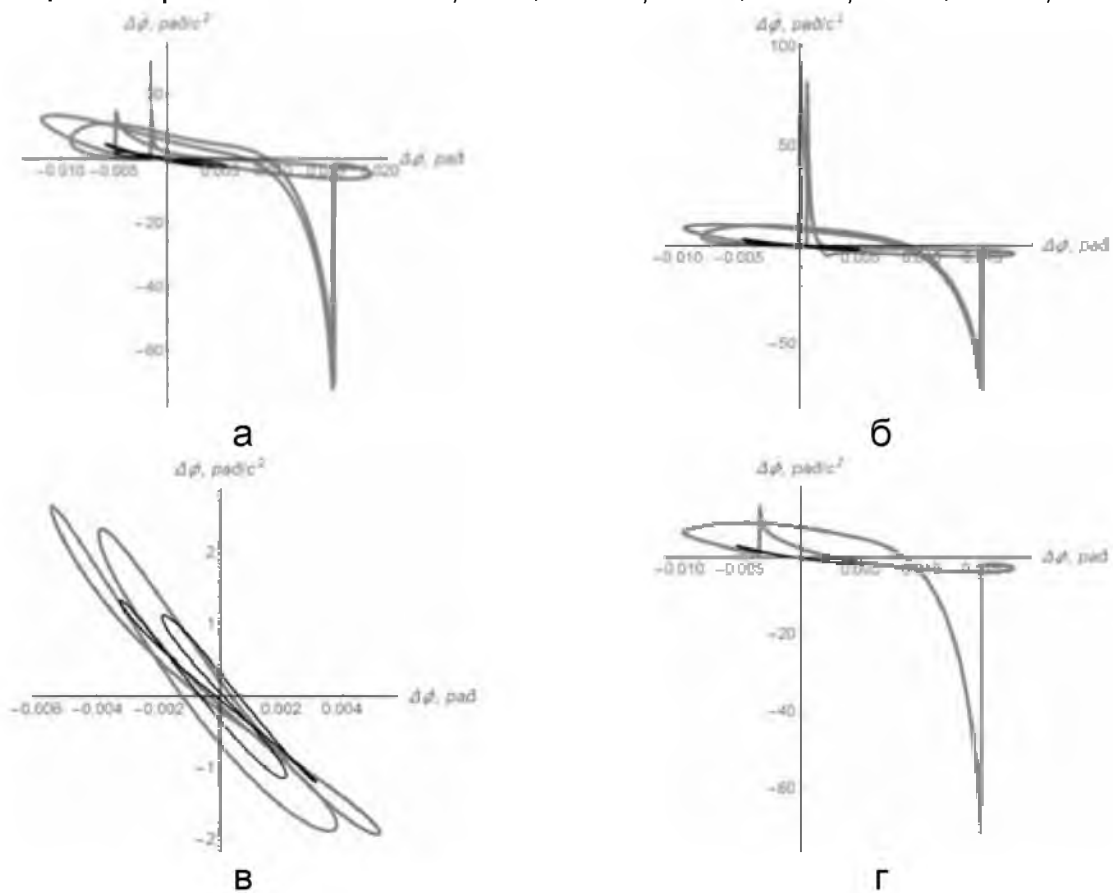


Рис. 7.18. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$

Таблиця 7.1

Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, град	$\Delta M_{\text{муф}}$, Н·м	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, рад/с	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, рад/с ²	$\Delta M_{\text{муф}}$, Н·м	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, рад/с	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, рад/с ²
	$k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}$				$k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}$			
0	3752,52	0,0309	0,9176	100,989	3581,29	0,0169	0,4117	84,239
10	3694,79	0,0305	0,9106	148,212	3527,22	0,0168	0,4057	126,373
20	3524,35	0,0292	0,9071	163,204	3367,49	0,0164	0,388	149,0
30	3250,01	0,0271	0,8914	162,721	3109,65	0,0157	0,3605	151,023
40	2888,38	0,0242	0,8406	157,774	2766,51	0,0148	0,3268	148,555
50	1466,22	0,0125	0,2773	6,7525	1430,47	0,0075	0,1491	3,5144
60	1257,88	0,0107	0,2097	4,5846	1227,78	0,0064	0,1217	2,541
70	1046,7	0,0088	0,1792	4,3068	1019,25	0,0051	0,101	2,272
80	836,55	0,0069	0,1566	4,2047	809,59	0,0038	0,0814	2,065
90	742,04	0,0059	0,1704	5,7096	697,24	0,0029	0,0773	2,381
100	1199,56	0,0097	0,2567	8,105	1134,55	0,0047	0,1203	3,528
110	1601,22	0,013	0,3316	10,077	1519,06	0,0065	0,1605	4,5001
120	1929,59	0,0158	0,391	11,507	1834,9	0,0081	0,1934	5,252
130	3267,34	0,0269	0,9143	162,101	3090	0,0154	0,3663	149,769
140	3411,34	0,0283	0,8833	166,821	3242,23	0,0155	0,3716	151,787
150	3470,67	0,0289	0,8544	175,619	3312,62	0,0162	0,3761	186,443
160	3448,51	0,0289	0,8272	169,053	3307,43	0,0166	0,3731	141,669
170	3351,35	0,0283	0,8019	132,746	3233,15	0,0166	0,3628	142,873
180	3188,08	0,0272	0,7808	86,527	3097,46	0,0163	0,3459	86,977

На основі даних табл. 7.1 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муф}}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ в залежності від кута зміщення кривошипів приводу при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}$ та $k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}$

(рис. 7.19) [140, 161, 334].

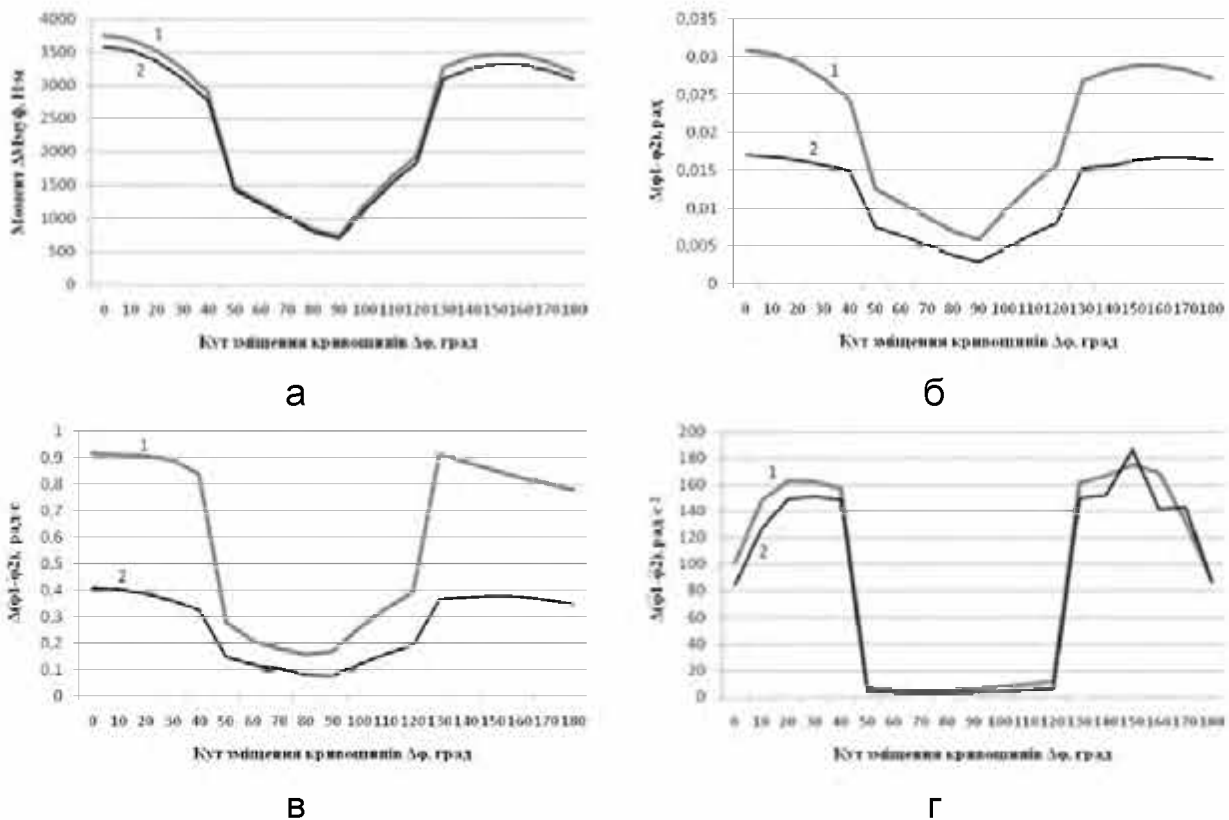


Рис. 7.19. Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті (а), різниць куткових координат (б), куткових швидкостей (в) та куткових прискорень (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу

$$k = 2000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}} \quad (1) \quad \text{та} \quad k = 8000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}} \quad (2)$$

Аналіз даних табл. 7.1 та графіків на рис. 7.19 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць куткових координат при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}}$ та $k = 8000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$; мінімальне значення відхилення різниць куткових швидкостей при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}}$ спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 80^\circ$, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}}$ – при $\Delta\varphi = 90^\circ$; відхилення різниць куткових прискорень при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}}$ та $k = 8000 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад/с}}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 80^\circ$.

Для більш точного аналізу було розраховано значення відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муф}}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ в залежності від кута зміщення кривошипів приводу в межах від $\Delta\varphi = 80^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$ [140]. Результати розрахунків наведено в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, град	$\Delta M_{\text{муф}}$, $H \cdot м$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $рад/с$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $рад/с^2$	$\Delta M_{\text{муф}}$, $H \cdot м$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $рад/с$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $рад/с^2$
	$k = 2000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$				$k = 8000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$			
80	836,55	0,00695	0,1566	4,2047	809,59	0,00384	0,0814	2,0654
81	815,6	0,00676	0,1546	4,1964	788,62	0,0037	0,0795	2,0456
82	794,66	0,00657	0,1527	4,1962	767,65	0,00357	0,0776	2,0257
83	773,72	0,00638	0,1507	4,2254	746,68	0,00345	0,0757	2,0057
84	752,79	0,00619	0,1488	4,2548	725,71	0,00332	0,0739	1,9855
85	731,87	0,00601	0,1469	4,3987	704,75	0,00319	0,072	1,965
86	710,96	0,00582	0,1493	4,6653	683,78	0,00306	0,0706	1,9444
87	690,04	0,00563	0,1535	4,9298	662,82	0,00293	0,0723	2,0117
88	669,14	0,00544	0,1577	5,1922	641,87	0,00287	0,074	2,1357
89	694,21	0,00549	0,1618	5,4522	651,54	0,00292	0,0756	2,2587
90	742,04	0,00588	0,1704	5,7096	697,24	0,00296	0,0773	2,3808
91	789,59	0,00627	0,1793	5,9642	742,68	0,00299	0,0792	2,5018
92	836,83	0,00667	0,1882	6,2159	787,82	0,00317	0,0839	2,6216
93	883,72	0,00705	0,1971	6,4645	832,63	0,00337	0,0886	2,7401
94	930,23	0,00744	0,2059	6,7098	877,08	0,00357	0,0933	2,8573
95	976,32	0,00782	0,2146	6,9518	921,13	0,00377	0,0979	2,9731
96	1021,96	0,0082	0,2232	7,1902	964,76	0,00397	0,1025	3,0874
97	1067,13	0,00858	0,2317	7,4249	1007,94	0,00417	0,107	3,2001
98	1111,81	0,00895	0,2401	7,6557	1050,64	0,00436	0,1115	3,3113
99	1155,96	0,00931	0,2484	7,8825	1092,85	0,00455	0,1159	3,4207
100	1199,56	0,00968	0,2567	8,1052	1134,55	0,00474	0,1203	3,5284

На основі даних табл. 7.2 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муф}}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ в залежності від кута зміщення кривошипів приводу в межах від $\Delta\varphi = 80^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ (рис. 3.20) [140, 334].

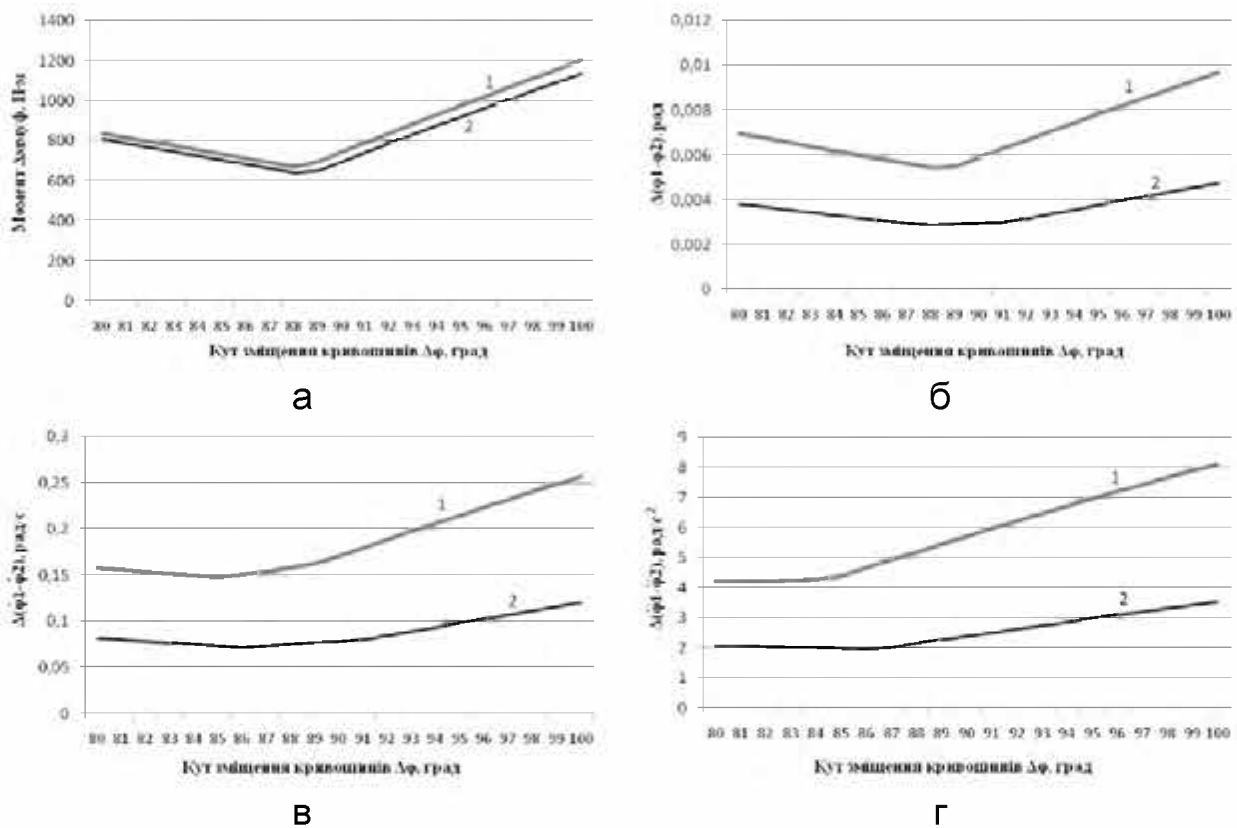


Рис. 7.20. Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті (а), різниць кутових координат (б), кутових швидкостей (в) та кутових прискорень (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу

$$k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c} \quad (1) \quad \text{та} \quad k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c} \quad (2)$$

Аналіз даних табл. 7.2 та графіків на рис. 7.20 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць кутових координат при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів

$\Delta\varphi = 88^\circ$; мінімальне значення відхилення різниць кутових швидкостей при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 85^\circ$, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ – при $\Delta\varphi = 86^\circ$; відхилення різниць кутових прискорень при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ своє мінімальне значення має при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 82^\circ$, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ – при $\Delta\varphi = 86^\circ$ [140, 334].

7.3. Динаміка роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей енергетично врівноваженого приводу

Для дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом (рис. 2.10) використано двомасову динамічну модель (рис. 7.1). Зведений момент інерції привідного механізму даної установки визначається виразом (7.1).

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом розрахункова схема навантажень на один із формувальних візків аналогічна тій, що наведена на рис. 7.9,а. На інші два формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням. Розрахункова схема навантажень на привідний механізм даної установки наведена на рис. 7.21 [334, 382].

Зведений момент інерції J_{n2} визначено з другої частини механізму (рис. 7.9,а та 7.21), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів першого, другого та третього візків m_w порівно розділено в точках A_1 і B_1 , A_2 і B_2 та A_3 і B_3 . Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю [334, 382]:

$$J_k = 3 \cdot J'_k + 3 \cdot \frac{m_w}{2} \cdot r^2 = 3 \cdot \left(J'_k + \frac{m_w}{2} \cdot r^2 \right), \quad (7.65)$$

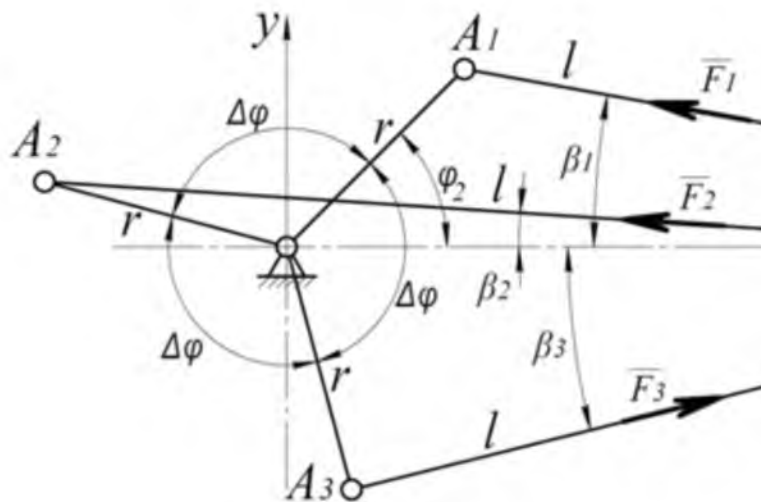


Рис. 7.21. Розрахункова схема навантажень на привідний механізм установки з енергетично врівноваженим приводом

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_u}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_u}{2}; \quad m_{B_3} = m'_{B_3} + \frac{m_u}{2}. \quad (7.66)$$

У виразах (7.66) m_u – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} , m'_{B_3} – маса першого, другого та третього формувальних візків відповідно; J'_k – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; J_k – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} , m_{B_3} – маса першого, другого та третього візків відповідно з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначено з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками T_p (рис. 7.9,а та 7.21) і другого диска динамічної моделі (рис. 7.1) T_m , тобто $T_p = T_m$ [334, 382].

Знайдено кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками [334, 382]:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2, \quad (7.67)$$

де \dot{x}_{S_1} , \dot{x}_{S_2} , \dot{x}_{S_3} – швидкості центрів мас першого, другого та третього формувальних візків відповідно.

Оскільки всі три візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$ та $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$.

Швидкості точок B_1 , B_2 та B_3 виражено через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього використано залежності [334, 382]:

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_3} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}. \quad (7.68)$$

Тоді залежність (7.67) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (7.69)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 7.1 виражається залежністю (7.7) [334, 382].

Прирівнюючи залежності (7.69) та (7.7), отримано:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{\pi 2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.70)$$

З рівняння (7.70) отримано:

$$J_{\pi 2} = J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (7.71)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{\pi 2}$ використано рис. 7.9,а та 7.21, на яких прийнято такі позначення: F_1 , F_2 та F_3 – зусилля в шатунах, необхідне для подолання сил опору, що діють на візки; β_1 , β_2 та β_3 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого та третього візків відносно горизонталі; для першого формувального візка F_{011} , F_{012} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю; R_{011} , R_{012} – вертикальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю; N_{11} , N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ – 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 ро-

лика; l – довжина кожного із шатунів. Для другого та третього формувальних візків силові параметри $F_{021}, F_{022}, F_{031}, F_{032}, R_{021}, R_{022}, R_{031}, R_{032}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, F_{f21}, F_{f22}, F_{f31}, F_{f32}, f_{np}, G$ та геометричні характеристики a, b, p, e, D, d, l будуть ідентичними.

Для визначення реакцій напрямних роликів $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}$ та N_{32} , а також зусиль в шатунах F_1, F_2 та F_3 розглянуто статичну рівновагу першого, другого та третього формувальних візків. При цьому спроектовано всі сили, що діють на кожний з візків на координатні осі x і y , та складено суму моментів цих сил відносно точок B_1, B_2 та B_3 (рис. 7.9,а), в результаті чого отримано [334, 382]:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + N_{11} \cdot f_{np} + N_{12} \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{11} - N_{12} - G + R_{011} + R_{012} = 0; \\ \sum M_{B_1} = -N_{11} \cdot (p-b) - N_{12} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{11} + N_{12}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{011} + F_{012}) \cdot e + R_{011} \cdot (p-a) + R_{012} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (7.72)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + N_{21} \cdot f_{np} + N_{22} \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{21} - N_{22} - G + R_{021} + R_{022} = 0; \\ \sum M_{B_2} = -N_{21} \cdot (p-b) - N_{22} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{21} + N_{22}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{021} + F_{022}) \cdot e + R_{021} \cdot (p-a) + R_{022} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (7.73)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + N_{31} \cdot f_{np} + N_{32} \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{31} - N_{32} - G + R_{031} + R_{032} = 0; \\ \sum M_{B_3} = -N_{31} \cdot (p-b) - N_{32} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{31} + N_{32}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{031} + F_{032}) \cdot e + R_{031} \cdot (p-a) + R_{032} \cdot (p+a) = 0. \end{cases} \quad (7.74)$$

Розв'язавши системи рівнянь (7.72)–(7.74), знайдено [334, 382]:

$$F_1 = \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012}]; \quad (7.75)$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022}]; \quad (7.76)$$

$$F_3 = \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032}]; \quad (7.77)$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{011} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{012} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.78)$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{021} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{022} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.79)$$

$$N_{32} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{031} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{032} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_3 \cdot \sin \beta_3 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.80)$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{12} - G; \quad (7.81)$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{22} - G; \quad (7.82)$$

$$N_{31} = R_{031} + R_{032} + F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{32} - G. \quad (7.83)$$

На основі залежностей (7.75)–(7.77) знайдено моменти сил опору M_{o1} , M_{o2} і M_{o3} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору $M_{п2}$, зведений до осі повороту кривошипів [334, 382]:

$$M_{o1} = F_1 \cdot r \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1 \right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1); \quad (7.84)$$

$$M_{o2} = F_2 \cdot r \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2 \right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2); \quad (7.85)$$

$$M_{o3} = F_3 \cdot r \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3 \right) = F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3); \quad (7.86)$$

$$\begin{aligned} M_{п2} &= M_{o1} + M_{o2} + M_{o3} = \\ &= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) + F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) + F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \quad (7.87)$$

Величина кутів β_1 , β_2 та β_3 може бути визначена зі співвідношень:

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta_1; \quad r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2; \quad r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_3. \quad (7.88)$$

Звідси:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right); \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right); \beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi)\right). \quad (7.89)$$

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом, представленій двомасовою динамічною моделлю на рис. 7.1, диференціальні рівняння руху будуть виражатися залежностями (7.17).

Потенціальна енергія системи Π та узагальнені сили Q_{φ_1} і Q_{φ_2} , що входять до складу диференціальних рівнянь руху (7.17), визначаються залежностями (7.18) та (7.20) відповідно.

В свою чергу узагальнена сила $Q_{\varphi_1} = M_{\text{н1}}$ визначається за формулою Клосса (7.21).

Кінетична енергія системи із урахуванням виразу (7.71) виражається залежністю [334, 382]:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{н1}} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.90)$$

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи (7.90), отримано:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \dot{\varphi}_2^2 \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{\text{н1}} \cdot \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{\text{н1}} \cdot \ddot{\varphi}_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ &+ \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]. \end{aligned} \quad (7.91)$$

Після підстановки виразів (7.18), (7.20), (7.21), (7.75)-(7.77) та (7.87) в систему рівнянь (7.17) отримано [334, 382]:

$$\left\{ \begin{aligned}
& J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\
& \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\
& + \ddot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\
& = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3).
\end{aligned} \right. \quad (7.92)$$

Для роlikової формувальної установки з параметрами [334, 350, 382]:
 $r = 0,2 м$; $l = 0,8 м$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = 7962 Н$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11 м$ будівельної суміші з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22 м$, ширина виробу – $B = 1,164 м$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yuc} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yuc} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 кПа$;
 $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = 9740 Н$; $m_u = 64 кг$; $f_{np} = 0,008$;
 $m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = 1000 кг$; $D = 0,22 м$; $d = 0,046 м$; $a = 0,27 м$; $b = 0,37 м$; $p = 0,52 м$;
 $e = 0,21 м$; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = 1032 кг$;
 $G = 10124,9 Н$ за виразами (7.75)-(7.87) визначено функції зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} і N_{32} , зусиль в шатунах F_1 , F_2 і F_3 та моментів сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} та $M_{п2}$.

Функції зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} і N_{32} , зусиль в шатунах F_1 , F_2 і F_3 та моментів сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} і $M_{п2}$ будуть ідентичні функціям, що наведені на рис. 5.6-5.8 [334, 382].

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа $M_{п2}$ визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [124, 334, 382]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А160М6У3 [376] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,183 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 176,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_H = 146,915 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 293,83 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_H} = 2,0$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_n = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,0933$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним моментом, що передається, $M_{юм} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_M = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,046 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Значення першої та другої передаточних функцій візків по аналогії з залежністю (7.24) визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого та третього формувальних візків відповідно [334, 382]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta_1; \quad (7.93)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2; \quad (7.94)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_3. \quad (7.95)$$

З рівностей (7.88) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta_1 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.96)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.97)$$

$$\sin \beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_3 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7.98)$$

Вирази $\cos \beta_1$, $\cos \beta_2$ та $\cos \beta_3$ у виразах (7.96)-(7.98) можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^4 - \dots; \quad (7.99)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^4 - \dots; \quad (7.100)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^4 - \dots \quad (7.101)$$

Після цього вирази (7.93)-(7.95) по аналогії з виразом (7.27) будуть визначатися залежностями:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]; \quad (7.102)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]; \quad (7.103)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]. \quad (7.104)$$

Значення першої та другої передаточних функцій всіх трьох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \sin 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \quad (7.105)$$

$$\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \sin 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cos 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \quad (7.106)$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cos 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right].$$

В результаті чисельного експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання криво-

шипів, установки з енергетично врівноваженим приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 150000 \frac{H \cdot м}{рад}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [56, 344]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках. Оптимальне значення жорсткості приводу досягається шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

Для дослідження динаміки руху роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом з урахуванням дисипації під час пускогальмівних режимів руху формувальних візків систему рівнянь (7.92) було доповнено величиною дисипації приводу k [334, 382]:

$$\left\{ \begin{aligned} & J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{s_{кр} + \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ & \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ & + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ & = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \left[(R_{011} + R_{012} - G) f_{np} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \left[(R_{021} + R_{022} - G) f_{np} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \left[(R_{031} + R_{032} - G) f_{np} + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \right. \quad (7.107)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7.107) визначено та побудовано графічні залежності зміни максимального $M_{муф \max}$ та середньоквадратичного $\tilde{M}_{муф}$ моментів у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації (рис. 7.22).

Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{H \cdot м}{рад/c}$ до $k = 15000 \frac{H \cdot м}{рад/c}$ відбувається зменшення

максимального та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 100 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ іде різка зміна, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. З цього можна зробити висновок: рекомендована величина коефіцієнта дисипації для даної установки має значення в межах від $k = 6000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$. Більше значення коефіцієнта дисипації на динаміку установки впливатиме незначно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму [334, 382].

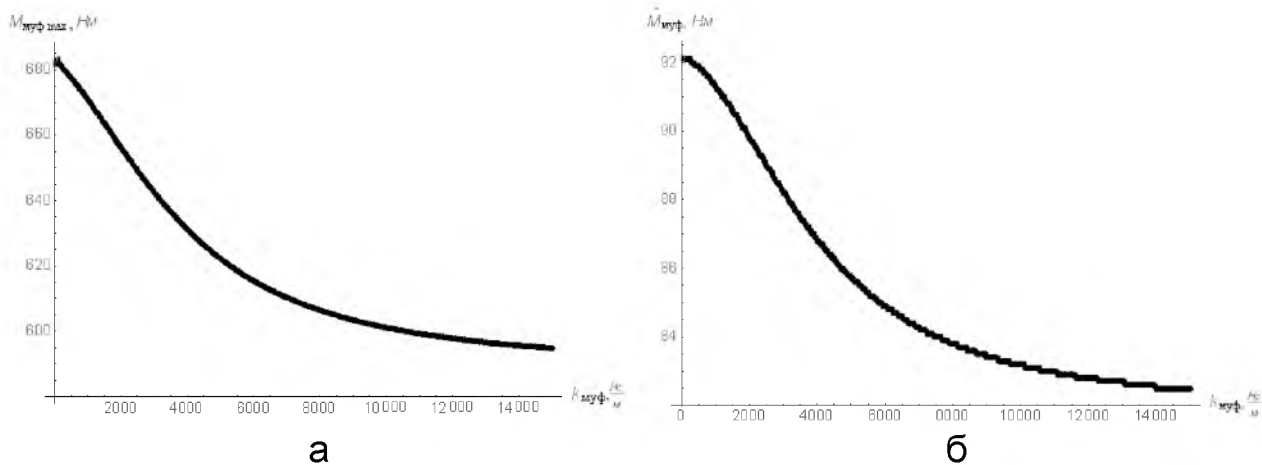


Рис. 7.22. Графіки зміни максимального $M_{\text{муф}} \max$ (а) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муф}}$ (б) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

Виходячи із системи рівнянь (7.107) розраховано та побудовано графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ (рис. 7.23) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -648,47 H \cdot m$ до $M_{\text{муф}} \max = 618,86 H \cdot m$, при цьому зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 1267,33 H \cdot m$. При значенні кое-

фіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{мв}\phi \text{ min}} = -594,37 H \cdot m$ до $M_{\text{мв}\phi \text{ max}} = 586,24 H \cdot m$, а зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{мв}\phi} = 1180,61 H \cdot m$, що на 7,3 % менше у порівнянні з аналогічним параметром при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ [334, 382].

На рис. 7.24-7.26 наведено графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$, $((\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0078 rad$, $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 0,2495 rad/c$ та $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 8,1022 rad/c^2$ відповідно, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ ці відхилення мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0039 rad$, $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 0,1274 rad/c$ та $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 4,1036 rad/c^2$, що у 2, 1,96 та 1,97 разів менше у порівнянні з відповідними параметрами при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ [334, 382].

Із класичного (рис. 7.24) та некласичних (рис. 7.25 та 7.26) фазових портретів видно, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ в муфті спостерігаються майже у двічі менші енергетичні втрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$.

Величина коефіцієнта дисипації приводу регулюється шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

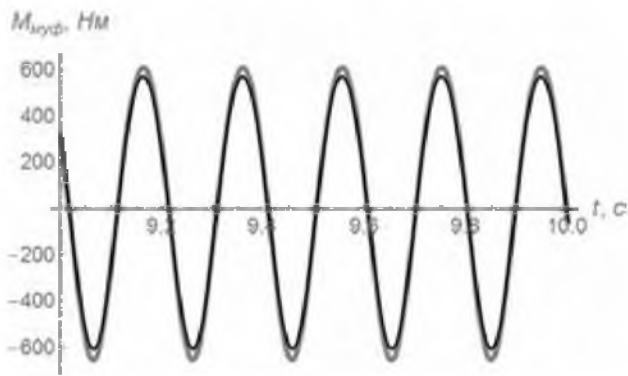


Рис. 7.23. Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{мвф}}$ в залежності від часу

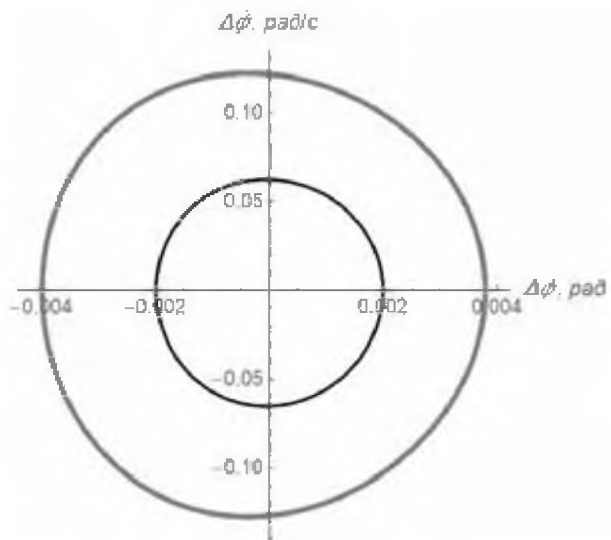


Рис. 7.24. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

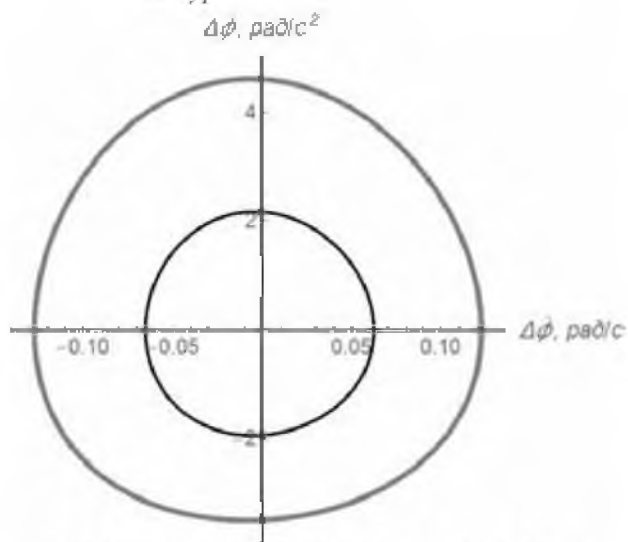


Рис. 7.25. Графічна залежність $((\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), (\varphi_1 - \varphi_2))$

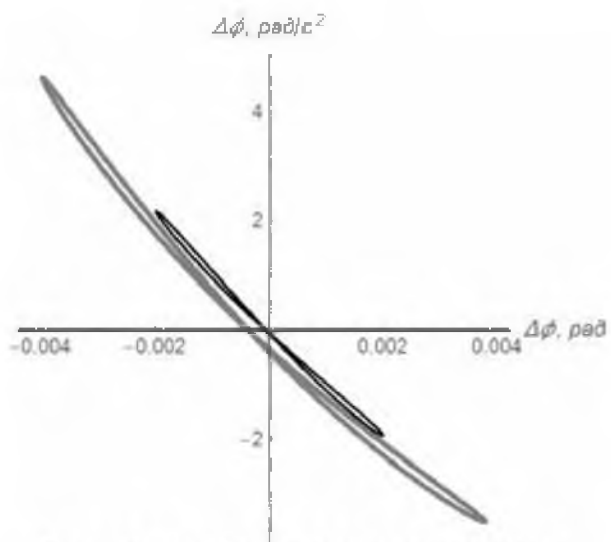


Рис. 7.26. Графічна залежність $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

Визначені відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень відповідають роликівій формувальній установці з енергетично врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 120^\circ$.

Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на вказані параметри в попередніх розрахунках було підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 120^\circ$ з кроком 10° при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{H} \cdot \text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$ та $k = 8000 \frac{\text{H} \cdot \text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$.

Результати розрахунків наведено в табл. 7.3 [139, 160, 334].

Таблиця 7.3

Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, град	$\Delta M_{\text{муф}},$ $H \cdot m$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2),$ рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2),$ рад/с	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2),$ рад/с ²	$\Delta M_{\text{муф}},$ $H \cdot m$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2),$ рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2),$ рад/с	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2),$ рад/с ²
	$k = 2000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$				$k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$			
0	4158,14	0,0261	0,6572	19,585	3971,12	0,0158	0,3931	10,613
10	3919,3	0,0246	0,6151	17,986	3745,51	0,0149	0,3706	9,865
20	3251,91	0,0205	0,5013	13,886	3114,06	0,0126	0,3081	7,899
30	2292,97	0,0145	0,3467	8,803	2203,53	0,0102	0,2192	5,309
40	1722,16	0,0111	0,2162	4,688	1683,16	0,0077	0,1469	3,084
50	1153,61	0,0074	0,1499	3,794	1121,62	0,0049	0,0972	2,316
60	565,44	0,0035	0,1018	2,794	535,74	0,0024	0,0587	1,476
70	972,53	0,0062	0,1314	3,345	938,26	0,0041	0,0822	2,019
80	1117,19	0,0072	0,1389	3,394	1088,41	0,0049	0,0948	2,101
90	1318,4	0,0084	0,2018	5,064	1271,17	0,0052	0,1257	3,086
100	1614,62	0,0101	0,263	7,307	1540,56	0,0059	0,1537	4,154
110	1614,81	0,01	0,2838	8,571	1524,42	0,0056	0,1561	4,586
120	1267,33	0,0078	0,2495	8,102	1180,61	0,0039	0,1274	4,104

Також наведено графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті (рис. 7.27), графічних залежностей $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.28), $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 7.29) та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 7.30) для значень коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ (чорний колір) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [139, 160, 334].

Із графіків зміни динамічної складової пружного моменту у муфті в залежності від часу (рис. 7.27), класичних (рис. 7.28) та некласичних (рис. 7.29 та 7.30) фазових портретів видно, що при всіх значеннях кута зміщення кривошипів за значення коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ в муфті спостерігаються значно менші енергетичні витрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$.

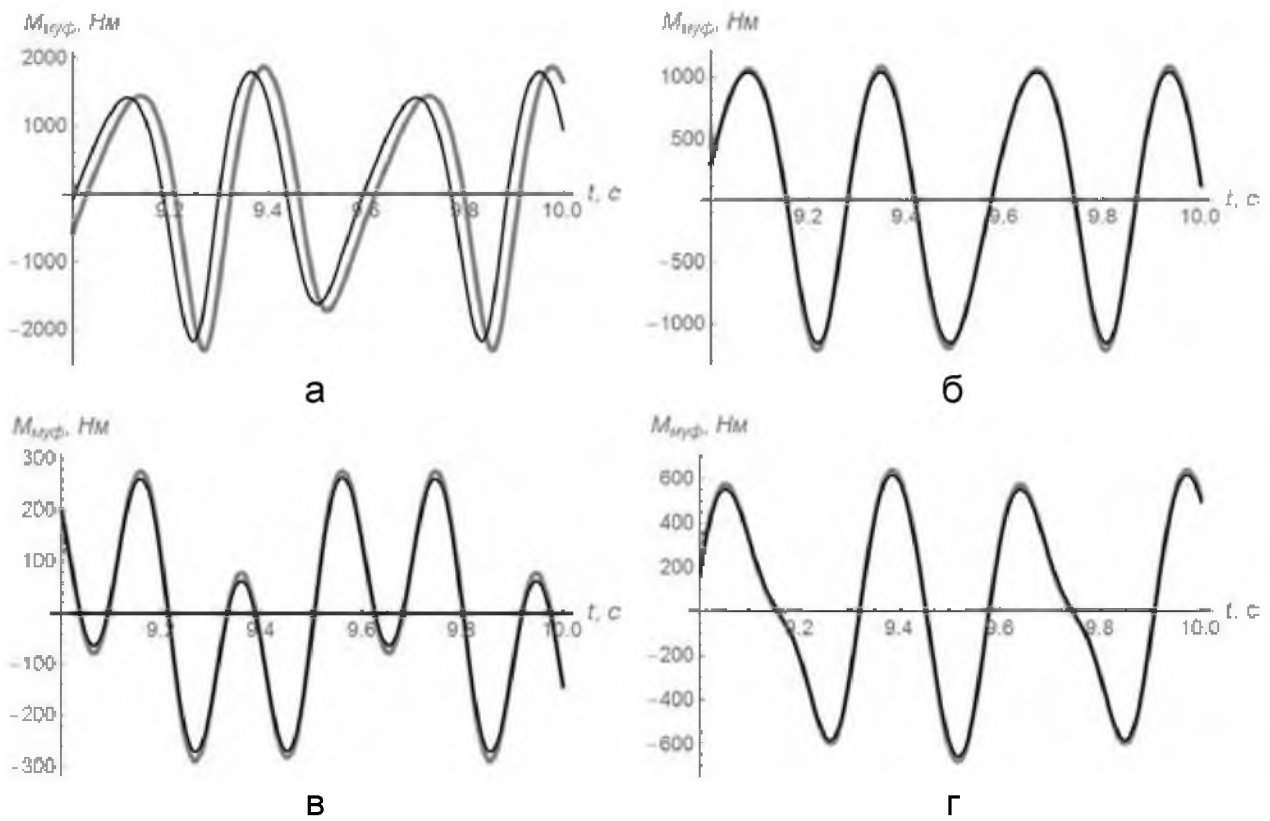


Рис. 3.27. Графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$

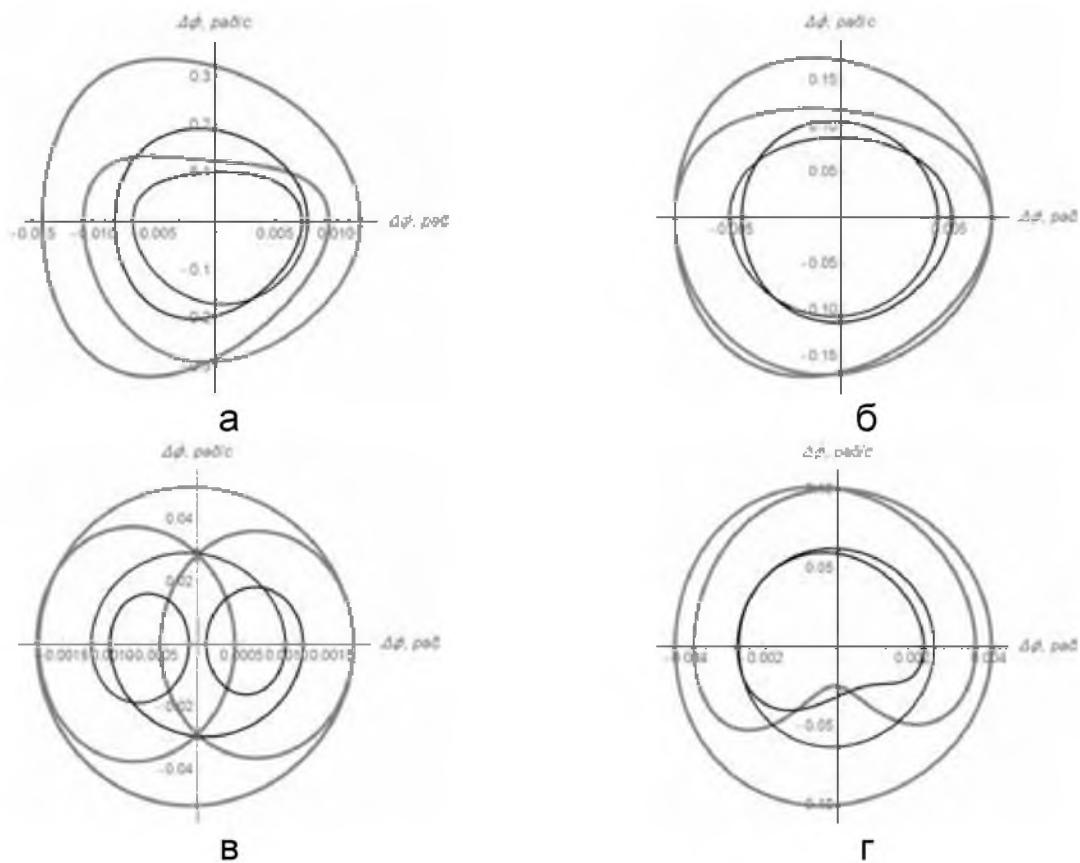


Рис. 3.28. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$

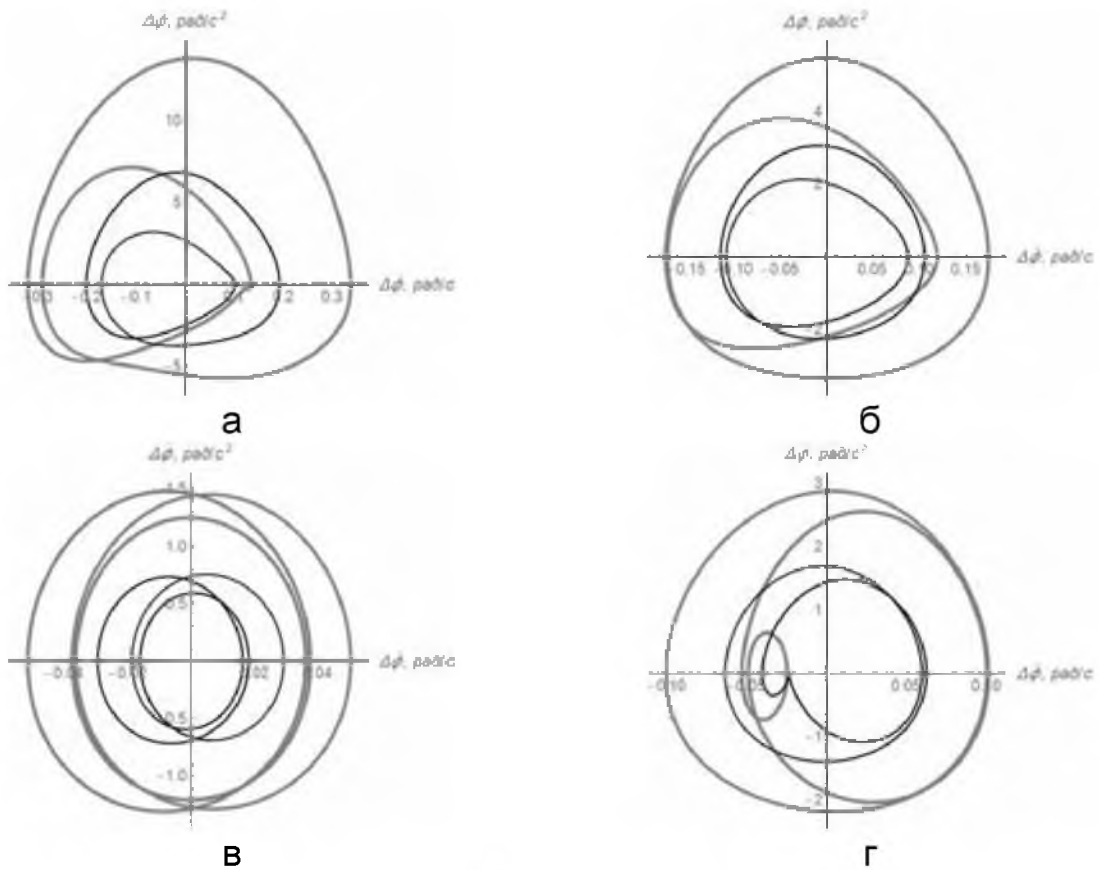


Рис. 3.29. Графічні залежності $((\phi_1 - \phi_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$

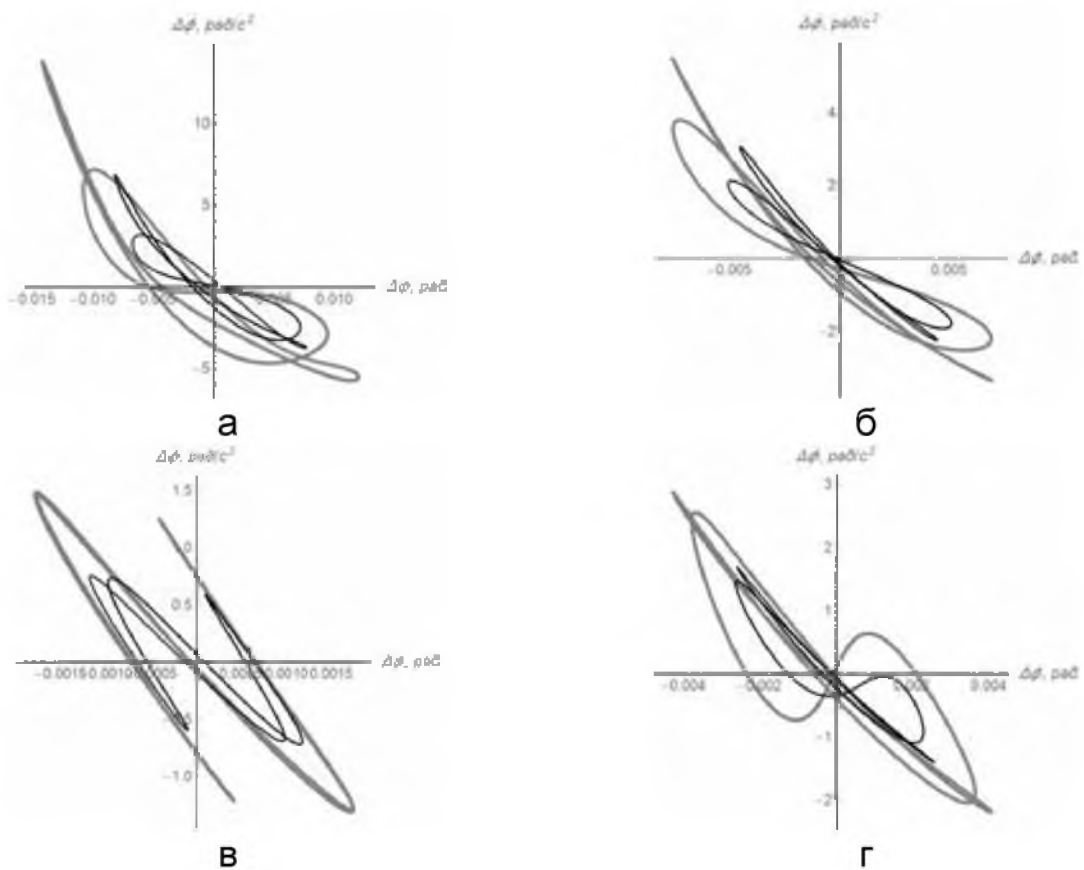


Рис. 3.30. Графічні залежності $((\phi_1 - \phi_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$

На основі даних табл. 7.3 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муф}}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ в залежності від кута зміщення кривошипів приводу при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ (рис. 7.31) [139, 160, 334].

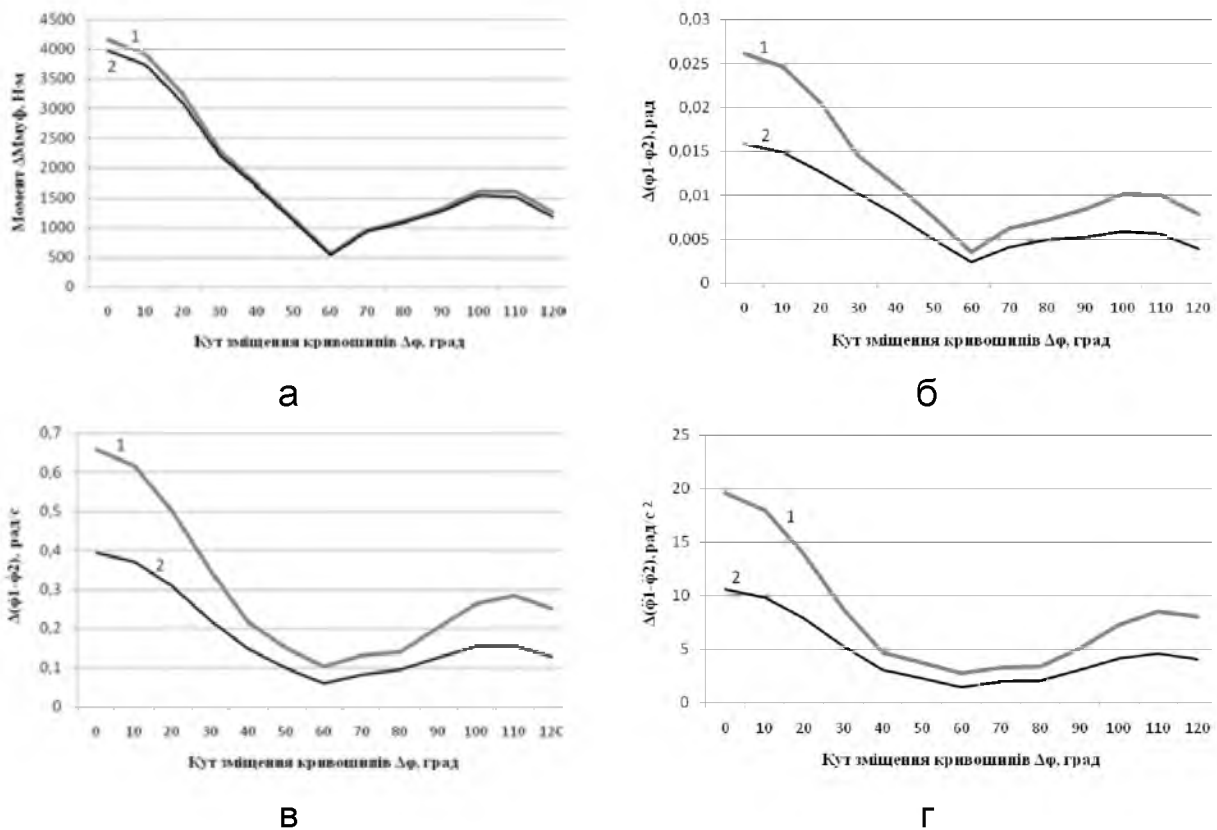


Рис. 7.31. Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті (а), різниць кутових координат (б), кутових швидкостей (в) та кутових прискорень (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу

$$k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c} \quad (1) \quad \text{та} \quad k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c} \quad (2)$$

Аналіз даних табл. 7.3 та графіків на рис. 7.31 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/c}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$ [139, 160, 334].

7.4. Динаміка роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводу

Для дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом (рис. 2.11) використано двомасову динамічну модель (рис. 7.1). Зведений момент інерції привідного механізму даної установки визначається виразом (7.1).

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом розрахункова схема навантажень на один із формувальних візків аналогічна тій, що наведена на рис. 7.9,а. На інші три формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням. Розрахункова схема навантажень на привідний механізм даної установки наведена на рис. 7.32 [138, 156, 334].

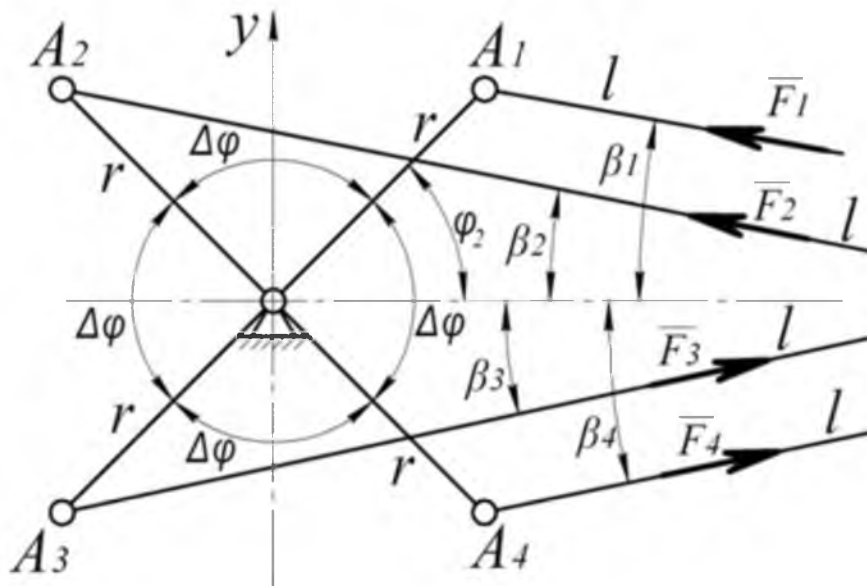


Рис. 7.32. Розрахункова схема навантажень на привідний механізм установки з врівноваженим приводом

Зведений момент інерції J_{n2} визначено з другої частини механізму (рис. 7.9,а та 7.32), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів першого, другого, третього та четвертого візків $m_{ш}$ порівно розділено в точках A_1 і B_1 , A_2 і B_2 , A_3 і B_3 та A_4 і B_4 . Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю [156, 334]:

$$J_{\kappa} = 4 \cdot J'_{\kappa} + 4 \cdot \frac{m_{ш}}{2} \cdot r^2 = 4 \cdot J'_{\kappa} + 2 \cdot m_{ш} \cdot r^2, \quad (7.108)$$

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_3} = m'_{B_3} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_4} = m'_{B_4} + \frac{m_{ш}}{2}. \quad (7.109)$$

У виразах (7.109) $m_{ш}$ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} , m'_{B_3} , m'_{B_4} – маса першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно; $J'_κ$ – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; $J_κ$ – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} , m_{B_3} , m_{B_4} – маса першого, другого, третього та четвертого візків відповідно з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначено з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками T_p (рис. 7.9,а та 7.32) і другого диска динамічної моделі (рис. 7.1) T_m , тобто $T_p = T_m$ [156, 334].

Знайдено кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками [156, 334]:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_κ \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_4} \cdot \dot{x}_{S_4}^2, \quad (7.110)$$

де \dot{x}_{S_1} , \dot{x}_{S_2} , \dot{x}_{S_3} , \dot{x}_{S_4} – швидкості центрів мас першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно.

Оскільки всі чотири візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$, $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$ та $\dot{x}_{S_4} = \dot{x}_{B_4}$. Швидкості точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 виражено через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього використано залежності:

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_3} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_4} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}. \quad (7.111)$$

Після цього залежність (7.110) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_κ + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (7.112)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 7.1 виражається залежністю (7.7) [156, 334].

Прирівнюючи залежності (7.112) та (7.7), отримано:

$$\frac{1}{2} \dot{\varphi}_2^2 \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} J_{\text{п2}} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.113)$$

З рівняння (7.113) отримано:

$$J_{\text{п2}} = J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (7.114)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{\text{п2}}$ використано рис. 7.9,а та 7.32, на яких прийнято такі позначення: F_1, F_2, F_3 та F_4 – зусилля в шатунах, необхідні для подолання сил опору, що діють на візки; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ та β_4 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого, третього та четвертого візків відносно горизонталі; для першого формувального візка F_{011}, F_{012} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю; R_{011}, R_{012} – вертикальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю; N_{11}, N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ – 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 кожного із шатунів. Для другого, третього та четвертого формувальних візків силові параметри $F_{021}, F_{022}, F_{031}, F_{032}, F_{041}, F_{042}, R_{021}, R_{022}, R_{031}, R_{032}, R_{041}, R_{042}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}, N_{42}, F_{f21}, F_{f22}, F_{f31}, F_{f32}, F_{f41}, F_{f42}, f_{np}, G$ та геометричні характеристики a, b, p, e, D, d, l будуть ідентичними.

Для визначення реакцій напрямних роликів $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ та N_{42} , а також зусиль в шатунах F_1, F_2, F_3 та F_4 розглянуто статичну рівновагу першого, другого, третього та четвертого формувальних візків. При цьому спроектовано всі сили, що діють на кожний з візків на координатні осі

x і y , та складено суму моментів цих сил відносно точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 (рис. 7.9,а), в результаті чого отримано [156, 334]:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + N_{11} \cdot f_{np} + N_{12} \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{11} - N_{12} - G + R_{011} + R_{012} = 0; \\ \sum M_{B_1} = -N_{11} \cdot (p-b) - N_{12} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{11} + N_{12}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{011} + F_{012}) \cdot e + R_{011} \cdot (p-a) + R_{012} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (7.115)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + N_{21} \cdot f_{np} + N_{22} \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{21} - N_{22} - G + R_{021} + R_{022} = 0; \\ \sum M_{B_2} = -N_{21} \cdot (p-b) - N_{22} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{21} + N_{22}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{021} + F_{022}) \cdot e + R_{021} \cdot (p-a) + R_{022} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (7.116)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + N_{31} \cdot f_{np} + N_{32} \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{31} - N_{32} - G + R_{031} + R_{032} = 0; \\ \sum M_{B_3} = -N_{31} \cdot (p-b) - N_{32} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{31} + N_{32}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{031} + F_{032}) \cdot e + R_{031} \cdot (p-a) + R_{032} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (7.117)$$

– для четвертого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_4 \cdot \cos \beta_4 + N_{41} \cdot f_{np} + N_{42} \cdot f_{np} + F_{041} + F_{042} = 0; \\ \sum Y = F_4 \cdot \sin \beta_4 - N_{41} - N_{42} - G + R_{041} + R_{042} = 0; \\ \sum M_{B_4} = -N_{41} \cdot (p-b) - N_{42} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{41} + N_{42}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{041} + F_{042}) \cdot e + R_{041} \cdot (p-a) + R_{042} \cdot (p+a) = 0. \end{cases} \quad (7.118)$$

Розв'язавши системи рівнянь (7.115)-(7.118), знайдено:

$$F_1 = \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012}]; \quad (7.119)$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022}]; \quad (7.120)$$

$$F_3 = \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032}]; \quad (7.121)$$

$$F_4 = \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{np} \cdot \sin \beta_4} \cdot [(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{np} + F_{041} + F_{042}]; \quad (7.122)$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{011} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{012} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.123)$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{021} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{022} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.124)$$

$$N_{32} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{031} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{032} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_3 \cdot \sin \beta_3 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.125)$$

$$N_{42} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{array}{l} R_{041} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{042} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F_4 \cdot \sin \beta_4 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{array} \right]; \quad (7.126)$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{12} - G; \quad (7.127)$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{22} - G; \quad (7.128)$$

$$N_{31} = R_{031} + R_{032} + F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{32} - G; \quad (7.129)$$

$$N_{41} = R_{041} + R_{042} + F_4 \cdot \sin \beta_4 - N_{42} - G. \quad (7.130)$$

На основі залежностей (7.119)-(7.122) знайдено моменти сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} і M_{o4} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору M_{n2} , зведений до осі повороту кривошипів [156, 334]:

$$M_{o1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1); \quad (7.131)$$

$$M_{o2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2); \quad (7.132)$$

$$M_{o3} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3\right) = F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3); \quad (7.133)$$

$$M_{o4} = F_4 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 3\Delta\varphi) - \beta_4\right) = F_4 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4); \quad (7.134)$$

$$M_{n2} = M_{o1} + M_{o2} + M_{o3} + M_{o4} = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) + F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) + F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3) + F_4 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4). \quad (7.135)$$

Величина кутів β_1 , β_2 , β_3 та β_4 може бути визначена зі співвідношень:

$$\begin{aligned} r \cdot \sin \varphi_2 &= l \cdot \sin \beta_1; & r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_2; \\ r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_3; & r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_4. \end{aligned} \quad (7.136)$$

Звідки:

$$\begin{aligned}\beta_1 &= \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right); & \beta_2 &= \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right); \\ \beta_3 &= \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi)\right); & \beta_4 &= \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi)\right).\end{aligned}\quad (7.137)$$

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом, представленої двомасовою динамічною моделлю на рис. 7.1, диференціальні рівняння руху будуть виражатися залежностями (7.17).

Потенціальна енергія системи Π та узагальнені сили Q_{φ_1} і Q_{φ_2} , що входять до складу диференціальних рівнянь руху (7.17), визначаються залежностями (7.18) та (7.20) відповідно.

В свою чергу узагальнена сила $Q_{\varphi_1} = M_{\text{пн}}$ визначається за формулою Клосса (7.21).

Кінетична енергія системи із урахуванням виразу (7.114) виражається залежністю [156, 334]:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{пн}} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7.138)$$

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи (7.138), отримано:

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= 0; & \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right]; & \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{\text{пн}} \cdot \dot{\varphi}_1; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{\text{пн}} \cdot \ddot{\varphi}_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ &+ \dot{\varphi}_2^2 \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right].\end{aligned}\quad (7.139)$$

Після підстановки виразів (7.18), (7.20), (7.21), (7.119)-(7.122) та (7.135) в систему рівнянь (7.17) отримано [156, 334]:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & J_{n1} \cdot \ddot{\phi}_1 = \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \frac{\dot{\phi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{kp}}{1 - \frac{\dot{\phi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\
 & \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\
 & + \ddot{\varphi}_2^2 \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\
 & = c(\varphi_1 - \varphi_2) - \\
 & - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\
 & - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\
 & - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3) - \\
 & - \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{np} \cdot \sin \beta_4} \cdot \left[(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{np} + F_{041} + F_{042} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4).
 \end{aligned} \right. \quad (7.140)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [350, 341]:
 $r = 0,2m$; $l = 0,8m$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з будівельною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = F_{041} = F_{042} = 7962 H$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11m$ будівельної суміші з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22m$, ширина виробу – $B = 1,164m$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yц} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yц} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625kPa$; $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = R_{041} = R_{042} = 9740 H$; $m_u = 64kg$; $f_{np} = 0,008$; $m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = m'_{B_4} = 1000 kg$; $D = 0,22m$; $d = 0,046m$; $a = 0,27m$; $b = 0,37m$; $p = 0,52m$; $e = 0,21m$; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = m_{B_4} = 1032 kg$; $G = 10124,9H$ за виразами (7.119)-(7.135) визначено

функції зміни реакцій напрямних роликів $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ і N_{42} зусиль в шатунах F_1, F_2, F_3 і F_4 та моментів сил опору $M_{o1}, M_{o2}, M_{o3}, M_{o4}$ та $M_{п2}$ [156, 334].

Функції зміни реакцій напрямних роликів $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ і N_{42} , зусиль в шатунах F_1, F_2, F_3 і F_4 та моментів $M_{o1}, M_{o2}, M_{o3}, M_{o4}$ і $M_{п2}$ будуть ідентичні функціям, що наведені на рис. 5.10-5.12 [156, 334].

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа $M_{п2}$ визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [102, 156, 334]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А200М6УЗ [376] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 92,73 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,475 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_n = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,1145$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [374] з номінальним моментом, що передається, $M_{ном} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,046 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Значення першої та другої передаточних функцій візків по аналогії з залежністю (7.24) визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно [156, 334]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta_1; \quad (7.141)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2; \quad (7.142)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_3; \quad (7.143)$$

$$x_{B_4} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_4. \quad (7.144)$$

З рівностей (7.136) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta_1 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.145)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.146)$$

$$\sin \beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_3 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.147)$$

$$\sin \beta_4 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_4 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7.148)$$

Вирази $\cos \beta_1$, $\cos \beta_2$, $\cos \beta_3$ та $\cos \beta_4$ у (7.145)-(7.148) можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^4 - \dots; \quad (7.149)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^4 - \dots; \quad (7.150)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^4 - \dots; \quad (7.151)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^4 - \dots \quad (7.152)$$

Після цього вирази (7.141)-(7.144) по аналогії з виразом (7.27) будуть визначатися залежностями:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]; \quad (7.153)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]; \quad (7.154)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]; \quad (7.155)$$

$$x_{B_4} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]. \quad (7.156)$$

Значення першої та другої передаточних функцій всіх чотирьох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} &= -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right); \\ \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} &= -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \\ \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} &= -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right]; \\ \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} &= -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right]; \end{aligned} \quad (7.157)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} &= -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right); \\ \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} &= -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \\ \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} &= -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right]; \\ \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} &= -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right]. \end{aligned} \quad (7.158)$$

В результаті чисельного експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, установки з врівноваженим приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 200000 \frac{H \cdot m}{рад}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [56, 344]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках. Оптимальне значення жорсткості приводу досягається шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (7.140) було доповнено величиною дисипації приводу k [156, 334]:

$$\left\{ \begin{aligned}
& J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{kp}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\
& \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\
& + \dot{\varphi}_2^2 \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\
& = c(\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3) - \\
& - \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{np} \cdot \sin \beta_4} \left[(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{np} + F_{041} + F_{042} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4).
\end{aligned} \right. \quad (7.159)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7.159), визначено та побудовано графічні залежності зміни максимального $M_{\text{мхф max}}$ та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{мхф}}$ моментів у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації (рис. 7.33). Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ до $k = 15000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ відбувається зменшення максимального та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 100 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ відбувається різка зміна, а потім – їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. З цього можна зробити висновок: рекомендована величина коефіцієнта дисипації для даної установки має значення в межах від $k = 8000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$ до $k = 10000 \frac{H \cdot m}{\text{рад/с}}$. Більше значення коефіцієнта дисипації на динаміку установки впливатиме не значно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму.

Виходячи із системи рівнянь (7.159) розраховано та побудовано графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{мхф}}$ (рис. 7.34) на ді-

лянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -75,25 H \cdot m$ до $M_{\text{муф}} \max = 73,42 H \cdot m$, при цьому зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 148,67 H \cdot m$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -66,37 H \cdot m$ до $M_{\text{муф}} \max = 64,56 H \cdot m$, а зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{\text{муф}} = 130,93 H \cdot m$, що на 13,5 % менше у порівнянні з аналогічним параметром при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ [156, 334].

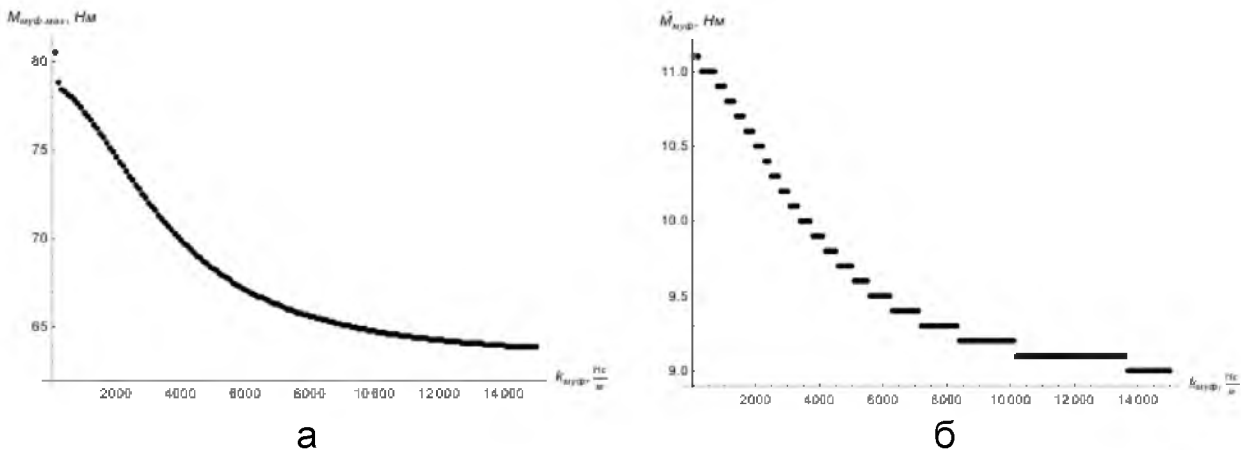


Рис. 7.33. Графіки зміни максимального $M_{\text{муф}} \max$ (а) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муф}}$ (б) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

На рис. 7.35-7.37 наведено графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$, $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз

цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0007 rad$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,0292 rad/c$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 1,249 rad/c^2$ відповідно, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ ці відхилення мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0003 rad$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,0141 rad/c$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 0,604 rad/c^2$, що у 2,33, 2,07 та 2,07 разів менше у порівнянні з відповідними параметрами при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ [156, 334].

Із графіків зміни динамічної складової пружного моменту у муфті в залежності від часу (рис. 7.34) видно, що закон їх зміни має форму синусоїди і при цьому екстремальні значення в обох квадрантах майже рівні.

Із класичного (рис. 7.35) та некласичних (рис. 7.36 та 7.37) фазових портретів видно, що при всіх значеннях кута зміщення кривошипів за значення коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ в муфті спостерігаються більше ніж у двічі менші енергетичні витрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$. При цьому фазові портрети $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.35) та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.36) мають форму, що наближається до кола, а фазовий портрет $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 7.37) по формі майже переходить у пряму.

Визначені відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень відповідають роликовій формувальній установці з врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на вказані параметри в попередніх розрахунках було підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в

межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ з кроком 10° при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$. Результати розрахунків наведено в табл. 7.4 [138, 334].

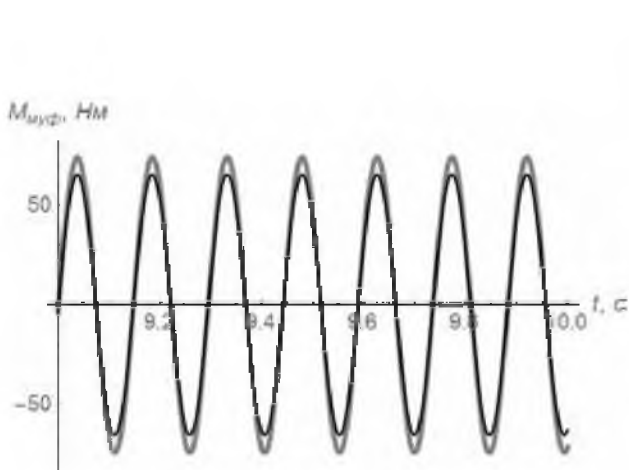


Рис. 7.34. Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{двф}}$ в залежності від часу

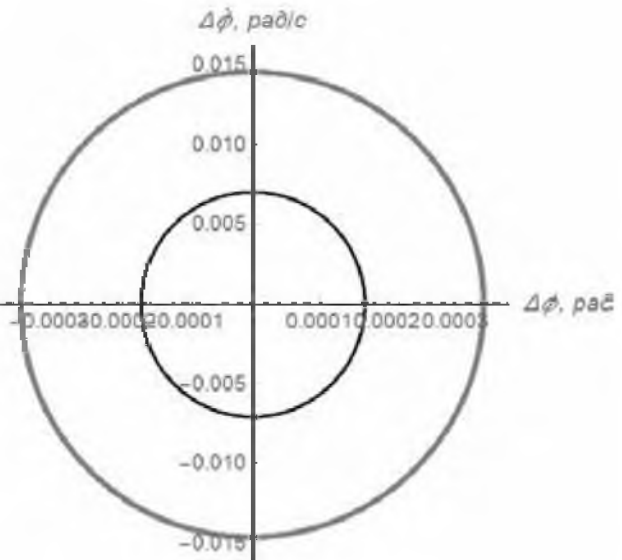


Рис. 7.35. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

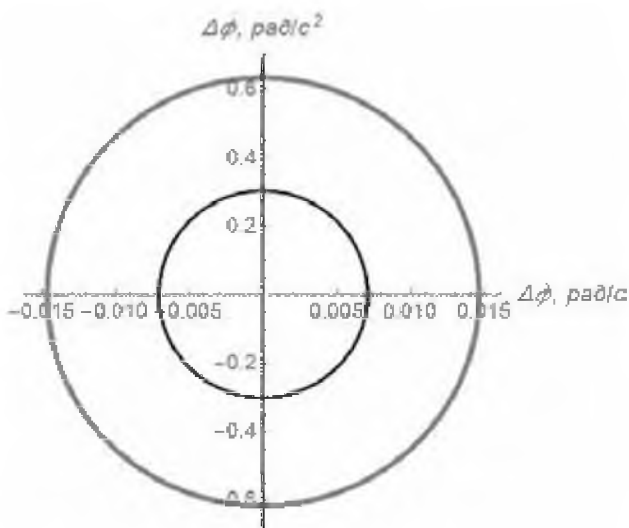


Рис. 7.36. Графічна залежність $((\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

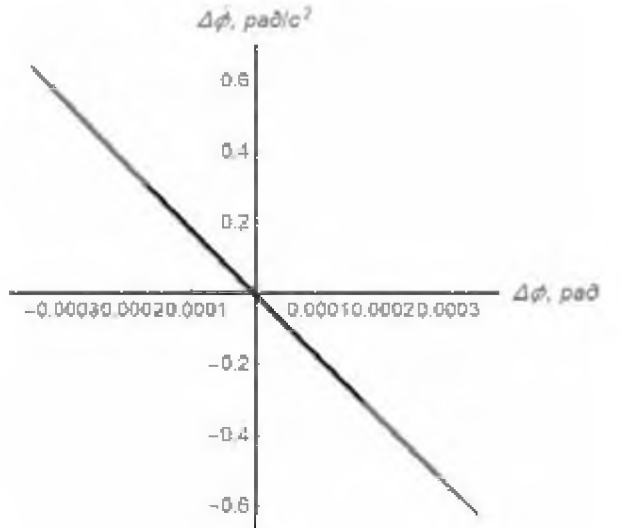


Рис. 7.37. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

Також наведено графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{двф}}$ (рис. 7.38), графічних залежностей $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.39), $((\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 7.40) та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 7.41) для значень коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot м}{рад/с}$ (сірий колір) та

$k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (чорний колір) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [138, 334].

Із графіків зміни динамічної складової пружного моменту у муфті в залежності від часу (рис. 7.38), класичних (рис. 7.39) та некласичних (рис. 7.40 та 7.41) фазових портретів видно, що при всіх значеннях кута зміщення кривошипів за значення коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ в муфті спостерігаються значно менші енергетичні витрати в порівнянні із значенням коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$.

На основі даних табл. 7.4 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муф}}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ в залежності від кута зміщення кривошипів приводу при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ (рис. 3.42) [138, 334].

Таблиця 7.4

Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, град	$\Delta M_{\text{муф}}$, $H \cdot m$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, рад/с	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, рад/с ²	$\Delta M_{\text{муф}}$, $H \cdot m$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, рад/с	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, рад/с ²
	$k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$				$k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$			
0	7966,58	0,0382	1,2773	106,676	7456,24	0,0269	0,7149	106,626
10	7345,51	0,0353	1,3022	176,599	6896,01	0,0251	0,6669	171,51
20	3469,63	0,0168	0,4008	10,796	3344,71	0,0123	0,2892	7,227
30	2229,21	0,0109	0,2125	4,628	2188,89	0,0086	0,1635	3,451
40	1179,02	0,0057	0,1196	3,222	1147,35	0,0043	0,0853	2,197
50	1010,84	0,0049	0,1051	2,861	976,9	0,0036	0,0729	1,92
60	1272,63	0,0062	0,1216	2,634	1247,87	0,0048	0,0932	1,985
70	1384,54	0,0067	0,1618	4,378	1337,03	0,0047	0,1149	2,954
80	1119,38	0,0054	0,1391	4,324	1067,95	0,0036	0,0929	2,685
90	148,67	0,0007	0,0292	1,249	130,93	0,0003	0,0141	0,604

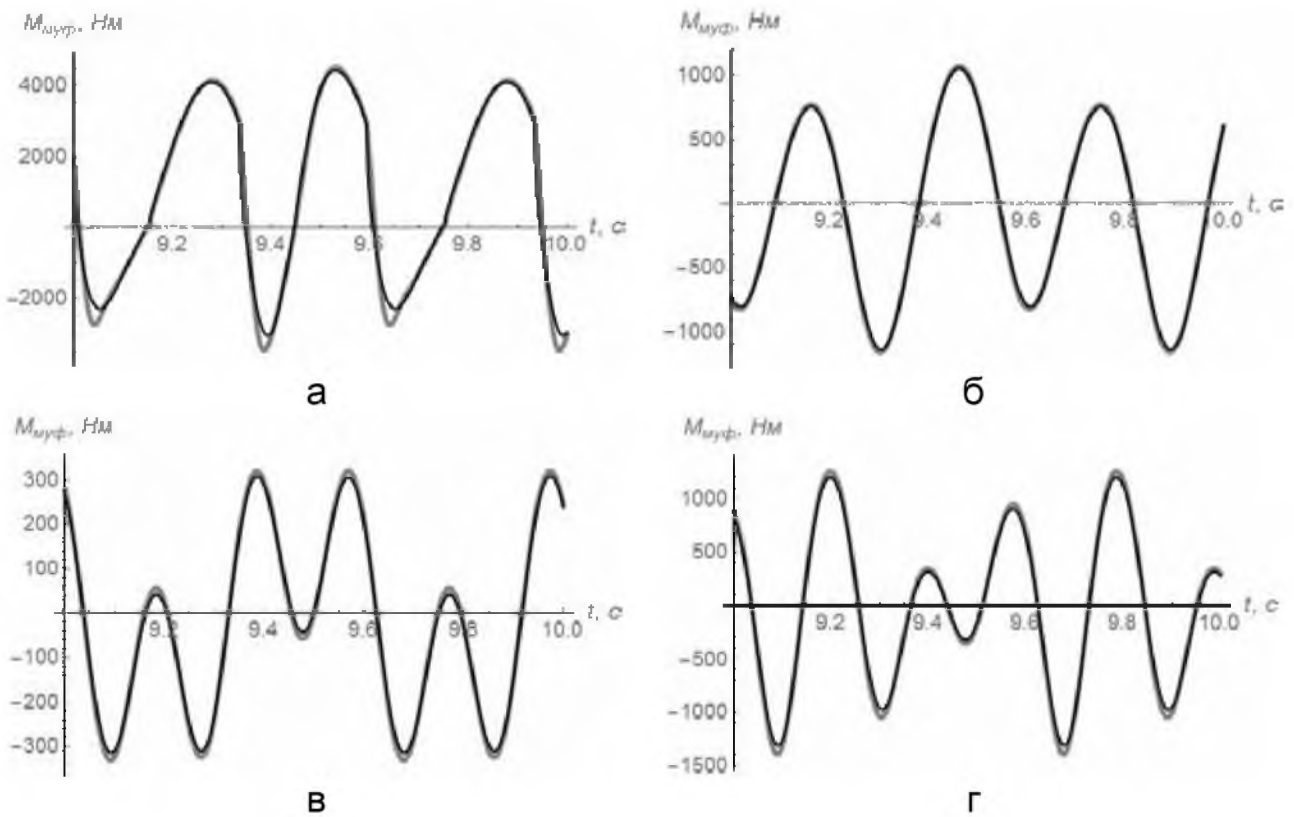


Рис. 7.38. Графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{м\text{у}ф}}$ в залежності від часу при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$

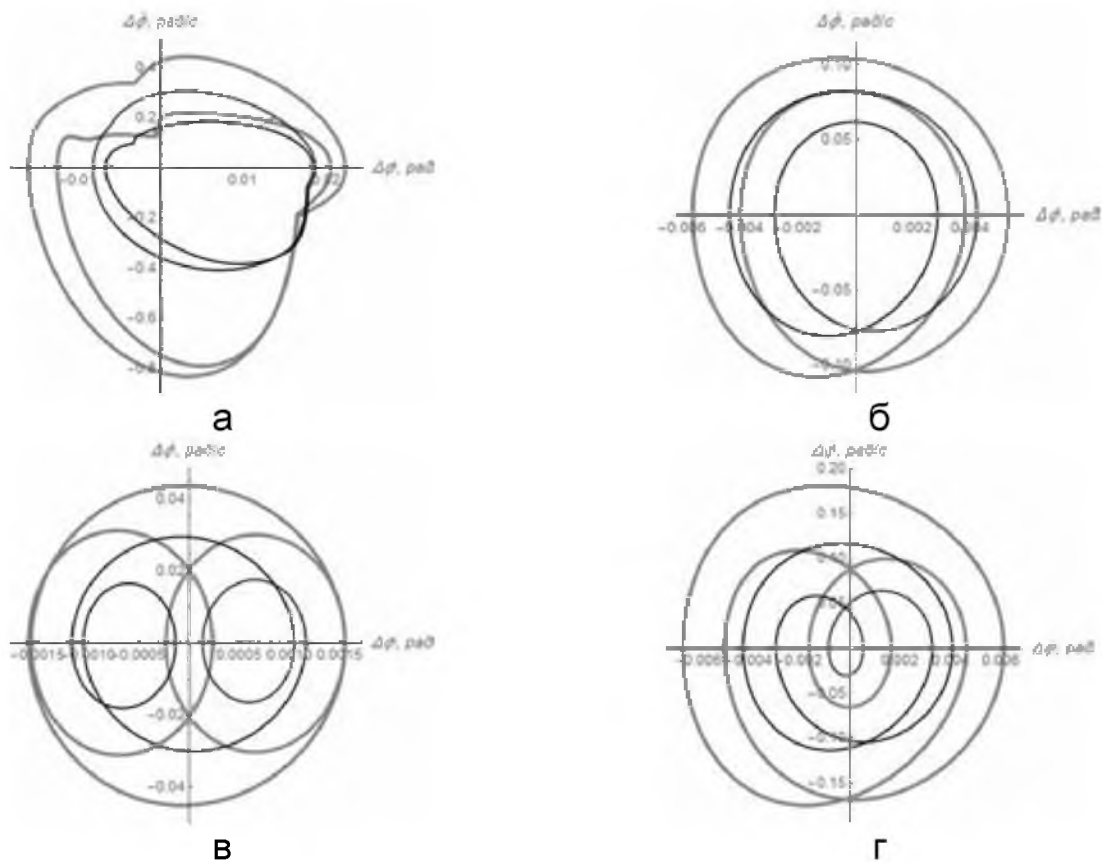


Рис. 7.39. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$

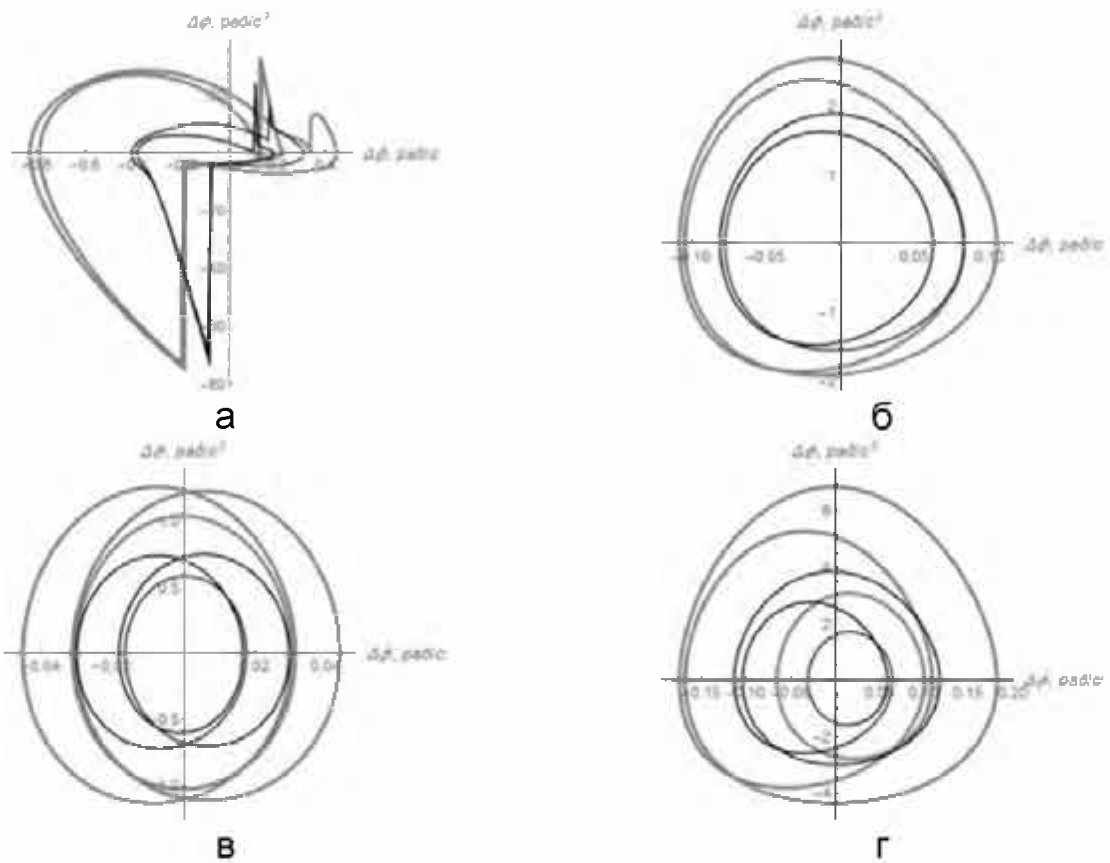


Рис. 7.40. Графічні залежності $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$

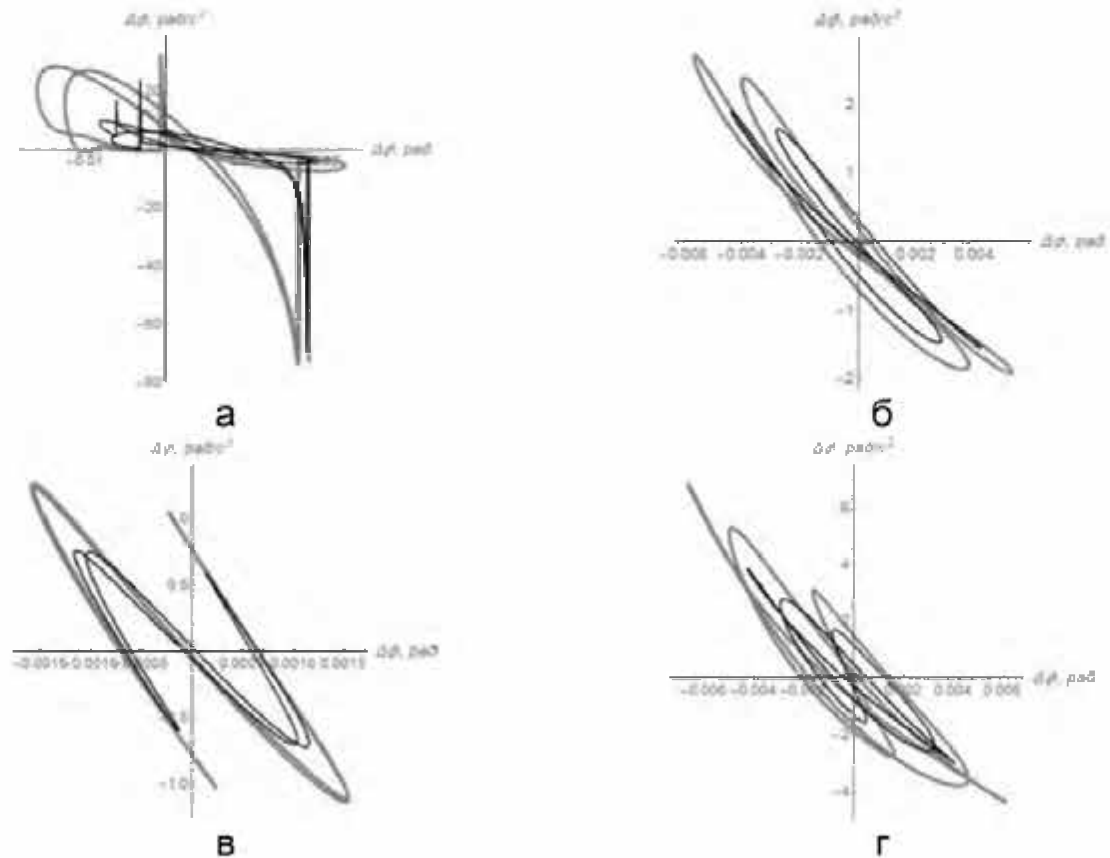
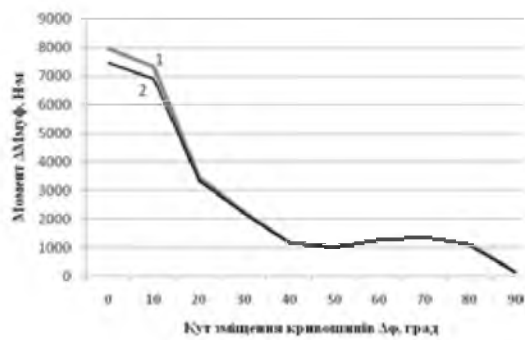
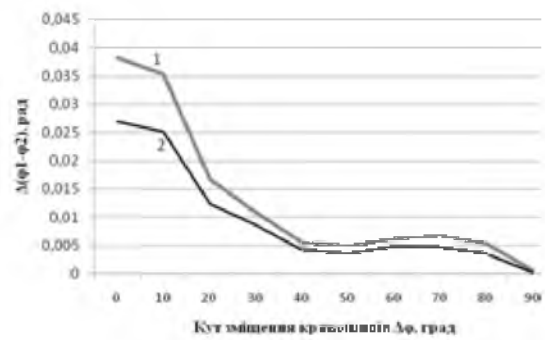


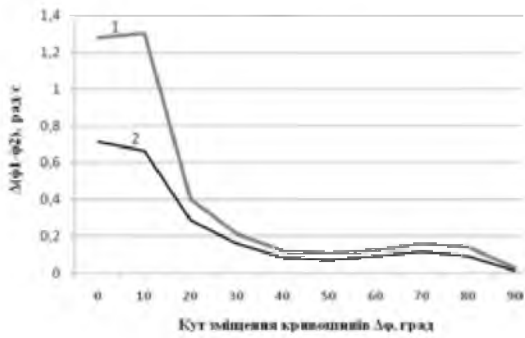
Рис. 7.41. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$



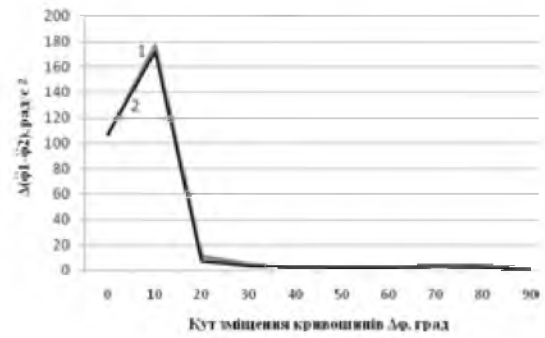
а



б



в



г

Рис. 7.42. Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті (а), різниць кутових координат (б), кутових швидкостей (в) та кутових прискорень (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу

$$k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад/с}} \quad (1) \quad \text{та} \quad k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад/с}} \quad (2)$$

Аналіз даних табл. 7.4 та графіків на рис. 7.42 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць кутових координат при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад/с}}$ та

$k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад/с}}$ спадають від значення $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 50^\circ$, потім іде їх невелике

зростання і спад до мінімуму при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Відхилення різниць кутових швидкостей при значенні коефіцієнта

дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад/с}}$ спочатку зростає від значення $\Delta\varphi = 0^\circ$ до

$\Delta\varphi = 10^\circ$, потім спадає до $\Delta\varphi = 50^\circ$, після чого іде його невелике зростання і спад до мінімуму при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$; при значенні

коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад/с}}$ відхилення різниць кутових

швидкостей спадає від значення $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 50^\circ$, потім іде його невелике зростання і спад до мінімуму при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Відхилення різниць кутових прискорень при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ спочатку зростають від значення $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 10^\circ$, потім іде їх різкий спад до $\Delta\varphi = 20^\circ$, після чого іде майже незмінна крива до мінімуму при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ [138, 334].

7.5. Порівняльний аналіз динаміки машин роликового формування із врахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів

Для порівняльного аналізу динаміки машин роликового формування із врахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів використано результати розрахунків установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$, установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки із значенням кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$ та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ [153, 334].

Для узагальнення порівняльного аналізу динаміки установки із врахуванням дисипативних властивостей різних привідних механізмів пропонується здійснювати його за показниками відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{rad/c}$ [153, 334].

Аналізуючи графіки на рис. 7.11-7.14, 7.23-7.26 і 7.34-7.37 та дані табл. 7.1, 7.3 і 7.4, визначено відхилення між мінімальними та максимальними значеннями зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муф}k}$ на кожний формувальний візок та зміни різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$,

кутових швидкостей $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ і кутових прискорень $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ у муфтах при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ установок з рекупераційним приводом на два формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$, енергетично врівноваженим приводом на три візки із значенням кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$ та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Результати вказаних характеристик представлено в табл. 7.5 [153, 334].

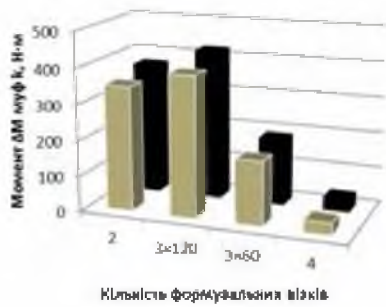
Таблиця 7.5

Результати розрахунків

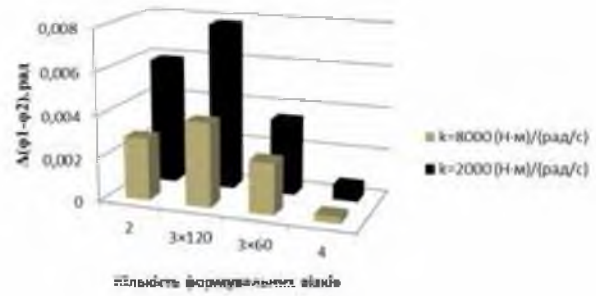
Показники	Установка з кількістю візків*							
	2	3×120 ⁰	3×60 ⁰	4	2	3×120 ⁰	3×60 ⁰	4
	$k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$				$k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$			
$\Delta M_{\text{муфк}}, H \cdot m$	371,02	422,4	188,5	37,2	348,62	393,5	178,6	32,7
$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2), рад$	0,0059	0,0078	0,0035	0,0007	0,0029	0,0039	0,0024	0,0003
$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), рад/с$	0,1704	0,2495	0,1018	0,0292	0,0773	0,1274	0,0587	0,0141
$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), рад/с^2$	5,7096	8,1022	2,794	1,249	2,381	4,1036	1,476	0,604

*Примітка. Кількість візків в установці: 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3×120⁰ – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$; 3×60⁰ – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

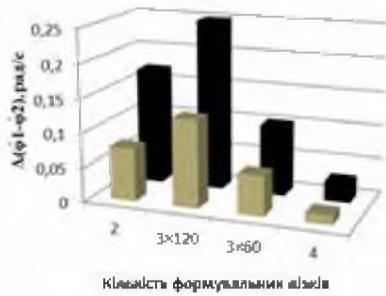
На основі даних табл. 7.5 побудовано гістограми зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{муфк}}$ на кожний формувальний візок, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ у муфтах при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot m}{рад/с}$ в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду привідного механізму (рис. 7.43) [153, 334].



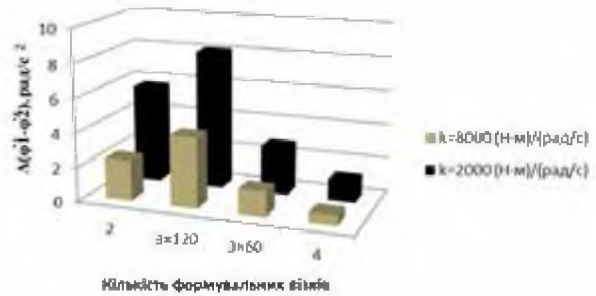
а



б



в



г

Рис. 7.43. Гістограми зміни відхилення динамічної складової пружного моменту на кожний формувальний візок $\Delta M_{\mu\phi k}$ (а), відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$ (б), кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ (в) та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ (г) у муфті в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу) при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/\text{с}}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/\text{с}}$

Аналіз даних табл. 7.5 та гістограм на рис. 7.43 показує, що мінімальне значення відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\mu\phi k}$ на кожний формувальний візок при значенні коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/\text{с}}$ спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки і становить $\Delta M_{\mu\phi k} = 37,2 H \cdot M$, що в 9,97, 11,35 та 5,1 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$. При значенні коефіцієнта дисипації $k = 8000 \frac{H \cdot M}{\text{рад}/\text{с}}$ відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті установки з врівноваженим

приводом на чотири формувальні візки становить $\Delta M_{\text{мфк}} = 32,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що в 10,7, 12 та 5,5 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$ [153, 334].

Мінімальне значення відхилення різниць кутових координат при значенні коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$ спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки і становить $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0007 \text{ рад}$, що в 8,4, 11,1 та 5 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$. При значенні коефіцієнта дисипації $k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$ відхилення різниць кутових координат установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки становить $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0003 \text{ рад}$, що в 9,7, 13 та 8 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$ [153, 334].

Мінімальне значення відхилення різниць кутових швидкостей при значенні коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$ спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки і становить $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,0292 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$, що в 5,8, 8,5 та 3,5 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$. При значенні коефіцієнта дисипації $k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$ відхилення різниць кутових швидкостей установки з

врівноваженим приводом на чотири формувальні візки становить $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,0141 \text{ рад/с}$, що в 5,5, 9 та 4,2 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекуперативним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$ [153, 334].

Мінімальне значення відхилення різниць кутових прискорень при значенні коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}$ спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки і становить $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 1,249 \text{ рад/с}^2$, що в 4,6, 6,5 та 2,2 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекуперативним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$. При значенні коефіцієнта дисипації $k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}$ відхилення різниць кутових прискорень установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки становить $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 0,604 \text{ рад/с}^2$, що в 3,9, 6,8 та 2,4 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекуперативним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки при значеннях кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ і $\Delta\varphi = 60^\circ$ [153, 334].

РОЗДІЛ 8

ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

8.1. Динамічне зрівноваження привідного механізму роликів формувальної установки з рекуперативним приводом

При роботі роликів формувальної установки в її елементах крім сил тяжіння та сил опору на переміщення формувальних візків виникають також сили інерції [148, 152, 176], що створюють додаткові навантаження на привідний механізм. Тому актуальною є задача зрівноваження привідного механізму машин роликів формування.

На рис. 8.1 зображено кінематичну схему роликів формувальної установки з рекуперативним приводом для формування виробів з будівельних сумішей на одній технологічній лінії (рис. 2.3). На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 5 та 6; l – довжина шатунів 3 та 4; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипа відносно іншого; x_1 та x_2 – координати центрів мас першого 1 та другого 2 візків відповідно; β_1 та β_2 – кутові координати, які визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

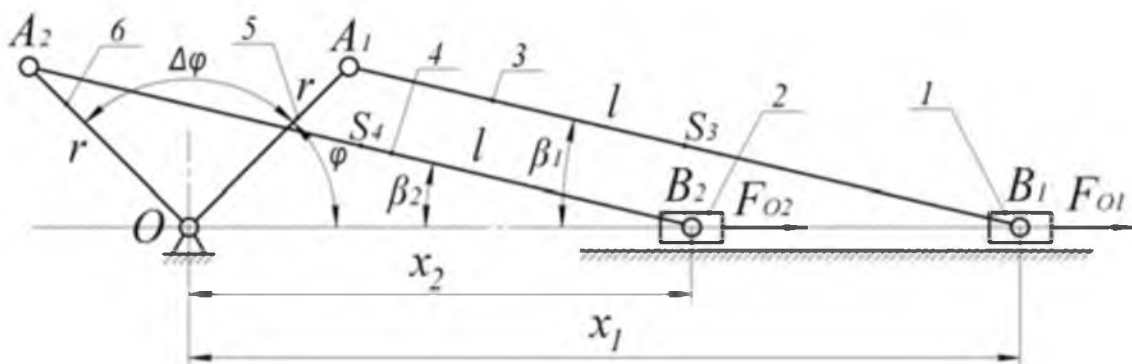


Рис. 8.1. Кінематична схема установки

З рис. 8.1 визначаємо координати центрів мас візків:

– для першого візка:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta_1, \quad (8.1)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; β_1 – кутова координата, яка визначає положення шатуна першого візка відносно горизонталі.

Оскільки кут β_1 невідомий, його можна визначити в залежності від довжини шатуна l , радіуса кривошипа r та кутової координати кривошипа φ :

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi.$$

Звідси:

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}.$$

Тоді:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}. \quad (8.2)$$

– для другого візка:

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2, \quad (8.3)$$

де $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; β_2 – кутова координата, яка визначає положення шатуна другого візка відносно горизонталі.

Значення кута β_2 визначаємо по аналогії з першим випадком:

$$r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi).$$

Звідси:

$$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}.$$

Тоді:

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}. \quad (8.4)$$

З виразів (8.2) та (8.4) отримуємо функції зміни швидкостей центрів мас формувальних візків:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (8.5)$$

де $\dot{\varphi} = \omega$ – кутова швидкість обертання кривошипів; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ – перші переда-
точні функції центрів мас відповідно візків 1 та 2, які визначаються наступ-
ними виразами:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (8.6)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right).$$

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас візків 1 та 2 визнача-
ються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (8.7)$$

де $\ddot{\varphi} = \varepsilon$ – кутове прискорення кривошипів; $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$; $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні
функції центрів мас відповідно візків 1 та 2, що визначаються наступними
виразами:

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)^{\frac{3}{2}}} \right]. \quad (8.8)$$

Кінетична енергія всієї системи визначається як сума кінетичних енергій складових привідного механізму та формувальних візків:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_{s_3} \cdot \dot{\beta}_1^2}{2} + \frac{m_3 \cdot (\dot{x}_{s_3}^2 + \dot{y}_{s_3}^2)}{2} + \frac{J_{s_4} \cdot \dot{\beta}_2^2}{2} + \frac{m_4 \cdot (\dot{x}_{s_4}^2 + \dot{y}_{s_4}^2)}{2}, \quad (8.9)$$

де J_p – зведений до осі обертання привідного вала момент інерції привідного механізму (із врахуванням ротора двигуна, передавального механізму та з'єднувальних муфт); m_1 та m_2 – маси формувальних візків 1 та 2 відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m$); m_3 , m_4 , J_{s_3} та J_{s_4} – маси шатунів 3 і 4 та їхні власні моменти інерції відносно центрів мас; $\dot{\beta}_1$ та $\dot{\beta}_2$ – кутові швидкості шатунів 3 та 4; \dot{x}_{s_3} , \dot{y}_{s_3} , \dot{x}_{s_4} та \dot{y}_{s_4} – лінійні швидкості центрів мас шатунів 3 та 4.

Оскільки маси шатунів 3 та 4 значно менші за маси формувальних візків 1 та 2, то можемо знехтувати цими масами і, відповідно, нехтуємо кінетичною енергією вказаних шатунів. Тоді значення кінетичної енергії установки будемо мати у вигляді [148, 152, 176]:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_2^2}{2} = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m}{2} \cdot \left[\dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right], \quad (8.10)$$

або:

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}. \quad (8.11)$$

Складемо рівняння руху роликової формувальної установки. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду [97, 98, 148, 152, 195]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (8.12)$$

де t – час; φ – кутова координата положення кривошипа, яка прийнята за узагальнену координату; Q_φ – узагальнена сила, яка відповідає цій узагальненій координаті.

Узагальнена сила визначається залежністю [148, 152, 236]:

$$Q_\varphi = M_p - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \quad (8.13)$$

Тут F_{o1} та F_{o2} – сили опору переміщенню формувальних візків 1 та 2; M_p – рушійний момент приводного двигуна, зведений до осі обертання кривошипа, який визначається за формулою Клосса [59, 93, 148, 152]:

$$M_p = \frac{2 \cdot M_{kp}}{\frac{s}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{s}} \cdot u \cdot \eta; \quad (8.14)$$

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0} = 1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}; \quad (8.15)$$

$$s_{kp} = 1 - \frac{\omega_{kp}}{\omega_0}, \quad (8.16)$$

де M_{kp} – критичний момент на валу двигуна; s та s_{kp} – ковзання та його критичне значення; ω та ω_0 – кутова швидкість ротора двигуна та її синхронне значення; u – передаточне число передавального механізму від двигуна до приводного вала; η – ККД приводного механізму.

Після підстановки залежностей (8.11) та (8.13)-(8.16) в рівняння (8.12), отримаємо [148, 152]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right); & \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \dot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + 2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right); \\ \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} &+ \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) = \\ &= \frac{2 \cdot M_{kp}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0} + \frac{\omega_{kp}}{\omega_0}} \cdot u \cdot \eta - F_{o1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{o2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (8.17)$$

Отримане рівняння являє собою нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке необхідно розв'язувати чисельним методом. В результаті розв'язку рівняння (8.17) отримуємо залежності:

$$\varphi = \varphi(t); \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}(t); \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}(t). \quad (8.18)$$

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься роликівна формувальна установка, необхідно розв'язувати дві задачі динамічного врівноваження [5, 14, 42, 56, 57, 75, 148, 152, 331, 332, 360]:

1. врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок;
2. врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

Для вирішення першої задачі необхідно, щоб центр мас рухомих ланок роликівної формувальної установки (формувальних візків) не зміщувався, тобто для роликівної формувальної установки, візки якої рухаються вздовж осі x , повинна виконуватись умова [83, 86, 99, 148, 152, 176]:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} = const. \quad (8.19)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (8.19), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2}{m_1 + m_2} = 0. \quad (7.20)$$

Вираз (8.20) можна записати в наступному вигляді:

$$F_{ic} = m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) = 0, \quad (8.21)$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (8.22)$$

Якщо умова (8.21) чи (8.22) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right]. \quad (8.23)$$

За один цикл руху роликівної формувальної установки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним

значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic\max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю [148, 152]:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (8.24)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликів формувальної установки; ω_n – номінальне значення кутової швидкості привідного вала установки.

В деяких випадках доцільно оцінювати невідношення сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок. Цей критерій можна представити в наступному вигляді [148, 152]:

$$k_{Fi} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2}{\left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt}. \quad (8.25)$$

Для забезпечення врівноваження зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову:

$$T = const \quad \text{або} \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0. \quad (8.26)$$

Якщо умова (8.26) не виконується, то має місце невідношення зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї невідношеності може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю [148, 152]:

$$M_i = \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} \right) = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right). \quad (8.27)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки невідношення зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його максимальним значенням $M_{i\max}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned}\overline{M_i} &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}.\end{aligned}\quad (8.28)$$

Оцінимо також неврівноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів установки. Такий критерій має вигляд [148, 152]:

$$\begin{aligned}k_{M_i} &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}} = \\ &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}}.\end{aligned}\quad (8.29)$$

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами [341, 350]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $m_1 = m_2 = m = 1000 \text{ кг}$; $J_p = 47,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{sp} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{sp} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{sp} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (80^0 , 90^0 , 100^0 , 160^0 , 180^0 , 200^0), графіки зміни яких зображено на рис. 8.2 та 8.3. Знайдено також максимальні $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньоквадратичні $\overline{F_{ic}}$ і $\overline{M_i}$ значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута $\Delta\varphi$. Результати обчислень занесені до табл. 8.1. Також в табл. 8.1 наведені значення безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} , які визначені за формулами (8.25) та (8.29). За даними табл. 8.1 побудовано графіки зміни максимальних $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньоквадратичних $\overline{F_{ic}}$ і $\overline{M_i}$ значень сил інерції та моментів від

сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (рис. 8.4 та 8.5). На рис. 8.6 представлено графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [148, 152, 176]. При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання привідного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ для кожного значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$, що були визначені за методикою, описаною в роботах [126, 146, 148] та підрозділі 6.2.

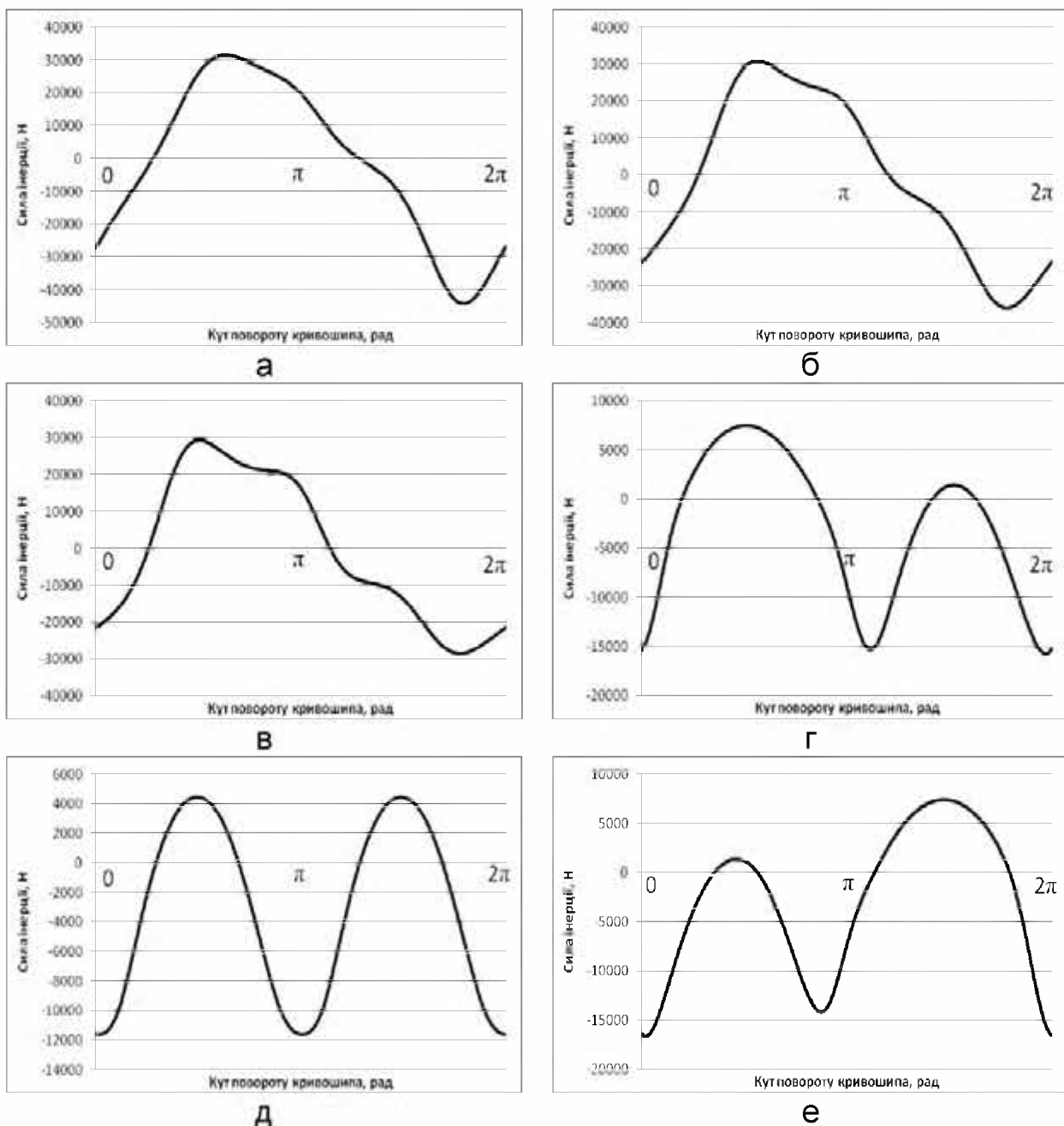


Рис. 8.2. Графіки зміни сумарної сили інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 80° ; б – 90° ; в – 100° ; г – 160° ; д – 180° ; е – 200°

Таблица 8.1

Результати обчислень

$\Delta\varphi$	F_{icmax}, H	$M_{imax}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_i, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
0	57325	2882,9	22478,8	1918,8	1,414	1,504
10	57482	2918,8	22631,6	1918,3	1,3181	1,4818
20	57814	2903,5	23030,1	1908,9	1,2315	1,4209
30	58013	2820,1	23589,4	1877,8	1,1637	1,3363
40	57924	2897,1	24296,5	1814,0	1,1101	1,2248
50	57466	2940,2	25165,0	1706,9	1,0701	1,0766
60	55893	2880,5	25893,0	1528,7	1,0423	0,8912
70	51560	2580,1	25613,6	1241,9	1,0226	0,6699
80	44207	1991,1	23968,3	891,7	1,0082	0,4413
90	35946	1274,2	21749,7	662,7	0,9983	0,3089
100	29239	1753,9	19579,8	763,1	0,9905	0,3977
110	26747	2179,3	17396,7	1077,8	0,9819	0,6057
120	22849	2460,8	14992,1	1387,6	0,9719	0,8243
130	19183	2594,1	12670,6	1605,8	0,9591	1,0139
140	18560	2648,1	10713,8	1745,8	0,9358	1,1771
150	17452	2717,4	9090,2	1829,1	0,8862	1,3147
160	15687	2770,2	7781,8	1872,6	0,8478	1,4208
170	13469	2788,8	6881,9	1891,3	0,8543	1,4876
180	11589	2745,3	6552,6	1896,1	0,8583	1,5116
190	14144	2779,3	6876,9	1891,0	0,8491	1,4917
200	16646	2791,6	7761,1	1872,4	0,8418	1,4271
210	18307	2753,3	9042,9	1829,5	0,8702	1,3231
270	36644	1256,2	21922,1	659,1	0,9968	0,3085

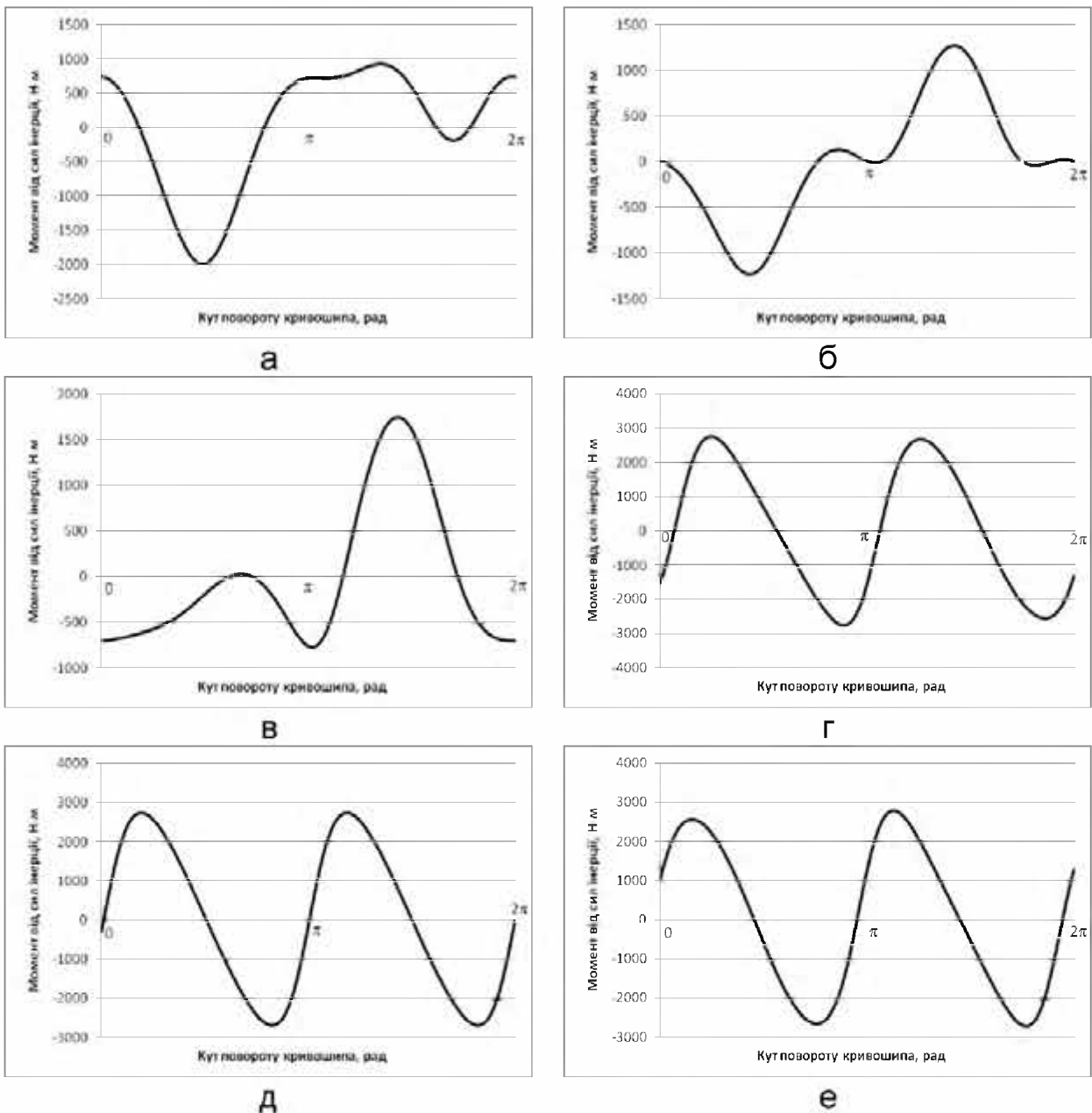


Рис. 8.3. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 80° ; б – 90° ; в – 100° ; г – 160° ; д – 180° ; е – 200°

Аналізуючи дані табл. 8.1 та графіки на рис. 8.4-8.6, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ та її середньоквадратичне значення \bar{F}_{ic} спочатку збільшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi=0^\circ$ до $\Delta\varphi=60^\circ$, а потім зменшуються і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi=180^\circ$; безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} постійно зменшується при збільшенні кута зміщенні кривошипів і приймає міні-

мальне значення при зміщенні кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 160^\circ$ до $\Delta\varphi = 200^\circ$; максимальне значення моменту від сил інерції, його середньоквадратичне значення та безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} набувають свого мінімуму при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ та $\Delta\varphi = 270^\circ$.

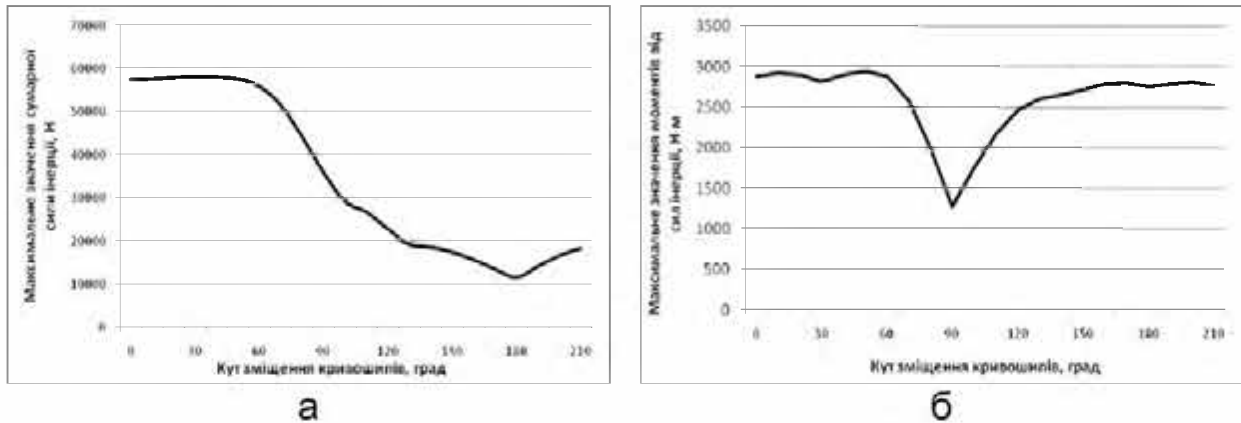


Рис. 8.4. Графіки зміни максимальних значень сил інерції $F_{ic\max}$ (а) та моментів від сил інерції $M_{i\max}$ (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

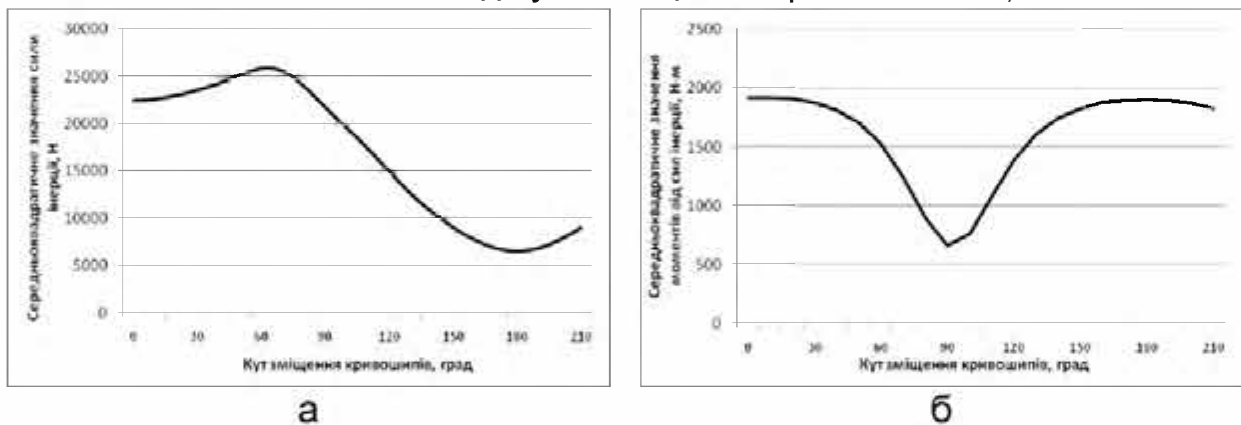


Рис. 8.5. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції \bar{F}_{ic} (а) та моментів від сил інерції \bar{M}_i (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

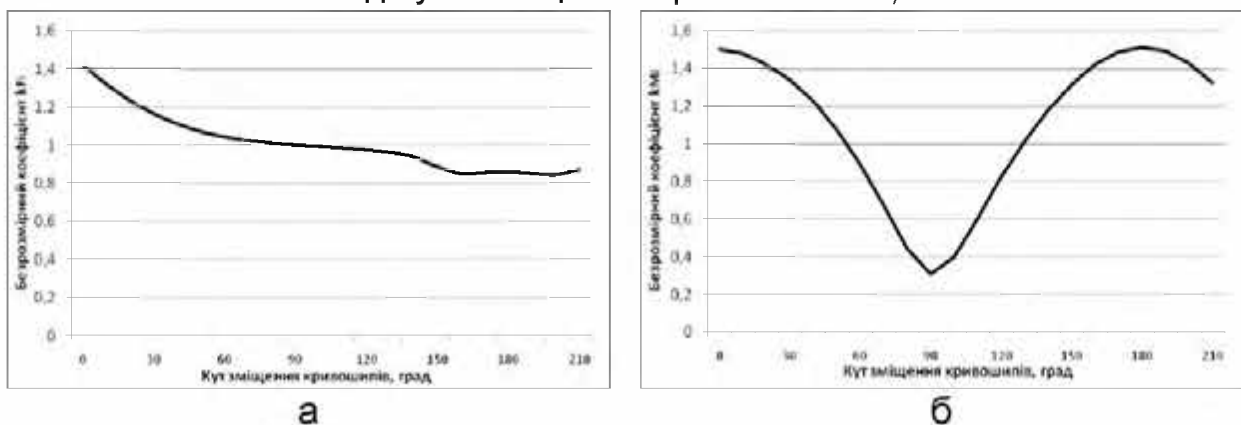


Рис. 8.6. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} (а) та k_{M_i} (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

8.2. Динамічне зрівноваження привідного механізму роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом

Для роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом на три формувальні візки (рис. 2.10) за аналогією з підрозділом 8.1 записано умову, при якій центр мас рухомих ланок роликів формувальної установки (формувальних візків) не зміщується, тобто [148, 151, 152, 175]:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3}{m_1 + m_2 + m_3} = \text{const}. \quad (8.30)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (8.30), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3}{m_1 + m_2 + m_3} = 0. \quad (8.31)$$

Вираз (8.31) можна записати в наступному вигляді [148, 151, 152]:

$$\begin{aligned} F_{ic} &= m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 = \\ &= m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) + m_3 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) = 0, \end{aligned} \quad (8.32)$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m_3 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (8.33)$$

Якщо умова (8.32) чи (8.33) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки [148, 151, 152]:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]. \quad (8.34)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом на три формувальні візки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic \max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю [148, 151, 152, 175]:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (8.35)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликів формувальної установки; ω_n –

номінальне значення кутової швидкості привідного вала установки.

В деяких випадках доцільно оцінювати нерівноваженість сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок. Цей критерій можна представити в наступному вигляді [148, 151, 152]:

$$k_{F_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2}{\left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt}. \quad (8.36)$$

Для забезпечення рівноваження зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову (8.26). Якщо умова (8.26) не виконується, то має місце нерівноваженість зведеного до приводного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї нерівноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю [148, 151, 152, 175]:

$$M_i = \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \cdot \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} \right) = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right). \quad (8.37)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки нерівноваженість зведеного до приводного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його максимальним значенням $M_{i_{\max}}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned} \bar{M}_i &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}. \end{aligned} \quad (8.38)$$

Оцінімо також неврівноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки. Такий критерій має вигляд [148, 151, 152, 175]:

$$k_M = \sqrt{\frac{1}{I_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}} dt =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{I_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}} dt. \quad (8.39)$$

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом з параметрами [341, 350]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $m_1 = m_2 = m_3 = m = 1000 \text{ кг}$; $J_p = 52,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{xp} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{xp} = 293,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{xp} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O3} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$), графіки зміни яких зображено на рис. 8.7.

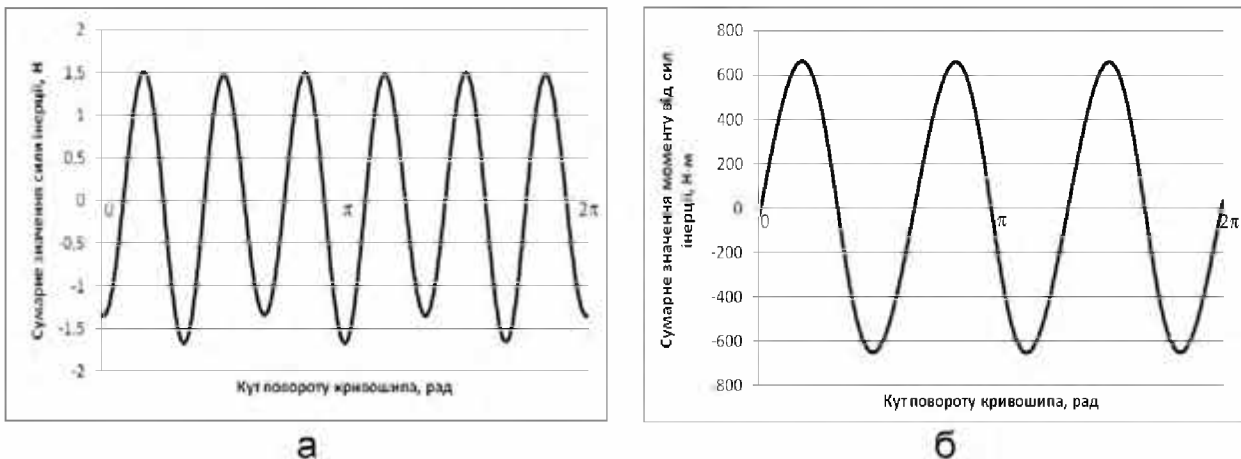


Рис. 8.7. Графіки зміни сумарної сили інерції (а) та сумарного моменту від сил інерції (б) в залежності від кута повороту кривошипа установки з енергетично врівноваженим приводом

На рис. 8.8 та 8.9 наведено графіки зміни сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ ($0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$). Знайдено також максимальні $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньоквадратичні $\overline{F_{ic}}$ і $\overline{M_i}$ значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута $\Delta\varphi$ [151]. Результати обчислень занесені до табл. 8.2. Також в табл. 8.2 наведені значення безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} , які визначені за формулами (8.36) та (8.39).

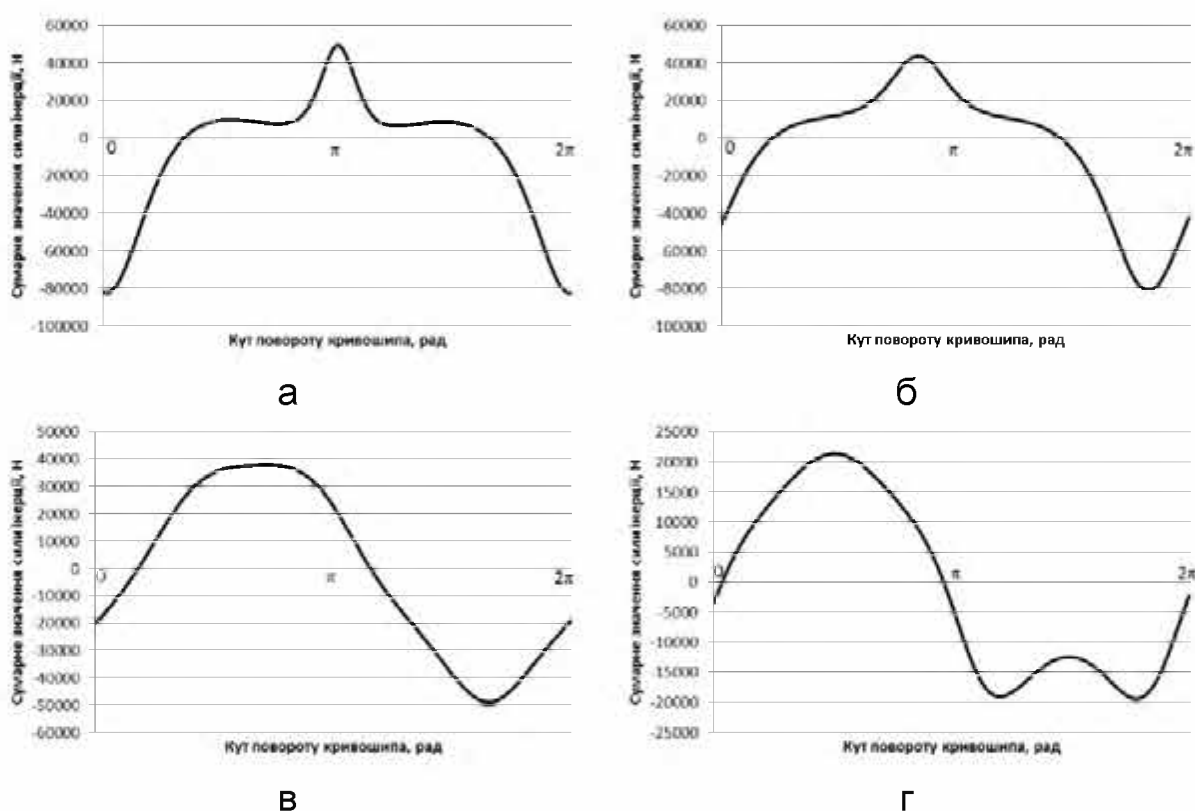


Рис. 8.8. Графіки зміни сумарної сили інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 0° ; б – 30° ; в – 60° ; г – 90°

За даними табл. 8.2 побудовано графіки зміни максимальних $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньоквадратичних $\overline{F_{ic}}$ і $\overline{M_i}$ значень сил інерції та моментів від сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (рис. 8.10 та 8.11). На рис. 8.12 представлено графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [151].

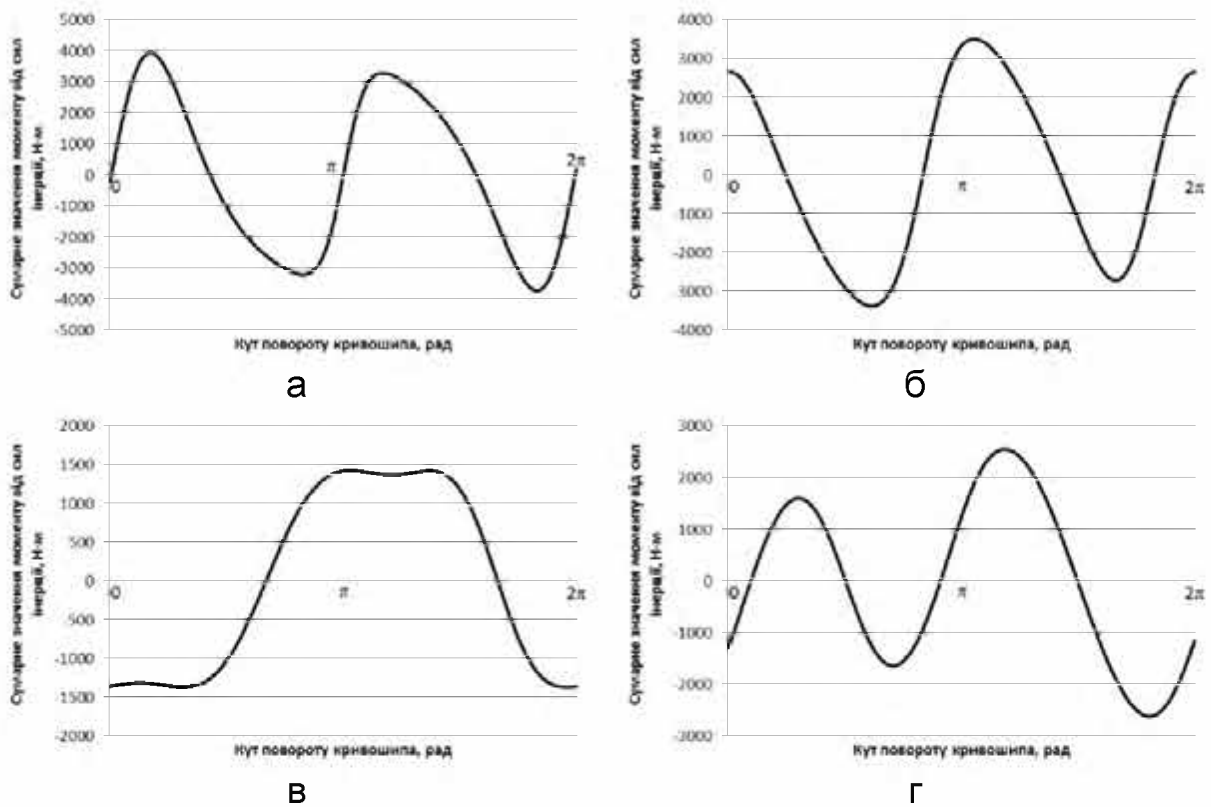


Рис. 8.9. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 0° ; б – 30° ; в – 60° ; г – 90°

Таблиця 8.2

Результати обчислень

$\Delta\varphi$	$F_{ic\max}, H$	$M_{i\max}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_i, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
0	82389,2	3935,015	32033,83	2467,494	1,732051	1,732051
10	83943,1	3866,94	32834,84	2491,278	1,581451	1,523829
20	80583,8	3363,17	32236,42	2326,281	1,4477	1,349568
30	81009,8	3516,26	34017,26	2221,869	1,342342	1,148223
40	79773,6	3495,44	36422,48	2003,116	1,26636	0,864206
50	67339,9	2700,54	34997,21	1509,999	1,211132	0,576289
60	48717,8	1419,54	30210,55	1161,438	1,153651	0,418416
70	32994,2	2271,04	25125,78	1298,465	1,0683	0,4763
80	26575,92	2670,3	19889,75	1526,934	0,938129	0,613942
90	21436,44	2608,19	14873,12	1576,342	0,753549	0,7062
100	16205,69	2181,245	10106,16	1398,303	0,51364	0,6004
110	9513,42	1558,15	5203,27	978,55	0,24326	0,407141
120	5,3042	832,7	3,2915	580,28	0,000131	0,22867

При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання привідного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ для кожного значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$, що були визначені за методикою, описаною в роботах [124, 148, 381] та підрозділі 6.3.

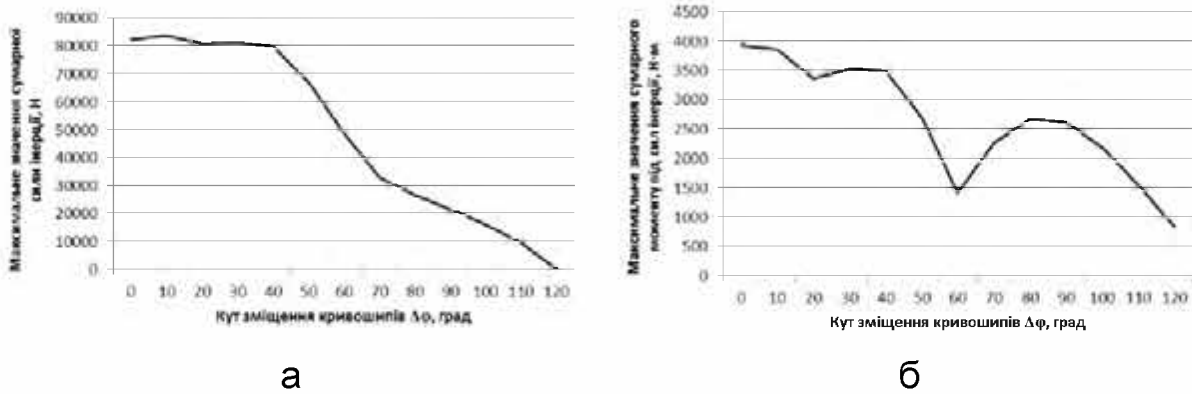


Рис. 8.10. Графіки зміни максимальних значень сил інерції $F_{ic\max}$ (а) та моментів від сил інерції $M_{i\max}$ (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

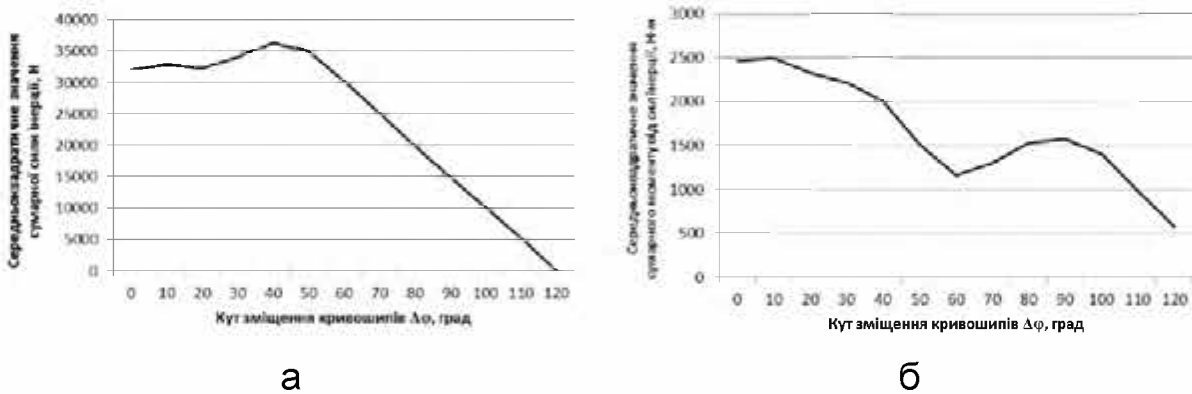


Рис. 8.11. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції \bar{F}_{ic} (а) та моментів від сил інерції \bar{M}_i (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

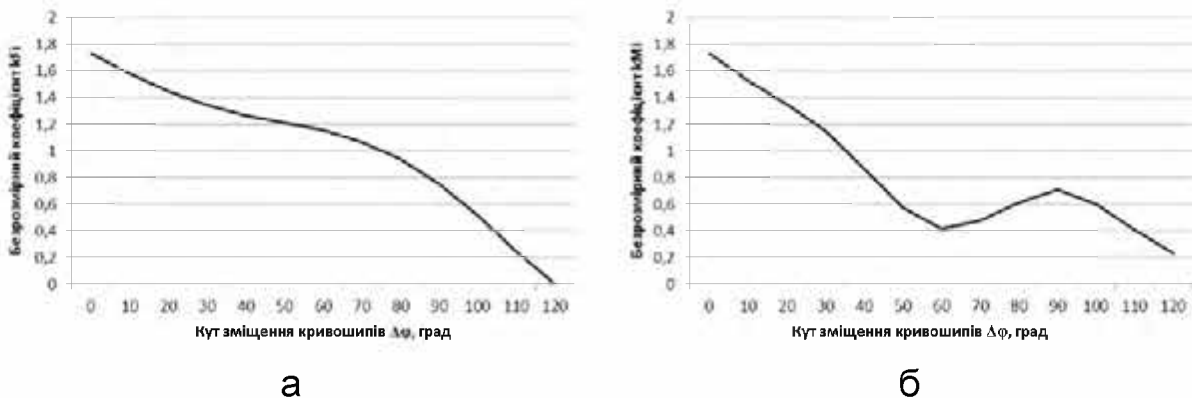


Рис. 8.12. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} (а) та k_{M_i} (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

Аналізуючи дані табл. 8.2 та графіки на рис. 8.10-8.127, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ та її середньоквадратичне значення \bar{F}_{ic} спочатку збільшуються та періодично зменшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 50^\circ$, а потім зменшуються і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi = 120^\circ$; безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} постійно зменшується при збільшенні кута зміщення кривошипів і приймає мінімальне значення при зміщенні кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$; максимальне значення моменту від сил інерції спочатку зменшується при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 20^\circ$, потім збільшується до значення $\Delta\varphi = 40^\circ$, після чого іде різке зменшення до значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$, потім збільшується до значення $\Delta\varphi = 80^\circ$ і приймає мінімальне значення при зміщенні кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$; середньоквадратичне значення моменту від сил інерції та безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} зменшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 60^\circ$, після цього йде їх зростання до значення $\Delta\varphi = 90^\circ$, а потім зменшуються і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi = 120^\circ$.

8.3. Динамічне зрівноваження привідного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки (рис. 2.11) за аналогією з підрозділами 8.1 та 8.2 записано умову, при якій центр мас рухомих ланок роликової формувальної установки (формувальних візків) не зміщується, тобто [148, 169, 334, 380]:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3 + m_4 \cdot x_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = const. \quad (8.40)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (8.40), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_4 \cdot \ddot{x}_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = 0. \quad (8.41)$$

Вираз (8.41) можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
 F_{ic} &= m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_4 \cdot \ddot{x}_4 = \\
 &= m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) + \\
 &+ m_3 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) + m_4 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) = 0.
 \end{aligned} \tag{8.42}$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \tag{8.43}$$

Якщо умова (8.42) чи (8.43) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки [148, 169, 334, 380]:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right]. \tag{8.44}$$

За один цикл руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic \max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю [148, 169, 334, 380]:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt}, \tag{8.45}$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликової формувальної установки; ω_n – номінальне значення кутової швидкості привідного вала установки.

Безрозмірний критерій, який представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок, має вигляд [148, 334, 380]:

$$k_{F_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt} \quad (8.46)$$

$$\sqrt{\left[\left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \right.}$$

$$\left. + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 \right]}$$

Для забезпечення врівноваження зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову (8.26). Якщо умова (8.26) не виконується, то має місце невірноваженість зведеного до привідного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю [148, 169, 334, 380]:

$$M_i = \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \cdot \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} + \dot{x}_4 \cdot \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \varphi} \right) =$$

$$= m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right). \quad (8.47)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки невірноваженість зведеного до привідного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, оцінюємо його максимальним значенням $M_{i_{\max}}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\overline{M_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} =$$

$$= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}. \quad (8.48)$$

Оцінюємо також невірноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів роликів формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Такий критерій має вигляд [148, 169, 334, 380]:

$$k_M = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{\dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt} =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt} \quad (8.49)$$

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом з параметрами [341, 350]: $r = 0,2 м$; $l = 0,8 м$; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m = 1000 кг$; $J_p = 72,92 кг \cdot м^2$; $\omega_o = 104,72 рад/с$; $\omega_n = 102,1 рад/с$; $\omega_{кр} = 94,95 рад/с$; $M_{кр} = 517,14 Н \cdot м$; $s_{кр} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{O1} = 3562 Н$; $F_{O2} = 3562 Н$; $F_{O3} = 3562 Н$; $F_{O4} = 3562 Н$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$), графіки зміни яких зображено на рис. 8.13.

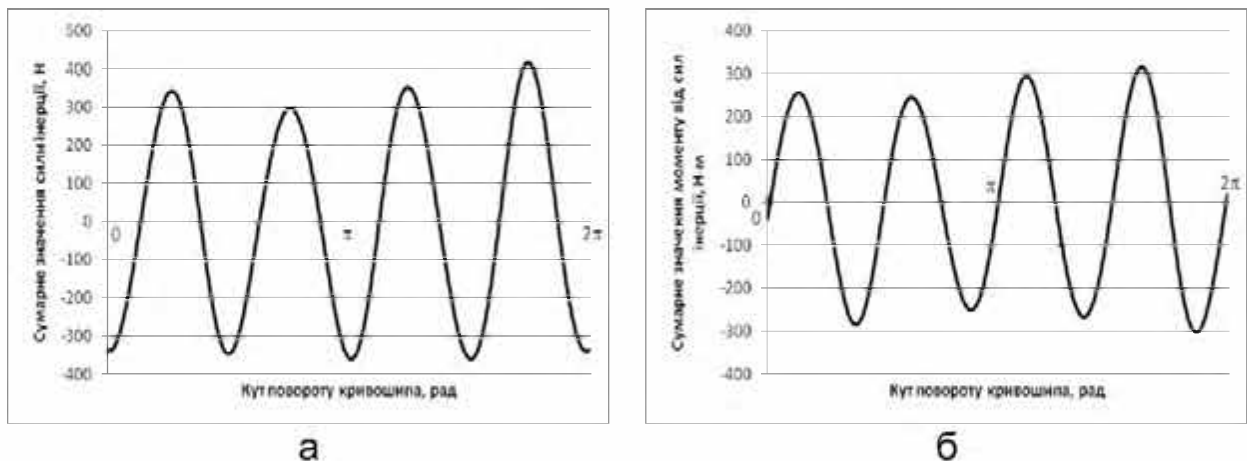


Рис. 8.13. Графіки зміни сумарної сили інерції (а) та сумарного моменту від сил інерції (б) в залежності від кута повороту кривошипа установки з врівноваженим приводом

На рис. 8.14 та 8.15 наведено графіки зміни сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (0° , 30° , 45° , 60°). Знайдено також максимальні $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньоквадратичні \bar{F}_{ic} і

\overline{M}_i значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута $\Delta\varphi$. Результати обчислень занесені до табл. 8.3. Також в табл. 8.3 наведені значення безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} , які визначені за формулами (8.46) та (8.49). За даними табл. 8.3 побудовано графіки зміни максимальних $F_{i,\max}$ і $M_{i,\max}$ та середньоквадратичних $\overline{F}_{i,c}$ і \overline{M}_i значень сил інерції та моментів від сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (рис. 8.16 та 8.17). На рис. 8.18 представлено графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [380].

При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання привідного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ для кожного значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$, що були визначені за методикою, описаною в роботах [102, 142, 148, 334] та підрозділі 6.4.

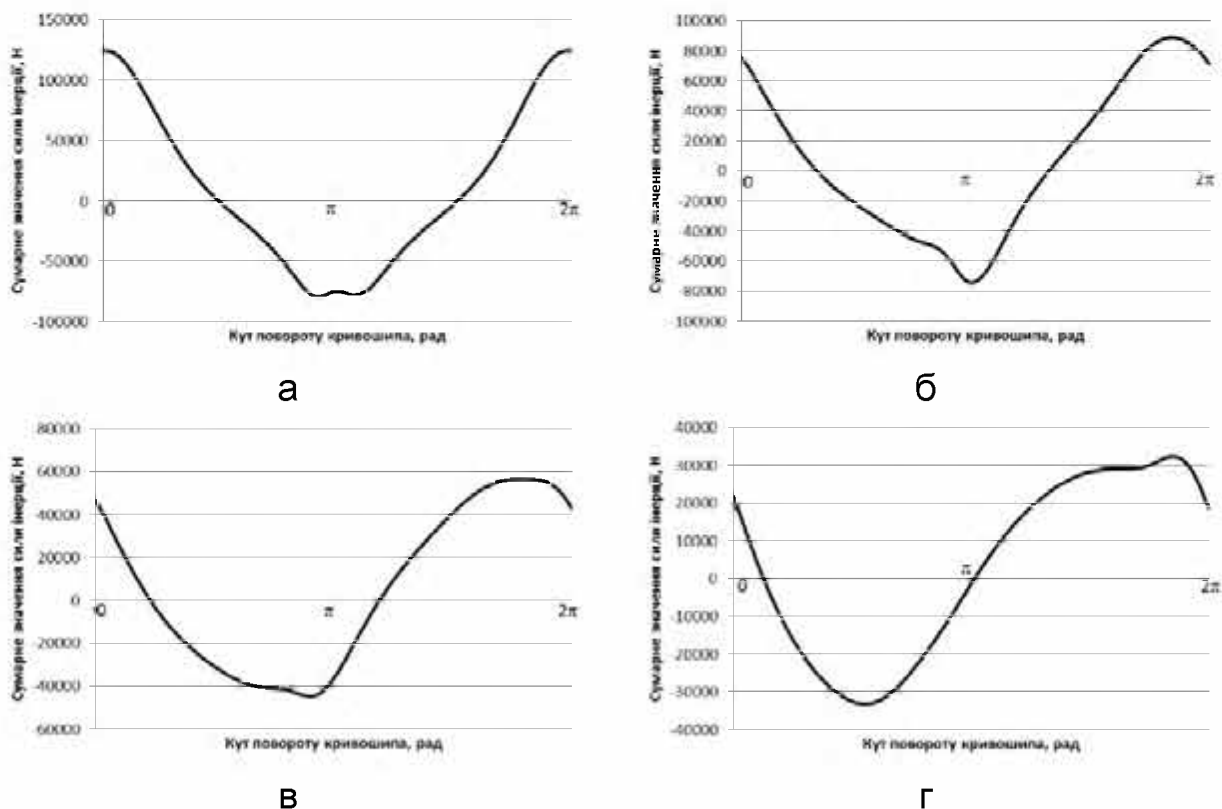


Рис. 8.14. Графіки зміни сумарної сили інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 0° ; б – 30° ; в – 45° ; г – 60°

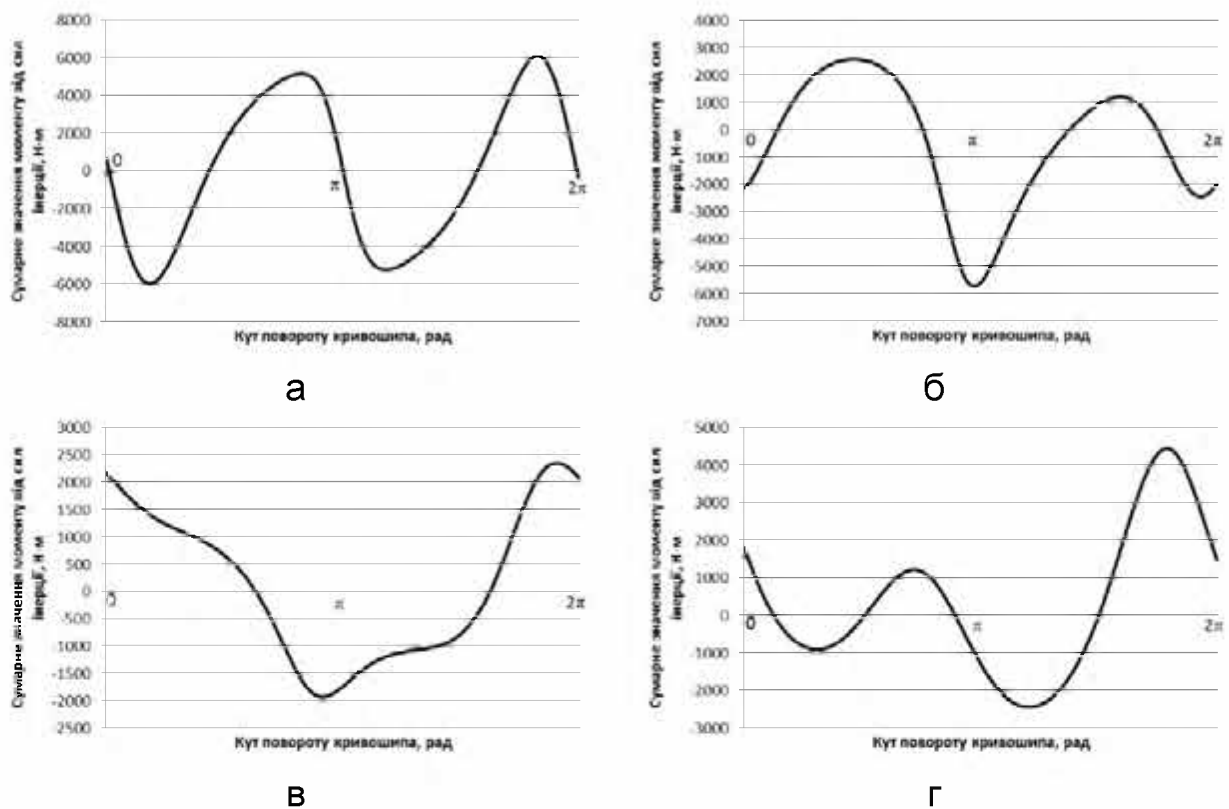
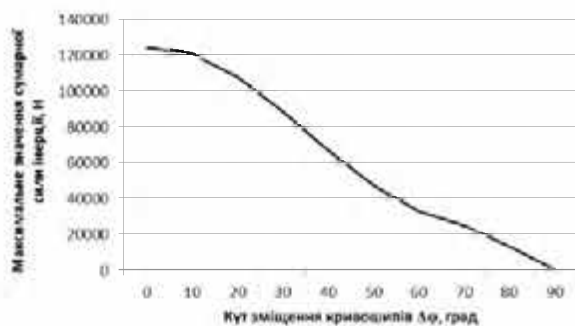


Рис. 8.15. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 0° ; б – 30° ; в – 45° ; г – 60°

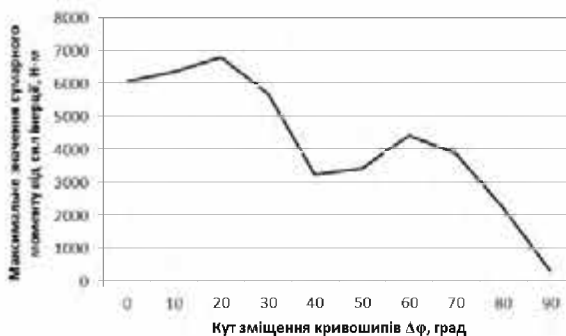
Таблиця 8.3

Результати обчислень

$\Delta\varphi$	$F_{ic\max}, H$	$M_{I\max}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_I, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
0	124688,7	6088,3	65201,03	3933,8	2	2
10	120946,5	6384,8	63602,25	3786,15	1,889	1,6844
20	108189,7	6823,7	58718,26	3289,36	1,7767	1,3913
30	88956,1	5703,5	51037,04	2381,85	1,639	0,9598
40	66994,04	3251,8	41688,26	1469,99	1,4398	0,5565
50	47329,63	3441,9	32217,75	1509,82	1,1711	0,4773
60	33138,5	4453,2	23669,64	1939,24	0,8985	0,5683
70	25178,1	3864,8	15862,5	1849,7	0,6084	0,5859
80	13490,7	2236,9	8021,3	1124,9	0,287	0,4623
90	417,7	315,7	249,3	196,2	0,00792	0,0661

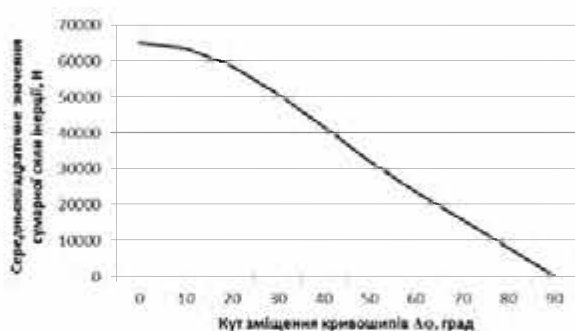


а

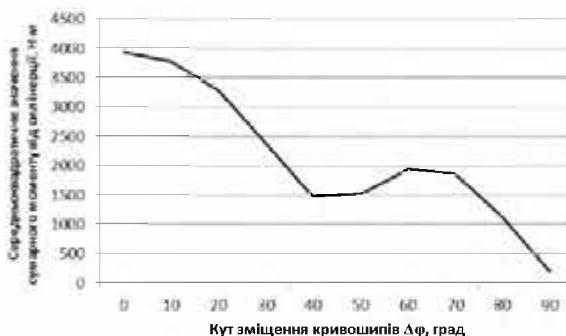


б

Рис. 8.16. Графіки зміни максимальних значень сил інерції $F_{ic\max}$ (а) та моментів від сил інерції $M_{t\max}$ (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

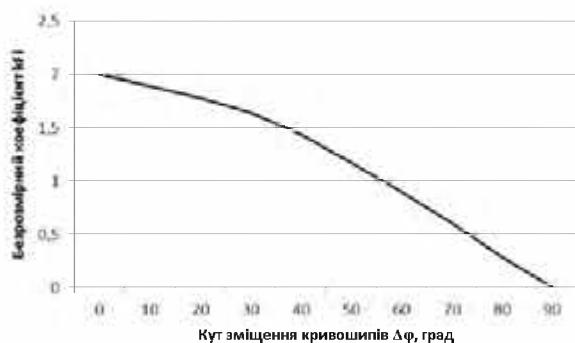


а

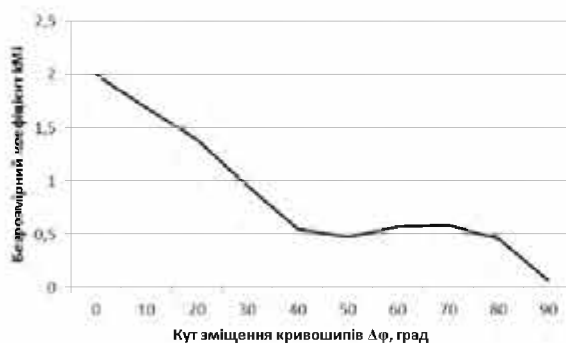


б

Рис. 8.17. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції \overline{F}_{ic} (а) та моментів від сил інерції \overline{M}_i (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$



а



б

Рис. 8.18. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} (а) та k_{M_i} (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

Аналізуючи дані табл. 8.3 та графіки на рис. 8.16-8.18, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції $F_{ic\max}$, її середньоквадратичне значення \overline{F}_{ic} та безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} постійно зменшуються при збільшенні кута зміщення кривошипів і приймають мінімальне

значення при зміщенні кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$; максимальне значення моменту від сил інерції $M_{i\max}$ спочатку збільшується при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 20^\circ$, потім зменшується при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 20^\circ$ до $\Delta\varphi = 40^\circ$, після чого йде незначне збільшення в межах кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 40^\circ$ до $\Delta\varphi = 60^\circ$, а потім знову зменшується і набуває мінімального значення при $\Delta\varphi = 90^\circ$; середньоквадратичне значення моменту від сил інерції \overline{M}_i та безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} зменшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 40^\circ$ (\overline{M}_i) та $\Delta\varphi = 50^\circ$ (k_{M_i}), після цього йде їх зростання до значень кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$ (\overline{M}_i) та $\Delta\varphi = 70^\circ$ (k_{M_i}), а потім зменшуються і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi = 90^\circ$ [380].

8.4. Аналіз динамічного зрівноваження привідних механізмів роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Для порівняльного аналізу динамічного зрівноваження привідних механізмів машин роликового формування використано результати розрахунків установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$, установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

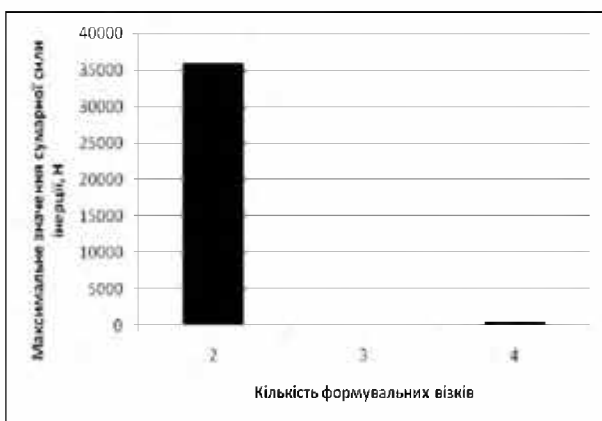
Отримані у підрозділах 8.1-8.3 результати динамічного зрівноваження привідних механізмів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два візки, енергетично врівноваженим приводом на три візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки представлені в табл. 8.4 [100, 117, 148, 334].

Результати розрахунків

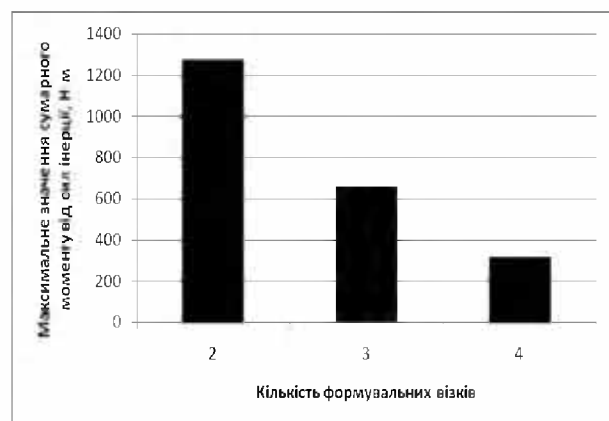
Установка з кількістю візків	$F_{ic\max}, H$	$M_{i\max}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_i, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
2	35946	1274,2	21749,7	662,7	0,9983	0,3089
3	1,67	663,9	1,06	462,8	0,0000413	0,17954
4	417,7	315,7	249,3	196,2	0,00792	0,0661

Примітка. Кількість візків в установці: 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

На основі даних табл. 8.4 побудовано гістограми зміни максимального значення сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ та крутного сумарного моменту від дії сил інерції $M_{i\max}$ (рис. 8.19), середньоквадратичні значення сумарної сили інерції \bar{F}_{ic} та крутного сумарного моменту від дії сил інерції \bar{M}_i (рис. 8.20), безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} (рис. 8.21) в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду привідного механізму.



а



б

Рис. 8.19. Гістограми зміни максимальних значень сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ (а) та крутного сумарного моменту від дії сил інерції $M_{i\max}$ (б) в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

Аналіз даних табл. 8.4 та гістограм на рис. 8.19-8.21 показує, що максимальне значення $F_{ic\max}$ та середньоквадратичне значення \bar{F}_{ic} сумарної сили інерції, а також безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} мають мінімальне значення в

установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки. Це засвідчує те, що у вказаній установці спостерігається найкраще врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах рухомих мас ланок.

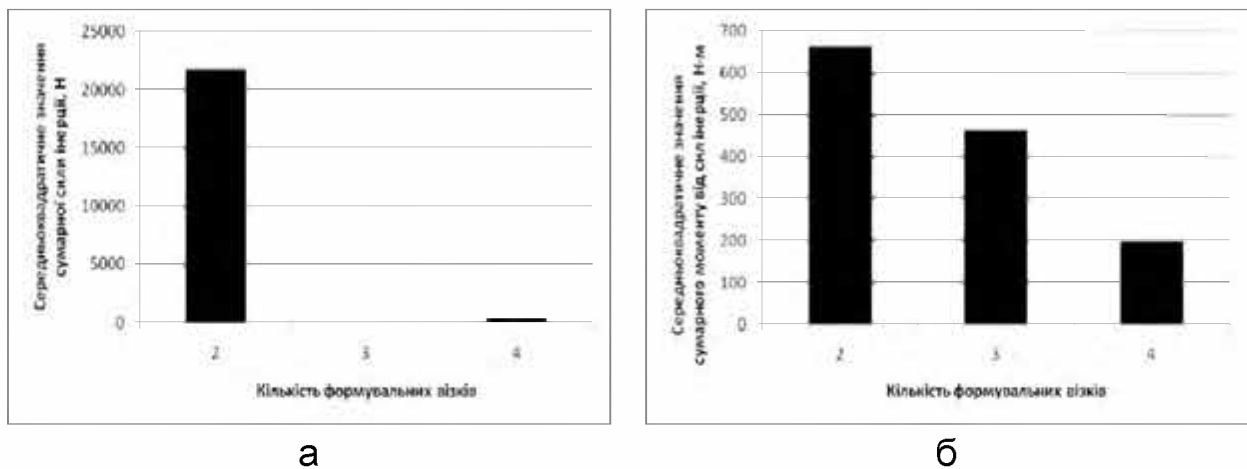


Рис. 8.20. Гістограми зміни середньоквадратичних значень сумарної сили інерції \bar{F}_{ic} (а) та крутного сумарного моменту від дії сил інерції \bar{M}_i (б) в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

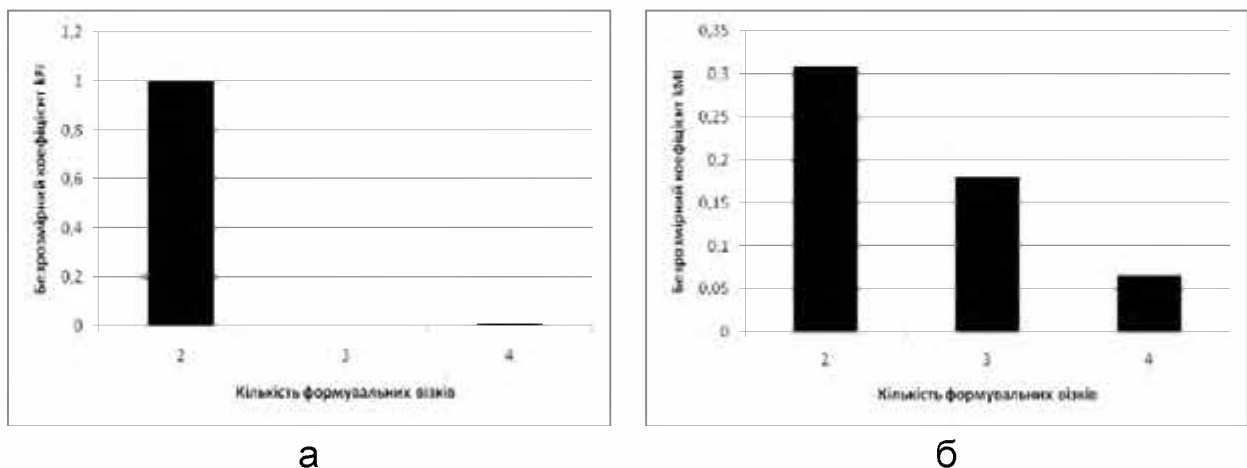


Рис. 8.21. Гістограми зміни безрозмірних коефіцієнтів k_E та k_M в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

Мінімальне значення максимального сумарного моменту від дії сили інерції спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки і становить $M_{i,max} = 315,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що у 4 та 2,1 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три візки. Середньоквадратичне значення сумарного моменту від дії сили інерції має мінімальне значення в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки

і становить $\overline{M}_i = 196,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що у 3,4 та 2,4 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекуперативним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три візки. Мінімальне значення безрозмірного коефіцієнта k_{M_i} також спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки і становить $k_{M_i} = 0,0661$, що у 4,7 та 2,7 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекуперативним приводом на два формувальні візки та енергетично врівноваженим приводом на три візки. Це засвідчує те, що в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ спостерігається найкраще врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

РОЗДІЛ 9
ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ
РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

9.1. Програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності теоретичних досліджень роликової формувальної установки з рекупераційним приводом з наступним порівняльним аналізом результатів отриманих в процесі теоретичних і експериментальних досліджень.

Згідно з цим, програмою передбачено розгляд таких задач:

- експериментальне визначення характеру зміни кутової швидкості обертання привідного вала установки;
- експериментальна перевірка теоретично встановлених закономірностей зміни зусиль в шатунах;
- експериментальне визначення характеру зміни вертикальної сили взаємодії укочувального ролика з бетонною сумішшю;
- експериментальне визначення потужності, необхідної для здійснення процесу формування;
- експериментальне визначення характеру зміни крутного моменту на привідному валу установки.

Експериментальні дослідження проведені на розробленій фізичній дослідній моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

9.2. Побудова фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

Для проведення експериментальних досліджень як правило використовуються натурні об'єкти дослідження та їх моделі [234]. В натурному экс-

перименті засоби експериментального дослідження взаємодіють безпосередньо з об'єктом дослідження, а при модельному експерименті – з його змодельованим прототипом. При проведенні модельних експериментальних досліджень, модель виступає як засіб експериментальних досліджень та безпосереднім об'єктом досліджень.

В наш час створення натурної роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для проведення експериментальних досліджень привело б до значної затрати часу та енергії. Враховуючи це, постає задача створення фізичної моделі даної установки і проведення на ній повноцінних експериментальних досліджень.

9.2.1. Визначення параметрів фізичної моделі

В якості критеріїв подібності для побудови фізичної моделі використовуються безрозмірні комплекси, які являють собою відношення відповідних складових диференціальних рівнянь реального об'єкта і моделі.

Використовуючи теорему подібності та фізичне моделювання [234, 341], визначено умови подібності для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, динаміка руху якої описується диференціальним рівнянням:

$$\begin{aligned}
 & J_o \cdot i_{np}^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d(J_o \cdot i_{np}^2)}{d\varphi} + \\
 & + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} = M_p(\omega) - F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi},
 \end{aligned} \tag{9.1}$$

де J_o – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора); i_{np} – передаточне відношення передаточного механізму; φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; m_1 , m_2 – маса формувальних візків 1 та 2 відповідно; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ – перші передато-

чні функції першого та другого формувальних візків відповідно; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу, зведений до осі повороту кривошипа; F_0 – сила опору переміщенню формувального візка.

Параметри натурної машини виразимо через відповідні параметри її фізичної моделі і коефіцієнти подібності [146, 341]:

$$\begin{aligned} J_{oH} &= \lambda_J \cdot J_{oM}; & i_{npH} &= \lambda_i \cdot i_{npM}; & m_{1H} &= \lambda_{m1} \cdot m_{1M}; \\ m_{2H} &= \lambda_{m2} \cdot m_{2M}; & x_{1H} &= \lambda_{x1} \cdot x_{1M}; & x_{2H} &= \lambda_{x2} \cdot x_{2M}; \\ \omega_H &= \lambda_\omega \cdot \omega_M; & M_{pH} &= \lambda_M \cdot M_{pM}; & F_{oH} &= \lambda_F \cdot F_{oM}, \end{aligned} \quad (9.2)$$

де J_{oH} , i_{npH} , m_{1H} , m_{2H} , x_{1H} , x_{2H} , ω_H , M_{pH} , F_{oH} – параметри натурної установки; J_{oM} , i_{npM} , m_{1M} , m_{2M} , x_{1M} , x_{2M} , ω_M , M_{pM} , F_{oM} – параметри моделі; λ_J , λ_i , λ_{m1} , λ_{m2} , λ_{x1} , λ_{x2} , λ_ω , λ_M , λ_F – відповідні коефіцієнти подібності.

Оскільки геометричні розміри виробів, що формуються на паралельних постах та формувальні візки однакові, приймаємо коефіцієнти подібності ходу та маси формувального візка також однаковими: $\lambda_{x1} = \lambda_{x2} = \lambda_x$ та $\lambda_{m1} = \lambda_{m2} = \lambda_m$.

На основі рівняння (9.1) складено диференціальні рівняння руху натурної установки і моделі, які відповідно представлено нижче:

$$\begin{aligned} J_{oH} \cdot i_{npH}^2 \cdot \omega_H \frac{d\omega_H}{d\varphi} + m_{1H} \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \frac{d\omega_H}{d\varphi} + m_{2H} \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \frac{d\omega_H}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \frac{d(J_{oH} \cdot i_{npH}^2)}{d\varphi} + \\ + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi} = M_{pH}(\omega) - F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} - F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}; \end{aligned} \quad (9.3)$$

$$\begin{aligned} J_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \frac{d\omega_M}{d\varphi} + m_{1M} \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \omega_M \frac{d\omega_M}{d\varphi} + m_{2M} \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \omega_M \frac{d\omega_M}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \frac{d(J_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi} + \\ + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi} = M_{pM}(\omega) - F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} - F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (9.4)$$

Виходячи з подібності моделі й натурної машини, було поділено відповідні доданки рівнянь (9.3) і (9.4) між собою і записано співвідношення [146, 341]:

$$\begin{aligned}
& \frac{J_{oH} \cdot i_{npH}^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{J_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \\
& \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d(J_{oH} \cdot i_{npH}^2)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(J_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi}} = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} = \\
& \frac{M_{pH}(\omega_H)}{M_{pM}(\omega_M)} = \frac{F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi}}{F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}} = \frac{F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}}{F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}}
\end{aligned}$$

Використавши для цих співвідношень залежності (9.2), отримано:

$$\begin{aligned}
& \frac{\lambda_J \cdot J_{oM} \cdot (\lambda_i \cdot i_{npM})^2 \cdot \lambda_\omega \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_\omega \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{J_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{\lambda_m \cdot m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \lambda_\omega \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_\omega \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \\
& \frac{\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \lambda_\omega \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_\omega \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}\right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d(\lambda_J \cdot J_{oM} \cdot (\lambda_i \cdot i_{npM})^2)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(J_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi}} = \\
& \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d\left(\lambda_m \cdot m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}}{2 \cdot \frac{d\left(\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d\left(\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}}{2 \cdot \frac{d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}}{2 \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} = \\
& \frac{\lambda_M \cdot M_{pM}(\omega)}{M_{pM}(\omega)} = \frac{\lambda_F \cdot F_{oM} \cdot \frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial \varphi}}{F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}} = \frac{\lambda_F \cdot F_{oM} \cdot \frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial \varphi}}{F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}}.
\end{aligned}$$

Згідно з теоремою подібності для отриманих співвідношень відкинуто знаки диференціювання, бо вони не мають розмірностей [234]. Скоротивши вирази в останніх співвідношеннях, отримано систему рівнянь між коефіцієнтами подібності [146, 341]:

$$\begin{aligned}\lambda_J \cdot \lambda_i^2 \cdot \lambda_\omega^2 &= \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_\omega^2 \cdot \lambda_J \cdot \lambda_i^2 = \\ &= \lambda_\omega^2 \cdot \lambda_m \cdot \lambda_x^2 = \lambda_\omega^2 \cdot \lambda_m \cdot \lambda_x^2 = \lambda_M = \lambda_F \cdot \lambda_x = \lambda_F \cdot \lambda_x.\end{aligned}$$

Після видалення з отриманих рівнянь однакових елементів, отримано:

$$\lambda_J \cdot \lambda_i^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_M = \lambda_F \cdot \lambda_x. \quad (9.5)$$

Розділивши всі частини співвідношень (9.5) на $\lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2$, отримано систему рівнянь [146, 341]:

$$\frac{\lambda_J \cdot \lambda_i^2}{\lambda_m \cdot \lambda_x^2} = 1; \quad \frac{\lambda_M}{\lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2} = 1; \quad \frac{\lambda_F}{\lambda_m \cdot \lambda_x \cdot \lambda_\omega^2} = 1. \quad (9.6)$$

Система з трьох рівнянь (9.6) зв'язує між собою сім невідомих величин. Чотири з цих величин можна задати довільно, а три величини, що залишились, можна визначити з системи рівнянь (9.6). З конструктивних міркувань було задано коефіцієнти $\lambda_\omega = 3$, $\lambda_i = 8$, $\lambda_m = 10$ та $\lambda_x = 2,5$. Підставивши ці коефіцієнти в систему рівнянь (9.6), було визначено значення коефіцієнтів, що залишилися $\lambda_J = 3,9$, $\lambda_M = 19,7$ та $\lambda_F = 35$ [146, 341].

Отримані співвідношення дають можливість побудувати фізичну модель дослідної роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, що буде подібна натурній роликовій формувальній установці.

9.2.2. Розробка конструкції фізичної моделі

Враховуючи коефіцієнти подібності та передбачені задачі досліджень було розроблено схему [146, 341] фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом (рис. 9.1), що дозволяє провести повноцінні експериментальні дослідження з врахуванням всіх чинних факторів впливу на динаміку руху формувальних візків.

Розроблена фізична модель складається із привідного механізму, що забезпечує необхідний режим руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом та двох формувальних візків.

Як видно і рис. 9.1 фізична модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом складається з двох формувальних візків 1 та 2 з

укочувальними роликми 3, що здійснюють зворотно-поступальні рухи у напрямних руху 4 над порожниною форм 5. У зворотно-поступальний рух формувальні візки приводяться шатунами 6 та 7 від кривошипів 8 та 9, що закріплені на приводному валу 10, і жорстко з'єднані між собою під кутом $\pi/2$. Крутний момент на привідний вал передається від електродвигуна 11 через черв'ячний редуктор 12 та клинопасову передачу 13.

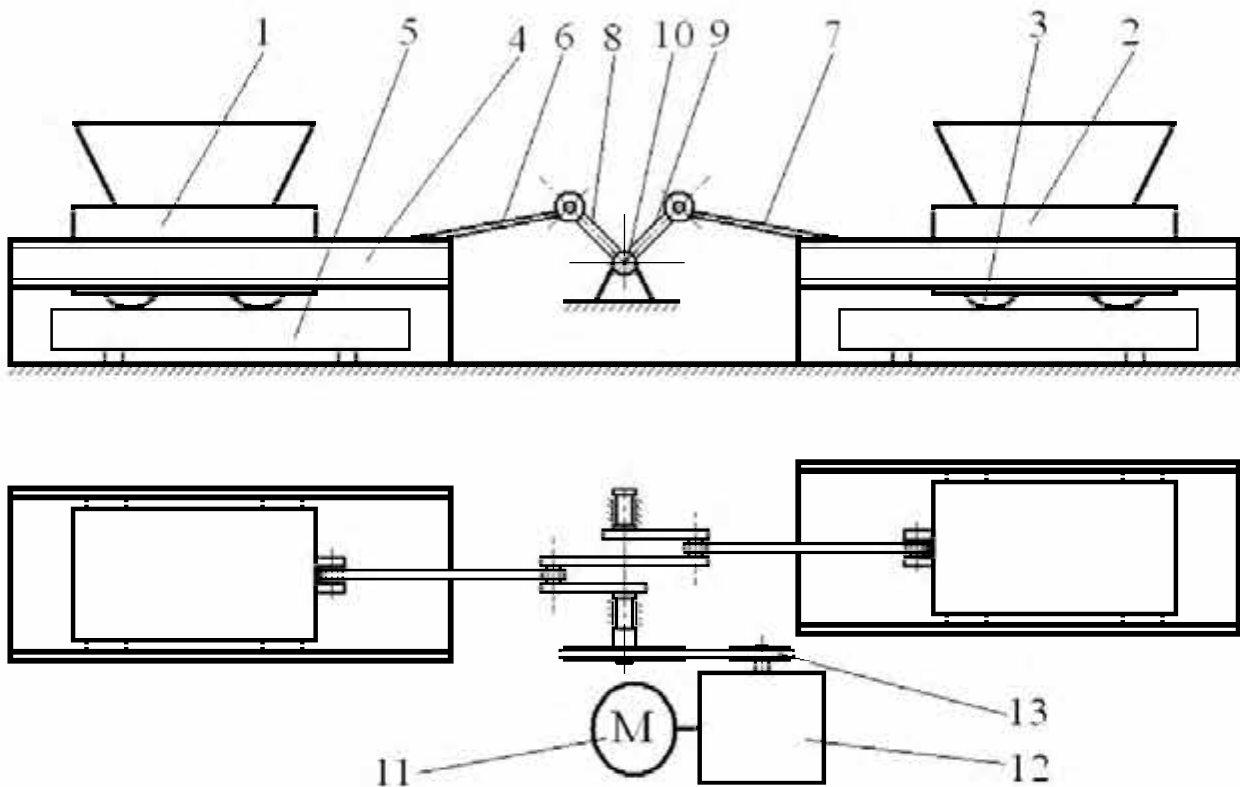


Рис. 9.1 Схема розробленої фізичної моделі

На основі розробленої схеми було спроектовано і виготовлено дослідну фізичну модель роликної формувальної установки з рекупераційним приводом, що показана на рис. 9.2.

Привод моделі здійснювався від трифазного електродвигуна змінного струму АИР56В2У3 потужністю $P = 0,25 \text{ кВт}$ і частотою обертання ротора $n = 2750 \text{ об/хв}$, через черв'ячний редуктор та клинопасову передачу із загальним передаточним відношенням $i_{\text{заг}} = 80$.

Представлена фізична модель дозволяє проводити повноцінні експериментальні дослідження з визначення динамічних навантажень під час різних режимів роботи установки без будь-яких обмежень.



Рис. 9.2. Фізична модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

9.3. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення параметрів фізичної моделі

Під час робочого процесу в елементах установки і приводу виникають значні динамічні навантаження [154, 222, 334, 341], які можуть в декілька разів перевищувати середні статичні. Визначення цих навантажень дає можливість реально оцінити стан формувальної установки і раціонально здійснювати її проектування та експлуатацію розроблених конструкцій.

Найбільш навантаженими елементами є: привідний вал з двома кривошипамі; шатуни, що шарнірно з'єднані одним кінцем з кривошипамі, а іншими – з формувальними візками, та робочі органи формувальних візків – укочувальні ролики. Для визначення навантажень в цих елементах розроблена методика [146, 173, 341] та схема вимірювань вертикальної сили взаємодії робочого органа з бетонною сумішшю; зусилля в шатунах; кутової швидкості приводного вала та потужності, необхідної для здійснення процесу форму-

вання. Схема проведення експериментальних досліджень фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом схематично показана на рис 9.3.

Привід ведучого вала 6 установки (рис. 9.3) здійснюється від електродвигуна через черв'ячний редуктор та клинопасову передачу. Формувальні візки 1 та 2 приводяться в зворотно-поступальний рух від приводного вала 6 через шатуни 8.

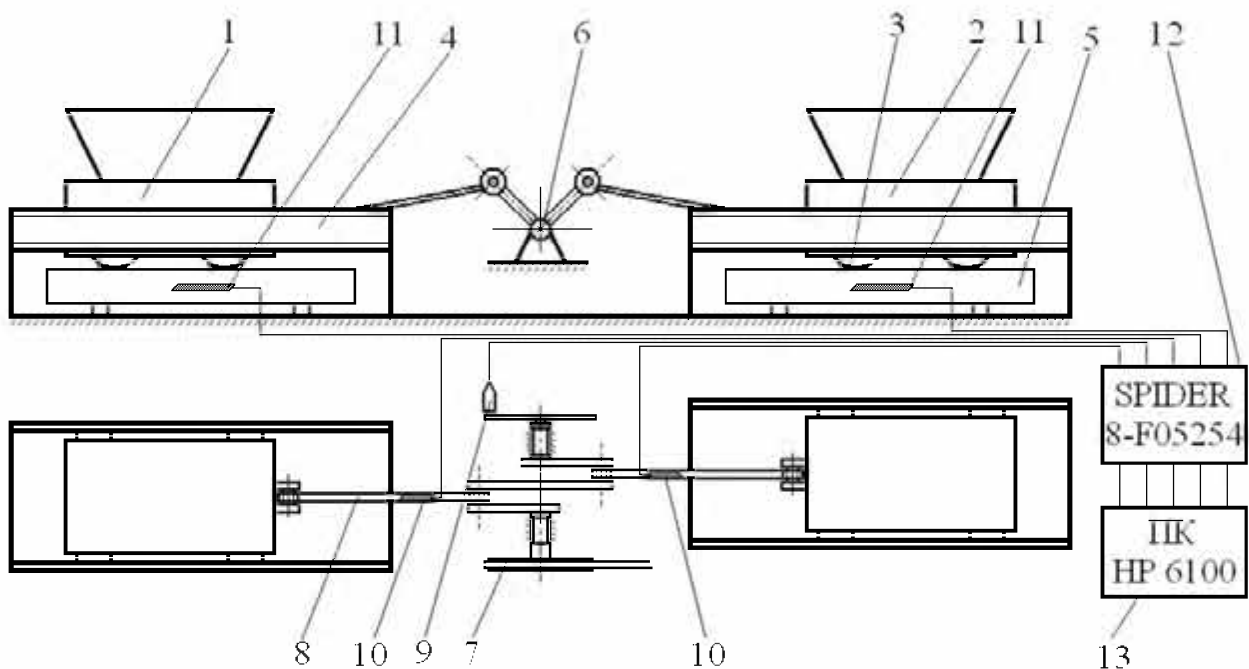


Рис. 9.3. Схема вимірювання динамічних навантажень, що діють на елементи установки: 1, 2 – формувальні візки; 3 – уковувальний ролик; 4 – напрямні руху формувального візка; 5 – форма; 6 – приводний вал; 7 – шків клинопасової передачі; 8 – шатун; 9 – датчик вимірювання частоти обертання ДЧВ-1; 10 – тензодатчики на шатунах; 11 – тензодатчики на пластинках під роликами у формі; 12 – підсилювач-перетворювач SPIDER 8-F05254; 13 – портативний комп'ютер HP 6100

Вимірювання зусилля в шатунах здійснюється за допомогою тензодатчиків 10, які за мостовою схемою [9...12, 146, 173, 341] наклеєні на них (рис. 9.4). Для вимірювання вертикальної сили взаємодії уковувального ролика 3 з бетонною сумішшю також застосовуються тензодатчики 11, що наклеюються на металеві пластини за мостовою схемою по відомій методиці [9...12, 146, 173] (рис. 9.5). Ці пластини розміщуються в формі під роликами. Вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала 6 здійснено із застосуванням датчика 9 ДЧВ-1, який зображено на рис. 9.6.

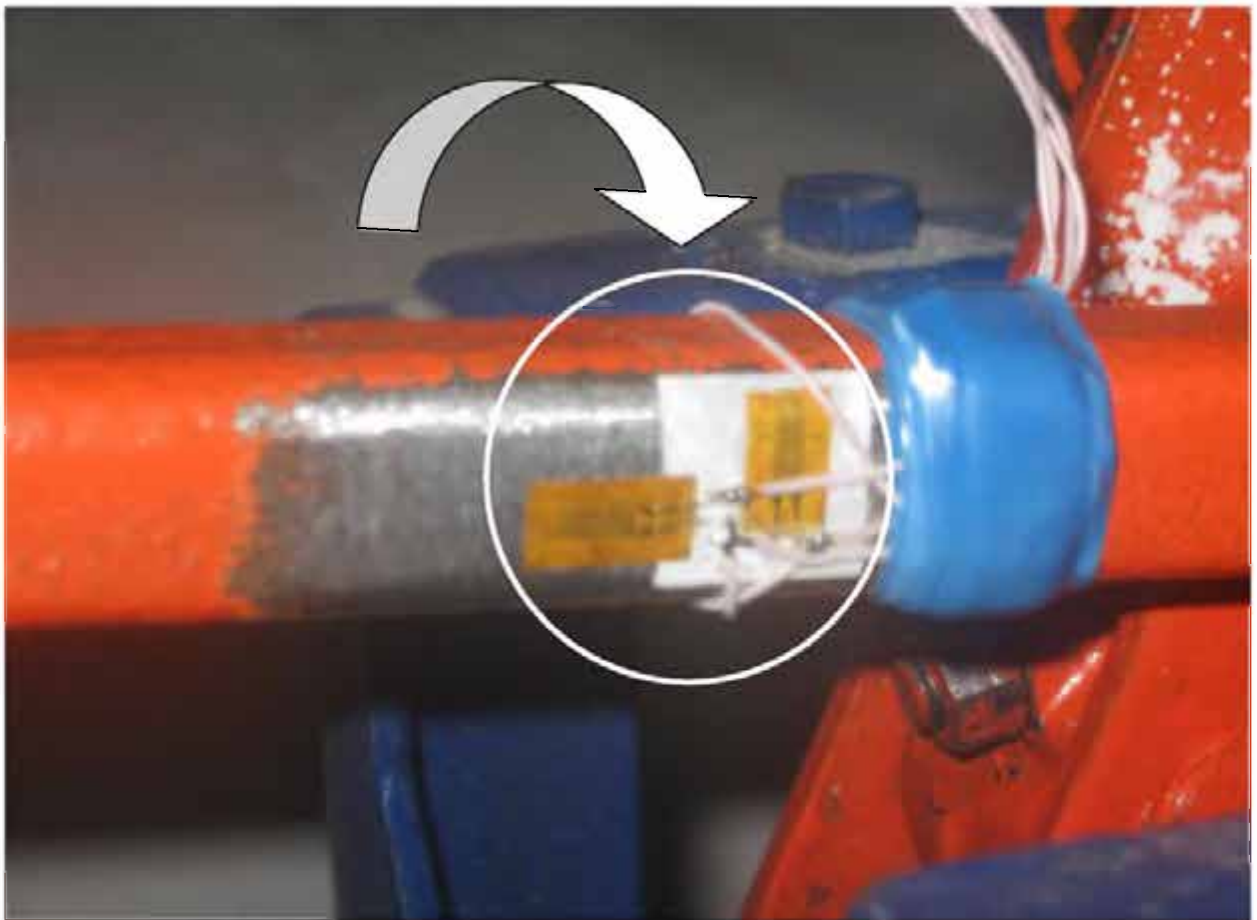


Рис. 9.4. Розташування тензодатчиків на шатуні



Рис. 9.5. Розташування тензодатчиків на пластині



Рис. 9.6. Розташування датчика вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала ДЧВ-1

Відповідно, із застосуванням фіксуючого обладнання, було проведено тарування силових датчиків 10 і 11. Для цього шатун одним кінцем підвішувався на кронштейні (рис. 9.7), а до другого кінця прикріплювався вантаж [146, 173, 341]. За різних значень сили тяжіння вантажу різне значення відповідно має і сигнал, що поступає з тензодатчика на реєструюче обладнання. На рис. 9.8 зображений графік тарування шатуна, де показано залежності величини сигналу від сили тяжіння вантажу при навантаженні, розвантаженні та їх середнє значення.

Для тарування пластини, її було розміщено на стенді (рис. 9.9), що дозволяє створювати навантаження у вертикальному напрямку [146, 173, 341]. За різних значень навантаження різне значення має і сигнал, що поступає з тензодатчика на реєструюче обладнання. На рис. 9.10 зображений графік тарування пластини, де показано залежності величини сигналу від величини навантаження при навантаженні, розвантаженні та їх середнє значення.



Рис. 9.7. Тарування шатуна

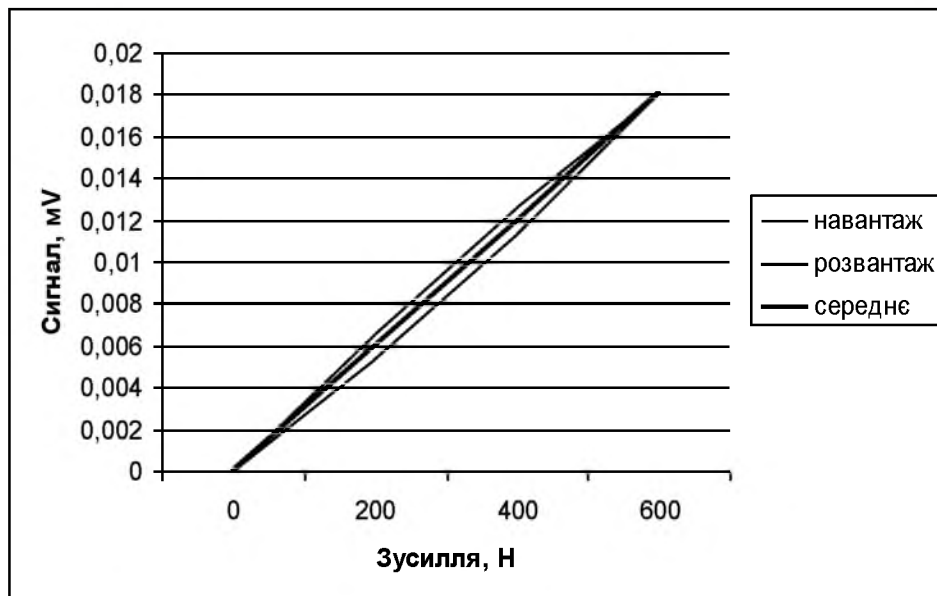


Рис. 9.8. Графік тарування шатуна



Рис. 9.9. Тарування пластини

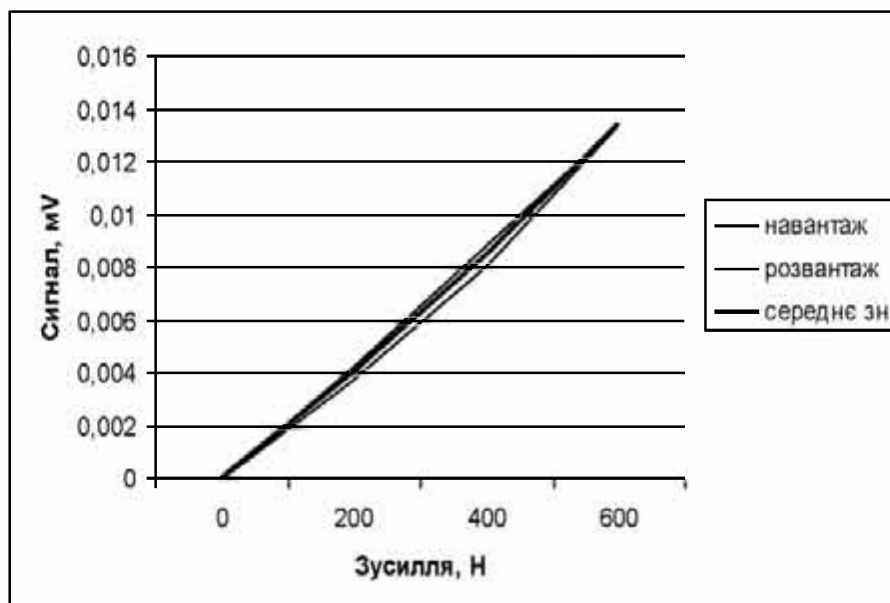


Рис. 9.10. Графік тарування пластини

Для вимірювання потужності, що необхідна для здійснення процесу формування, використовуються універсальні кліщі РК 435 (рис. 9.11), які дають змогу вимірювати напругу в мережі, силу струму та потужність одночасно за різних режимів навантаження установки [146, 173, 341].

Для зчитування сигналів з датчиків застосовується підсилювач-перетворювач SPIDER 8-FO5254 (рис. 9.12) та персональний комп'ютер HP6100 з програмним продуктом Catman Express 4.5, що трансформує отримані числові дані в пакети програми MS Excel для їхньої обробки [146, 173, 334, 341].

Особливістю даного вимірювального обладнання є те, що підібрані прилади здатні зчитувати з датчиків і перетворювати в числові дані до 1000 імпульсів в секунду та проводити одночасний запис результатів вимірювання по 6-ти паралельних каналах, із врахуванням відтарованих даних [146, 173, 334, 341].



Рис. 9.11. Розташування кліщів РК 435 для вимірювання потужності двигуна



Рис. 9.12. Підсилювач-перетворювач SPIDER 8-FO5254 та персональний комп'ютер HP6100 з програмним продуктом Catman Express 4.5

9.4. Планування експерименту та методика обробки даних експериментальних досліджень

Оцінка динамічного навантаження роликової формувальної установки з рекуперативним приводом здійснювалась за основою повнофакторного експерименту завдяки застосуванню високотехнологічного вимірювально-реєструючого обладнання, що дозволило швидко і без повторювань з першочергових даних отримувати точні результати.

Відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання кутової швидкості обертання привідного вала проводилось спочатку в холостому режимі для установки з одним формувальним візком. Для цього – другий формувальний візок разом із шатуном був від'єднаний від кривошипа. Після цього вимірювання кутової швидкості привідного вала в холостому режимі проводилось для установки з двома формувальними візками. В робочому режимі вимірювання кутової швидкості обертання привідного вала здійснюва-

лось аналогічно: окремо для установки з одним формувальним візком та окремо для установки з двома формувальними візками.

Обробка даних з вимірювання кутової швидкості здійснювалась наступним чином.

Скориставшись секундоміром, було визначено час одного повного оберту привідного вала, що становить 1,7 с. Після цього визначено середнє значення кутової швидкості привідного вала [146, 173, 341]:

$$\omega_{\text{сеп}} = \frac{2 \cdot \pi}{t} = \frac{2 \cdot 3,14}{1,7} = 3,7 \text{ рад/с},$$

де $t = 1,7 \text{ с}$ – час одного повного оберту привідного вала.

Задавши вимірювальному обладнанню частоту опитування 100 імпульсів за секунду, визначено, що один оберт привідного вала на графіку буде характеризуватися кількістю точок сигналів, яка становить 170. Підраховано середнє значення одного частотного сигналу за вимірюванням кутової швидкості по 170 точках за один оберт, що становить $f_{\text{сеп}} = 17,232 \text{ Гц}$.

Склавши пропорцію, визначено коефіцієнт переходу від величини частотного сигналу до значення кутової швидкості [146, 173, 341]:

$$k_1 = \frac{\omega_{\text{сеп}}}{f_{\text{сеп}}} = \frac{3,7}{17,232} = 0,215 \left[\frac{\text{рад/с}}{\text{Гц}} \right]. \quad (9.6)$$

Після цього для кожного режиму навантаження було визначено значення кутової швидкості в кожний момент часу:

$$\omega = f_{\text{сеп}} \cdot k_1. \quad (9.7)$$

Вимірювання зусилля в шатунах проводилось окремо за холостим та робочим режимах. Вимірювання вертикальної сили взаємодії укочувального ролика з бетонною сумішшю відбувалось в робочому режимі для двох формувальних візків одночасно [146, 173, 341].

Завдяки раніше проведеному таруванню тензодатчиків на шатунах та пластинах, результати експериментальних даних зусилля в шатуні та вертикальної сили взаємодії укочувального ролика з бетонною сумішшю на реєструючому обладнанні фіксувались в силових одиницях, тобто в ньютонях.

Вимірювання потужності, що необхідна електродвигуну для здійснення процесу формування, проводилось також за різних режимів роботи установки: в холостому та в робочому режимах окремо з одним та двома формувальними візками [146, 173, 341].

Значення напруги в електромережі та потужності на електродвигуні завдяки універсальним кліщам РК 435 фіксувались в ручному режимі і обробки після цього не потребували [146, 173, 341].

Вимірювання сили струму в електромережі відбувалось аналогічно як і вимірювання кутової швидкості обертання привідного вала: в холостому та робочому режимах для установки з одним та двома формувальними візками.

Обробка даних при вимірюванні сили струму здійснювалась наступним чином. Скориставшись універсальними кліщами РК 435 було визначено середнє значення сили струму за цикл, яке становить $I_{сер} = 0,63A$. При заданій вимірювальному обладнанню частоті опитування 100 імпульсів за секунду, визначено середнє значення одного сигналу за вимірюванням сили струму по 170 точках за один оберт, яке становить $u_{сер} = 0,083B$ [146, 173].

Склавши пропорцію, визначено коефіцієнт переходу від величини сигналу до значення сили струму:

$$k_2 = \frac{I_{сер}}{u_{сер}} = \frac{0,63}{0,083} = 7,59 \left[\frac{A}{B} \right]. \quad (9.8)$$

Після цього для кожного режиму навантаження було визначено значення сили струму в кожний момент часу [146, 173]:

$$I = u_{сер} \cdot k_2. \quad (9.9)$$

Скориставшись значеннями кутової швидкості привідного вала та сили струму, що споживається електродвигуном, було визначено зміну крутного моменту на привідному валу. Для цього спочатку в кожному режимі роботи було визначено потужність на електродвигуні, напругу в електромережі. Після цього було визначено значення $\cos\varphi$ для різних режимів навантаження:

$$\cos\varphi = \frac{P}{I_{сер} \cdot U}, \quad (9.10)$$

де P , U , $I_{сер}$ – середні значення відповідно потужності, напруги та сили струму на електродвигуні, виміряні універсальними кліщами РК 435.

Також потужність на електродвигуні можна визначити через крутний момент на привідному валу та його кутову швидкість [146, 173]:

$$P = \frac{M \cdot \omega}{\eta}, \quad (9.11)$$

де M – крутний момент на привідному валу, ω – кутова швидкість привідного вала, η – коефіцієнт корисної дії передаточного механізму від електродвигуна до привідного вала.

Прирівнявши значення потужностей, визначених універсальними кліщами РК 435 та через крутний момент, було отримано залежність для визначення крутного моменту на привідному валу [146, 173]:

$$M = \frac{U \cdot I \cdot \eta \cdot \cos\varphi}{\omega}. \quad (9.12)$$

Результати експериментальних даних динамічного навантаження роликової формувальної установки з рекупераційним приводом оброблялися на ЕОМ з використанням програми MS Excel, для чого був складений відповідний алгоритм, що дозволяв за отриманими даними оцінити динаміку процесів за зміною коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності [146, 173].

9.5. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі

Для фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом проведено аналіз нерівномірності руху при використанні приводу на один формувальний візок та на два формувальні візки відповідно.

9.5.1. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок

За виразом (3.5) із врахуванням коефіцієнтів подібності, що були використані при побудові фізичної моделі, визначено зведений до осі повороту

кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$, який зображено на рис. 9.13 в залежності від кута повороту кривошипа.

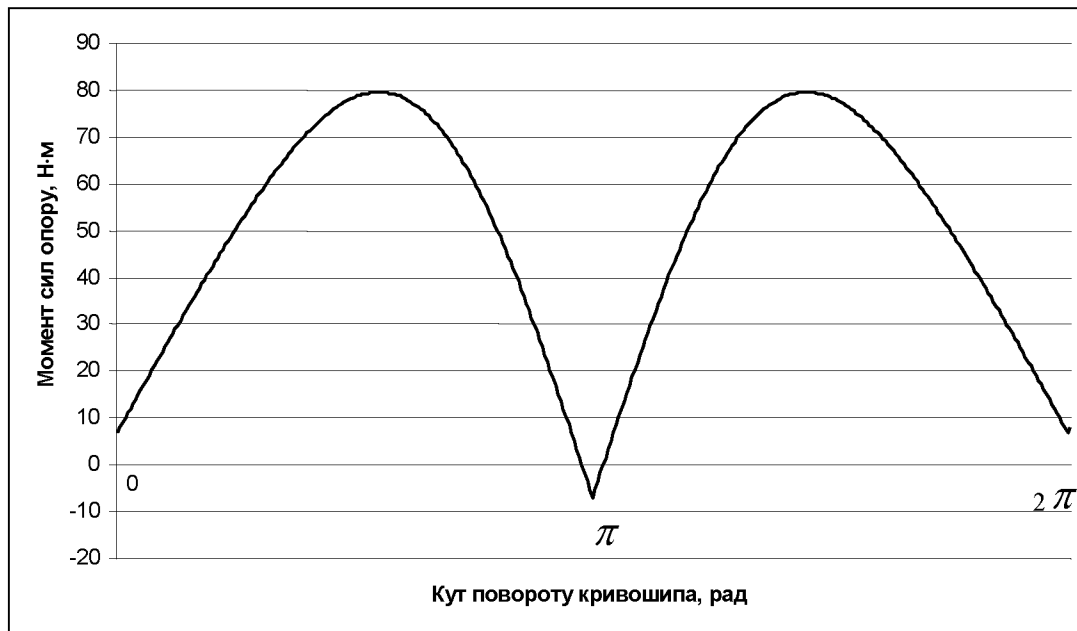


Рис. 9.13. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

Для електродвигуна, що використовується в приводі фізичної моделі, визначено його параметри [376]: $\omega_o = 314 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 287,8 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 213,8 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{oe} = 0,000465 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 1,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 0,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 1,91 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,2$ – відношення критичного моменту до номінального.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа [146, 218, 219].

На основі залежності (6.9) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції фізичної моделі установки від кута його повороту за цикл (рис. 9.14) [146, 218].

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту за цикл (рис. 9.15).

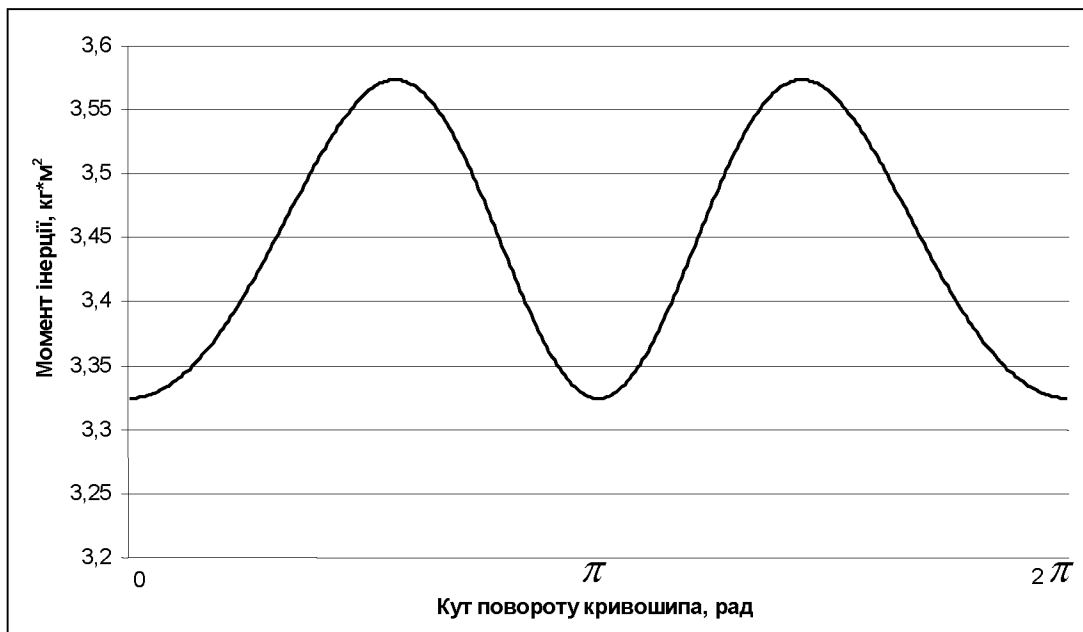


Рис. 9.14. Графік зміни зведеного моменту інерції фізичної моделі установки від кута повороту кривошипа

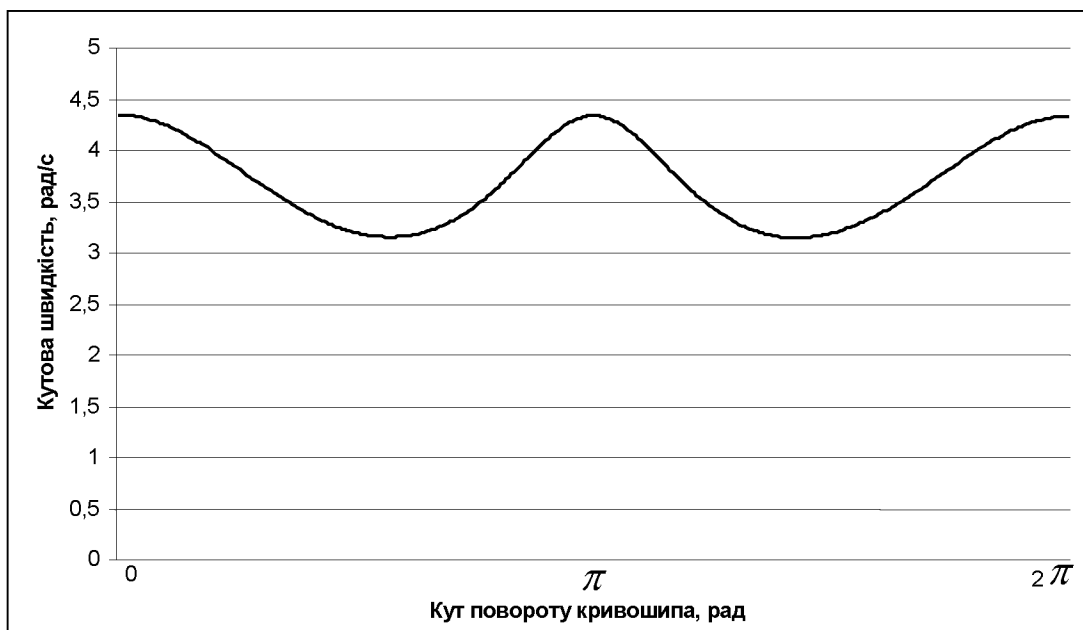


Рис. 9.15. Графік зміни кутової швидкості кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипа, графік зміни якого зображено на рис. 9.16 [146, 218].

Проаналізувавши графіки на рис. 9.15 та 9.16, можна побачити, що на усталеному режимі руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 3,02 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 4,38 \text{ рад/с}$.

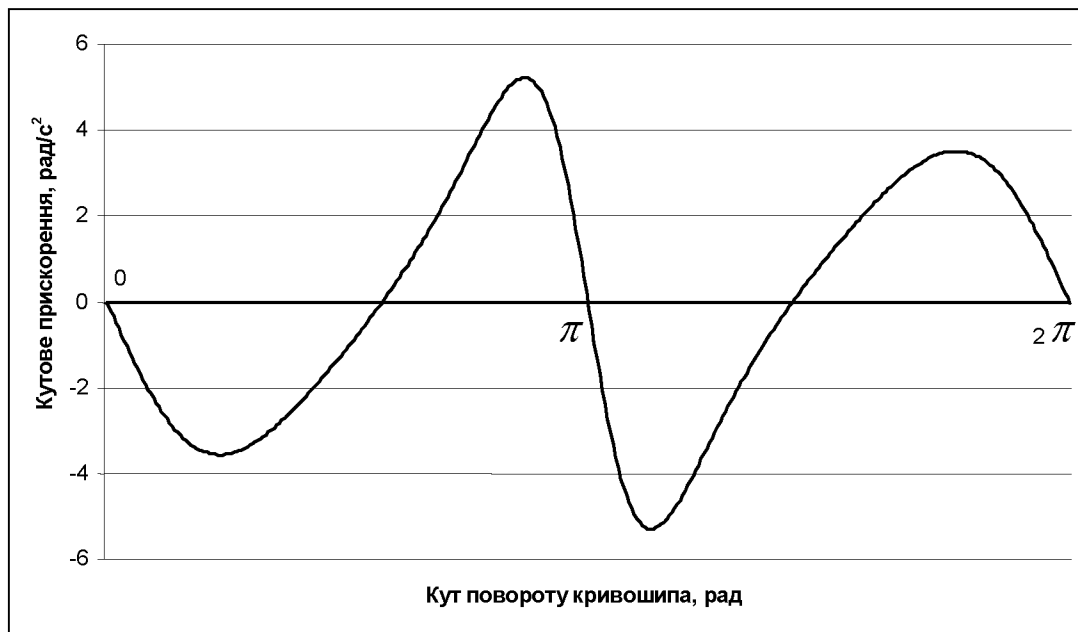


Рис. 9.16. Графік зміни кутового прискорення кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

При цьому її середнє значення кутової швидкості кривошипа дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 3,7 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), становить $\delta = 0,367$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\text{min}} = -4,83 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\text{max}} = 4,91 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $\chi = 0,36$ та $k_p = 0,49$ [146, 218].

9.5.2. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки

За виразом (3.6) із врахуванням коефіцієнтів подібності, що були використані при побудові фізичної моделі, визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ фізичної моделі роlikової формувальної установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки, який зображено на рис. 9.17 в залежності від кута повороту кривошипа.

Для приведення в рух фізичної моделі роlikової формувальної установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки використовував-

ся той же електродвигун, що і для фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок [146, 218].

На основі залежності (6.15) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції фізичної моделі установки від кута його повороту за цикл (рис. 9.18).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) та (6.11) побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту за цикл, які зображені на рис. 9.19 та 9.20 відповідно.



Рис. 9.17. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

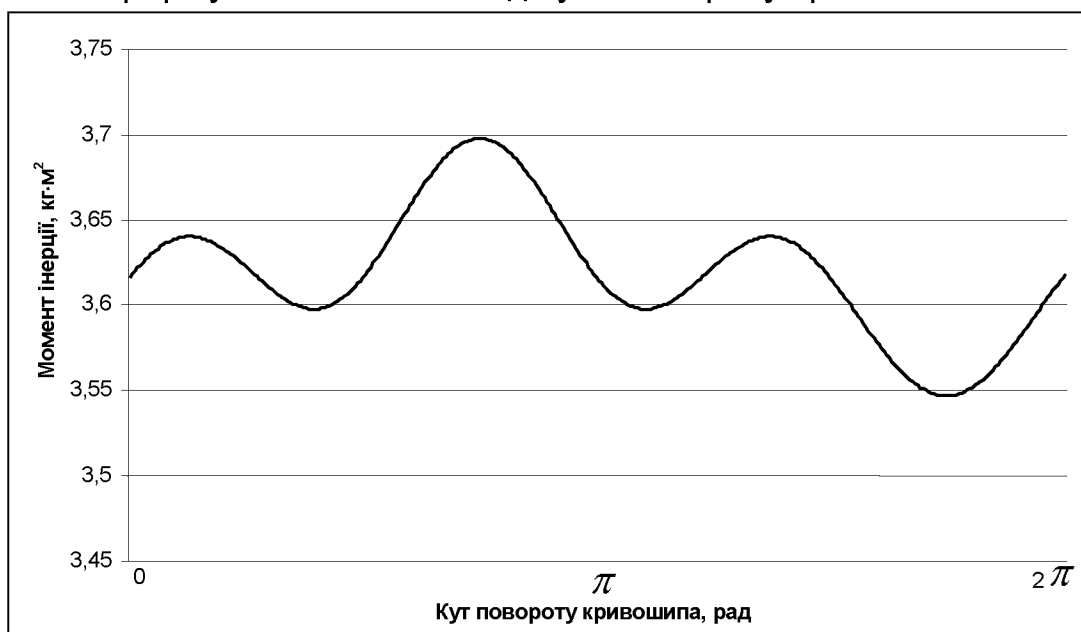


Рис. 9.18. Графік зміни зведеного моменту інерції фізичної моделі установки від кута повороту кривошипа



Рис. 9.19. Графік зміни кутової швидкості кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

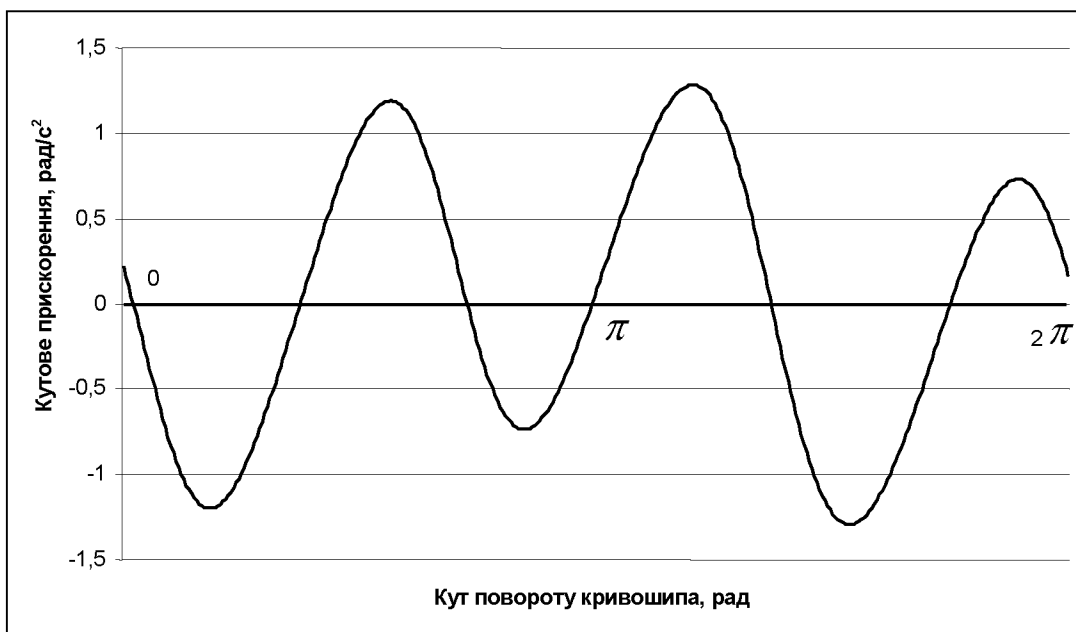


Рис. 9.20. Графік зміни кутового прискорення кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 9.19 та 9.20, можна побачити, що на усталеному режимі руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 3,41 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 4,02 \text{ рад/с}$ [146, 218]. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 3,71 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,165$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -1,295 \text{ рад/с}^2$ до

$\varepsilon_{\max} = 1,285 \text{ рад}/c^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідно дорівнюють $\chi = 0,094$ та $k_p = 0,122$.

9.6. Результати експериментальних досліджень режимів руху

Відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання кутової швидкості обертання привідного вала проводилось спочатку в холостому режимі для установки з одним формувальним візком, а потім з двома формувальними візками. Разом із значенням кутової швидкості обертання привідного вала відбувався запис часу, що дало змогу потім визначити характер зміни кутового прискорення приводного вала [146, 173, 218].

На рис. 9.21 зображено графіки зміни кутової швидкості привідного вала в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту [146, 218].

Аналізуючи графіки на рис. 9.21, можна побачити, що кутова швидкість привідного вала установки з одним формувальним візком в холостому режимі змінюється в межах від $\omega_{\min} = 2,8 \text{ рад}/c$ до $\omega_{\max} = 4,6 \text{ рад}/c$. При цьому її середнє значення, становить $\omega_{\text{сер}} = 3,7 \text{ рад}/c$. Коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,486$.

Для установки з двома формувальними візками кутова швидкість привідного вала в холостому режимі роботи змінюється в межах від $\omega_{\min} = 3,32 \text{ рад}/c$ до $\omega_{\max} = 4,08 \text{ рад}/c$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{\text{сер}} = 3,7 \text{ рад}/c$. Коефіцієнт нерівномірності руху дорівнює $\delta = 0,205$, що в 2,37 менше ніж для установки з одним формувальним візком.

При зміні значення кутової швидкості буде змінювати своє значення і кутове прискорення. За допомогою залежності (6.11) побудовано графіки зміни кутового прискорення привідного валу (рис. 9.22) в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту [146, 218].

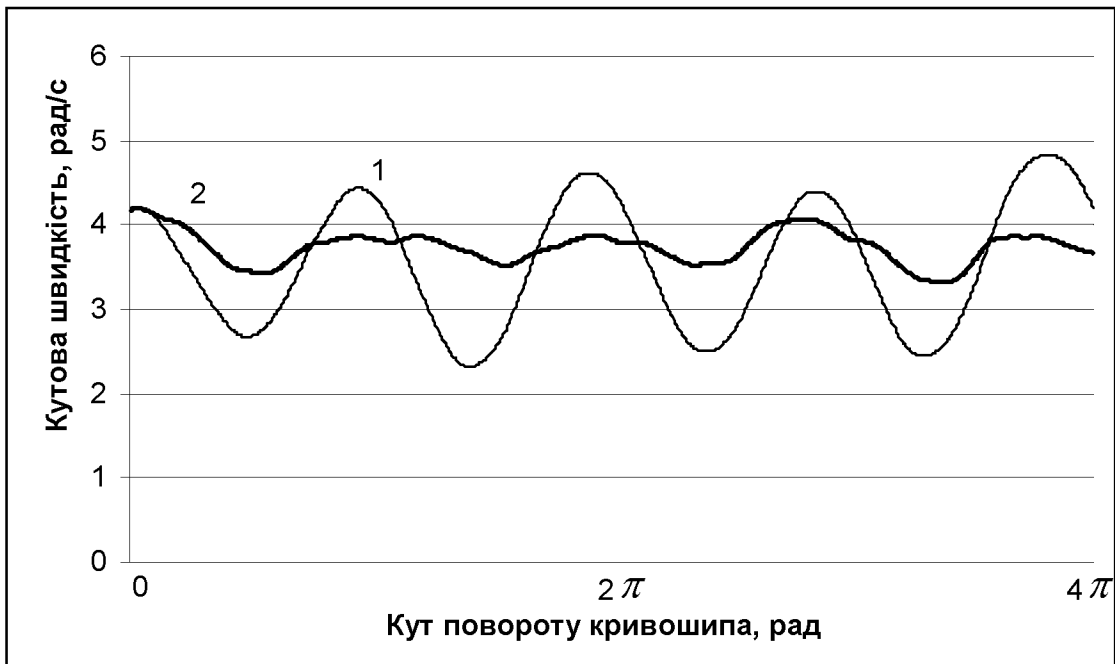


Рис. 9.21. Графіки зміни кутової швидкості привідного вала установки в холостому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2



Рис. 9.22. Графіки зміни кутового прискорення привідного вала установки в холостому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Для установки з одним формувальним візком кутове прискорення привідного вала в холостому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -4,09 \text{rad/s}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 4,886 \text{rad/s}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $\chi = 0,355$ [146, 218].

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей фізичної моделі установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що дорівнює $k_p = 0,592$ [146, 218].

Для установки з двома формувальними візками кутове прискорення привідного вала в холостому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -1,632 \text{ рад}/\text{с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 1,685 \text{ рад}/\text{с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $\chi = 0,123$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,165$ [146, 218].

В робочому режимі вимірювання кутової швидкості привідного валу здійснювалось аналогічно: окремо для установки з одним формувальним візком та окремо для установки з двома формувальними візками [146, 218].

На рис. 9.23 зображено графіки зміни кутової швидкості привідного вала в робочому режимі роботи фізичної моделі установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту [146, 218].

Аналізуючи графіки на рис. 9.23, можна побачити, що кутова швидкість привідного вала установки з одним формувальним візком в робочому режимі змінюється в межах від $\omega_{\min} = 2,92 \text{ рад}/\text{с}$ до $\omega_{\max} = 4,48 \text{ рад}/\text{с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{\text{сеп}} = 3,7 \text{ рад}/\text{с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,42$.

Для установки з двома формувальними візками кутова швидкість привідного вала в робочому режимі роботи змінюється в межах від $\omega_{\min} = 3,37 \text{ рад}/\text{с}$ до $\omega_{\max} = 4,03 \text{ рад}/\text{с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{\text{сеп}} = 3,7 \text{ рад}/\text{с}$. Коефіцієнт нерівномірності руху має значення $\delta = 0,161$.

За допомогою залежності (6.11) побудовано графіки зміни кутового прискорення привідного валу (рис. 9.24) в робочому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту [146, 218].



Рис. 9.23. Графіки зміни кутової швидкості привідного вала установки в робочому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2



Рис. 9.24. Графіки зміни кутового прискорення привідного вала установки в робочому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Для установки з одним формувальним візком кутове прискорення привідного вала в робочому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -4,18 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 4,07 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $\chi = 0,297$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,47$.

Для установки з двома формувальними візками кутове прискорення привідного вала в робочому режимі роботи змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -1,14 \text{ рад}/\text{с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 1,17 \text{ рад}/\text{с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $\chi = 0,085$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,11$ [146, 218].

Результати експериментальних досліджень режимів руху фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом наведені в табл. 9.1, на основі якої побудовано гістограми зміни коефіцієнта нерівномірності руху (КНР), коефіцієнта динамічності руху (КДР) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (УКОР) в залежності від виду навантаження установки (рис. 9.25) [146, 218, 341].

Таблиця 9.1

Результати експериментальних досліджень режимів руху

Режим роботи	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	ε_{\min} , рад/с ²	ε_{\max} , рад/с ²	δ	χ	k_p
ХР1	2,8	4,6	3,7	-4,09	4,886	0,486	0,355	0,592
ХР2	3,32	4,08	3,7	-1,632	1,685	0,205	0,123	0,165
РР1	2,92	4,48	3,7	-4,18	4,07	0,42	0,297	0,47
РР2	3,37	4,03	3,7	-1,14	1,17	0,161	0,085	0,11

Примітка. ХР1, ХР2 – холостий режим роботи установки з одним та з двома формувальними візками відповідно; РР1, РР2 – робочий режим роботи установки з одним та з двома формувальними візками відповідно.

Аналізуючи дані табл. 9.1, графіки на рис. 9.21 і 9.23 та гістограми на рис. 9.25, можна побачити, що кутова швидкість в робочому режимі роботи для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками має менші межі зміни в порівнянні з холостим режимом роботи. Причому середнє значення кутової швидкості при різних видах навантаження залишається незмінним, а коефіцієнт нерівномірності руху в установці з двома формувальними візками менший у 2,6 рази в порівнянні з установкою з одним формувальним візком [146, 218].

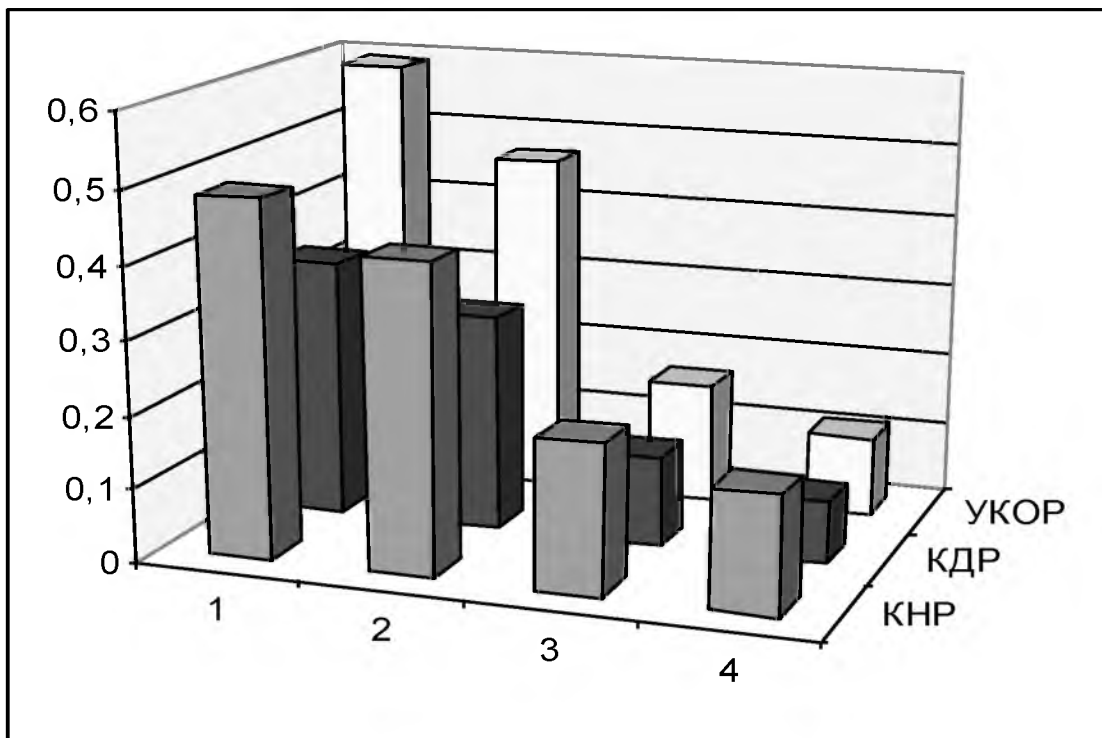


Рис. 9.25. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху – КНР, коефіцієнта динамічності руху – КДР та узагальненого коефіцієнта оцінки руху – УКОР в залежності від виду навантаження установки:

- 1, 2 – холостий та робочий режими з одним формувальним візком;
- 3, 4 – холостий та робочий режими з двома формувальними візками

Проаналізувавши дані табл. 9.1, графіки на рис. 9.22 і 9.24 та гістограми на рис. 9.25, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення привідного вала для установки з двома формувальними візками значно менші в порівнянні з установкою з одним формувальним візком. Значення коефіцієнта динамічності руху для установки з двома формувальними візками у 3,5 рази менше в порівнянні з установкою з одним формувальним візком, а значення узагальненого коефіцієнта оцінки руху – у 4,3 рази [146, 218].

9.7. Результати експериментальних досліджень силових навантажень

Також відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання зусилля в шатунах проводилось в холостому та робочому режимах роботи.

На рис. 9.26 та 9.27 зображено графіки зміни зусилля в шатунах в холостому та робочому режимах роботи відповідно [146, 218].



Рис. 9.26. Графіки зміни зусилля в шатунах в холостому режимі роботи

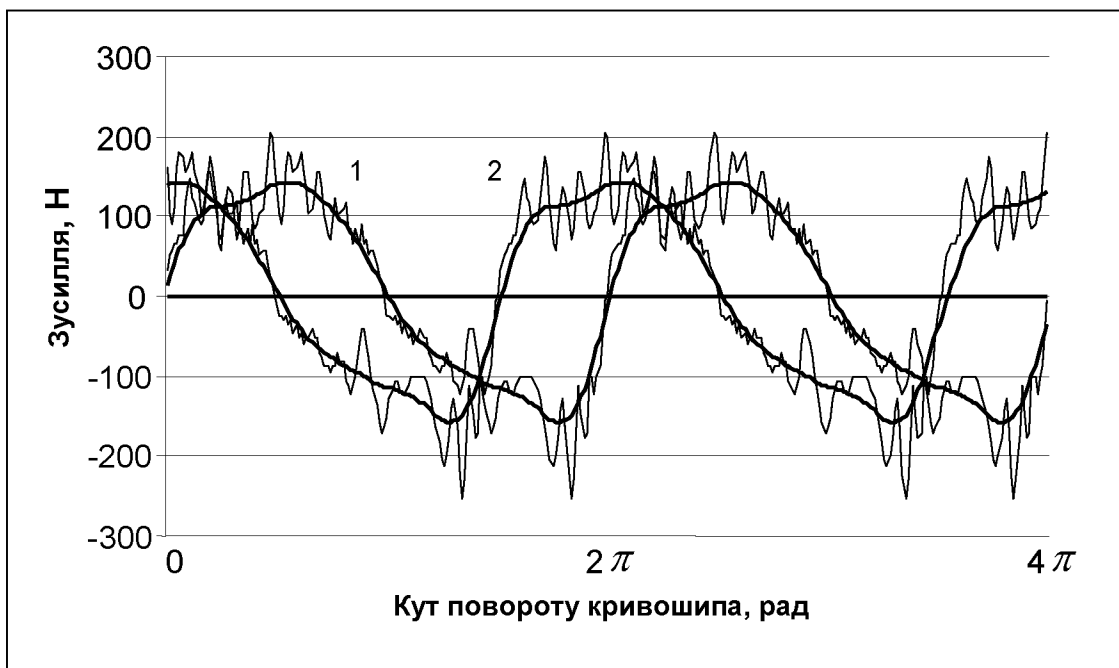


Рис. 9.27. Графік зміни зусилля в шатунах в робочому режимі роботи

Аналізуючи графіки на рис. 9.26 та 9.27 можна сказати, що зусилля в обох шатунах змінюється за однаковим законом, але зміщені між собою на кут $\pi/2$. На холостому режимі роботи установки зусилля в шатунах змінюється в межах від $F_{\min} = -30H$ до $F_{\max} = 30H$ і закон зміни цього зусилля відображає зусилля, що необхідне на подолання сили інерції формувальних візків. На робочому режимі роботи установки зусилля в шатунах змінюється в ме-

жах від $F_{\min} = -150H$ до $F_{\max} = 150H$ і закон зміни цього зусилля уже інший і відображає зусилля, що необхідне на подолання сили інерції формувальних візків, сили опору взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю та сили опору на переміщення формувальних візків по напрямним руху. Із графіка на рис. 9.27 видно що одну половину циклу (половину повного оберту кривошипа) шатун працює на розтяг, а іншу – на стиск [146, 218].

На рис. 9.28 зображено графік зміни вертикальної сили взаємодії укочувального ролика з бетонною сумішшю.

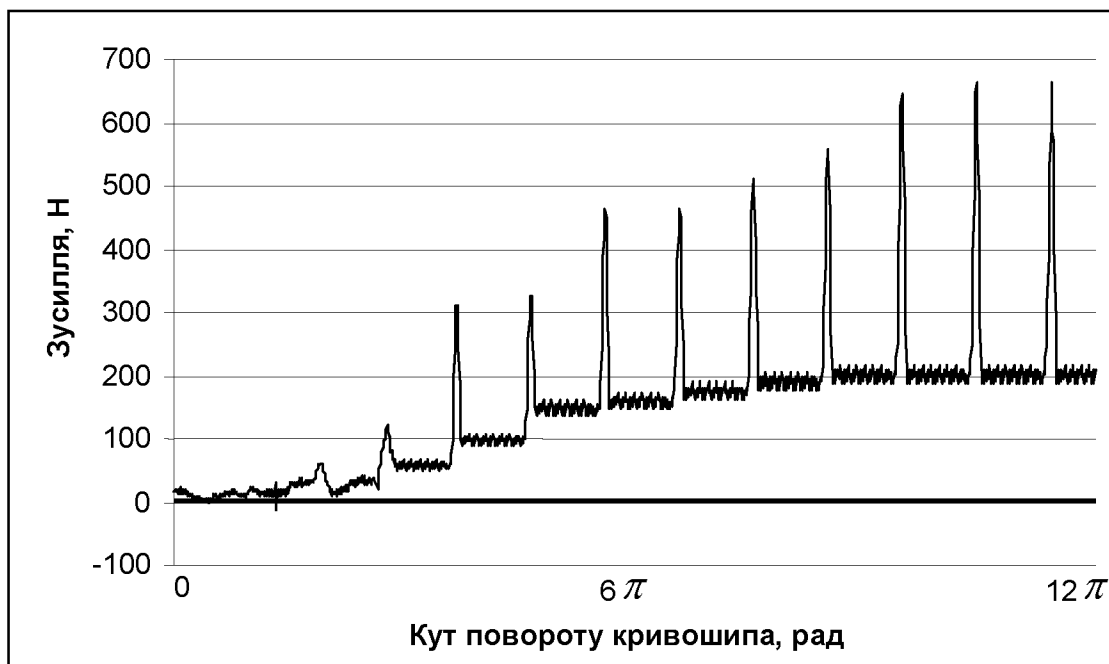


Рис. 9.28. Графік зміни вертикальної сили взаємодії укочувального ролика з бетонною сумішшю

Аналізуючи графік на рис. 9.28 можна сказати, що вертикальна сила взаємодії укочувального ролика з бетонною сумішшю по мірі ущільнення бетонної суміші зростає і досягає насичення при повному ущільненні. Піки зусилля на графіку відповідають моментам, коли укочувальний ролик проходить над датчиками [146, 218].

Користуючись виразом (9.12) було визначено функцію зміни крутного моменту на привідному валу установки в холостому та робочому режимах роботи для установки з одним та двома візками відповідно.

На рис. 9.29. зображено графіки зміни крутного моменту на привідному валу в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком

(1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту [146, 218].

Крутний момент на привідному валу для установки з одним формувальним візком в холостому режимі роботи змінюється в межах від $M_{\min} = 20,3H \cdot m$ до $M_{\max} = 49,6H \cdot m$, при цьому його середнє значення становить $M_{\text{сеп}} = 31,35H \cdot m$.



Рис. 9.29. Графіки зміни крутного моменту на привідному валу установки в холостому режимі роботи з одним візком – 1 та з двома візками – 2

Відносне значення відхилень крутного моменту визначено через відносні коефіцієнти [146]:

$$K_1 = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{\text{сеп}}} = \frac{49,6 - 20,3}{31,65} = 0,925; \quad (9.13)$$

$$K_2 = \frac{M_{\max}}{M_{\text{сеп}}} = \frac{49,6}{31,65} = 1,567; \quad (9.14)$$

$$K_3 = \frac{M_{\max}}{M_{\min}} = \frac{49,6}{20,3} = 2,44. \quad (9.15)$$

Для фізичної моделі установки з двома формувальними візками в холостому режимі крутний момент на привідному валу змінюється в межах від $M_{\min} = 29,2H \cdot m$ до $M_{\max} = 35,7H \cdot m$, при цьому його середнє значення становить

$M_{сер} = 32,95H \cdot м$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,197$; $K_2 = 1,083$; $K_3 = 1,22$ [146].

На рис. 9.30 зображено графіки зміни крутного моменту на привідному валу в робочому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту [146].



Рис. 9.30. Графіки зміни крутного моменту на привідному валу установки в робочому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Крутний момент на привідному валу фізичної моделі установки з одним формувальним візком в робочому режимі роботи змінюється в межах від $M_{min} = 42,7H \cdot м$ до $M_{max} = 59,8H \cdot м$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 49,6H \cdot м$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,345$; $K_2 = 1,21$; $K_3 = 1,4$.

Для фізичної моделі установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи крутний момент на привідному валу змінюється в межах від $M_{min} = 58,3H \cdot м$ до $M_{max} = 66,7H \cdot м$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 62,05H \cdot м$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,135$; $K_2 = 1,075$; $K_3 = 1,144$ [146].

Аналізуючи графіки на рис. 9.29 та 9.30, можна побачити, що крутний момент на привідному валу в робочому режимі для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками має менші межі зміни в порівнянні з холостим режимом. Причому середнє значення крутного моменту в холостому режимі для установки з двома формувальними візками у 1,04 рази більше ніж для установки з одним формувальним візком, а в робочому режимі – у 1,25 рази [146].

Також проводилось вимірювання потужності, необхідної для здійснення процесу формування. Для фізичної моделі установки з одним формувальним візком потужність становить $P = 0,19 \text{ кВт}$, а для установки з двома візками – $P = 0,23 \text{ кВт}$. Використавши коефіцієнти подібності реальної установки та її моделі, визначено значення потужності установки з одним формувальним візком, що становить $P = 9,21 \text{ кВт}$, та установки з двома візками при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ – $P = 11,35 \text{ кВт}$. Це означає, що при збільшенні продуктивності установки у 2 рази споживання потужності на процес формування зменшується на 40 % на одиницю виробу [146].

Результати експериментальних досліджень силових навантажень роликової формувальної установки наведені в табл. 9.2, на основі якої побудовано гістограми зміни коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 (рис. 9.31) та потужності, необхідної для здійснення процесу формування (рис. 9.32) в залежності від виду навантаження установки [146].

Таблиця 9.2

Результати експериментальних досліджень силових навантажень

Режим роботи	M_{\min} , $H \cdot м$	M_{\max} , $H \cdot м$	$M_{\text{сеп}}$, $H \cdot м$	K_1	K_2	K_3	P , кВт
ХР1	20,3	49,6	31,65	0,925	1,567	2,44	0,102
ХР2	29,2	35,7	32,95	0,197	1,083	1,22	0,123
РР1	42,7	59,8	49,6	0,345	1,2	1,4	0,19
РР2	58,3	66,7	62,05	0,135	1,075	1,144	0,23

Примітка. ХР1, ХР2 – холостий режим роботи установки з одним та з двома формувальними візками відповідно; РР1, РР2 – робочий режим роботи установки з одним та з двома формувальними візками відповідно.

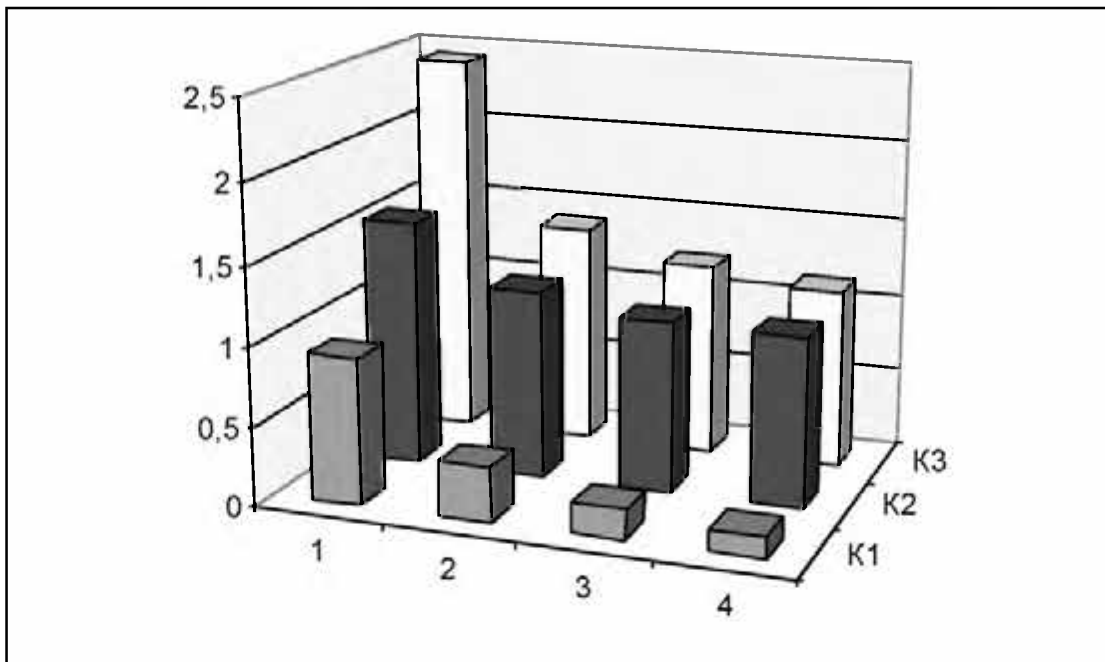


Рис. 9.31. Графіки зміни коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 в залежності від виду навантаження: 1, 2 – холостий хід та робочий режим з одним формувальним візком; 3, 4 – холостий хід та робочий режим з двома формувальними візками

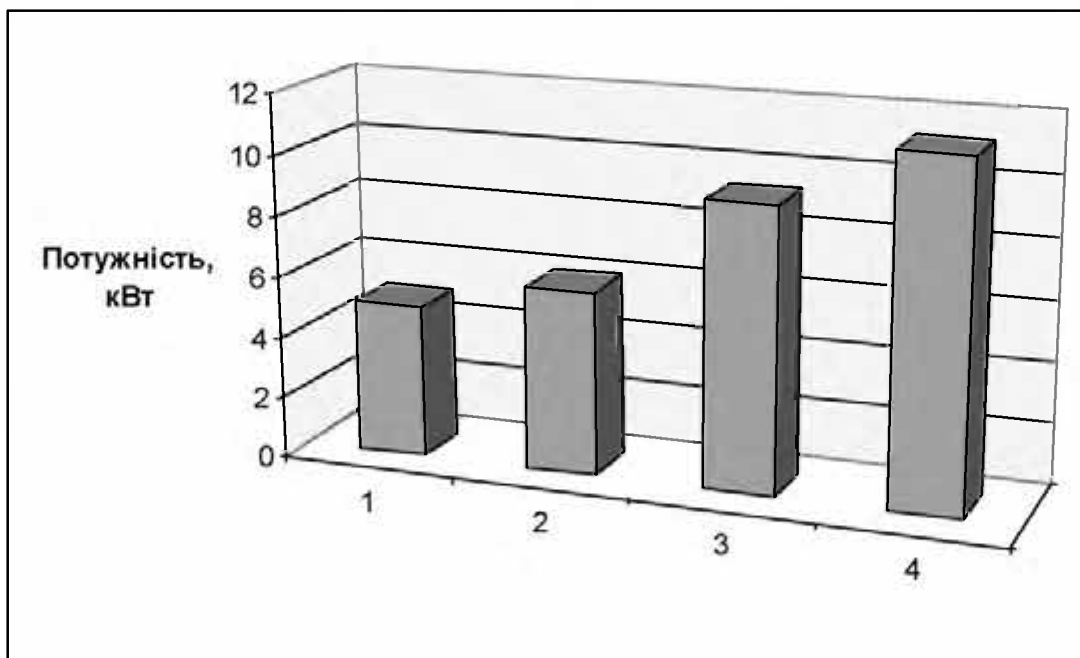


Рис. 9.32. Графіки зміни потужності, що необхідна для процесу формування, в залежності від виду навантаження установки: 1, 2 – холостий режим роботи з одним та з двома формувальними візками відповідно; 3, 4 – робочий режим роботи з одним та з двома формувальними візками відповідно

Аналізуючи графіки на рис. 9.31 та 9.32, можна побачити, що значення коефіцієнта K_1 для установки з двома формувальними візками в робочому

режимі у 2,5 рази менше в порівнянні з установкою з одним формувальним візком, значення коефіцієнта K_2 – у 1,1 разів, значення коефіцієнта K_3 – у 1,22 рази, а значення потужності, що необхідна на процес формування, для установки з двома формувальними візками в робочому режимі лише у 1,21 разів більше в порівнянні із установкою з одним формувальним візком при збільшенні продуктивності у 2 рази.

9.8. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів дослідження режимів руху фізичної моделі

Порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень динаміки руху дослідної фізичної моделі роликів формувальної установки з рекупераційним приводом проводилось для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи відповідно [146, 341].

На рис. 9.33 зображено графіки зміни кутової швидкості привідного вала фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, визначеної теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно. На рис. 9.34 зображено графіки зміни кутового прискорення привідного вала фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, визначеного теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно [146].

Аналізуючи графіки на рис. 9.33, можна побачити, що межі зміни кутової швидкості привідного вала фізичної моделі установки, визначеної теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт нерівномірності руху визначений теоретично становить $\delta = 0,367$, а практично – $\delta = 0,42$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 12,6\%$ [146].

Аналізуючи графіки на рис. 9.34, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення привідного вала фізичної моделі установки, визначеного теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт динамічності руху визначений тео-

ретично становить $\chi = 0,36$, а практично – $\chi = 0,297$. Похибка між значеннями коефіцієнта динамічності руху, визначеними теоретичним та практичним методами становить $\Delta = 11,8\%$. Узагальнений коефіцієнт оцінки руху визначений теоретично становить $k_p = 0,49$, а практично – $k_p = 0,47$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 4,1\%$.



Рис. 9.33. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутової швидкості привідного вала установки з одним формувальним візком в робочому режимі роботи

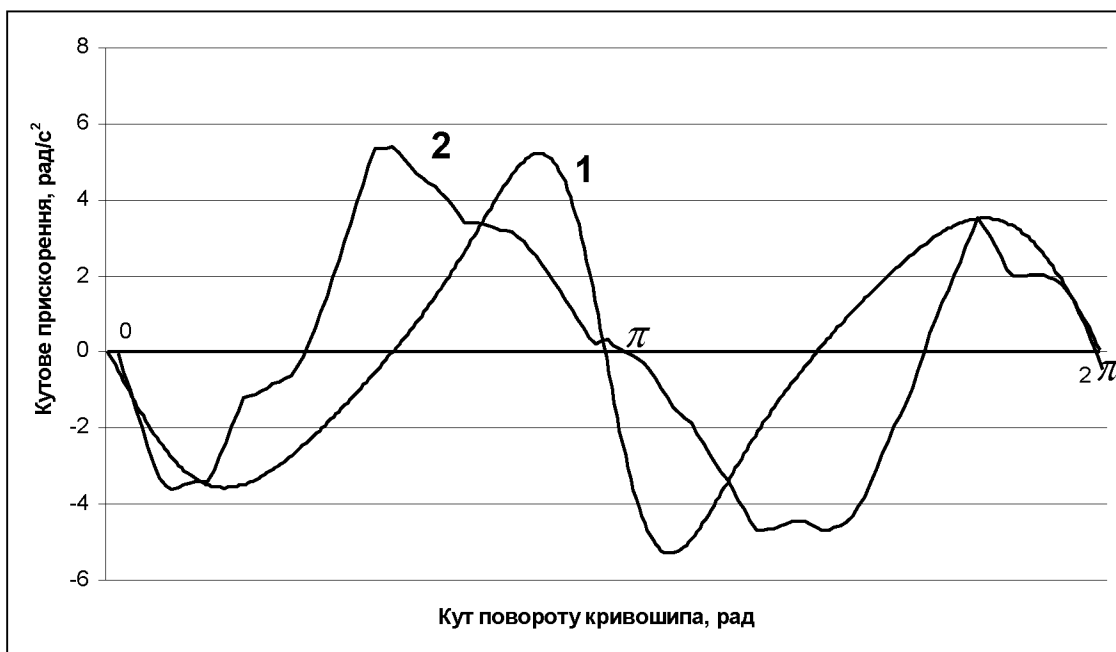


Рис. 9.34. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутового прискорення привідного вала установки з одним формувальним візком в робочому режимі роботи

На рис. 9.35 зображено графіки зміни кутової швидкості привідного вала фізичної моделі установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки, визначеної теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно. На рис. 9.36 зображено графіки зміни кутового прискорення привідного валу фізичної моделі установки з рекуперативним приводом на два формувальні візки, визначеного теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно [146].

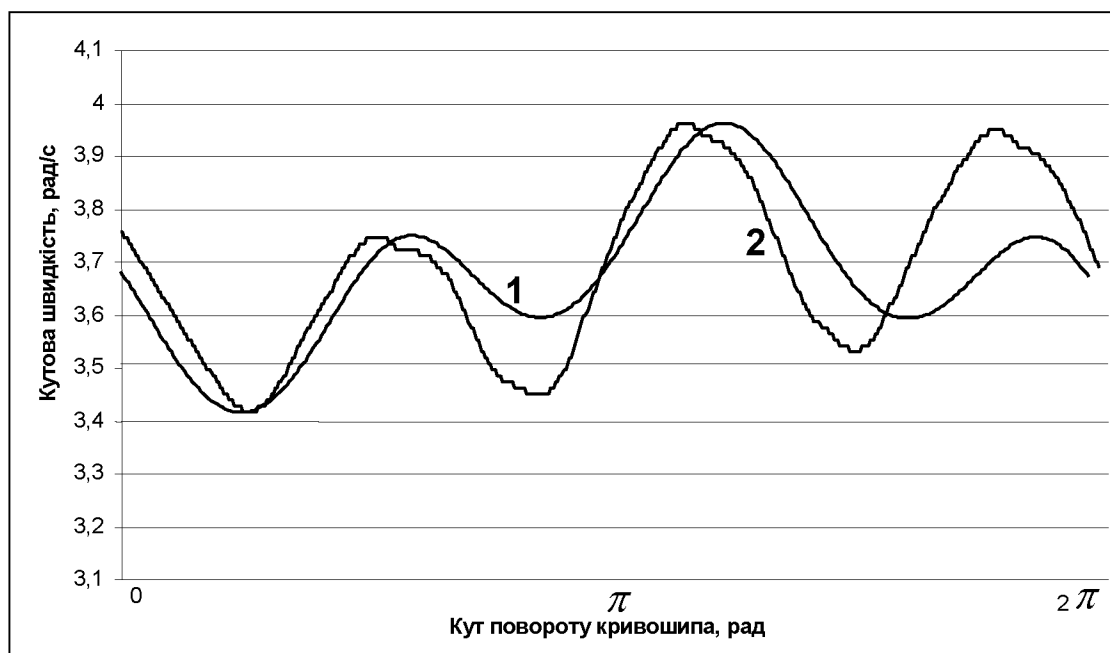


Рис. 9.35. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутової швидкості привідного вала установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи

Аналізуючи графіки на рис. 9.35, можна побачити, що межі зміни кутової швидкості привідного вала фізичної моделі установки, визначеної теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт нерівномірності руху визначений теоретично становить $\delta = 0,165$, а практично – $\delta = 0,161$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 2,4\%$ [146, 341].

Аналізуючи графіки на рис. 4.24, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення привідного вала фізичної моделі установки, визначеного теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт динамічності руху визначений теоре-

тично становить $\chi = 0,094$, а практично – $\chi = 0,085$. Похибка між значеннями коефіцієнта динамічності руху, визначеними теоретичним та практичним методами становить $\Delta = 9,5\%$. Узагальнений коефіцієнт оцінки руху визначений теоретично становить $k_p = 0,122$, а практично – $k_p = 0,11$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 9,8\%$ [146, 341].

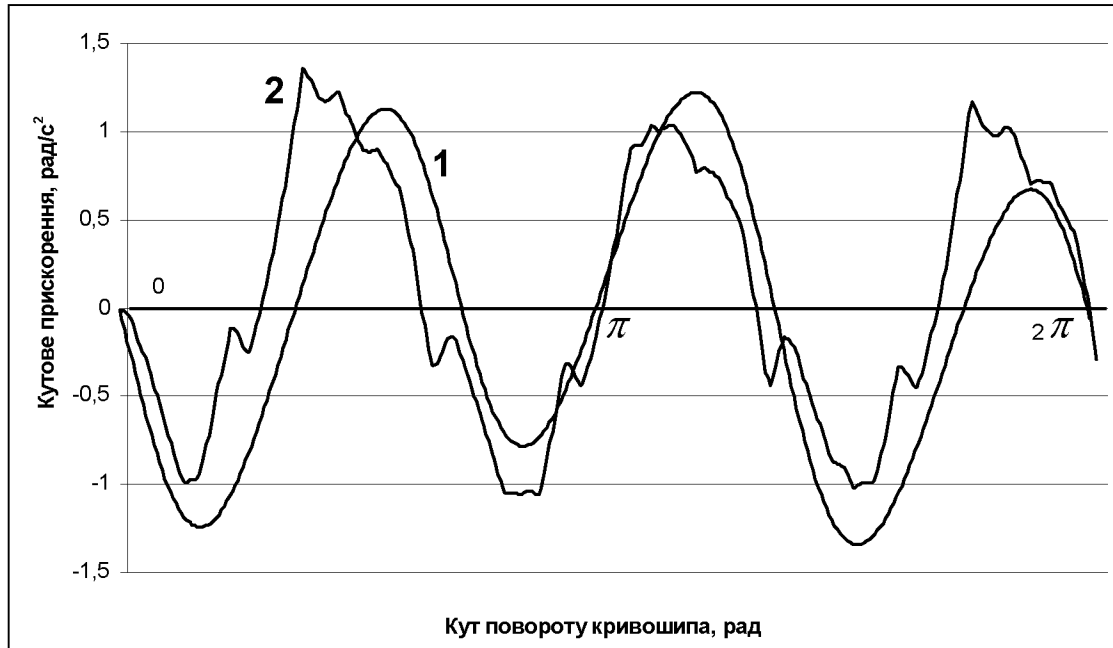


Рис. 9.36. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутового прискорення привідного вала установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи

Таким чином, порівняння теоретичних та експериментальних результатів дослідження режимів руху фізичної моделі роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок та з рекуперативним приводом на два формувальні візки, отриманих при аналогічних умовах роботи, показало їх достатню збіжність і, відповідно, правомірність використання отриманих аналітичних виразів при розрахунку режимів руху машин роликового формування.

РОЗДІЛ 10

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

10.1. Рекомендації з удосконалення приводу машин роликового формування

Вибір оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів привідних механізмів в певній мірі може підвищити технічний рівень машин роликового формування.

Враховуючи це було розроблено відповідні рекомендації конструктивного вдосконалення привідного механізму машин роликового формування виробів з будівельних сумішей з метою підвищення продуктивності роботи установки з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу.

Для зменшення динамічних навантажень в елементах шатунів при досягненні візками крайніх положень було розроблено рекомендації по удосконалення конструкції привідного механізму установки.

Поставлена задача вирішується шляхом створення такої установки, в якій відбувалося б демпфування динамічних навантажень, що виникають в елементах шатунів [269]. Установка для формування виробів з бетонних сумішей містить два формувальних візки, які приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, і додатково містить пружні елементи в з'єднаннях між шатунами та формувальними візками для зменшення динамічних навантажень в елементах шатунів при досягненні візками крайніх положень.

На рис. 10.1 зображена установка для формування виробів з бетонних сумішей з використанням пружних елементів в з'єднаннях між шатунами та формувальними візками.

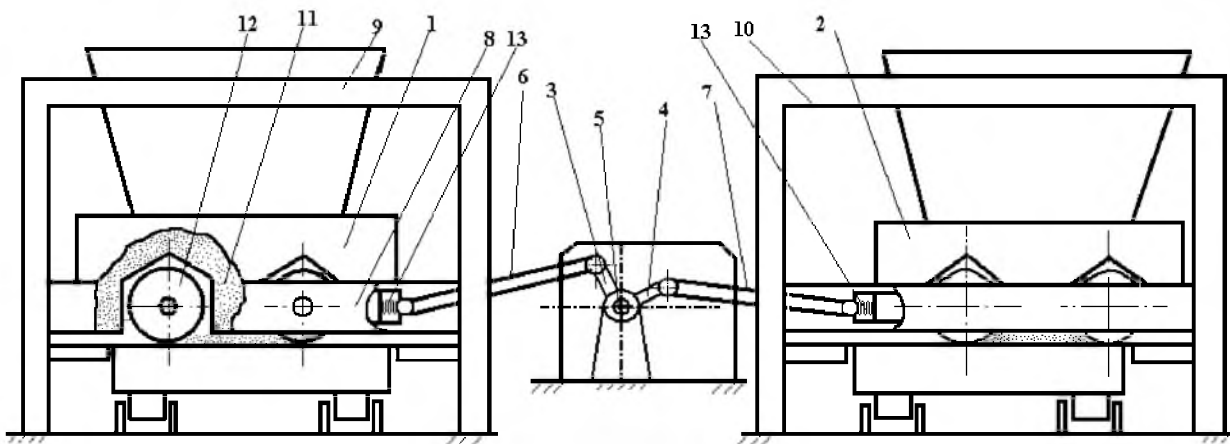


Рис. 10.1. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням пружних елементів в з'єднаннях між шатунами та формувальними візками

Установка складається з двох однакових формувальних візків 1 та 2. Кожний з візків в місці його з'єднання з шатуном має пружний елемент 13, який одним кінцем прикріплений до візка, а другим через шатуни 6 та 7 з'єднано шарнірно рухомо з кривошипами 3 та 4, які жорстко закріплені на привідному валу 5 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Формувальні візки 1 та 2 з подавальним бункером 11 та укочувальними роликами 12 змонтовані на порталах 9 та 10 з напрямними руху 8, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки.

При постійному зворотно-поступальному русі формувального візка виникає значне навантаження привідного валу через перекошування формувального візка у напрямних руху, оскільки опір переміщенню формувального візка нерівномірний по ширині робочого органа – ролика. Це приводить до значного підвищення сил тертя формувальних візків у напрямних, до виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію, значних динамічних навантажень при досягненні візком крайніх положень та зайвих в'язей в з'єднанні шатуна з візком.

Тому в основу наступної рекомендації покладено завдання удосконалення привідного механізму установки.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, форму-

вального візка та кривошипно-шатунного приводу містить пружний шарнір з гумовою втулкою з'єднання шатуна та формувального візка [275].

На рис. 10.2 зображена установка для формування виробів з вологих сипких сумішей.

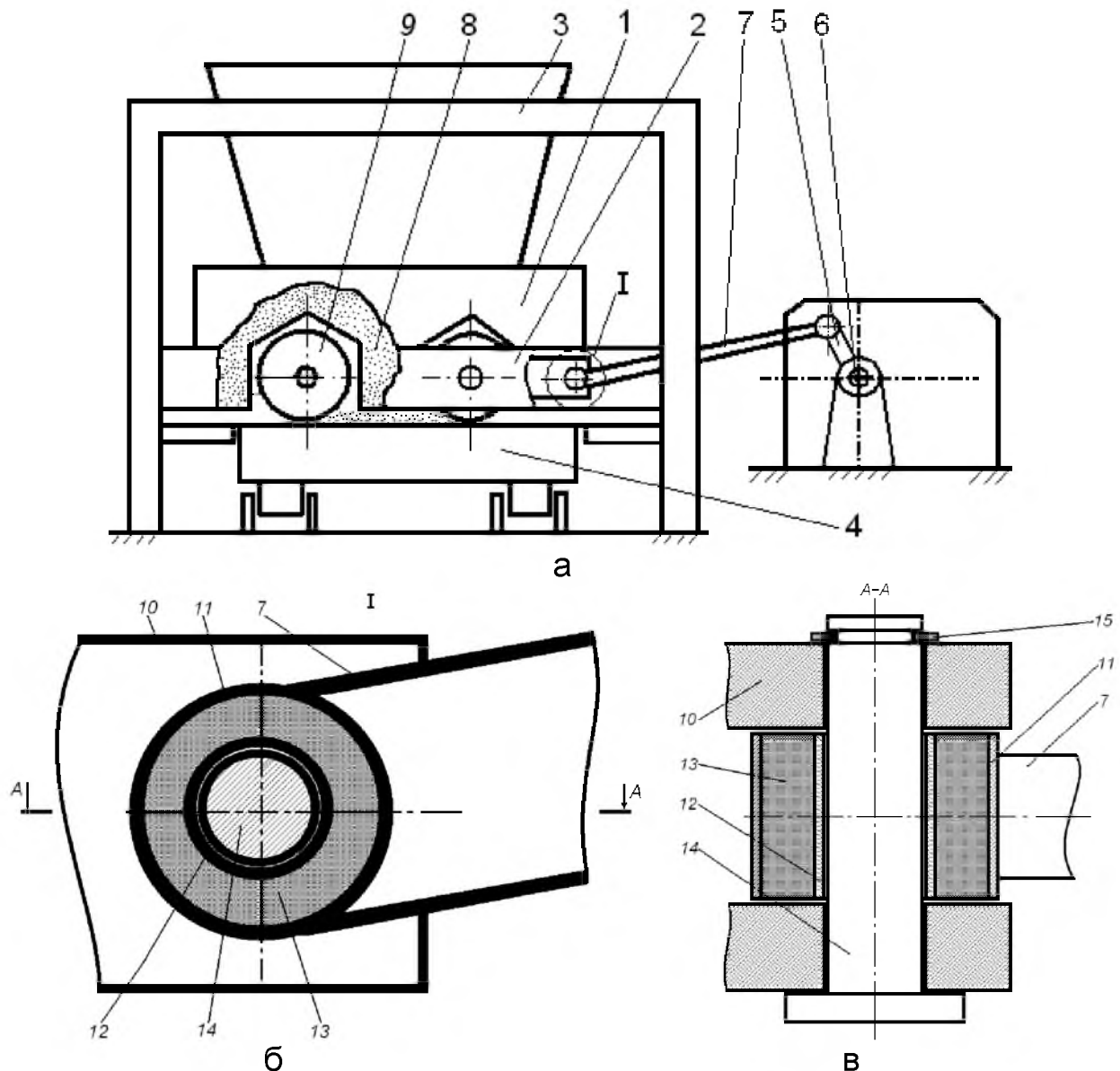


Рис. 10.2. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням гумової втулки в з'єднанні шатуна з формувальним візком

На рис. 10.2,а зображена установка для формування виробів з вологих сипких сумішей (вигляд з боку), яка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним

до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-повзунний привід вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Шарнір з'єднання формувального візка з шатуном (див. рис. 10.2,б, в) розміщений між вухами 10 формувального візка і складається з шатунної шийки 11, металевої втулки 12, гумової втулки 13, пальця 14 та стопорного кільця 15.

При застосуванні такого пружного шарніра значно зменшується навантаження на привідний вал через перекошування формувального візка в напрямних руху, зменшуються руйнівні навантаження на рамну конструкцію, значно спадають динамічні навантаження при досягненні візком крайніх положень та зникають зайві в'язі в з'єднанні шатуна з візком, що приводить до покращення динаміки руху установки в цілому і зменшення енергетичних витрат.

Для запобігання осьового перекошування формувального візка у напрямних руху розроблена ще одна рекомендація.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, формувального візка та кривошипно-повзунного приводу на формувальному візку додатково встановлені ролики для запобігання його осьовому перекошуванню [279].

На рис. 10.3 зображено роликову формувальна установка (вид зверху) з кривошипно-повзунним приводом з використанням роликів для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка.

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2, і який приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу. Кривошипно-повзунний привід вміщує в собі кривошип 3, який жорстко закріплений на приводному валу 4, та шатун 5, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Формувальний візок додатково має напрямні ролики 6 та ролики 7 для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка.

Обертальний рух на приводний вал 4 подається від електродвигуна 8 через редуктор 9.

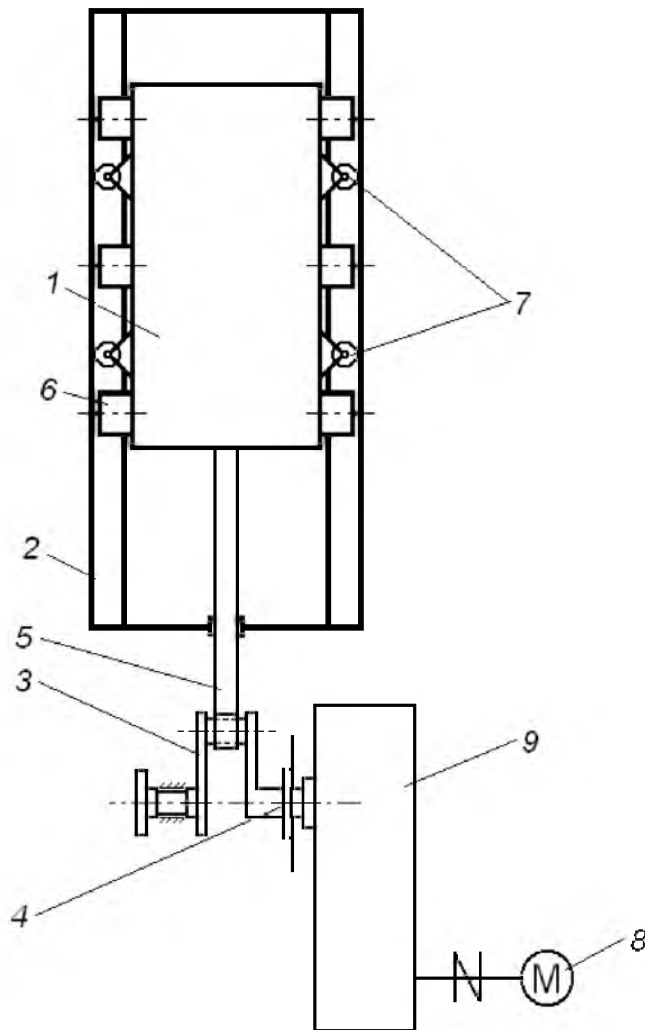


Рис. 10.3. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням роликів для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка

При застосуванні таких роликів для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка зменшуються динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

При використанні кривошипно-повзунних приводних механізмів машин роликового формування в кривошипі виникають надлишкові в'язі. Це приводить до виникнення значних динамічних навантажень в елементах приводного механізму, зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу.

Тому також виникає задача удосконалення конструкції привідного механізму установки.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з порталу, формувального візка та кривошипно-шатунного приводу відрізняється тим, що кривошип виконаний з двох частин, які з'єднуються між собою шарнірно [280].

На рис. 10.4 зображено роликову формувальну установку (вигляд зверху) з кривошипно-повзунним приводом з використанням кривошипа, виконаного з двох частин, з'єднаних між собою шарнірно.

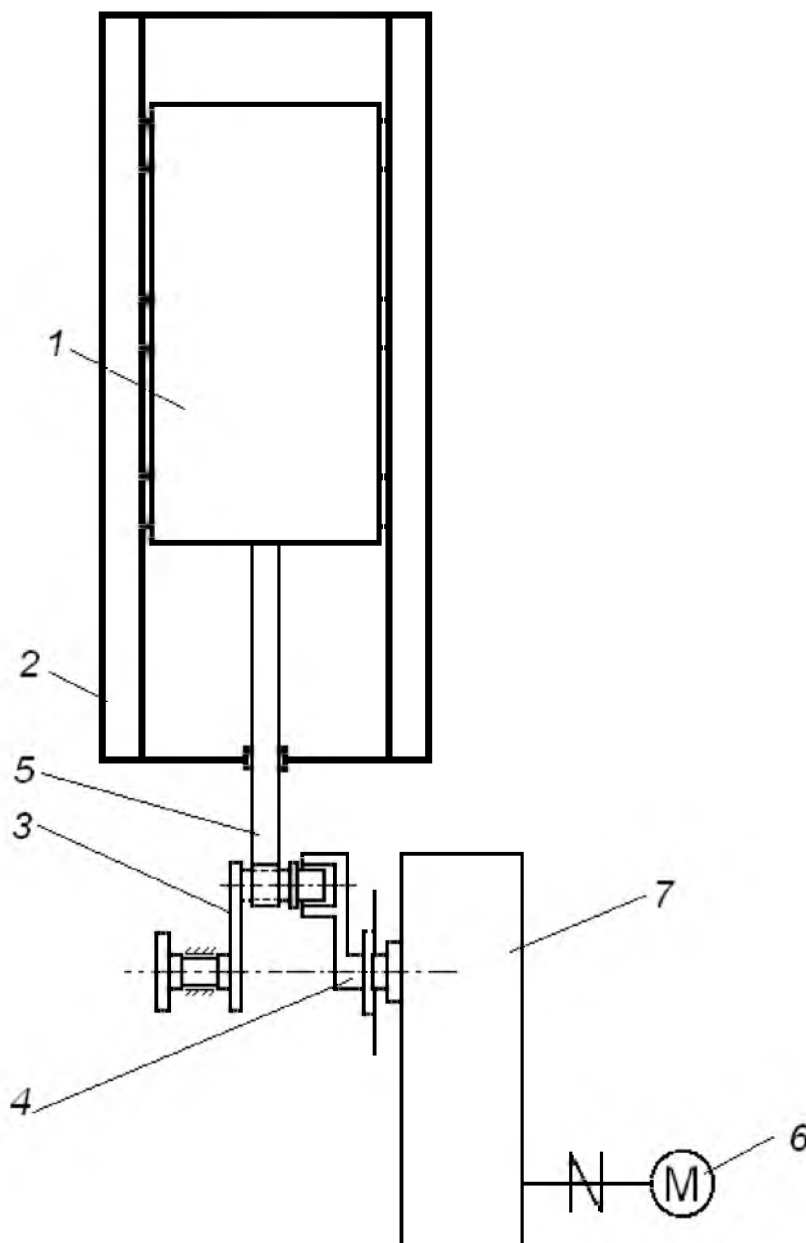


Рис. 10.4. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням кривошипа, виконаного з двох частин, з'єднаних між собою шарнірно

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2, і який приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу. Кривошипно-повзунний привід вміщує в собі кривошип 3, який шарнірно з'єднаний з приводним валом 4, та шатун 5, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з шатунною шийкою кривошипа, а іншим з формувальним візком. Обертальний рух на приводний вал 4 передається від електродвигуна 6 через редуктор 7.

При застосуванні такого кривошипа, що виконаний з двох частин, які з'єднуються між собою шарнірно, зменшуються надлишкові в'язі та досягається той же ефект, що і в попередніх двох рекомендаціях.

З метою зниження енерговитрат на забезпечення технологічного процесу формування виробів з будівельних сумішей шляхом удосконалення роликаної формувальної установки з кулачковим приводом (рис. 1.8) пропонується в ній додатково встановити пружні елементи в з'єднаннях між проміжними роликами та штовхачами кулачкового приводу для зменшення динамічних навантажень в елементах установки при досягненні формувальним візком крайніх положень [330]. Для даної установки на рис. 10.5 зображено схему кулачкового приводу.

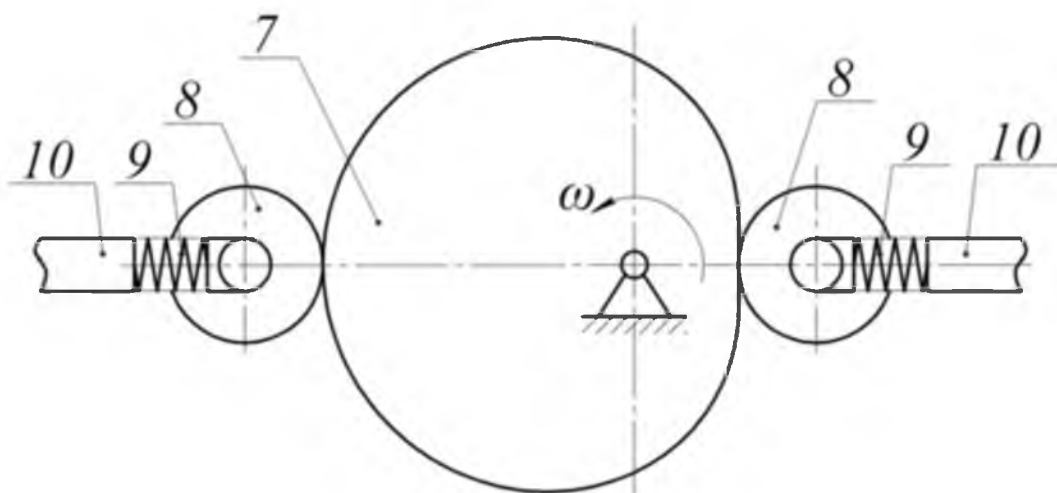


Рис. 10.5. Схема кулачкового приводу

Кулачок 7 привідного механізму (рис. 10.5) обертається з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$) і контактує з двома проміжними роликами 8, які через пружні елементи 9 з'єднано із штовхачами 10, що в свою чергу жо-

рстко з'єднані з формувальним візком 2 (рис. 1.8). Наявність двох штовхачів 10 з пружними елементами 9 та проміжними роликами 8 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при прямому і зворотному ході руху формувального візка.

При застосуванні в установці кулачкового привідного механізму із наявністю пружних елементів у з'єднаннях між проміжними роликами та штовхачами зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію, підвищується якість поверхні оброблюваної будівельної суміші і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки.

10.2. Рекомендації з удосконалення елементів машин роликового формування

При роботі формувальної установки при змінній швидкості руху формувального візка з укочувальними роликами подача будівельної суміші із подавального бункера до форми здійснюється з постійною швидкістю. Це приводить до значного накопичення будівельної суміші перед укочувальними роликами після зміни напрямку руху, тобто при досягненні формувальним візком крайніх положень, а це, в свою чергу, приводить до раптового зростання сили опору переміщенню візка, підвищення динамічних навантажень в елементах приводного механізму, виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу. Тому наступне удосконалення пов'язане з конструкцією механізму подачі будівельної суміші із подавального бункера до форми.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, формувального пристрою та кривошипно-повзунного приводу для регулювання швидкості подачі будівельної суміші до форми додатково містить у подавальному бункері заслінку, яка змінює своє положення в залежності від положення формувального візка [282].

На рис. 10.6 наведена установка для формування виробів з будівельних сумішей. Установка складається з формувального візка 1, що через шатун 2 шарнірно рухомо з'єднаний з кривошипом 3, який жорстко закріплений на привідному валу 4. Формувальний візок 1 змонтований на порталі 5, на якому є напрямні руху 6, у яких здійснює зворотно-поступальний рух вищезгаданий формувальний візок над порожниною форми 7. Формувальний візок 1 має подавальний бункер 8 та уковувальні ролики 9, які встановлені в напрямних руху 6. У подавальному бункері 8 змонтовано заслінку 10 для регулювання швидкості подачі будівельної суміші до форми. Цю заслінку змонтовано на одному валу із зубчастим колесом 11, яка входить у зачеплення із зубчастою рейкою 12, що закріплена нерухомо.

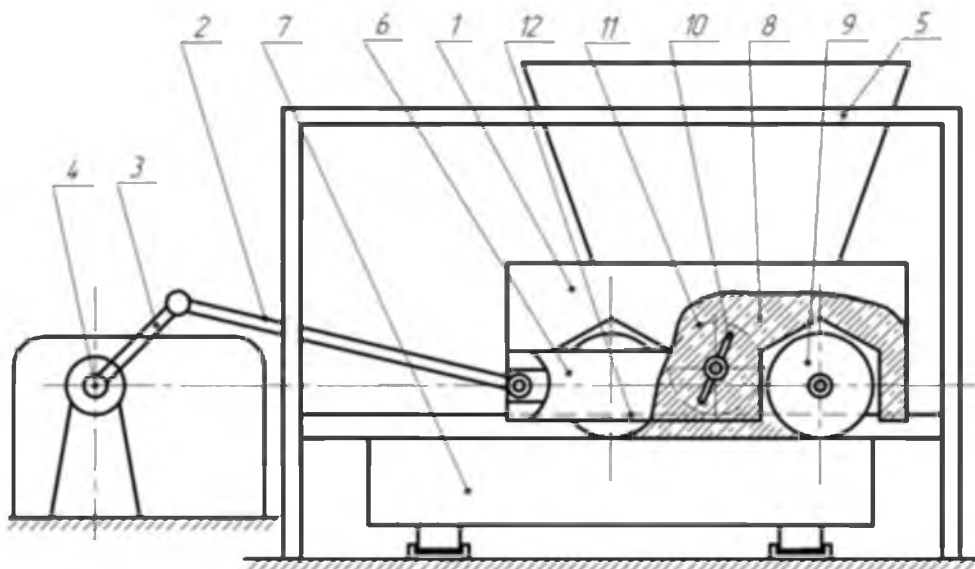


Рис. 10.6. Установка для формування виробів з будівельних сумішей

При застосуванні заслінки в механізмі подачі будівельної суміші із подавального бункера до форми при зміні положення і, як наслідок, швидкості формувального візка, зубчасте колесо 11, контактуючи із зубчастою рейкою 12, повертаючись на певний кут, приводить через спільний вал в хитний рух заслінку 10. При цьому, коли візок досягає крайніх лівого або правого положень, вихідний отвір подавального бункера зменшується. При досягненні візком середнього положення, тобто коли його швидкість стає максимальною, заслінка займає вертикальне положення, утворюючи при цьому максимальний розмір вихідного отвору подавального бункера [282].

При виконанні процесу формування спостерігається таке явище як розсування неущільненої бетонної суміші по порожній частині форми, що приводить до нерівномірної щільності готового виробу і, як наслідок, знижується його якість.

Тому постає задача удосконалення конструкції установки для отримання рівномірної щільності готових виробів з бетонних сумішей.

Поставлена задача вирішується шляхом створення такої установки для формування виробів з бетонних сумішей, що містить два формувальні візки, які приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, і додатково містить обмежувальну пластину, що знаходиться в порожнині форми, не перешкоджає її руху та не дозволяє бетонній суміші розсуватись по порожній частині форми [271].

На рис. 10.7 зображена роликова формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням пластини для запобігання розсування неущільненої суміші по порожнині форми.

Установка складається з двох однакових формувальних візків 1 та 2. Кожний з візків з'єднується з шатунами 6 та 7, які в свою чергу іншими кінцями з'єднані шарнірно-рухомо з кривошипами 3 та 4, що жорстко закріплені на приводному валу 5 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Формувальні візки 1 та 2 змонтовані на порталах 9 та 10, на яких є напрямні руху 8, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки.

Формувальні візки 1 та 2 мають подавальний бункер 11 та укочувальні ролики 12, які встановлені напрямних руху 8. Під формувальними візками розміщені форми 13, в яких укладається бетонна суміш, а також обмежувальні пластини 14, що жорстко прикріплені до направляючих 8, які не перешкоджають руху форми.

При такій конструкції установки з встановленням обмежувальної пластини здійснюється запобігання розсування бетонної суміші по порожній частині форми, що приводить до збільшення щільності готового виробу, а отже й підвищення його якості.

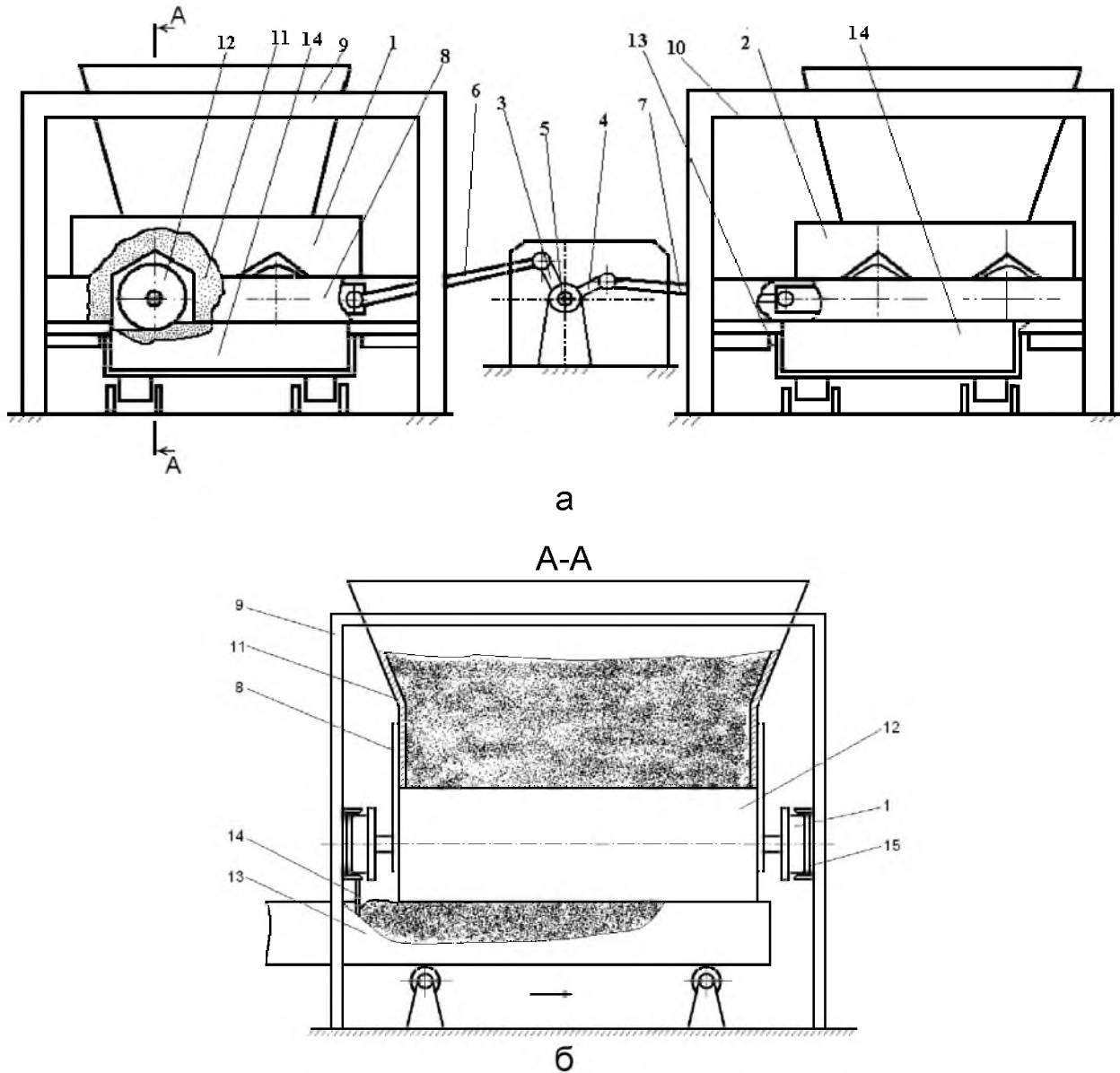


Рис. 10.7. Роликова формувальна установка з рекуперативним приводом з використанням пластини для запобігання розсування неущільненої суміші по порожнині форми

При роботі роликової формувальної установки одним з її недоліків є мале значення коефіцієнта тертя між металевою поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що ущільнюється. Це приводить до зменшення кута захвату роликом суміші, що ущільнюється, і, як наслідок, до зменшення продуктивності установки в цілому.

Тому постає задача удосконалення конструкції основного робочого органу установки – ролика.

Поставлена задача вирішується тим, що в установці для формування виробів з бетонних сумішей, що містить два формувальні візки, які приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, основний робочий орган установки – ролик виконаний у вигляді металевого циліндра із закріпленим на його поверхні гумовим бандажем [276].

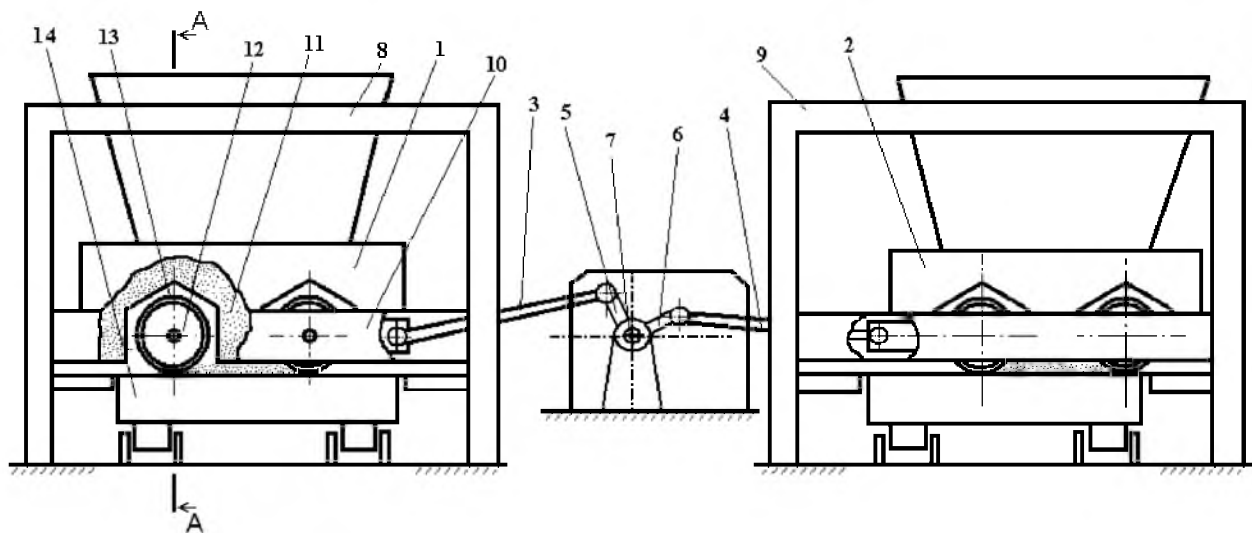
На рис. 10.8 зображена роликівна формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням робочого органу (ролика) у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні.

Установка складається з двох однакових формувальних візків 1 та 2. Кожний з візків з'єднується з шатунами 3 та 4, які в свою чергу іншими кінцями шарнірно-рухомо з'єднані з кривошипами 5 та 6, що жорстко закріплені на приводному валу 7 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Формувальні візки 1 та 2 змонтовані на порталах 8 та 9, з можливістю здійснення зворотно-поступального руху в напрямних 10.

Формувальні візки 1 та 2 мають подавальний бункер 11 та укочувальні ролики 12 з гумовими бандажами 13, які встановлені в напрямних руху 10. Під формувальними візками розміщені форми 14, в яких укладається бетонна суміш.

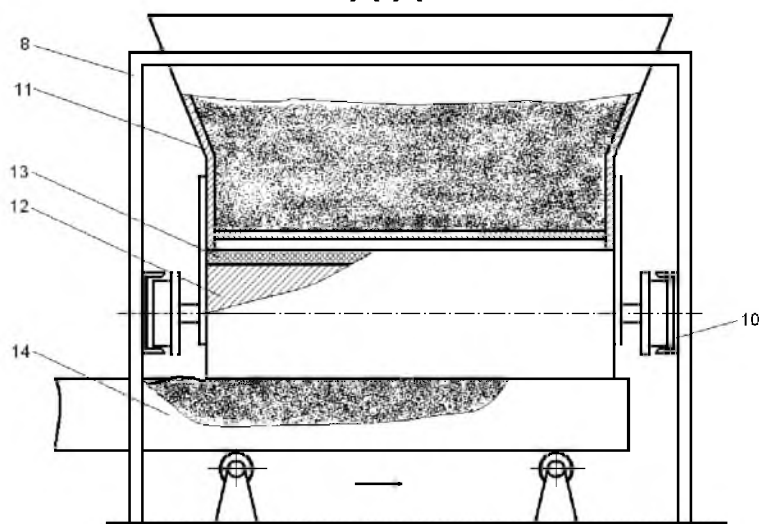
При застосуванні такої конструкції ролика значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та сумішшю, яка ущільнюється, що приводить до збільшення кута захвату роликом суміші, що ущільнюється і як наслідок до підвищення якості ущільнювального матеріалу та зменшення кількості проходів ролика.

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) основного робочого органу установки – ролика у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні [301].



а

A-A



б

Рис. 10.8. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням робочого органа (ролика) у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні

На рис. 10.9 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням ролика з пневматичною шиною на його поверхні.

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш, значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликом суміші, що ущільнюється, і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому [301].

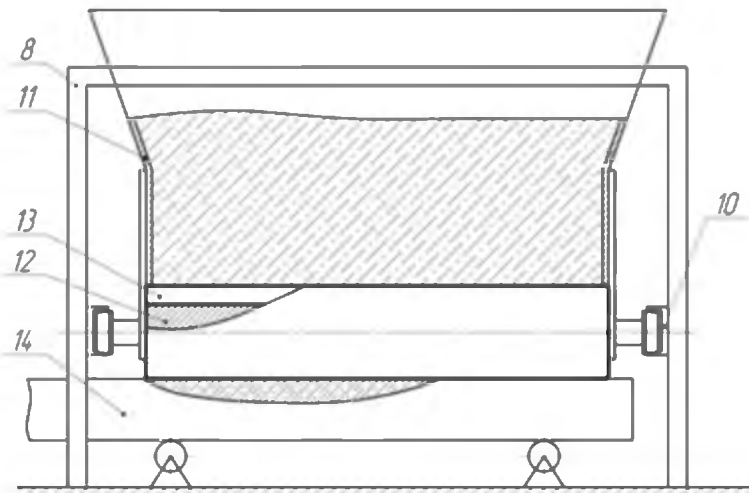


Рис. 10.9. Установка в використанні ролика з пневматичною шиною

В наступній розробці задача удосконалення конструкції ролика вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) містить основний робочий орган установки – ролик виконаний у вигляді металевого циліндра з гумовим напленням на його поверхні [300].

На рис. 10.10 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням ролика з гумовим напленням.

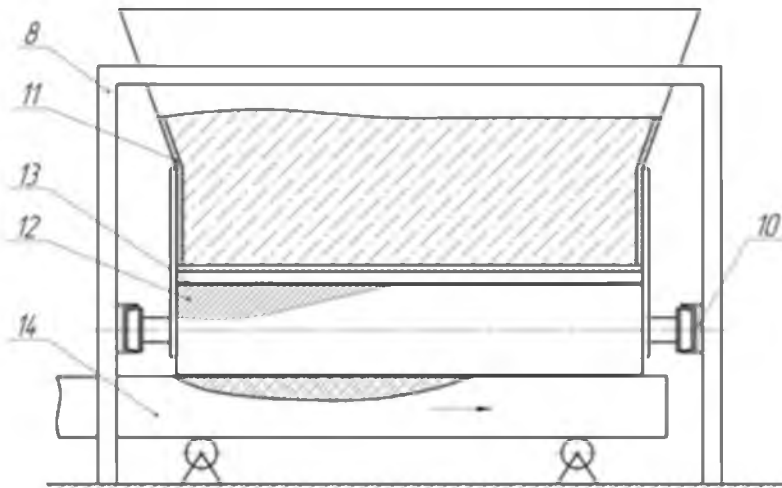


Рис. 10.10. Установка в використанні ролика з гумовим напленням

При застосуванні в установці такої конструкції ролика з гумовим напленням на його поверхні відсутня деформація ролика при взаємодії з будівельною сумішшю, значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликком суміші, що ущільнюється, і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому [300].

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) основного робочого органа установки – ролика, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із двох секцій. Перша секція ролика має гумовий бандаж на його поверхні, а інша має гладку металеву поверхню [307].

На рис. 10.11 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням комбінованого ролика.

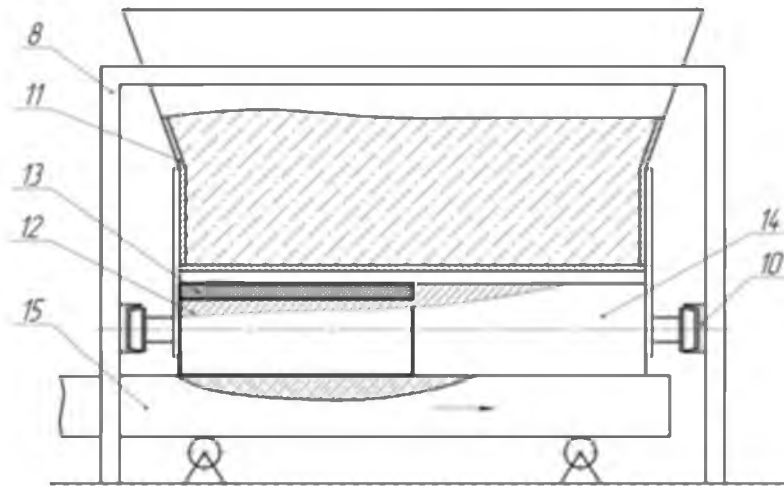


Рис. 10.11. Установка в використанні комбінованого ролика

При застосуванні в установці такої конструкції ролика з гумовим бандажем на поверхні однієї з його секцій значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликком ущільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з гумовим бандажем, попадає під секцію ролика з гладкою металеву поверхнею і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [307].

В наступній розробці задача удосконалення конструкції ролика вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) містить основний робочий орган установки – ролик, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із двох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, а інша має гладку металеву поверхню [306].

На рис. 10.12 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням використанням комбінованого ролика.

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною на поверхні однієї з його секцій дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликком ущільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гладкою металевою поверхнею і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [306].

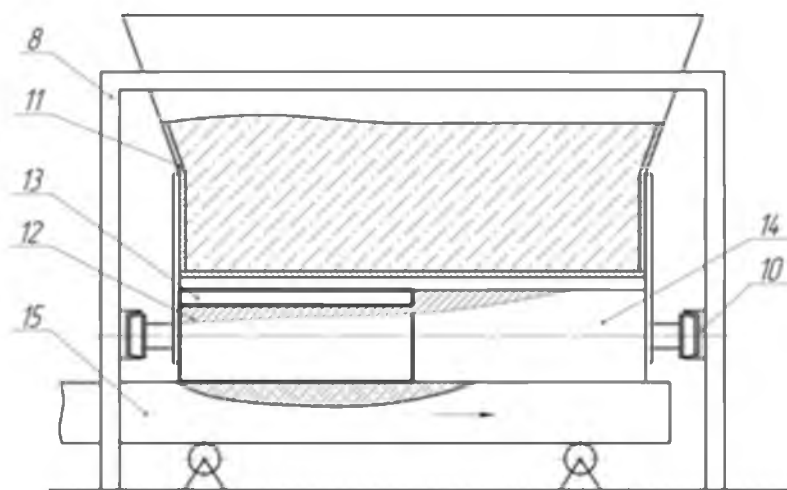


Рис. 10.12. Установка в використанні комбінованого ролика

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) основного робочого органа установки – ролика, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із двох секцій. Перша секція ролика має гумове наплення на його поверхні, а інша має гладку металеву поверхню [303].

На рис. 10.13 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням комбінованого ролика.

При застосуванні в установці такої конструкції ролика з гумовим напленням на поверхні однієї з його секцій за відсутньої деформації ролика

при взаємодії з будівельною сумішшю значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликом ущільненої суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з гумовим напиленням, попадає під секцію ролика з гладкою металевою поверхнею і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [303].

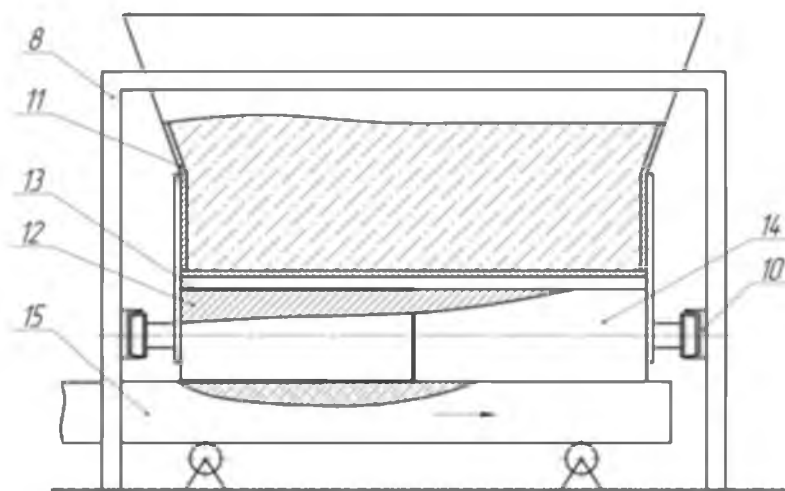


Рис. 10.13. Установка в використанні комбінованого ролика

В наступній розробці задача удосконалення конструкції ролика вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) містить основний робочий орган установки – ролик, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із двох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, а інша на своїй поверхні має гумовий бандаж [308].

На рис. 10.14 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням використанням комбінованого ролика.

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною та гумовим бандажем на поверхні його секцій дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення

кута захвату роликот уцільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гумовим бандажем і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [308].

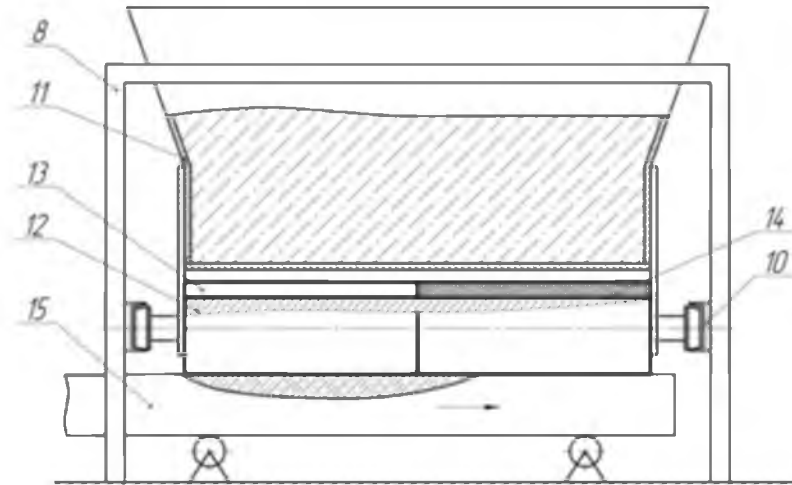


Рис. 10.14. Установка в використанні комбінованого ролика

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.18,а) основного робочого органа установки – ролика, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із двох секцій. Перша секція ролика має гумовий бандаж на його поверхні, а інша на своїй поверхні має гумове наплення [304].

На рис. 10.15 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням комбінованого ролика.

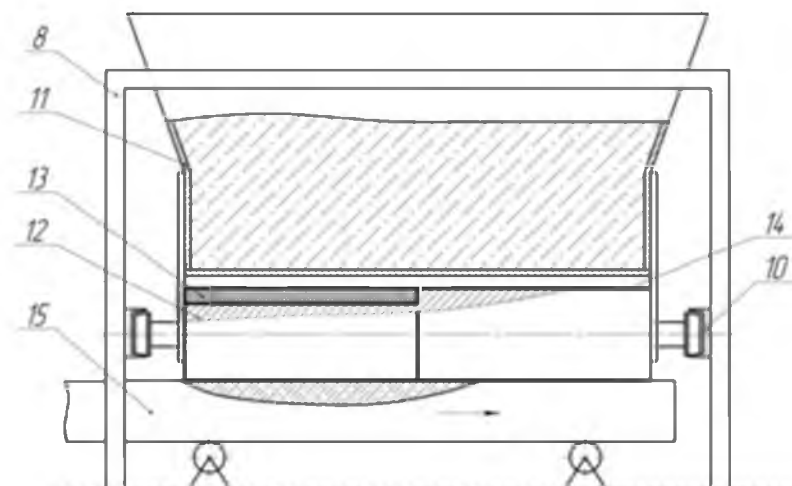


Рис. 10.15. Установка в використанні комбінованого ролика

При застосуванні в установці такої конструкції ролика з гумовим бандажем та гумовим напиленням на поверхні його секцій значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликом ущільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з гумовим бандажем, попадає під секцію ролика з гумовим напиленням і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [304].

В наступній розробці задача удосконалення конструкції ролика вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) містить основний робочий орган установки – ролик, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із двох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, а інша на своїй поверхні має гумове напилення [305].

На рис. 10.16 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням використанням комбінованого ролика.

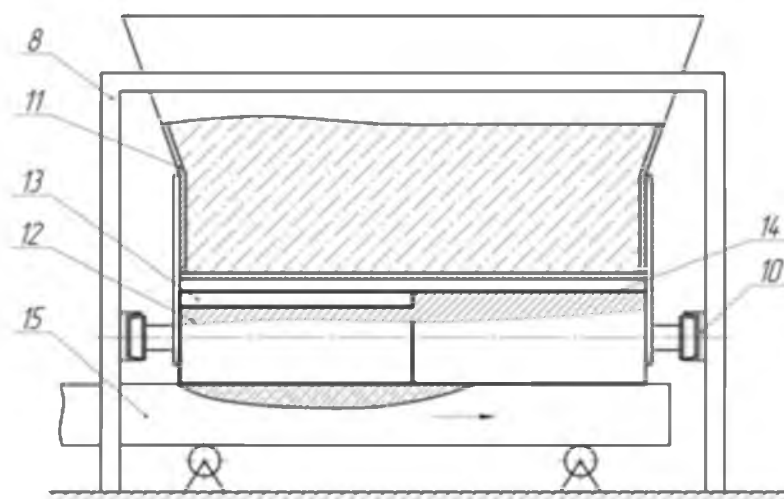


Рис. 10.16. Установка в використанні комбінованого ролика

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною та гумовим напиленням на поверхні його секцій дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення

кута захвату роликком ущільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гумовим напиленням і здійснюється завершальна обробка поверхні та її заглажування [305].

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) основного робочого органа установки – ролика, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із трьох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, друга секція виконана у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні, а третя секція має гладку металеву поверхню [311].

На рис. 10.17 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням комбінованого ролика.

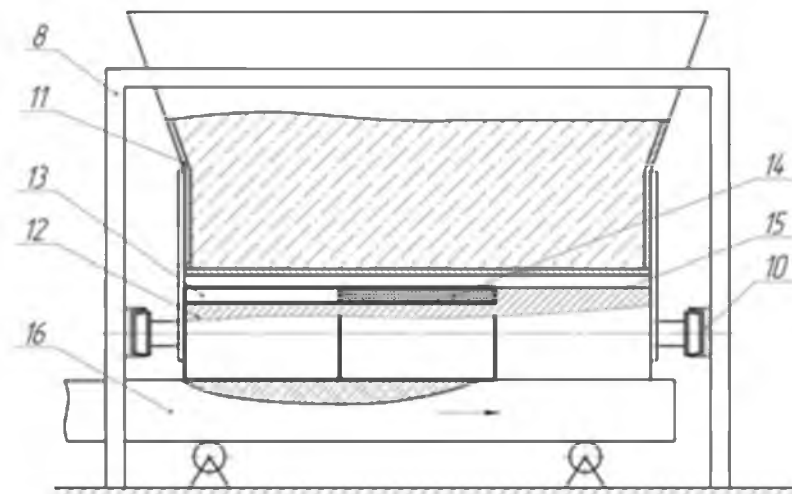


Рис. 10.17. Установка в використанні комбінованого ролика

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною, гумовим бандажем та гладкою металеву поверхню на його секціях дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхню ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликком ущільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми су-

міш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гумовим бандажем, а потім під секцію ролика з гладкою металевою поверхнею і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [311].

В наступній розробці задача удосконалення конструкції ролика вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) містить основний робочий орган установки – ролик, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із трьох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, друга секція виконана у вигляді металевого циліндра з гумовим напиленням на його поверхні, а третя секція має гладку металеву поверхню [309].

На рис. 10.18 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням використанням комбінованого ролика.

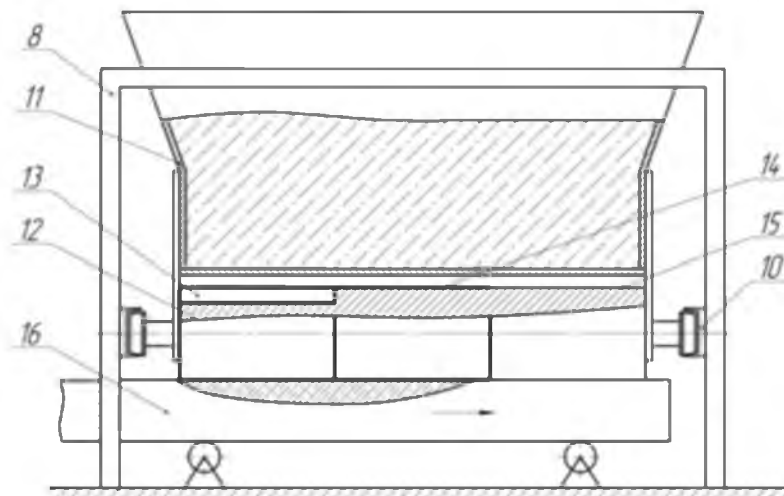


Рис. 10.18. Установка в використанні комбінованого ролика

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною, гумовим напиленням та гладкою металевою поверхнею на його секціях дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликком ущільненої суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми су-

міш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гумовим напиленням, а потім під секцію ролика з гладкою металевою поверхнею і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [309].

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) основного робочого органа установки – ролика, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із трьох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні, друга секція виконана у вигляді металевого циліндра з гумовим напиленням на його поверхні, а третя секція має гладку металеву поверхню [313].

На рис. 10.19 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням комбінованого ролика.

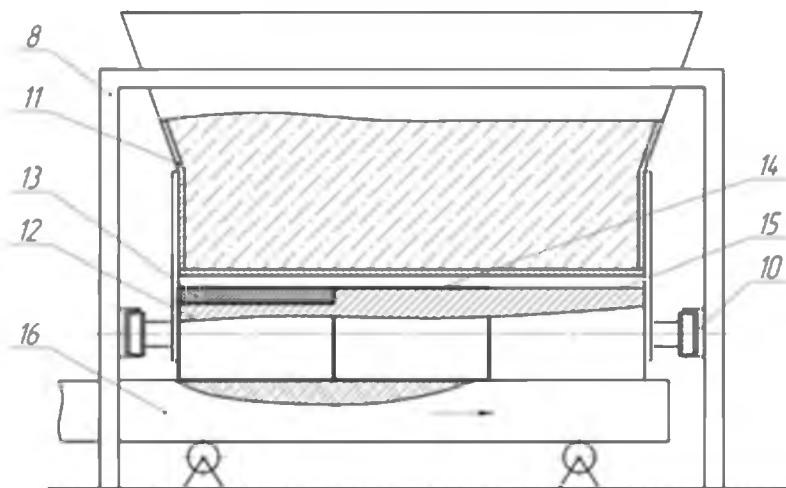


Рис. 10.19. Установка в використанні комбінованого ролика

При застосуванні в установці такої конструкції ролика з гумовим бандажем, гумовим напиленням та гладкою металевою поверхнею на його секціях значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликом ущільнюваної суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з гумовим бандажем, попадає під секцію ролика з гумовим напиленням, а потім під секцію ролика з гладкою металевою поверхнею і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [313].

В наступній розробці задача удосконалення конструкції ролика вирішується тим, що установка для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) містить основний робочий орган установки – ролик, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із трьох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, друга секція виконана у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні, а третя секція на своїй поверхні має гумове напилення [312].

На рис. 10.20 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням використанням комбінованого ролика.

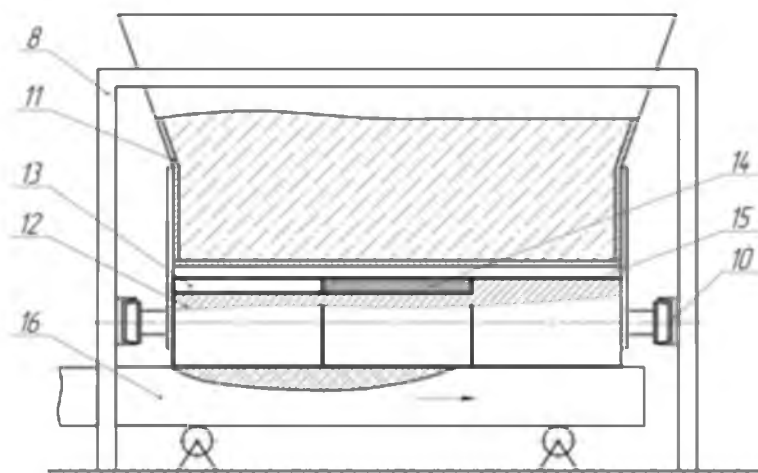


Рис. 10.20. Установка в використанні комбінованого ролика

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною, гумовим бандажем та гумовим напиленням на поверхні його секцій дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликком ущільненої суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гумовим бандажем, а потім під секцію ролика з гумовим напиленням і здійснюється завершальна обробка поверхні та її загладжування [312].

Наступною розробкою пропонується використання в установці для формування виробів з будівельних сумішей (рис. 10.8,а) основного робочого

органа установки – ролика, що виконаний у вигляді металевого циліндра, який складається із чотирьох секцій. Перша секція ролика виконана у вигляді металевого циліндра з пневматичною шиною на його поверхні, друга секція виконана у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні, третя секція на своїй поверхні має гумове напилення, а четверта секція має гладку металеву поверхню [310].

На рис. 10.21 зображено поперечний переріз установки (рис. 10.8,а) по лінії А-А з використанням комбінованого ролика.

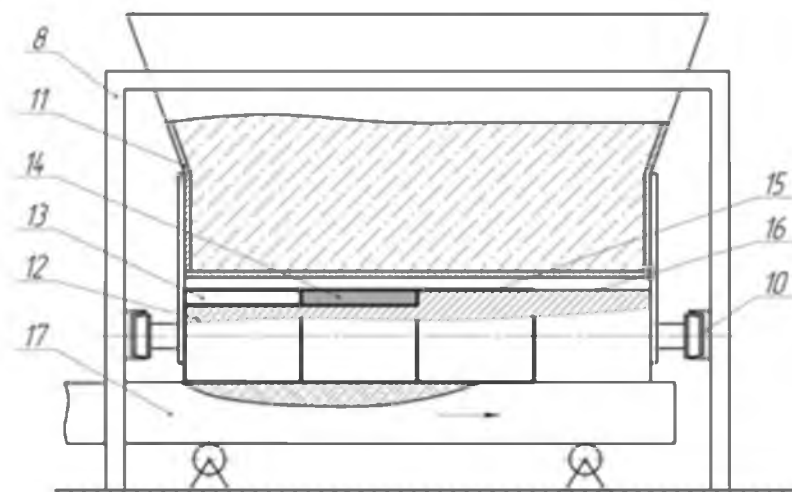


Рис. 10.21. Установка в використанні комбінованого ролика

Застосування в установці такої конструкції ролика з пневматичною шиною, гумовим бандажем, гумовим напиленням та гладкою металеву поверхню на його секціях дозволяє змінювати тиск повітря в камері шини, регулюючи при цьому тиск ролика на будівельну суміш. Внаслідок цього значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та будівельною сумішшю, що приводить до збільшення кута захвату роликоту ущільненої суміші і, як наслідок, до підвищення продуктивності установки в цілому. При русі форми суміш, що раніше взаємодіяла з секцією ролика з пневматичною шиною, попадає під секцію ролика з гумовим бандажем, потім під секцію ролика з гумовим напиленням, а потім під секцію ролика з гладкою металеву поверхню, де здійснюється завершальна обробка поверхні та її заглажування [310].

10.3. Розрахунок економічної ефективності

Наведений нижче розрахунок ґрунтується на зменшенні витрат електроенергії, що споживається двигунами привідних механізмів роликкових формувальних установок з кривошипно-шатунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами при виконанні процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей.

Для початку визначено функцію зміни ковзання в електродвигуні кожної з установок [376]:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (10.1)$$

де ω_0 – синхронна швидкість обертання ротора електродвигуна; ω – кутова швидкість обертання привідного вала кривошипів, приведена до осі обертання ротора електродвигуна.

Після цього можна визначити втрати потужності у колі ротора електродвигуна [334, 376]:

$$\Delta P = M \cdot \omega_0 \cdot s, \quad (10.2)$$

де M – момент на валу двигуна, який визначається за формулою Клосса.

Функції зміни кутової швидкості обертання привідного вала кривошипів та моменту на валу двигуна визначено для установки з кривошипно-шатунним приводом в роботах [125, 146, 148, 334] та підрозділі 6.1, для установки з рекупераційним приводом – в роботах [126, 146, 148, 334, 341] та підрозділі 6.2, для установки з енергетично врівноваженим приводом – в роботах [124, 148, 334] та підрозділі 6.3 і для установки з врівноваженим приводом – в роботах [102, 148, 334] та підрозділі 6.4.

Втрату енергії у колі ротора електродвигуна за цикл роботи установки можна визначити із врахуванням втрати потужності у колі ротора:

$$\Delta E_{\text{цикл}} = \int_0^{t_1} \Delta P dt, \quad (10.3)$$

де t_1 – час циклу роботи установки.

Розрахувавши за виразами (10.1) та (10.2) функції зміни ковзання в електродвигуні та втрати потужності у колі ротора електродвигуна, побудовано графіки їх зміни протягом циклу роботи установки (за один оберт кривошипів) для установок з кривошипно-шатунним (рис. 10.22), рекупераційним (рис. 10.23), енергетично врівноваженим (рис. 10.24) та врівноваженим (рис. 10.25) приводами [334].

Аналізуючи графіки на рис. 10.22-10.25, можна зробити висновок, що максимальне значення ковзання в електродвигуні протягом циклу роботи для установки з кривошипно-шатунним приводом становить $s_{\max} = 0,2423$, при цьому її середнє значення має величину $s_{\text{сер}} = 0,0864$; для установки з рекупераційним приводом ці значення ковзання мають величини відповідно $s_{\max} = 0,1068$ та $s_{\text{сер}} = 0,0344$; для установки з енергетично врівноваженим приводом максимальне та середнє значення ковзання в електродвигуні становлять $s_{\max} = 0,1101$ та $s_{\text{сер}} = 0,0477$; для установки з врівноваженим приводом ці значення ковзання мають величини відповідно $s_{\max} = 0,1109$ та $s_{\text{сер}} = 0,0325$.

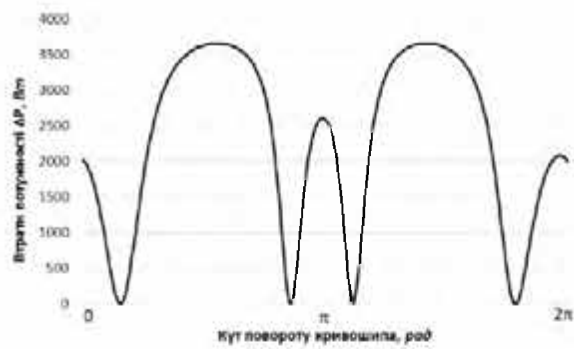
Максимальне значення втрати потужності у колі ротора електродвигуна протягом циклу роботи для установки з кривошипно-шатунним приводом становить $\Delta P_{\max} = 3665,5 \text{ Вт}$, при цьому її середнє значення має величину $\Delta P_{\text{сер}} = 2301,2 \text{ Вт}$; для установки з рекупераційним приводом ці значення втрат потужності мають величини відповідно $\Delta P_{\max} = 2386,4 \text{ Вт}$ та $\Delta P_{\text{сер}} = 806,8 \text{ Вт}$; для установки з енергетично врівноваженим приводом максимальне та середнє значення втрати потужності у колі ротора електродвигуна становлять $\Delta P_{\max} = 3342,9 \text{ Вт}$ та $\Delta P_{\text{сер}} = 1485,9 \text{ Вт}$; для установки з врівноваженим приводом ці значення втрат потужності мають величини відповідно $\Delta P_{\max} = 6003,2 \text{ Вт}$ та $\Delta P_{\text{сер}} = 1898,8 \text{ Вт}$ [334].

Визначивши втрату енергії $\Delta E_{\text{цикл}}$ у колі ротора електродвигуна за цикл роботи установки, можна встановити втрати електроенергії $\Delta E_{E \text{ цикл}}$ у колі ротора електродвигуна за той же цикл, враховуючи, що $1 \text{ Дж} = 2,778 \cdot 10^{-7} \text{ кВт} \cdot \text{год}$ [334, 376].



Кут повороту кривошипа, рад

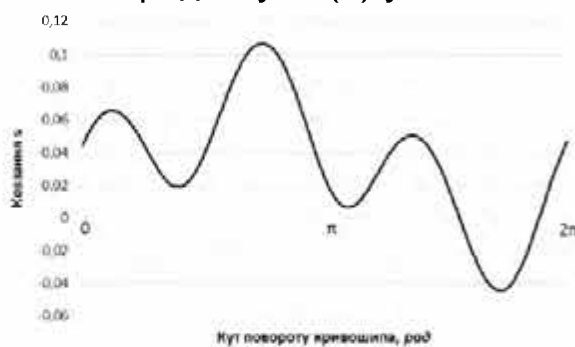
а



Кут повороту кривошипа, рад

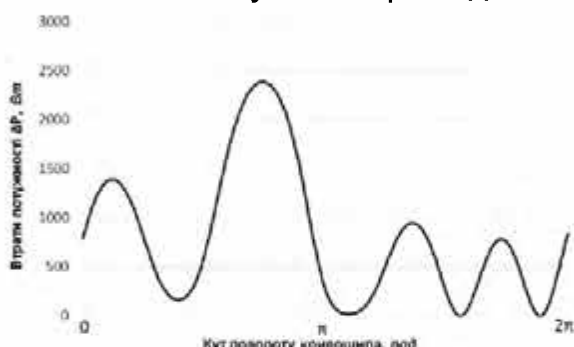
б

Рис. 10.22. Графіки зміни ковзання (а) та втрат потужності у колі ротора електродвигуна (б) установки з кривошипно-шатунним приводом



Кут повороту кривошипа, рад

а



Кут повороту кривошипа, рад

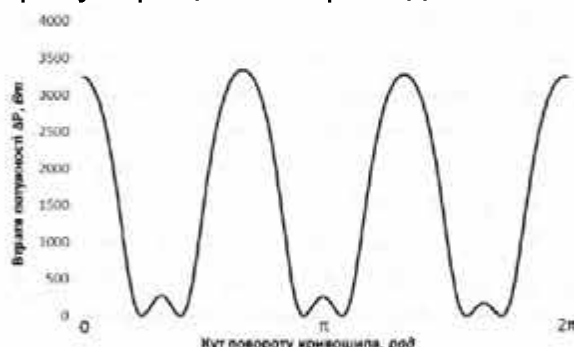
б

Рис. 10.23. Графіки зміни ковзання (а) та втрат потужності у колі ротора електродвигуна (б) установки з рекупераційним приводом



Кут повороту кривошипа, рад

а



Кут повороту кривошипа, рад

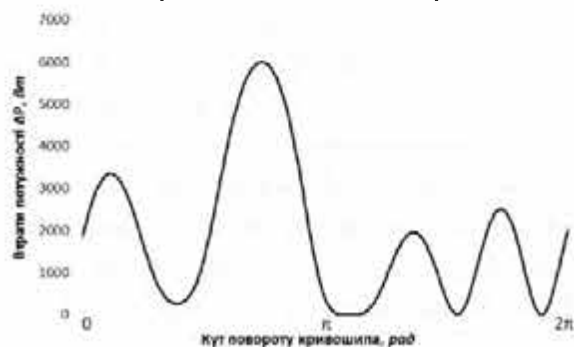
б

Рис. 10.24. Графіки зміни ковзання (а) та втрат потужності у колі ротора електродвигуна (б) установки з енергетично врівноваженим приводом



Кут повороту кривошипа, рад

а



Кут повороту кривошипа, рад

б

Рис. 10.25. Графіки зміни ковзання (а) та втрат потужності у колі ротора електродвигуна (б) установки з врівноваженим приводом

В табл. 10.1. наведено результати розрахунків максимальних та середніх значень ковзання s_{\max} та $s_{\text{сер}}$ в електродвигуні і втрат потужності у колі ротора електродвигуна ΔP_{\max} та $\Delta P_{\text{сер}}$ протягом циклу роботи для установок з кривошипно-шатунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. Також в табл. 10.1. наведено показники максимальних $\Delta P_{k \max}$ та середніх $\Delta P_{k \text{сер}}$ значень втрати потужності у колі ротора електродвигуна у відношенні до кількості формувальних візків, що входять до складу кожної з установок, витрати енергії $\Delta E_{\text{цикл}}$ у колі ротора електродвигуна протягом циклу на забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей на один формувальний візок для кожної з установок, розраховані виразом (10.3), та втрати електроенергії $\Delta E_{E \text{цикл}}$ у колі ротора електродвигуна за той же цикл [334].

Таблиця 10.1

Результати розрахунків

Показник	Установка з кількістю візків*			
	1	2	3	4
s_{\max}	0,2423	0,1068	0,1101	0,1109
$s_{\text{сер}}$	0,0864	0,0344	0,0477	0,0325
$\Delta P_{\max}, \text{Вт}$	3665,5	2386,4	3342,9	6003,2
$\Delta P_{k \max}, \text{Вт}$	3665,5	1193,2	1114,3	1500,8
$\Delta P_{\text{сер}}, \text{Вт}$	2301,2	806,8	1485,9	1898,8
$\Delta P_{k \text{сер}}, \text{Вт}$	2301,2	403,4	495,3	474,7
$\Delta E_{\text{цикл}}, \text{Дж}$	1380,72	242,04	297,18	284,82
$\Delta E_{E \text{цикл}}, \text{кВт} \cdot \text{год}$	$3,84 \cdot 10^{-3}$	$0,67 \cdot 10^{-3}$	$0,82 \cdot 10^{-3}$	$0,79 \cdot 10^{-3}$

*Примітка. Кількість візків в установці: 1 – установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

На основі даних табл. 10.1 побудовано гістограми зміни максимальних s_{\max} і середніх $s_{\text{сеп}}$ значень ковзання в електродвигуні протягом циклу роботи в залежності від виду приводу (рис. 10.26) та гістограми зміни максимальних $\Delta P_{k \max}$ та середніх $\Delta P_{k \text{сеп}}$ значень втрати потужності у колі ротора електродвигуна у відношенні до кількості формувальних візків, що входять до складу кожної з установок, в залежності від виду приводу (рис. 10.27) [334].

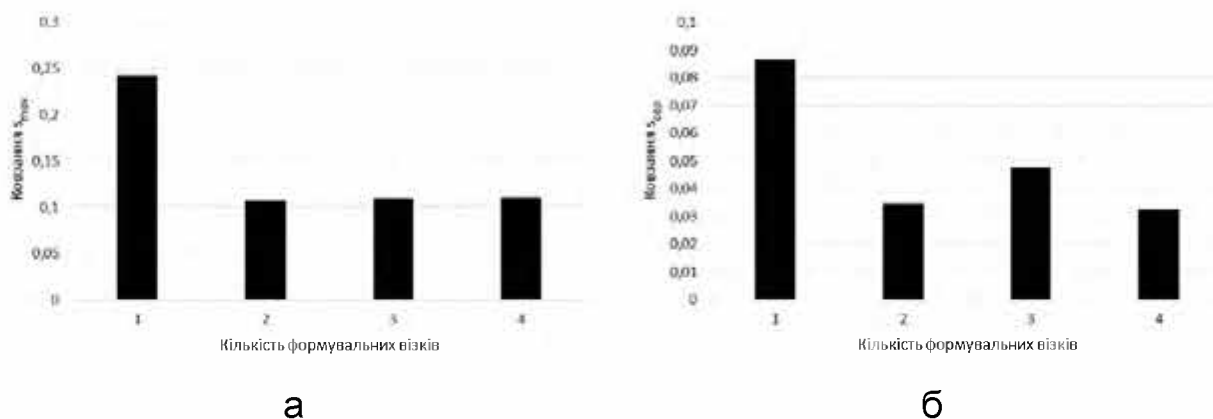


Рис. 10.26. Гістограми зміни максимальних (а) та середніх (б) значень ковзання протягом циклу в залежності від виду приводу

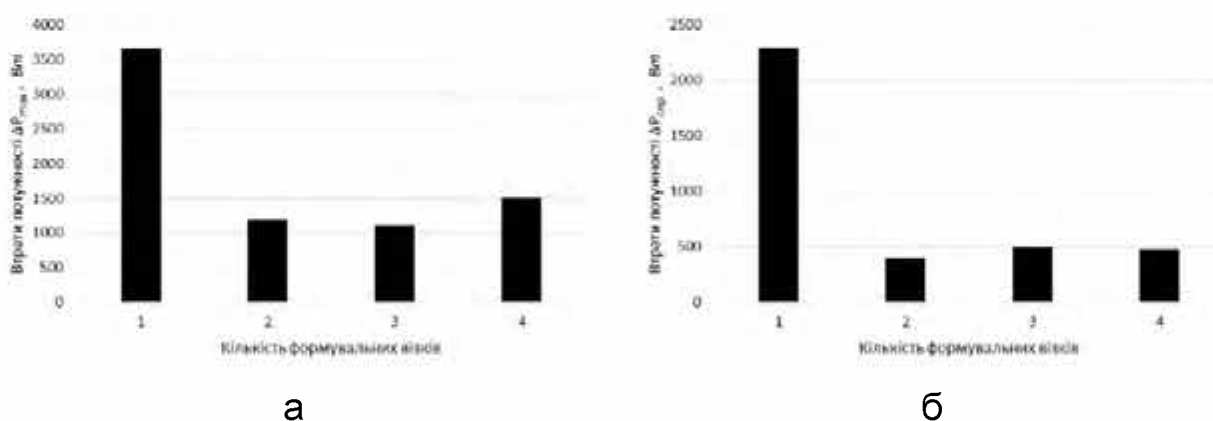


Рис. 10.27. Гістограми зміни максимальних (а) та середніх (б) значень втрат потужності на один формувальний візок протягом циклу в залежності від виду приводу

Аналізуючи дані табл. 10.1 та гістограми на рис. 10.26 та 10.27 можна зробити висновок, що максимум максимального та середнього значень ковзання в електродвигуні протягом циклу роботи спостерігається в установці з кривошипно-шатунним приводом. При цьому максимальні значення ковзання в електродвигуні для установок з рекуперативним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами майже однакові, а мінімум середнього

значення ковзання в електродвигуні спостерігається в установці з врівноваженим приводом [334].

Максимум максимального та середнього значень втрати потужності у колі ротора електродвигуна у відношенні до кількості формувальних візків, що входять до складу кожної з установок, протягом циклу роботи спостерігається в установці з кривошипно-шатунним приводом. При цьому мінімум максимального значення втрати потужності у колі ротора електродвигуна на кожний візок спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом і становить $\Delta P_{k \max} = 1114,3 \text{ Вт}$, що на 7,1 % та 34,7 % менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним та врівноваженим приводами; мінімум середнього значення втрати потужності у колі ротора електродвигуна на кожний візок спостерігається в установці з рекупераційним приводом і становить $\Delta P_{k \text{сеп}} = 403,4 \text{ Вт}$, що на 22,8 % та 17,7 % менше у порівнянні з установками відповідно з енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами [334].

Для роlikової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом при середньому значенні кутової швидкості обертання кривошипа $\omega_{\text{сеп}} = 10,5 \text{ рад/с}$ тривалість одного циклу роботи буде становити $t_1 = 0,6 \text{ с}$. Тоді протягом зміни тривалістю $T_{\text{зм}} = 8 \text{ год}$ установка здійснює 48000 робочих циклів. При цьому можна порахувати втрати електроенергії у колі ротора електродвигуна за зміну [334].

Враховуючи, що протягом календарного року кількість вихідних та святкових днів мають значення 105 та 10 відповідно, прийнято кількість робочих днів у році 250. При цьому річні втрати електроенергії у колі ротора електродвигуна матимуть значення $\Delta E_{E_p} = 46080 \text{ кВт} \cdot \text{год}$ [334].

За наведеною методикою розраховано річні втрати електроенергії у колі ротора електродвигуна ΔE_{E_p} на один формувальний візок установок з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами з такими ж значеннями тривалості одного циклу роботи, тривалості зміни та кількості робочих днів у році. Результати розрахунків наведено в табл. 10.2.

На основі даних табл. 10.2 можна прослідкувати економію річних втрат електроенергії в установках з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами у порівнянні з установкою з кривошипно-шатунним приводом.

Таблиця 10.2

Результати розрахунків

Показник	Установка з кількістю візків*			
	1	2	3	4
$\Delta E_{E_p}, \text{кВт} \cdot \text{год}$	46080	8040	9840	9480

*Примітка. Кількість візків в установці: 1 – установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

Віднявши від величини річної втрати електроенергії ΔE_{E_p} у колі ротора електродвигуна установки з кривошипно-шатунним приводом аналогічні показники установок з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами, отримано величину річної економії електроенергії $\Delta E'_{E_p}$ при застосуванні відповідних привідних механізмів.

Згідно постанови Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг від 06.08.2021 року № 1245 «Про встановлення тарифів на послуги з розподілу електричної енергії ПРАТ «КИЇВОБЛЕНЕРГО» роздрібні тарифи на електроенергію для споживачів (крім населення) з 01 вересня 2021 року становлять (враховуючи ПДВ): 100,644 грн/МВт·год – для першого класу споживачів, 447,192 грн/МВт·год – для другого класу споживачів (споживачі першого класу отримують від електропостачальної організації електричну енергію зі ступенем напруги 27,5 кВ і вище, другого класу – нижче 27,5 кВ).

Результати розрахунків величини річної економії електроенергії $\Delta E'_{E_p}$ та річних матеріальних витрат ΔMB_p із врахуванням тарифів на електроенер-

гію для обох класів напруги споживачів наведено в табл. 10.3. Також в табл. 10.3 наведено розрахунки річної економії електроенергії $\Delta E'_{E_p}$ та річних матеріальних витрат ΔMB_p при дво- та тризмінному робочому дні.

На основі даних табл. 10.3 побудовано гістограми річної економії електроенергії $\Delta E'_{E_p}$ та річних матеріальних витрат ΔMB_p для обох класів напруги споживачів в установках з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами у порівнянні з установкою з кривошипно-шатунним приводом при однозмінному робочому дні (рис. 10.28).

Таблиця 10.3

Результати розрахунків

Показник		Установка з кількістю візків*		
		2	3	4
При однозмінному робочому дні				
$\Delta E'_{E_p}, MВт$		38,04	36,24	36,6
$\Delta MB_p, грн$	1 клас напруги	3828,49	3647,34	3683,57
$\Delta MB_p, грн$	2 клас напруги	17011,18	16206,24	16367,23
При двозмінному робочому дні				
$\Delta E'_{E_p}, MВт$		76,08	72,48	73,2
$\Delta MB_p, грн$	1 клас напруги	7656,99	7294,68	7367,14
$\Delta MB_p, грн$	2 клас напруги	34022,36	32412,48	32734,45
При тризмінному робочому дні				
$\Delta E'_{E_p}, MВт$		114,12	108,72	109,8
$\Delta MB_p, грн$	1 клас напруги	11485,49	10942,02	11050,71
$\Delta MB_p, грн$	2 клас напруги	51033,55	48618,71	49101,68

*Примітка. Кількість візків в установці: 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

Аналіз даних табл. 10.3 та гістограм на рис. 10.28 показує, що максимальна річна економія електроенергії та річних матеріальних витрат при одностійному робочому дні у порівнянні з установкою з кривошипно-шатунним приводом спостерігається в установці з рекупераційним приводом і становить відповідно $\Delta E'_{E_p} = 38,04 \text{ MВт} \cdot \text{год}$ та $\Delta MB_p = 3828,49 \text{ грн}$ (перший клас напруги споживачів) і $\Delta MB_p = 17011,18 \text{ грн}$ (другий клас напруги споживачів), що на 4,97 % та 3,93 % більше у порівнянні з установками відповідно з енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

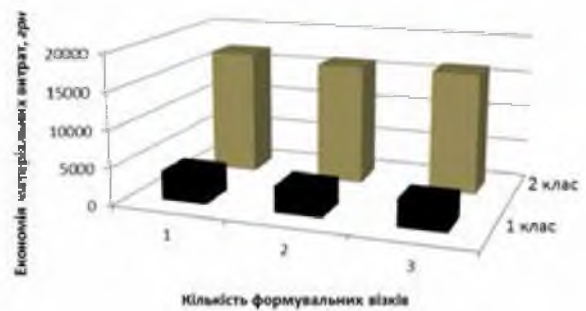
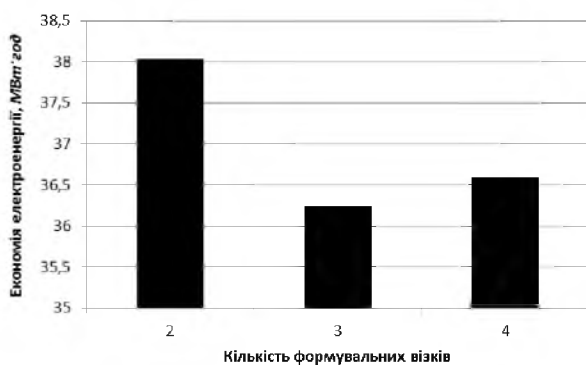


Рис. 10.28. Гістограми річної економії електроенергії (а) та річних матеріальних витрат (б) в установках з рекупераційним (2), енергетично врівноваженим (3) та врівноваженим (4) приводами у порівнянні з установкою з кривошипно-шатунним приводом

При дво- та трізмінному робочому дні показники річної економії електроенергії та річних матеріальних витрат збільшуються пропорційно кількості змін протягом робочого дня.

ВИСНОВКИ

У монографії проведено огляд машин для виробництва плоских залізобетонних виробів, здійснено аналіз конструкцій і параметрів машин роликового формування виробів з бетонних сумішей, проведено огляд приводів машин роликового формування та здійснено аналіз методів динамічної оптимізації механічних систем.

З метою підвищення надійності та довговічності розроблено конструкцію роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування плоских залізобетонних виробів, яка дозволяє здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху за рахунок використання спільного приводного механізму на два формувальні візки. Також запропоновано використання в роликовій формувальній установці енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки та врівноваженого приводу на чотири формувальні візки. Всі запропоновані конструкції установок захищені патентами України на винаходи та корисні моделі.

Розроблено математичні моделі динаміки руху роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами, на основі яких проведено динамічний аналіз установки: визначено функції зміни кінетичної енергії та моментів сил опору, зведених до приводного валу, а також здійснено порівняльний аналіз динаміки установки з кожним із наведених приводів. Встановлено, що відношення відхилення екстремального значення сумарної кінетичної енергії установки від її середнього значення до кількості формувальних візків має мінімальне значення в установці з енергетично врівноваженим приводом і на 40 % та 38,7 % менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним та врівноваженим приводами; відношення відхилення між максимальним та мінімальним значеннями сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків має мінімальне значення в установці з енергетично врівноваженим приводом і на 35,3 % менше у порівнянні з установками з рекупераційним та врівноваженим приводами. Максимальне значення сумарної розрахункової пот-

ужності по відношенню до кількості формувальних візків має мінімум в установці з врівноваженим приводом, що майже рівне аналогічному показнику установки з енергетично врівноваженим приводом та на 36 % менше у порівнянні з установкою з рекупераційним приводом. При цьому середнє значення сумарної розрахункової потужності по відношенню до кількості формувальних візків практично однакове для всіх установок.

Оптимізовано конструктивні параметри привідного механізму установки за інтегральними динамічними критеріями, що дало можливість визначити співвідношення довжин шатунів і кривошипів, яке знаходиться в межах від 3-ох до 4-ох. Проведена оптимізація забезпечує зменшення енергетичних витрат на зворотно-поступальні рухи візків і покращення динамічних властивостей установки в цілому.

Для роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами складено розрахункову схему навантажень на кожен із формувальних візків та на привідний механізм, записано рівняння кінетостатичної рівноваги, в результаті яких визначено навантаження в елементах установки. Також встановлено, що мінімум максимального значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Проведено аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, установки енергетично врівноваженим на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. При цьому встановлено, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом і становить $\delta = 0,11$, що на 41,8 % та у 2,41 разів менше у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним та врівноваженим приводами; мінімальне значення коефіцієнта динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху спостерігається в установці з рекупераційним приводом і мають значення $\chi = 0,1453$ та $k_p = 0,1696$

відповідно, що на 16,3 % і 92,1 % та на 6,7 % і у 2,1 разів менше у порівнянні з установками відповідно з енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

Для роликкових формувальних установок з кривошипно-шатунним, рекуперативним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами проведено динамічний аналіз із врахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів. Для кожної з установок при визначенні навантажень використано двомасову динамічну модель, в якій враховано силові та інерційні характеристики привідного двигуна і кожного з формувальних візків, жорсткість привідного механізму та його дисипація. В результаті чисельного експерименту для кожної з установок визначено оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму, та визначено рекомендовану величину коефіцієнта дисипації. При цих значеннях жорсткості та коефіцієнта дисипації в установці з врівноваженим приводом у 10,7 і 12 разів зменшується відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті у відношенні до кількості формувальних візків, у 9,7 і 13 разів зменшується відхилення різниць кутових координат та у 5,5 і 9 разів зменшується відхилення різниць кутових швидкостей у порівнянні з установками відповідно з рекуперативним та енергетично врівноваженим приводами. Оптимальне значення жорсткості приводу та величина коефіцієнта дисипації регулюються шляхом підбору параметрів з'єднувальних муфт.

Здійснено динамічне врівноваження привідного механізму роликкових формувальних установок з рекуперативним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму розв'язано дві задачі: врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала моменту сил інерції. Встановлено, що найкраще врівноваження сил інерції спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом, найкраще врівноваження моменту сил інерції спостерігається в установці з врівноваженим приводом, де у 4 і 2,1 та у 3,4 і 2,4

разів зменшуються максимальні і середньоквадратичні значення сумарного моменту від дії сил інерції у порівнянні з установками відповідно з рекупераційним та енергетично врівноваженим приводами.

Розроблено програму та методику експериментальних досліджень режимів руху та силових навантажень роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Створено дослідну лабораторну модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, за допомогою якої проведено експериментальні дослідження. Експериментальними дослідженнями встановлено, що коефіцієнт нерівномірності руху для установки з рекупераційним приводом на два візки в порівнянні з установкою з кривошипно-повзунним приводом на один візок зменшується в 2,6 разів, коефіцієнт динамічності – в 3,5 рази, узагальнений коефіцієнт оцінки руху – в 4,3 рази. При цьому збільшується продуктивність у 2 рази, а значення потужності, необхідної на процес формування, збільшується лише у 1,21 разів, що приводить до зменшення споживання енергії на 40 % на одиницю виробу. Похибка по визначенню відповідних параметрів теоретичним та експериментальним шляхом не перевищує 13 %. Порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень силових навантажень дослідного стенду показує достатню збіжність і, відповідно, правомірність використання отриманих аналітичних виразів при розрахунку силових навантажень машин роликового формування.

На підставі отриманих у монографії результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблено рекомендації з удосконалення конструкції машин роликового формування. Вказані удосконалення захищені патентами України на корисні моделі. Розраховано економічну ефективність використання рекупераційного, енергетично врівноважено та врівноваженого привідних механізмів у машинах роликового формування.

Результати досліджень можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динаміки привідних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. А. с. 1468759 СССР, МКИ³ В 28 В 13/02. Устройство для формования изделий из бетонных смесей / В.Н. Гарнец, В.Б. Кучеровский, В.С. Ловейкин, А.Г. Стасюк (СССР). – опубл. 30.03.89, Бюл. № 12.
2. А. с. 1604625 СССР, МКИ³ В 28 В 13/02. Устройство для формования изделий из бетонных смесей / В.С. Ловейкин, В.Н. Гарнец, В.Б. Кучеровский, А.Г. Стасюк (СССР). – опубл. 07.11.90, Бюл. № 41.
3. А. с. 1609673 СССР, МКИ³ В 28 В 13/02. Устройство для формования изделий из бетонных смесей / В.С. Ловейкин (СССР). – опубл. 30.11.90, Бюл. № 44.
4. Анохин А.И. Дорожные машины, основы теории и расчета / А.И. Анохин, Н.Я. Хархута. – М.: Дорожно-техническая литература ГУШОСДОРА, 1950. – 286 с.
5. Артоболевский И.И. Динамические критерии режима движения машин / И.И. Артоболевский // Теоретична и приложена механика / Болгария / – 1971. – №1. – С. 11-24.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
7. Артоболевский С.И. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. / С.И. Артоболевский – М.: Высш. шк., 1967. – 367 с.
8. Архипкин А.А. Опыт формования бетонных и железобетонных изделий с применением роликовой технологии / А.А. Архипкин, П.Г. Лавринев // Сб. научн. трудов «Исследование и практика заводского производства железобетона». – Москва, 1982. – С. 86-91.
9. Баранов Д.С. О методике измерения давления бетонной смеси на элементы форм / Д.С. Баранов, В.Е. Карамзин // Сб. НИИЖБ Стальные формы для сборного железобетона. – М.: Стройиздат. – 1966. – 186 с.
10. Баранов Д.С. Тензометрические приборы для исследования строительных конструкций / Д.С. Баранов. – М.: Стройиздат, 1970. – 166 с.
11. Баранов Ю.О. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки /

- Ю.О. Баранов, М.О. Клименко, В.А. Басараб // Техніка будівництва. – 2002. – № 11. – С. 24-28.
12. Баранов Ю.О. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки / Ю.О. Баранов, М.О. Клименко, В.А. Басараб // Техніка будівництва. – 2003. – № 14. – С. 43-47.
13. Бетонные и железобетонные работы / [Башлай К.И., Гендин В.Я., Евдокимов Н.И. и др.]; под ред. Топчия В.Д. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Стройиздат, 1987. – 320 с.
14. Боголюбов А.Н. История механики машин / А.Н. Боголюбов. – К.: Наук. думка, 1964. – 463 с.
15. Боголюбов О.М. Нариси з історії механіки / О.М. Боголюбов. – К.: Наук. думка, 1974. – 192 с.
16. Бондаренко Л.М. Деформаційні опори в машинах / Л.М. Бондаренко, М.П. Довбня, В.С. Ловейкін. – Дніпропетровськ: РВА «Дніпро-VAL», 2002. – 200 с.
17. Васильев А.А. Дорожные машины / А.А. Васильев. – М.: Машиностроение, 1987. – 415 с.
18. Веселовский И.Н. Очерки по истории теоретической механики / И.Н. Веселовский. – М.: Высш. шк., 1974. – 287 с.
19. Вербовский Г.Г. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. / Г.Г. Вербовский. – Х.: Изд. Харьковского ун-та, 1968. – 276 с.
20. Вульфсон И.И. Динамика машин с упругими звеньями / И.И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение, 1969. – 286 с.
21. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение, 1976. – 246 с.
22. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
23. Гарнец В.Н. Аналитическое определение контактного давления при роликовом формовании / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин // Горные, строительные и дорожные машины. – 1983. – № 36. – С. 58-62.

24. Гарнец В.Н. Исследование процесса роликового формования бетона / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Рига, 1979. – С. 218, 219.
25. Гарнец В.Н. К вопросу определения режимов роликового формования бетона / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Юрмала, 1982. – С. 348-350.
26. Гарнец В.Н. Методология проектирования и конструирования машин: Учеб. пособие / В.Н. Гарнец. – К.: УМК ВО, 1988. – 160 с.
27. Гарнец В.Н. Определение режимов работы поверхностного вибропресса / В.Н. Гарнец // Горные, строительные и дорожные машины. –1976. – № 22. – С. 65-69.
28. Гарнец В.Н. Опыт роликового формования железобетонных изделий в заводских условиях / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин, И.Е. Пархиловский // Материалы, технология и конструкции для нечерноземья. – Брянск, 1985. – С. 87, 88.
29. Гарнец В.Н. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования / В.Н. Гарнец, В.С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины. – 1988. – № 41. – С. 51-55.
30. Гарнец В.Н. Роликовый метод формования бетонных изделий / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин, А.А. Коврыжников // Горные, строительные и дорожные машины. – 1980. – № 30. – С. 67-69.
31. Гарнець В.М. Бетоноформувальні 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.
32. Гарнець В.М. Визначення опору перекочуванню безвібраційного робочого органу для виробництва пустотних виробів / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. – № 53. – С. 49-55.

33. Гарнець В.М. Визначення продуктивності процесів при формуванні на БФА / В.М. Гарнець, О.О. Булавка // Техніка будівництва. – № 20. – 2007. – С. 78, 79.
34. Гарнець В.М. Високоєфективне обладнання для виробництва пустотних панелей / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1998. – № 52. – С. 78-82.
35. Гарнець В.М. Механізм взаємодії робочих органів при роликоекструзійному формуванні багатопорожнинних виробів / В.М. Гарнець, Я.С. Приходько // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – № 77. – С. 55-59.
36. Гарнець В.М. Моделювання процесу роликоекструзійного формування пустотних панелей / В.М. Гарнець, А.В. Сосюра // Техніка будівництва. – № 9. – 2001. – С. 65-68.
37. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В.М. Гарнець. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
38. Гарнець В.М. Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА). / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Я.С. Приходько, В.О. Шаленко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 79. – С. 46-52.
39. Гарнець В.М. Синтез робочої характеристики пружних елементів машин роликowego формування / В.М. Гарнець, Ю.В. Човнюк, Я.С. Приходько // Техніка будівництва. – № 21. – 2008. – С. 150-153.
40. Гарнець В.М. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). / В.М. Гарнець, Ю.В. Човнюк, С.В. Зайченко, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2014. – Вип. 83. – С. 49-54.
41. Гарнець В.М. Узагальнене моделювання процесів поверхневого формування залізобетонних конструкцій / В.М. Гарнець, Ю.В. Човнюк, О.С. Полторак // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – Вип. 76. – С. 55-58.

42. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / А.Н. Голубенцев. – М.: Машгиз, 1959. – 146 с.
43. Горский Б.Е. Безразмерные критерии динамического совершенствования механических систем / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Критерии качества и эффективности механических систем. – Киев: Знание, 1978. – С. 12-15.
44. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем / Б.Е. Горский. – К: Техника, 1987. – 200 с.
45. Горский Б.Е. Комплексные параметры динамики машин / Б.Е. Горский // Реферативная информация «Строительная механика и расчет сооружений». – Киев: Выща шк., 1972. – № 3. – С. 29, 30.
46. Горский Б.Е. Критерии динамического совершенства механических систем. / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Теория машин металлургического и горного оборудования. – Свердловск: УПИ, 1989. – Вып. 13. – С. 98-102.
47. Горский Б.Е. О критериях совершенства механических систем / Б.Е. Горский // Прикладная механика. – 1974. – Т. X. – № 2. – С. 74-80.
48. Горский Б.Е. Применение метода удельных действий в поисковом конструировании / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины. – 1981. – № 32. – С. 80-89.
49. Горский Б.Е. Пути оптимизации механических систем посредством анализа банка данных о ранее выпущенных моделях / Б.Е. Горский // Известия вузов. Строительство. – 1992. – № 7-8. – С. 105-109.
50. Горский Б.Е. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск: ДГУ, 1982. – № 6. – С. 13-20.
51. Горский Б.Е. Учет качества выполнения операций при динамическом совершенствовании механических систем / Б.Е. Горский, Н.И. Жигоцкая, Н.С. Гаврилюк // Известия вузов. Строительство. – 1991. – № 11. – С. 122-126.
52. Горський Б.Є. Ідея, що пронизує віки. Розвиток оптимізації механічних систем / Б.Є. Горський. – К., 1998. – 72 с.

53. Горський Б.Є. Розвиток оптимізації механічних систем / Б.Є. Горський. – К.: МО України, 1995. – 48 с.
54. Гуцол О.П. Обґрунтування критерію оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом / О.П. Гуцол, В.П. Ковбаса // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНУСГ, 2010. – Вип. 94. – С. 278-293.
55. Гуцол О.П. Обґрунтування параметрів і режимів руху ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.П. Гуцол. – Київ, 2012. – 23 с.
56. Дегтярев Ю.И. Методы оптимизации. / Ю.И. Дегтярев. – М.: Советское радио, 1980. – 272 с.
57. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. / К. Джонсон – М.: Мир, 1989. – 510 с.
58. Душанін Я.С. Оптимізація сталого режиму зміни вильоту врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи крана: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Я.С. Душанін. – Київ, 2001. – 20 с.
59. Живов Л.Г. Привод и автоматика самоходных кранов. / Л.Г. Живов. – М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
60. Заблонский К.И. Основы проектирования машин / К.И. Заблонский. – К.: Выща школа, 1981. – 321 с.
61. Зайченко С.В. Динамічна взаємодія роликів робочих органів з бетонною сумішшю / С. В. Зайченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2012. – № 80. – С. 38-43.
62. Зайченко С.В. Дослідження гравітаційного впливу на процес формування монолітного кільцевого кріплення тунелю роликів методом / С.В. Зайченко // Техніка будівництва. – 2012. – № 29. – С. 45-49.
63. Зайченко С.В. Дослідження процесу бокового розширення при роликівому формуванні / С.В. Зайченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2013. – № 81. – С. 33-38.

64. Зайченко С.В. Дослідження процесу формування кільцевої конструкції роликівим робочим органом конічної форми / С.В. Зайченко // Техніка будівництва. – 2012. – № 28. – С. 29-33.
65. Зайченко С.В. Енергетичний аналіз процесу роликового ущільнення. / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Енергетика: Економіка, технологія, екологія. – 2012. – № 1 (30). – С. 77-83.
66. Зайченко С.В. Контактна взаємодія робочих органів безвібраційних бетоноформуєчих агрегатів при виробництві пустотних панелей: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.02 «Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» / С.В. Зайченко. – Київ, 2001. – 19 с.
67. Зайченко С.В. Контактна взаємодія роликівим робочих органів при формуванні кільцевої конструкції / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – Вип 87. – С. 127-133.
68. Зайченко С.В. Наукові основи формування геотехнічних властивостей приконтурного шару і обробки тунелів роликівим ущільненням: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.15.09 «Геотехнічна і гірничя механіка» / С.В. Зайченко. – Київ, 2014. – 36 с.
69. Зайченко С.В. Тривимірне моделювання процесу роликового ущільнення стовбурного кріплення. / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 79. – С. 40-45.
70. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітки ґрунту / П.М. Заїка. – Харків: Око, 2001. – 444 с.
71. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (ч. 1). Машини для заготівлі кормів. / П.М. Заїка – Харків: Око, 2003. – 360 с.
72. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (ч. 2). Зернозбиральні машини. / П.М. Заїка – Харків: Око, 2003. – 376 с.
73. Запривода А.В. Обґрунтування раціональних режимів і параметрів комплексу обладнання для формування горизонтальних поверхонь: автореф.

- дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.02 «Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» / А.В. Заприво-да. – Київ, 2016. – 16 с.
74. Захаренко А.В. Теоретические и экспериментальные исследования процессов уплотнения катками грунтов и асфальтобетонных смесей: Автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / А.В. Захаренко. – Омск, 2005. – 44 с.
75. Зоммерфельд А. Механика / А. Зоммерфельд. – М.: Издательство иностранной литературы, 1947. – 392 с.
76. Ишлинский А.Ю. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту / А.Ю. Ишлинский // Прикладные задачи механики. Книга первая. Механика вязкоупругих и не вполне упругих тел. – М.: Наука, 1986. – С. 293-314.
77. Казаков Е.Г. Оборудование для изготовления крупноразмерных сборных железобетонных изделий / Е.Г. Казаков, Е.Ю. Сквирский // Обзор. информ. ЦНИИТЭСтроймаш. Сер. 7. Оборудование для производства цемента и сборного железобетона. – 1986. – № 2. – С. 42.
78. Калужский Я.А. Закономерности укатки грунтовых слоев жесткими катками / Я.А. Калужский // Сборник трудов ХАДИ. – Харьков, 1953. – № 20. – С. 37-45.
79. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики. Т.2. / Н.А. Кильчевский. – М.: Наука, 1977. – 544 с.
80. Кіницький Я.Т. Практикум із теорії механізмів і машин: навчальний посібник. / Я.Т. Кіницький. – Львів: Вид-во «Афіша», 2004. – 453 с.
81. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник. / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 662 с.
82. Клименюк О.В. Технологія наукового дослідження: Авторський підручник / О.В. Клименюк – Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2006. – 308 с.

83. Ковальов Р.В. Введение в моделирование динамики механических систем / Р.В. Ковальов, Д.В. Даниленко. – М., 2009. – 120 с.
84. Ковбаса В.П. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з середовищем обмеженої глибини / В.П. Ковбаса, В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Луцьк: ЛДТУ, 2007. – № 15. – С. 139-147.
85. Ковбаса В.П. Механіка сільськогосподарських матеріалів та середовищ. / В.П. Ковбаса, В.М. Швайко, О.П. Гуцол. – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2015. – 536 с.
86. Коган Б.Ю. Сто задач по механике / Б.Ю. Коган. – М.: Наука, 1973. – 80 с.
87. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С.Н. Кожевников. – Киев: Из-во АН УССР, 1961. – 160 с.
88. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
89. Коловский М.З. Динамика машин. Монография / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989. – 263 с.
90. Кролев Н.Е. Формование железобетонных изделий методом роликового прессования / Н.Е. Кролев, В.Н. Кузин, С.А. Селиванов // Труды НИИЖБ. – М., 1976. – Вып. 22. – С. 32-38.
91. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1981. – 438 с.
92. Краснов М.Л. Вариационное исчисление. / М.Л. Краснов, Г.И. Макаренко, А.И. Киселев. – М.: Наука, 1973. – 192 с.
93. Красовский И.И. Теория управления движением (линейные системы) / И.И. Красовский. – М.: Наука, 1968. – 476 с.
94. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные и строительные машины» / В.Н. Кузин. – Москва, 1981. – 20 с.

95. Кулен А. Современная земледельческая механика / А. Кулен, Х. Куиперс; [пер. с англ. А.Э. Габриэляна]; [под ред. и с предисл. Ю.А. Смирнова]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.
96. Лавринев П.Г. Технология роликового формования изделий из мелкозернистых бетонов с принудительным повтором рабочего органа: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные и строительные машины» / П.Г. Лавринев. – Москва, 1983. – 24 с.
97. Лагранж Ж. Аналитическая механика / Ж. Лагранж. – М.; Л.: Гостехтеориздат, 1950. – Т. I. – 594 с.
98. Ландау Л.Д. Механика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1965. – 204 с.
99. Ланцош К. Вариационные принципы механики / К. Ланцош. – М.: Мир, 1965. – 408 с.
100. Ловейкин В.С. Анализ динамического уравнивания приводов машин роликового формования / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2016. – Vol. 18, No 3. – P. 41-52.
101. Ловейкин В.С. Анализ и оптимизация переходных процессов в приводах машин / В.С. Ловейкин, Ю.В. Човнюк, К.И. Почка // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. – № 79. – Днепропетровск: ПГАСА, 2014. – С. 179-195.
102. Ловейкин В.С. Анализ неравномерности движения роликовой формочной установки с уравновешенным приводом / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2015. – Vol. 17, No 3. – P. 17-27.
103. Ловейкин В.С. Аналитическое представление коэффициента сопротивления и внешних гистерезисных потерь при качении / В.С. Ловейкин, Л.Н. Бондаренко // Техніка будівництва. – 2000. – № 7. – С. 45-48.

104. Ловейкин В.С. О некоторых путях снижения энергетических затрат роликовых центрифуг / В.С. Ловейкин, В.Е. Богуславский // Наукowo-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій. – К.: МНС України, КНУБА, 1999. – Вип. 2. – С. 61-63.
105. Ловейкин В.С. Определение граничных условий оптимального режима реверсирования роликовой формовочной установки по ускорению четвертого порядка / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // Механика. Исследования и инновации. – Белорусский государственный университет транспорта. – Вип. 10. – Гомель, 2017. – С. 125-140.
106. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин / В.С. Ловейкин // Подъемно-транспортное оборудование. – 1987. – № 18. – С. 31-35.
107. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию / В.С. Ловейкин // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 1988. – № 2. – С. 8-11.
108. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения механизмов и машин / В.С. Ловейкин // Теория машин и механизмов. – 1990. – Вип. 49. – С. 3-11.
109. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин / В.С. Ловейкин // Подъемно-транспортное оборудование. – 1989. – № 21. – С. 16-18.
110. Ловейкин В.С. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования / В.С. Ловейкин, В.М. Гарнец // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – 1988. – Вип 41. – С. 43-47.
111. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие. / В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
112. Ловейкин В.С. Синтез кулачкового приводного механизма роликовой формовочной установки с комбинированным режимом движения по ускорению третьего порядка / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // Наука и техника. – Минск: БНТУ, 2017. – Т. 16, № 3. – С. 206–214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.

113. Ловейкин В.С. Синтез кулачкового приводного механизма роликовой формовочной установки с комплексным оптимальным режимом движения / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции 9-12 ноября 2015 г. – Воронеж: ВГЛУ, 2015. – № 7 часть 2 (18-2). – С. 137-144.
114. Ловейкин В.С. Синтез кулачкового приводного механизма роликовой формовочной установки с оптимальным режимом движения по ускорению третьего порядка / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // Вестник Брестского государственного технического университета. – Брест, 2016. – № 4 (100): Машиностроение. – С. 37-40.
115. Ловейкин В.С. Синтез режимов движения манипуляционных систем роботов / В.С. Ловейкин // Тез. докл. IV Всесоюзной конференции «Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров». – Волгоград, 1987. – Т. II. – С. 165-167.
116. Ловейкин В.С. Снижение вибрационной напряженности машин путем выбора режима движения / В.С. Ловейкин // Тезисы докладов II Всесоюзной НТК «Вибрация и вибродиагностика». – Полтава, 1988. – С. 226, 227.
117. Ловейкін В.С. Аналіз динамічного зрівноваження приводу машин роликового формування / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: Національний транспортний університет, 2018. – С. 26, 27.
118. Ловейкін В.С. Аналіз динамічного режиму руху роликової формовочної установки з керованим гідроприводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Т.В. Шевченко // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2005. – № 1. – С. 149-154.
119. Ловейкін В. С. Аналіз дослідження навантажень в елементах роликових формувальних установок з різними приводними механізмами /

- В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник національного університету «Львівська політехніка», серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів, 2015. – № 820. – С. 76-84.
120. Ловейкін В.С. Аналіз енергетичних і силових характеристик реальних врівноважених стрілових систем кранів / В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. – № 53. – С. 67-73.
121. Ловейкін В.С. Аналіз і синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – ЦП «КОМПРИНТ», 2012. – 298 с.
122. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликового формування. / В.С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – № 30. – 2013. – С. 23-32.
123. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з гідромеханічним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2005. – № 65. – С. 26-36.
124. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – № 4 (60). – С. 20-29.
125. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з кривошипно-повзунним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – № 33. – С. 157-169.
126. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19-33.
127. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – № 21. – 2008. – С. 22-27.

128. Ловейкін В.С. Аналіз руху роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – № 27. – 2004. – С. 95-101.
129. Ловейкін В.С. Вдосконалення існуючих аналітичних методів розрахунку динамічних навантажень кранів при їх пуску/гальмуванні / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2013. – Вип. 47. – С. 76-88.
130. Ловейкін В.С. Визначення контактних тисків взаємодії формуючих робочих органів прохідницького щита з оброблюваним середовищем / В.С.Ловейкін, С.В. Зайченко, С.П. Шевчук // Науковий збірник ТДАТУ. – 2011. – Вип. 1., Т. 3. – С. 272-283.
131. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роlikових формувальних установок / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник наукових праць Української академії залізничного транспорту – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88 – С. 15-20.
132. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Теорія і практика будівництва. – № 3. – 2007. – С. 19-23.
133. Ловейкін В.С. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2013. – Вип. 47. – С. 65-76.
134. Ловейкін В.С. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник тез доповідей 74 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (9-12 квітня 2013 р.). Секції: Створення, удосконалення та екс-

плуатація будівельної техніки, заходів автоматизації і роботизації. Психолого-педагогічні основи професійного навчання. – К.: КНУБА, кафедра ОПН. – С. 10-12.

135. 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.
136. Ловейкін В.С. Визначення оптимальних крайових прискорень роликової формувальної установки при реверсуванні за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: Національний транспортний університет, 2017. – С. 32.
137. Ловейкін В.С. Визначення оптимальних режимів руху маніпулятора за процес пуску (гальмування) під час роботи за однією з узагальнених координат / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2009. – № 73. – С. 35-42.
138. Ловейкін В.С. Вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей врівноваженого привідного механізму / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДДМА, 2019. – № 1 (45). – С. 73-91.
139. Ловейкін В.С. Вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей енергетично врівноваженого привідного механізму / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Ловейкін // Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. – Kyiv. Ukraine. – 2019. – Vol. 10, No. 1. – P. 19-33. DOI: 10.31548/machenergy.2019.01.019-033.
140. Ловейкін В.С. Вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей ре-

- купераційного привідного механізму / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич, О.Б. Почка // *Машинобудування*. – Харків: УПА, 2018. – № 22. – С. 49-71. doi 10.32820/2079-1747-2018-22-49-71.
141. Ловейкін В.С. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Техніка будівництва*. – 2006. – № 18. – С. 12-22.
142. Ловейкін В.С. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. – Kyiv. Ukraine. – 2019. – Vol. 10, No 4. – P. 27-36. – DOI: 10.31548/machenergy.2019.04.027-036.
143. Ловейкін В.С. Вплив режимів руху реальних врівноважених стрілових систем кранів на енергетичні і силові характеристики / В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін // *Вестник Севастопольского государственного технического университета*. – Севастополь, 2000. – Вып. 23. – С. 10-13.
144. Ловейкін В.С. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП «КОМПРИНТ», 2016. – 310 с.
145. Ловейкін В.С. Динаміка машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП «КОМПРИНТ», 2013. – 227 с.
146. Ловейкін В.С. Динаміка роликової формувальної установки: Монографія / В.С. Ловейкін, К.І. Почка. – К.-Ромни: КНУБА, «ІСА-Інтерпапір», 2009. – 228 с.
147. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація кулачкового приводу машин роликового формування: Монографія / В.С. Ловейкін, К.І. Почка. – К.: ЦП «Компринт», 2016. – 177 с.
148. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація машин роликового формування: Монографія / В.С. Ловейкін, К.І. Почка. – К.: ЦП «Компринт», 2016. – 240 с.
149. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Харків: ХНАДУ, 2002. – 291 с.

150. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація режиму реверсування роликів формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Машинобудування*. – Харків: УПА, 2015. – № 15. – С. 76-86.
151. Ловейкін В.С. Динамічне зрівноваження привідного механізму роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, М.О. Пристайло, О.Б. Почка // *Опір матеріалів і теорія споруд*. – К.: КНУБА, 2019. – Вип. 103. – С. 112-130. doi: 10.32347/2410-2547.2019.103.112-130.
152. Ловейкін В.С. Динамічне зрівноваження приводного механізму роликів формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 61-72.
153. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз машин роликів формувальної установки з урахуванням дисипативних властивостей приводних механізмів / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Ловейкін // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – НУ «Львівська політехніка», 2018. – Вип. 52. – С. 72-94. doi.org/10.23939/istcipa2018.52.072.
154. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з рекуперативним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I)*. – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
155. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, В.П. Ковбаса, К.І. Почка // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. – 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 338-344.
156. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з урахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводного механізму / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Ловейкін //

- Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. – Kyiv, Ukraine. – 2018. – Vol. 9, No. 3. – P. 45-58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.
157. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей кривошипно-шатунного приводного механізму / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. – 2018. – № 2 (58). – С. 57-72.
158. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей рекупераційного приводного механізму / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2018. – Вип. 282. – С. 44-61.
159. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич, О.Б. Почка // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2019. – № 102. – С. 91-108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.
160. Ловейкін В.С. Дослідження впливу кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей енергетично врівноваженого привідного механізму / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, К.І. Почка // Збірник тез V Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» 28-29 березня 2019 року. – Житомир: Житомирський агротехнічний коледж. – С. 19-21.
161. Ловейкін В.С. Дослідження впливу кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей рекупераційного привідного механізму / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, К.І. Почка // Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» 21-22 лютого 2019 р. – К.: Видавничий центр НУБіП України, 2019. – С. 198-201.
162. Ловейкін В.С. Дослідження впливу кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим

- приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: матеріали II Міжнародної науково-технічної конференції (5-8 жовтня 2020 року). – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – С. 81-83.
163. Ловейкін В.С. Дослідження впливу кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, О.Б. Почка // Збірник тез доповідей XXI Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (25-26 березня 2021 року). – К.: НУБіП України, 2021. – С. 22-26.
164. Ловейкін В.С. Дослідження динаміки роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, О.Б. Почка // Trends in science and practice of today: Abstracts of XXVIII International Scientific and Practical Conference. – Ankara, Turkey. – June 01-04, 2021. – P. 506-514.
165. Ловейкін В.С. Дослідження динамічних навантажень в елементах роlikових 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.
166. Ловейкін В.С. Дослідження навантажень в елементах роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 73-79.
167. Ловейкін В.С. Дослідження навантажень в елементах роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – № 31. – 2013. – С. 13-18.
168. Ловейкін В.С. Дослідження нерівномірності руху роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка //

- Topical issues of science and practice: Abstracts of VII International Scientific and Practical Conference. – London, Great Britain. – November 02-06, 2020. – P. 725-730.
169. Ловейкін В.С. Дослідження процесу динамічного зрівноваження привідного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник тез доповідей XX Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природо-користування: конструювання та дизайн» (19-20 березня 2020 року). – К.: НУБіП України, 2020. – С. 72-75.
170. Ловейкін В.С. Дослідження робочого процесу роликової центрифуги з акумулятором енергії / В.С. Ловейкін, В.Є. Богуславський, Я.С. Душанін // Техніка будівництва. – 1999. – № 5. – С. 66-70.
171. Ловейкін В.С. Критерії синтезу режимів руху механізмів і машин / В.С. Ловейкін // Техніка будівництва. – 2005. – № 17. – С. 58-62.
172. Ловейкін В.С. Методи оптимізації режимів руху машин і механізмів / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк // Автомобильный транспорт. Совершенствование машин для земляных и дорожных работ. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – Вып. 11. – С. 55-61.
173. Ловейкін В.С. Методика проведення експериментальних досліджень роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2007. – № 70. – С. 43-47.
174. Ловейкін В.С. Мінімізація фазових коливань за наявності сил сухого тертя в механізмах зі зворотно-поступальним рухом / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, К.І. Почка // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2009. – № 74. – С. 11-14.
175. Ловейкін В.С. Моделювання процесу динамічного зрівноваження привідного механізму роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Proceedings of Interna-

tional scientific-practical conference of young scientists «BUILD-MASTER-CLASS-2019». – Kyiv, KNUCA, 2019. – P. 316, 317.

176. Ловейкін В.С. Моделювання процесу зрівноваження приводного механізму машин роликового формування / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: Національний транспортний університет, 2015. – С. 28, 29.
177. Ловейкін В.С. Обґрунтування крайових прискорень при оптимальному режимі реверсування роликової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, А.В. Ловейкін // Науковий вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – № 2 (17Е). – С. 89-102.
178. Ловейкін В.С. Обґрунтування крайових ривків оптимального режиму реверсування роликової формувальної установки за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2016. – Вип. 88. – С. 5-20.
179. Ловейкін В.С. Обґрунтування крайових ривків при оптимальному режимі реверсування роликової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – № 34. – 2015. – С. 12-24.
180. Ловейкін В.С. Обґрунтування крайових умов оптимального режиму реверсування роликової формувальної установки за прискоренням третього порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – № 1 (43). – С. 149-162.
181. Ловейкін В.С. Обґрунтування крайових умов оптимального режиму реверсування роликової формувальної установки за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Машинобудування. – Харків: УПА, 2018. – № 21. – С. 58-76.
182. Ловейкін В.С. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – № 32. – 2014. – С. 25-32.

183. Ловейкін В.С. Обґрунтування положень концепції динамічної оптимізації режимів руху вантажопідйомних та транспортуючих машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // *Машинобудування*. – Харків: УПА, 2016. – № 17. – С. 39-45.
184. Ловейкін В.С. Одна трактовка фізичної та геометричної моделі коефіцієнта гістерезисних витрат при коченні / В.С. Ловейкін, Л.М. Бондаренко // *Механізація сільськогосподарського виробництва*. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 282-289.
185. Ловейкін В.С. Оптимізація гідроприводного механізму машин для ущільнення ґрунту / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, А.Т. Свідерський // *Механізація сільськогосподарського машинобудування*. – К.: НАУ, 1998. – С. 8-12.
186. Ловейкін В.С. Оптимізація динамічного режиму руху механізмів і машин з урахуванням опору, пропорційного швидкості / В.С. Ловейкін // *Техніка будівництва*. – 2002. – № 13. – С. 15-19.
187. Ловейкін В.С. Оптимізація динамічного режиму пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // *Техніка будівництва*. – 2009. – № 23. – С. 24-29.
188. Ловейкін В.С. Оптимізація енергетичного режиму при зміні вильоту стрілових систем кранів / В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. – Хальков, 1999. – Вып. 48. – С. 166-172.
189. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук // *Техніка будівництва*. – 2004. – № 15. – С. 40-48.
190. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формуальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. – К., 2016. – Вип. 254. – С. 372-385.

191. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. – Том 12 В. – Lublin, 2010. – Р. 9-18.
192. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник тез доповідей XI конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів Технічного ННІ НУБіП України (21-25 березня 2011 року). Секції конструювання та дизайн машин – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – С. 36.
193. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводу механізму зміни вильоту стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1998. – № 52. – С. 72-75.
194. Ловейкін В. С. Оптимізація крайових умов ривкового режиму реверсування роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2015. – Вип. 226. – С. 356-368.
195. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом: Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.
196. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху кулачкових механізмів / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник тез доповідей XIX Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (20-22 березня 2019 року). – К.: НУБіП України, 2019. – С. 107-111.
197. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху кулачкових механізмів за одиничними критеріями / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, А.В. Ловейкін // Автома-

- тизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладо-будуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2014. – Вип. 48. – С. 114-123.
198. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів / В.С. Ловейкін // *Машинознавство*, 1999. – № 7. – С. 24-31.
199. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху механічних систем при врахуванні пришвидшень вищих порядків / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, К.І. Почка // *Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование*. – № 79. – Днепропетровск: ПГАСА, 2014. – С. 195-201.
200. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму реверсування роlikової формувальної установки за прискоренням третього порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – № 3 (36). – С. 16-26.
201. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму пуску висувної рукояті кранаманіпулятора під час горизонтального переміщення вантажу з урахуванням його коливань / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. – 2010. – № 76. – С. 3-8.
202. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму реверсування роlikової формувальної установки за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. – К., 2017. – Вип. 258. – С. 12-28.
203. Ловейкін В.С. Оптимізація ривкового режиму реверсування роlikової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. – 2015. – Вип. 212, Ч. 1. – С. 186-197.
204. Ловейкін В.С. Оптимізація усталеного режиму руху кранового візка за кінематичними критеріями / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. – 2012. – № 80. – С. 14-17.

205. Ловейкін В. Порівняльний аналіз дослідження нерівномірності руху привідних механізмів машин роликового формування / В. Ловейкін, К. Почка // Proceedings of International scientific-practical conference of young scientists «BUILD-MASTER-CLASS-2020». – Kyiv, KNUCA, 2020. – P. 264, 265.
206. Ловейкін В.С. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з механічним та рекуперативним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. Галузеве машинобудування. – 2005. – № 16. – С. 126-130.
207. Ловейкін В.С. Реалізація комбінованого режиму руху роликової формувальної установки за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Науковий вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДДМА, 2016. – № 3 (21Е). – С. 76-86.
208. Ловейкін В.С. Реалізація комплексного оптимального режиму руху роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник тез доповідей XV міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування» (23–27 березня 2015 року). Секції факультету конструювання та дизайну / НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2015. – С. 37-40.
209. Ловейкін В.С. Реалізація оптимальних режимів руху робочих органів машин з гідроприводом / В.С. Ловейкін // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей. – К.: КНУБА, МНС України; 2000. – № 4. – С. 100-105.
210. Ловейкін В.С. Реалізація оптимального динамічного режиму реверсування роликової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2015. – Вип. 86. – С. 34-41.

211. Ловейкін В.С. Реалізація оптимального динамічного режиму руху роликів формувальної установки з кулачковим приводним механізмом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник тез доповідей конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів Технічного ННІ НУБіП України (березень 2010 року). – К.: НУБіПУ, 2010. – С. 22, 23.
212. Ловейкін В.С. Реалізація оптимального режиму реверсування роликів формувальної установки за прискоренням третього порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, А.В. Ловейкін // *Машинобудування*. – Харків: УПА, 2015. – № 16. – С. 67-78.
213. Ловейкін В.С. Реалізація оптимального режиму реверсування роликів формувальної установки за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Науковий вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. – Краматорськ: ДДМА, 2017. – № 1 (22Е). – С. 57-69.
214. Ловейкін В.С. Реалізація оптимального режиму руху за прискоренням третього порядку роликів формувальної установки з кулачковим приводним механізмом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, О.Б. Почка // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної онлайн конференції «Сучасні проблеми та перспективи розвитку машинобудування України», присвяченої 20-й річниці з дня створення факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К.: НУБіП України, 2021. – С. 270-273.
215. Ловейкін В.С. Реалізація оптимального ривкового режиму реверсування роликів формувальної установки. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *Робоча програма та тези доповідей Першої Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених, аспірантів і студентів «Буд-Майстер-Клас-2015»* – К.: КНУБА, 2015. – С. 158.
216. Ловейкін В.С. Реалізація режиму реверсування роликів формувальної установки за прискоренням третього порядку з оптимальними значеннями крайових прискорень / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів*

- та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: Національний транспортний університет, 2020. – С. 32.
217. Ловейкін В.С. Реалізація ривкового режиму реверсування роликової формувальної установки з оптимальними крайовими умовами / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Аграрна наука, освіта, виробництво: європейський досвід для України: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 17-18 листопада 2015 р. – Житомир: ЖНАЕУ, 2015. – С. 49-55.
218. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.
219. Ловейкін В.С. Результати роботи наукового напрямку «Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин» / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, В.Т. Бажан, Д.А. Паламарчук, Д.О. Міщук, О.Г. Шевчук, Г.В. Шумілов // Техніка будівництва. – 2012. – № 29. – С. 4-10.
220. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роликової формувальної установки з врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Вип. 80. – 2005. – С. 346-356.
221. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В.С. Ловейкін, В.П. Ковбаса, К.І. Почка // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1, Том 2. – С. 16-23.
222. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – 2003. – № 14. – С. 27-37.
223. Ловейкін В.С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим динамічним режимом руху / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Науковий вісник Національного університету

- біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2016. – Вип. 241. – С. 58-66.
224. Ловейкін В.С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим режимом руху / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – № 33. – 2014. – С. 11-17.
225. Ловейкін В.С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з оптимальним динамічним режимом руху / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – № 22. – 2009. – С. 16-18.
226. Ловейкін В.С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з оптимальним ривковим режимом руху / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. – Сб. научных трудов № 57. – Днепропетровск: ПГСА, 2010. – С. 185-188.
227. Ловейкін В.С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з оптимальним режимом руху за прискоренням четвертого порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2016. – Вип. 50. – С. 77-83.
228. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху вібраційних машин в будівельній індустрії / В.С. Ловейкін // Доклады I Всеукраинской НТК «Прогрессивные технологии и машины для производства стойматериалов, изделий и конструкций». – Полтава, 1996. – С. 8-12.
229. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів і машин у перехідних процесах / В.С. Ловейкін // Машинознавство, 2001. – № 8 (50). – С. 17-20.
230. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механічних систем / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров // Доповіді НАН України. – 1997. – № 7. – С. 14-21.

231. Ловейкін В.С. Синтез оптимального за швидкістю режиму повороту екскаватора / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1996. – № 50. – С. 17-21.
232. Ловейкін В.С. Теоретичні дослідження динаміки тримасових ударно-вібраційних ущільнюючих машин з гідроприводом / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, А.Т. Свідерський // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. – № 54. – С. 60-63.
233. Ловейкін В.С. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник. / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка. – Ніжин: Міланік, 2007. – 140 с.
234. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: навчальний посібник / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
235. Ловейкін В.С. Фундаментальний аналіз та оптимізація режимів пуску крокових двигунів / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, К.І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2011. – Вип. 166, ч. 1. – С. 54-66.
236. Ловейкін В.С. Якісне дослідження рівняння руху та стійкості стану рівноваги роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, К.І. Почка, М.Г. Діктерук // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту. – Вип. 27. – 2011. – С. 162-170.
237. Лурье А.И. Теория упругости. / А.И. Лурье – М.: Наука, 1970. – 940 с.
238. Макаров П.А. Формовочные установки для производства многопустотных железобетонных изделий / П.А. Макаров, Е.С. Цейтлин. – М.: Машгиз. – 1961. – 172 с.
239. Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин. / Ш.Ф. Марголин. – Минск: «Вишэйшая школа», 1968. – 359 с.
240. Мартинюк І.Ю. Створення установки для ущільнення сумішей при виготовленні контрольних зразків бетону: автореф. дис. на здобуття наук.

- ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.02 «Машины для производства строительных материалов и конструкций» / І.Ю. Мартинюк. – Київ, 2015. – 23 с.
241. Маслов А.Г. Исследование вибрационных площадок с двухчастотными пространственными колебаниями / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Вып. 38 – Харьков, 2007. – С. 39-44.
242. Маслов А.Г. Исследование виброплощадки для уплотнения цементобетонных смесей горизонтально направленными колебаниями и пригрузом / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин // Интерстроймех 2007: материалы международной научно-технической конференции, 11-14 сентября 2007 г. Самара / Самарск. гос. арх.-строит. ун-т. Самара, 2007. – С. 189-196.
243. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона / [И.И. Назаренко, В.А. Пенчук, В.Н. Гарнец и др.]. – К.: Будівельник, 1988. – 192 с.
244. Міщук Д.О. Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ» / Д.О. Міщук. – Київ, 2013. – 23 с.
245. Назаренко И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины / И.И. Назаренко. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1988. – 140 с.
246. Назаренко И.И. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона. Монография / И.И. Назаренко, В.А. Пенчук, В.Н. Гарнец, Ф.Ф. Бондаренко. – К.: Будивельник, 1988. – 168 с.
247. Назаренко И.И. Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования / И.И. Назаренко, В.С. Ловейкин, В.Н. Гарнец // Горные, строительные и дорожные машины. – 1992. – № 46. – С. 19-25.
248. Назаренко И.И. Перспективные направления создания и совершенствования уплотняющих машин в строительстве / И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: О-во «Знание» УССР, 1987. – 16 с.

249. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И.И. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
250. Назаренко И.И. Строительные машины и оборудование / И.И. Назаренко, А.А. Кархов. – К.: Вища школа, 1986. – 277 с.
251. Назаренко І.І. Високоєфективні машини для виготовлення виробів із бетонних сумішей / І.І. Назаренко, В.М. Гарнець, Ю.О. Баранов, В.А. Омельченко, А.Т. Свідерський, М.М. Ручинський // Техніка будівництва. – 2001. – № 9. – С. 10-12.
252. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
253. Назаренко І.І. Машини і обладнання технологічних процесів (історія, наукові досягнення та напрямки діяльності) / І.І. Назаренко // Техніка будівництва. – № 17. – 2005. – С. 4-13.
254. Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: Вища школа, 2004. – 590 с.
255. Назаренко І.І. Методика досліджень загальної динамічної моделі «технологічна машина для будівельної індустрії – оброблюване середовище» / І.І. Назаренко, М.П. Нестеренко // Техніка будівництва. – № 34. – 2015. – С. 4-11.
256. Назаренко І.І. Огляд та оцінка конструктивних та технологічних параметрів установок для формування багатопустотних плит / І.І. Назаренко, А.Т. Свідерський, М.М. Ручинський, А.М. Шепелюк // Техніка будівництва. – № 23. – 2009. – С. 30-37.
257. Назаренко І.І. Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами. / І.І. Назаренко, В.М. Смірнов, Л.Є. Пелевін, А.В. Фомін, А.Т. Свідерський, О.О. Костенюк, М.М. Ручинський, О.П. Дедов, О.М. Гаркавенко, І.Ю. Мартинюк. – К.: МП Леся, 2013. – 188 с.
258. Неклюдов М.К. Механизация уплотнения грунтов / М.К. Неклюдов. – М.: Стойиздат, 1985. – 167 с.

259. Неклюдов М.К. Механизированное уплотнение грунтов / М.К. Неклюдов. – М.: Госстройиздат, 1960. – 143 с.
260. Нетеса Н.И. Исследование напряжённого состояния бетонной смеси при роликовом прессовании / Н.И. Нетеса, Ю.Л. Заяц, В.И. Шинкаренко // Существование процесса уплотнения сборного железобетона применяемого для железнодорожного строительства. – ДИИТ, 1988. – С. 21-23.
261. Онищенко О.Г. Будівельна техніка / О.Г. Онищенко, І.І. Назаренко, В.Л. Баладінський. – Київ-Полтава, ПДТУ, 2001. – 463 с.
262. Паламарчук Д.А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Д.А. Паламарчук. – Київ, 2013. – 25 с.
263. Патент України на винахід № 30776, МПК В28В 13/02. Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко (Україна); заявник і патентовласник Гарнець В.М., Зайченко С.В., № 98 062832; заявл. 01.06.1998; опубл. 15.12.2000, Бюл. № 7.
264. Патент України на винахід № 33971, МПК В28В 13/02. Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко (Україна); заявник і патентовласник Гарнець В.М., Зайченко С.В., № 99 052546; заявл. 05.05.1999; опубл. 15.02.2001, Бюл. № 1.
265. Патент України на винахід № 67091, МПК В28В 13/02. Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, В.М. Гарнець, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Науково-дослідний інститут будівельно-дорожньої і інженерної техніки, № 2003 076371; заявл. 08.07.2003; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
266. Патент України на винахід № 70490, МПК В28В 13/02. Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, В.М. Гарнець, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Науково-дослідний інститут будівельно-дорожньої і інженерної техніки, № 2003 1110056; заявл. 07.11.2003; опубл. 15.10.2004, Бюл. № 10.

267. Патент України на винахід № 70523, МПК В28В 13/02. Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, В.М. Гарнець, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Науково-дослідний інститут будівельно-дорожньої і інженерної техніки, № 2003 1110814; заявл. 28.11.2003; опубл. 15.10.2004, Бюл. № 10.
268. Патент України на винахід № 105744, МПК В28В 13/00 (2014.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № а 2013 09305; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11.
269. Патент України на корисну модель № 7461, МПК В28В 13/02. Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № 2004 1210695; заявл. 24.12.2004; опубл. 15.06.2005, Бюл. № 6.
270. Патент України на корисну модель № 7884, МПК В28В 13/02. Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка, В.М. Бичевський (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № 2004 1209993; заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
271. Патент України на корисну модель № 9675, МПК В28В 13/02. Установа для формування виробів із сипких вологих сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № и 2005 02004; заявл. 04.03.2005; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10.
272. Патент України на корисну модель № 10414, МПК В28В 13/02. Установа з гідроприводом для роликового формування плоских виробів / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, В.М. Гарнець, К.І. Почка, Т.В. Шевченко (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № и 2005 03882; заявл. 25.04.2005; опубл. 15.11.2005, Бюл. № 11.

273. Патент України на корисну модель № 10711, МПК В28В 13/02. Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2005 05494; заявл. 08.06.2005; опубл. 15.11.2005, Бюл. № 11.
274. Патент України на корисну модель № 12135, МПК В28В 13/02. Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2005 07785; заявл. 05.08.2005; опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1.
275. Патент України на корисну модель № 15814, МПК В28В 13/00 (2006). Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2006 00735; заявл. 27.01.2006; опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7.
276. Патент України на корисну модель № 16778, МПК В28В 13/00 (2006). Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2006 02817; заявл. 16.03.2006; опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8.
277. Патент України на корисну модель № 21888, МПК В28В 13/00 (2006). Установка для роликового формування плоских залізобетонних виробів з керованим гідроприводом / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2006 10497; заявл. 03.10.2006; опубл. 10.04.2007, Бюл. № 4.
278. Патент України на корисну модель № 26999, МПК В28В 13/00 (2006). Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2007 06711; заявл. 15.06.2007; опубл. 10.10.2007, Бюл. № 16.

279. Патент України на корисну модель № 27447, МПК В28В 13/00 (2006).
Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей /
В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2007 08595; заявл. 26.07.2007; опубл. 25.10.2007, Бюл. № 17.
280. Патент України на корисну модель № 28047, МПК В28В 13/00 (2006).
Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей /
В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № у 2007 07475; заявл. 03.07.2007; опубл. 26.11.2007, Бюл. № 19.
281. Патент України на корисну модель № 32838, МПК В28В 13/00 (2006).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
В.Ф. Ярошенко, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний аграрний університет, № 2004 1108955; заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
282. Патент України на корисну модель № 50031, МПК В28В 13/00 (2009).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний університет будівництва і архітектури, № у 2009 11442; заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
283. Патент України на корисну модель № 50032, МПК В28В 13/00 (2009).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний університет будівництва і архітектури, № у 2009 11443; заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
284. Патент України на корисну модель № 53483, МПК В28В 13/00 (2009).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний університет будівництва і архітектури, № у 2010 03748; заявл. 01.04.2010; опубл. 11.10.2010, Бюл. № 19.

285. Патент України на корисну модель № 54675, МПК В28В 13/00 (2009).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2010 03750; заявл.
01.04.2010; опубл. 25.11.2010, Бюл. № 22.
286. Патент України на корисну модель № 100934, МПК В28В 13/00 (2015.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2015 02916; заявл.
30.03.2015; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 15.
287. Патент України на корисну модель № 101386, МПК В28В 13/00 (2015.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2015 02416; заявл.
18.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17.
288. Патент України на корисну модель № 101387, МПК В28В 13/00,
F16H 25/00 (2015.01). Установка для формування виробів з бетонних су-
мішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
№ у 2015 02417; заявл. 18.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17.
289. Патент України на корисну модель № 101388, МПК В28В 13/00,
F16H 25/00 (2015.01). Установка для формування виробів з бетонних су-
мішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
№ у 2015 02418; заявл. 18.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17.
290. Патент України на корисну модель № 102628, МПК В28В 13/00 (2015.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2015 04419; заявл.
06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.

291. Патент України на корисну модель № 102629, МПК В28В 13/00 (2015.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2015 04421; заявл. 06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.
292. Патент України на корисну модель № 102630, МПК В28В 13/00 (2015.01), Е01С 19/30 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2015 04422; заявл. 06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.
293. Патент України на корисну модель № 105005, МПК В28В 13/00 (2016.01), В28В 1/08 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2015 09652; заявл. 06.10.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
294. Патент України на корисну модель № 105006, МПК В28В 13/00 (2016.01), В28В 1/08 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2015 09654; заявл. 06.10.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
295. Патент України на корисну модель № 105007, МПК В28В 13/00 (2016.01), В28В 1/08 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2015 09655; заявл. 06.10.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
296. Патент України на корисну модель № 107072, МПК В28В 13/00 (2016.01), В28В 1/08 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2015 09656; заявл. 06.10.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10.

297. Патент України на корисну модель № 108779, МПК В28В 13/00, F16Н 25/00 (2016.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2016 01909; заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
298. Патент України на корисну модель № 108780, МПК В28В 13/00, F16Н 25/00 (2016.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2016 01910; заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
299. Патент України на корисну модель № 110234, МПК В28В 13/00 (2016.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2016 05170; заявл. 12.05.2016; опубл. 26.09.2016, Бюл. № 18.
300. Патент України на корисну модель № 110580, МПК В28В 13/00 (2016.01), В28В 3/12 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2016 05167; заявл. 12.05.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.
301. Патент України на корисну модель № 110581, МПК В28В 13/00 (2016.01), В28В 3/12 (2006.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2016 05168; заявл. 12.05.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.
302. Патент України на корисну модель № 110582, МПК В28В 13/00 (2016.01). Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України, № у 2016 05169; заявл. 12.05.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

303. Патент України на корисну модель № 111601, МПК В28В 13/02 (2006.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06554; заявл.
15.06.2016; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 21.
304. Патент України на корисну модель № 111989, МПК В28В 13/02 (2006.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06553; заявл.
15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.
305. Патент України на корисну модель № 111990, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06555; заявл.
15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.
306. Патент України на корисну модель № 111991, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06556; заявл.
15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.
307. Патент України на корисну модель № 111992, МПК В28В 13/00 (2016.01),
В28В 1/04 (2006.01). Установка для формування виробів з бетонних су-
мішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
№ у 2016 06557; заявл. 15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.
308. Патент України на корисну модель № 111993, МПК В28В 13/00 (2016.01),
В28В 1/04 (2006.01). Установка для формування виробів з бетонних су-
мішей / В.С. Ловейкін, К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
№ у 2016 06558; заявл. 15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.

309. Патент України на корисну модель № 111995, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06562; заявл.
15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.
310. Патент України на корисну модель № 111996, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06564; заявл.
15.06.2016; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.
311. Патент України на корисну модель № 112325, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06559; заявл.
15.06.2016; опубл. 12.12.2016, Бюл. № 23.
312. Патент України на корисну модель № 112326, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06560; заявл.
15.06.2016; опубл. 12.12.2016, Бюл. № 23.
313. Патент України на корисну модель № 112327, МПК В28В 13/00 (2016.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Національний університет
біоресурсів і природокористування України, № у 2016 06563; заявл.
15.06.2016; опубл. 12.12.2016, Бюл. № 23.
314. Патент України на корисну модель № 130360, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05244; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.

315. Патент України на корисну модель № 130361, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05245; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
316. Патент України на корисну модель № 130362, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05246; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
317. Патент України на корисну модель № 130363, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05247; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
318. Патент України на корисну модель № 130364, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05248; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
319. Патент України на корисну модель № 130365, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05249; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
320. Патент України на корисну модель № 130366, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05250; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.

321. Патент України на корисну модель № 130367, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05251; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
322. Патент України на корисну модель № 130368, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05252; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
323. Патент України на корисну модель № 130369, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05253; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
324. Патент України на корисну модель № 130370, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05254; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
325. Патент України на корисну модель № 130371, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05255; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
326. Патент України на корисну модель № 130372, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05256; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.

327. Патент України на корисну модель № 130373, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05257; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
328. Патент України на корисну модель № 130374, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05258; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
329. Патент України на корисну модель № 130375, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05259; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
330. Патент України на корисну модель № 130376, МПК В28В 13/00 (2018.01).
Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін,
К.І. Почка (Україна); заявник і патентовласник Київський національний
університет будівництва і архітектури, № у 2018 05260; заявл.
14.05.2018; опубл. 10.12.2018, Бюл. № 23.
331. Полак Л.С. Вариационные принципы механики, их развитие и применения
в физике / Л.С. Полак. – М.: Физматгиз, 1960. – 600 с.
332. Половинкин А.И. Законы строения и развития техники (постановка про-
блемы и гипотезы) / А.И. Половинкин. – Волгоград: Волгоградский по-
литехнический институт, 1985. – 202 с.
333. Полянин А.Д. Справочник по линейным уравнениям математической
физики / А.Д. Полянин. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 576 с.
334. Почка К.І. Динамічна оптимізація машин роликового формування ви-
робів з будівельних сумішей: дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. на-
ук: спец. 05.05.02 «Машини для виробництва будівельних матеріалів і
конструкцій» / К.І. Почка. – Київ, 2019. – 577 с.

335. Почка К.І. Динамічна оптимізація режиму реверсування роlikової формувальної установки / К.І. Почка // Збірник тез доповідей 75-ї науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (15-18 квітня 2014 р.). Секції: Створення, удосконалення та експлуатація будівельної техніки, заходів автоматизації і роботизації. Психолого-педагогічні основи професійного навчання. – К.: КНУБА, кафедра ОПН, 2014. – С. 41, 42.
336. Почка К.І. Дослідження динаміки машин роlikового ущільнення будівельних сумішей із врахуванням дисипативних властивостей приводного механізму / К.І. Почка // Збірник тез доповідей XVIII Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (22-23 березня 2018 року). – К.: НУБіП України, 2018. – С. 29-31.
337. Почка К.І. Методи зниження нерівномірності руху роlikових формувальних установок / К.І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів КНУБА: тези доповідей. – В 2-х частинах. – Ч. 1. – К.: КНУБА, 2009. – С.80.
338. Почка К.І. Реалізація комплексного оптимального режиму руху роlikової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом / К.І. Почка // Збірник тез доповідей II-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку» (7-8 листопада 2019 року) – К.: НУБіП України, 2019. – С. 190-192.
339. Почка К.І. Реалізація оптимального енергетичного закону руху роlikової формувальної установки / К.І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів КНУБА: тези доповідей. – В 2-х частинах. – Ч.1. – К.: КНУБА, 2012. – С.131, 132.
340. Почка К.І. Реалізація оптимального ривкового режиму руху роlikової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом / К.І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студен-

- тів КНУБА: тези доповідей. – В 2-х частинах. – Ч.1. – К.: КНУБА, 2010. – С.123.
341. Почка К.І. Розробка та аналіз роlikової формувальної установки з рекуперативним приводом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.02 «Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» / К.І. Почка. – Київ, 2008. – 24 с.
342. Почка К.І. Силовий аналіз роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / К.І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів КНУБА: тези доповідей. – В 2-х частинах. – Ч.1. – К.: КНУБА, 2011. – С.75.
343. Приходько Я.С. Взаємоузгодженість роботи механізмів при роlikо-екструзійному формуванні багатопустотних виробів. / Я.С. Приходько, В.М. Гарнець // Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – № 1 (31). – С. 305-310.
344. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 1. Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М.: Мир, 1986. – 352 с.
345. Рекомендации по изготовлению железобетонных изделий методом роlikового формования. – М.: НИИЖБ Госстроя СССР. – 1983.
346. Розенбойм Л.С. Малая механизация бетонных работ / Л.С. Розенбойм. – М.: Стройиздат, 1984. – 85 с.
347. Руденко И.Ф. Методические рекомендации по технологии роlikового формования / И.Ф. Руденко, В.Н. Кузин, А.И. Шклярова и др. – М.: ЦМИПКС, 1987. – 35 с.
348. Ручинський М.М. Оцінка фізичних та математичних моделей ущільнення бетонної суміші при формуванні горизонтальних поверхонь / М.М. Ручинський, А.В. Запривода // Теорія і практика будівництва. – 2015. – № 15. – С. 26-28.
349. Рюшин В.Т. Аналитическое описание роlikового формования бетона / В.Т. Рюшин, Ю.В. Човнюк // Новые технологические процессы при производстве сборного железобетона: Сб. Трудов НИИСП. – Киев, 1981. – С. 67-70.

350. Рюшин В.Т. Разработка рабочего процесса и методики расчета машин роликового формования железобетонных смесей: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные и строительные машины» / В.Т. Рюшин. – Киев, 1986. – 20 с.
351. Сапожников М.Я. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий / М.Я. Сапожников. – М.: Машиностроение, 1962. – 190 с.
352. Селиванова С.А. О назначении составов бетона роликового формования / С.А. Селиванова, В.Н. Кузин // Сб. научн. трудов «Исследование и практика заводского производства железобетона». – Москва, 1982. – С. 91-98.
353. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси / В.И. Сивко. – К.: Вища школа, 1987. – 168 с.
354. Сівко В.Й. Динамічна математична модель робочого процесу формування залізобетонних виробів / В.Й. Сівко, М.П. Кузьмінець // Техніка будівництва. – 2012. – № 28. – С. 41-45.
355. Сівко В.Й. Методика дослідження взаємодії гнучких робочих органів з ущільнюючою сумішшю / В.Й. Сівко, О.О. Омельченко // Техніка будівництва. – 2004. – № 15. – С. 49-54.
356. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів / В.Й. Сівко. – К.: ІСДО, 1994. – 359 с.
357. Сівко В.Й. Напружено-деформований стан будівельних матеріалів у технологічних процесах виробництва / В.Й. Сівко, М.П. Кузьмінець // Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – № 23. – С. 132-138.
358. Сівко В.Й. Прикладна механіка робочих процесів машин: Монографія / В.Й. Сівко, М.П. Кузьмінець. – К.: НТУ, 2009. – 349 с.
359. Соколов В.А. Самоходные дорожные катки: учебное пособие / В.А. Соколов, А.Н. Новиков. – М.: Высшая школа, 1985. – 215 с.
360. Суриянинов Н.Г. Теоретические основы динамики машин / Н.Г. Суриянинов, А.Ф. Дашенко, П.А. Белоус. – О.: ОГПУ, 2000. – 302 с.

361. Тарасенко Ф.П. Прикладной системный анализ / Ф.П. Тарасенко. – Томск: Издательство Томского университета, 2004. – 186 с.
362. Тышкевич В.А. Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников / В.А. Тышкевич // Анализ и синтез механизмов. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 70-95.
363. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната [Под редакцией действительного члена Академии наук УССР Г.Н. Савина] / Ф.В. Флоринский. – М.: Углетехиздат, 1955. – 240 с.
364. Хархута Н.Я. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог / Н.Я. Хархута, Ю.М. Васильев – М.: Транспорт, 1975. – 257 с.
365. Хархута Н.Я. Дорожные машины / Н.Я. Хархута, М.И. Капустин, В.П. Семенов, И.М. Эвентов. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.
366. Хархута Н.Я. Дорожные машины / Н.Я. Хархута. – Л.: Машиностроение, 1976. – 470 с.
367. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов / Н.Я. Хархута. – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
368. Чикуров Н.Г. Моделирование технических систем / Н.Г. Чикуров – Уфа: УГАТУ 2009. – 357 с.
369. Човнюк Ю.В. Вдосконалення методів планування оптимальних згладжених траєкторій руху будівельних/промислових роботів (маніпуляторів) у просторі приєднаних змінних / Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2012. – Вип. 46. – С. 118-128.
370. Човнюк Ю.В. Концептуальні основи оптимізації режимів пуску/гальмування механічних (кранових) систем з одним ступенем вільності руху / Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2014. – Вип. 48. – С. 124-133.

371. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа, 1985. – 168 с.
372. Шаленко В.О. Обґрунтування параметрів поверхневих ковзних віброушільнювачів бетоноформувань агрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.02 «Машины для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» / В.О. Шаленко. – Київ, 2016. – 22 с.
373. Шевчук О.Г. Оптимізація режиму зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О.Г. Шевчук. – Київ, 2016. – 25 с.
374. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов / А.Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
375. Шинкаренко В.И. Совершенствование процессов роликового формования мелкозернистых бетонных смесей: Дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные и строительные машины» / В.И. Шинкаренко. – Днепропетровск, 1989. – 305 с.
376. 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.
377. Яковенко В.Б. Параметрическая оптимизация в проектных расчетах машин для производства строительных материалов / В.Б. Яковенко // Техніка будівництва. – № 32. – 2014. – С. 50-53.
378. Hambleton J. Development of improved test rolling methods for roadway embankment construction / J. Hambleton, A. Drescher // University of Minnesota Department of Civil Engineering. – Minnesota, 2008. – 287 с.
379. Zaichenko S. Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. / S. Zaichenko, V. Shalenko, N. Shevchuk, V. Vapnichna // Eastern-European J. Enterprise Technologies, 2017. – Vol. 3/9 (87). – P. 19-25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.

380. Loveikin V.S. Dynamic balancing of roller forming unit drive / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, M.O. Prystailo, M.M. Balaka, O.B. Pochka // Опір матеріалів і теорія споруд. – К.: НУБА, 2021. – Вип. 107. – С. 140-158.
381. Loveikin V.S. Impact of cranks displacement angle on the motion non-uniformity of roller forming unit with energybalanced drive / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, M.O. Prystailo, M.M. Balaka, O.B. Pochka // Опір матеріалів і теорія споруд. – К.: НУБА, 2021. – Вип. 106. – С. 141-155. – DOI: <https://doi.org/10.32347/2410-2547.2021.106.141-155>.
382. Loveikin V.S. Modeling Roller Forming Unit Dynamic Analysis with Energy Balanced Drive Dissipative Properties Taken into Account / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, Yu.O. Romasevych // Проблеми машинобудування. – 2018. – Т. 21, № 2. – С. 32-44.
383. Loveikin V. Optimization of constructional parameters of the driving mechanism of roller forming installation with the balanced drive / V. Loveikin, K. Pochka // Working program and proceedings International scientific-practical conference of young scientists “BUILD-MASTER-CLASS-2016”. – Kyiv, KNUCA, 2016. – P. 185,186.
384. Loveikin V. Realization of Optimum Mode of Movement of Roller Forming Installation On Acceleration of Fourth Order / Vyacheslav Loveikin, Konstantin Pochka // ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. – 2018. – Vol. 18. No 1. – P. 33-42.
385. Loveikin V. Realization of optimum breakthrough mode of reversal of roller forming installation / Vyacheslav Loveikin, Konstantin Pochka // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2017. – Vol. 19, No 3. – P. 25-31.
386. Loveikin V. Realization of optimum mode of movement of roller forming installation on acceleration of fourth order / V. Loveikin, K. Pochka // Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. – Kyiv. Ukraine. – 2018. – Vol. 9, No. 2. – P. 19-26. doi.org/10.31548/me2018.02.019.

387. Loveikin V. Realization of the combined mode of the movement of roller forming installation on acceleration of the fourth order. / V. Loveikin, K. Pochka // Working program and proceedings International scientific-practical conference of young scientists "BUILD-MASTER-CLASS-2017". – Kyiv, KNUCA, 2017. – P. 273, 274.
388. Loveikin V. Synthesis of Cam Drive Mechanism of Roller of Molding Installation with Combined Regime of Accelerated Motion of Fourth Order. / Vyacheslav Loveikin, Konstantin Pochka, Juriy Loveikin // TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. – 2018. – Vol. 18. No 2. – P. 5-14.
389. Loveikin V.S. Substantiation of boundary accelerations of roller forming unit optimal reversal mode according to fourthorder acceleration / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, N.A. Pristaylo, O.B. Pochka // Проблеми машинобудування. – 2019. – Т. 22, № 1. – С. 38-52.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИН ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВИРОБІВ З БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ	6
1.1. Огляд машин для виробництва плоских залізобетонних виробів	6
1.2. Аналіз конструкцій і параметрів машин роликowego формування виробів з будівельних сумішей	10
1.3. Огляд приводів машин роликowego формування	16
1.4. Аналіз методів динамічної оптимізації механічних систем	29
1.5. Постановка задачі дослідження	32
РОЗДІЛ 2. СИНТЕЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ	34
2.1. Синтез роликowego формувальної установки з рекупераційним приводом	34
2.2. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роликowego формувальної установки з рекупераційним приводом	46
2.3. Синтез роликowego формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	58
2.4. Синтез роликowego формувальної установки з врівноваженим приводом	69
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ	73
3.1. Динамічний аналіз роликowego формувальної установки з рекупераційним приводом	73
3.1.1. Визначення кінетичної енергії установки	73
3.1.2. Визначення моментів сил опору	80

3.2. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	92
3.2.1. Визначення кінетичної енергії установки	92
3.2.2. Визначення моментів сил опору	94
3.3. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	98
3.3.1. Визначення кінетичної енергії установки	98
3.3.2. Визначення моментів сил опору	99
3.4. Порівняльний аналіз динаміки роlikової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами	103
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	
4.1. Оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	109
4.2. Оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	114
4.3. Оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	118
РОЗДІЛ 5. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	
5.1. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	123
5.2. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	129
5.3. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	135

5.4. Порівняльний аналіз визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами	142
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

РОЗДІЛ 6. АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ МАШИН

РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	144
6.1. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом	144
6.2. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом	154
6.3. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	168
6.4. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом	177
6.5. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами	187
6.6. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення	189
6.7. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з гідромеханічним приводом	192

РОЗДІЛ 7. ДИНАМІКА МАШИН РОЛИКОВОГО

ФОРМУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ	
ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРИВІДНИХ МЕХАНІЗМІВ	201
7.1. Динаміка роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей кривошипно-шатунного приводу	201
7.2. Динаміка роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей рекупераційного приводу	212

7.3. Динаміка роlikової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей енергетично врівноваженого приводу .	230
7.4. Динаміка роlikової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводу	247
7.5. Порівняльний аналіз динаміки машин роlikового формування із врахуванням дисипативних властивостей привідних механізмів	265
РОЗДІЛ 8. ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	270
8.1. Динамічне зрівноваження привідного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	270
8.2. Динамічне зрівноваження привідного механізму роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом ...	282
8.3. Динамічне зрівноваження привідного механізму роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	288
8.4. Аналіз динамічного зрівноваження привідних механізмів роlikової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами	295
РОЗДІЛ 9. ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	299
9.1. Програма експериментальних досліджень	299
9.2. Побудова фізичної моделі роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	299
9.2.1. Визначення параметрів фізичної моделі	300
9.2.2. Розробка конструкції фізичної моделі	303
9.3. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення параметрів фізичної моделі	305
9.4. Планування експерименту та методика обробки даних експериментальних досліджень	312

9.5. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі	315
9.5.1. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок	315
9.5.2. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки	318
9.6. Результати експериментальних досліджень режимів руху	321
9.7. Результати експериментальних досліджень силових навантажень ...	326
9.8. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів дослідження режимів руху фізичної моделі	333
РОЗДІЛ 10. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	337
10.1. Рекомендації з удосконалення приводу машин роликового формування	337
10.2. Рекомендації з удосконалення елементів машин роликового формування	344
10.3. Розрахунок економічної ефективності	361
Висновки	370
Список літератури	374

Наукове видання

ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович
ПОЧКА Костянтин Іванович
РОМАСЕВИЧ Юрій Олександрович

ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

Монографія

Видання друге, виправлене та доповнене

Комп'ютерна верстка *К.І. Почки*

Формат 60×84 1/16. Тираж 300 пр. Ум. друк. арк. 29,9. Зам. № 23.

Видавець і виготовлювач ТОВ «ЦП «КОМПРИНТ»

03150, Київ, вул. Предславинська, 28

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 4131 від 04.08.2011 р.